

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA DE PRODUÇÃO

**Projeto de parâmetros robustos para um sistema de
refrigeração utilizando arranjo combinado de
superfície de resposta**

Patrícia Agnes Pereira da Silva

Itajubá, setembro de 2016

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA DE PRODUÇÃO

Patrícia Agnes Pereira da Silva

**Projeto de parâmetros robustos para um sistema de
refrigeração utilizando arranjo combinado de
superfície de resposta**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção como parte dos requisitos para obtenção do título de *Mestre em Ciências em Engenharia de Produção*.

Área de Concentração: Modelagem, Otimização e Controle

Orientador: Prof. Dr. José Henrique de Freitas Gomes

Coorientador: Prof. Dr. Flávio Vasconcelos da Silva

Itajubá, setembro de 2016

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA DE PRODUÇÃO

Patrícia Agnes Pereira da Silva

**Projeto de parâmetros robustos para um sistema de
refrigeração utilizando arranjo combinado de
superfície de resposta**

Dissertação aprovada por banca examinadora em 19 de setembro de 2016, conferindo ao autor o título de *Mestre em Ciências em Engenharia de Produção*.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Messias Borges Silva (EEL - USP)

Prof. Dr. Anderson Paulo de Paiva (UNIFEI)

Prof. Dr. Flávio Vasconcelos da Silva (Coorientador - UNICAMP)

Prof. Dr. José Henrique de Freitas Gomes (Orientador)

Itajubá, setembro de 2016

Dedico este trabalho aos meus pais, com os quais aprendi que não há conquista que resista ao esforço, dedicação e persistência. E a minha prima Renata, que me apoiou neste trabalho e tornou-se minha companheira e amiga nesta jornada.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por iluminar meus passos e me dar forças, colocando as pessoas certas em meu caminho nos momentos oportunos; anjos estes que tanto me ajudaram no desenvolvimento deste trabalho.

À minha família e ao meu namorado Henrique Zaninelli pelo apoio, compreensão e carinho.

Ao professor José Henrique de Freitas Gomes, pela orientação, pelas importantes contribuições a este trabalho, e principalmente, pela amizade, incentivo, disponibilidade, pela enorme dedicação e paciência.

Ao professor Flávio Vasconcelos da Silva, pela ajuda e por permitir o acesso ao laboratório para realização da coleta de dados.

A todos os professores do Programa de Mestrado em Engenharia de Produção e em Engenharia Mecânica da UNIFEI, que tanto colaboraram para a minha formação. Em especial aos professores Anderson Paulo de Paiva e Osvaldo José Venturini que me introduziram com excelência aos principais temas abordados neste trabalho.

A minha prima Renata Ferreira, pela amizade, apoio, companheirismo e pelas orientações que tanto contribuíram para minha formação.

Às minhas amigas e colegas, Gabriele Lacerda, Gabriella Trotta, Bruna Brandão, Luana Fortes, e ao meu primo Alan Silveira, por me hospedarem e me ajudarem em Campinas durante a coleta de dados.

Aos colegas da RVT Energia e da UNICAMP, em especial Tarcísio Soares Siqueira Dantas, pela importante ajuda e contribuição a este trabalho, estando sempre disposto a ajudar e esclarecendo todas as dúvidas referentes ao laboratório.

Aos colegas de pós-graduação, em especial aos meus queridos amigos Taynara, Elisa, Julio, David, Harlenn pela convivência, amizade e apoio.

À FAPEMIG, CAPES, CNPq e FAPESP, pelo apoio financeiro.

RESUMO

Equipamentos de refrigeração industrial são utilizados por diversas empresas industriais e comerciais, desde pequenos restaurantes e lanchonetes para conservação de alimentos e bebidas em câmaras frias até grandes indústrias de alimentos e bebidas ou químicas. É comumente observado que os sistemas de refrigeração são responsáveis por uma grande quantidade de consumo de energia elétrica em muitas plantas. Em alguns setores, principalmente alimentos, bebidas, produtos químicos é o processo que representa uma parte significativa dos custos globais de energia local. Neste contexto, este trabalho teve como objetivo a otimização de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, construído em laboratório. Buscou-se identificar a combinação ótima dos parâmetros que oferecessem os melhores resultados quanto à eficiência energética. Os parâmetros do processo analisados foram a frequência do compressor, a frequência da bomba do evaporador e a frequência da bomba do condensador. As respostas analisadas incluíram a potência de compressão (W_c) e o coeficiente de performance do sistema (COP), sob a influência da carga térmica, como ruído. Para a obtenção dos resultados ótimos, utilizou-se um método experimental dividido em duas fases: Metodologia de Superfície de Resposta para o planejamento dos experimentos, coleta dos dados e análise dos efeitos dos parâmetros e otimização robusta do processo, utilizando o conceito de Projeto de Parâmetros Robustos (PPR), Erro Quadrático Médio (EQM) e Método do Critério Global (MCG). Os resultados mostraram que os modelos matemáticos desenvolvidos para as respostas de interesse se caracterizaram como expressões de grande confiabilidade. Além disso, foi confirmado a influência significativa que a carga térmica tem sobre o coeficiente de performance do sistema. Com a realização da otimização, pôde-se obter resultados ótimos robustos, verificado pela confirmação dos resultados.

Palavras-chave: Refrigeração, Projeto de Parâmetro Robusto, Metodologia de Superfície de Resposta, Arranjo Combinado, Erro Quadrático Médio, Otimização.

ABSTRACT

Industrial refrigeration equipment are used for various industrial and commercial companies, from small restaurants and cafeterias for preserving food and drinks in cold chambers to large industries of food and beverage or chemical. It is commonly observed that the refrigeration systems are responsible for a large amount of electric power consumption in many plants. In some sectors, especially food, beverages, chemicals is the process that is a significant part of the overall costs of local power. In this context, this study aimed to optimize a vapor compression refrigeration system, built in the laboratory. We attempted to identify the optimal combination of parameters that would provide the best results for energy efficiency. The analyzed process parameters were the frequency of the compressor, the frequency of evaporator pump and the frequency of the condenser pump. The analyzed responses included the compression power (W_c) and the coefficient of performance (COP) under the influence of thermal load, such as noise. To obtain the optimum results, we used an experimental method divided into two phases: Response Surface Methodology for the design of experiments, data collection and analysis of the effects of the parameters and robust optimization, using the concept of Robust Parameter Design (RPD), Mean Square Error (MSE) and Global Criterion Method (GCM). The results showed that the mathematical models developed for the responses of interest were characterized as highly reliable expressions. Moreover, it was confirmed the significant influence that the thermal load is on the coefficient of performance. Conducting the optimization, it was possible to get great robust results, verified by the confirmation of the results.

Keywords: Refrigeration, Robust Parameter Design, Response Surface Methodology, Combined Array Design, Mean Square Error, Optimization.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Representação básica de um sistema de refrigeração por compressão de vapor ...	7
Figura 2.2 – Ciclo teórico de refrigeração	9
Figura 2.3 – Diferenças entre o ciclo teórico e o real de refrigeração.....	10
Figura 2.4 – Processo de transferência de calor no evaporador para um ciclo teórico de refrigeração de compressão de vapor	11
Figura 2.5 – Processo de compressão no ciclo teórico de um sistema de refrigeração por compressão de vapor	12
Figura 2.6 – Processo de transferência de calor no condensador para um ciclo teórico de refrigeração de compressão de vapor	13
Figura 2.7 – Processo no dispositivo de expansão para um ciclo teórico de refrigeração de compressão de vapor	14
Figura 2.8 – Quantidade de publicações de 2005 a 2015 relacionada às pesquisas realizadas	17
Figura 2.9 – Classificação dos artigos quanto ao sistema de refrigeração estudado	18
Figura 2.10 – Classificação dos artigos quanto ao tipo de aplicação	19
Figura 2.11 – Classificação dos artigos quanto às respostas analisadas.....	20
Figura 2.12 – Classificação dos artigos quanto ao método de otimização	22
Figura 2.13 – Esquema geral de um modelo ou processo	24
Figura 2.14 – Arranjo composto central para três fatores	28
Figura 3.1 – Diagrama do objeto de estudo.....	37
Figura 3.2 – Planta experimental e os principais componentes.....	38
Figura 3.3 – Torre de resfriamento	39
Figura 3.4 – Diagrama da planta de refrigeração com seus principais componentes e sensores	41
Figura 3.5 – Método experimental – Fase 1: Arranjo Experimental.....	43
Figura 3.6 – Método experimental – Fase 2: Otimização Robusta	44
Figura 4.1 – Interface do software <i>Coolpack</i>	47

Figura 4.2 – Efeitos principais sobre a potência de compressão	55
Figura 4.3 – Efeitos principais sobre o coeficiente de performance	56
Figura 4.4 – Gráficos de interação e de superfície de resposta entre frequência da bomba do evaporador e frequência da bomba do condensador sobre a potência de compressão ($FC = 53$ Hz; $CT = 3500$ W)	57
Figura 4.5 – Gráficos de interação e de superfície de resposta entre frequência do compressor e frequência da bomba do evaporador sobre o coeficiente de performance ($FBC = 47$ Hz; $CT = 3500$ W)	58
Figura 4.6 – Gráficos de interação e de superfície de resposta entre frequência da bomba do evaporador e frequência da bomba do condensador sobre o coeficiente de performance ($FC = 53$ Hz; $CT = 3500$ W)	58
Figura 4.7 – Gráficos de interação e de superfície de resposta entre a carga térmica e frequência do compressor sobre o coeficiente de performance ($FBE = 47$ Hz; $FBC = 47$ Hz)	59
Figura 4.8 – Planilha desenvolvida para a otimização do problema	62
Figura 4.9 – Comparação do resultado ótimo com o experimento de melhor coeficiente de performance	63
Figura 4.10 – Comparação do resultado ótimo com o experimento de melhor potência de compressão	64
Figura 4.11 – Curva de poder de teste para determinação do valor de poder dos experimentos de confirmação de W_c	66
Figura 4.12 – Curva de poder de teste para determinação do valor de poder dos experimentos de confirmação de COP	67

LISTA DE QUADROS

Quadro 2.1 – Aplicações estudadas nas pesquisas anteriores relacionadas ao sistema de refrigeração por compressão de vapor	19
Quadro 2.2 – Respostas estudadas nas pesquisas anteriores sobre o sistema de refrigeração por compressão de vapor	20
Quadro 2.3 – Métodos de otimização utilizados nas pesquisas anteriores sobre o sistema de refrigeração por compressão de vapor	21
Quadro 2.4 – Características e aplicações dos arranjos experimentais	26
Quadro 2.5 – Características das estratégias de otimização robusta	30
Quadro 3.1 – Descrição dos sensores da planta de refrigeração	42

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Limites de operação das variáveis de controle	45
Tabela 4.2 – Variáveis de controle e seus níveis	45
Tabela 4.3 – Variável de ruído e seus níveis	46
Tabela 4.4 – Parâmetros fixos	46
Tabela 4.5 – Matriz Experimental	48
Tabela 4.6 – Coeficientes estimados para os modelos quadráticos completos	50
Tabela 4.7 – Análise de variância para W_c	51
Tabela 4.8 – Análise de variância para COP	51
Tabela 4.9 – Comparação entre os ajustes dos modelos completos e modelos finais.....	53
Tabela 4.10 – Coeficientes estimados para os modelos finais	53
Tabela 4.11 – Parâmetros robustos ótimos para o sistema de refrigeração por compressão de vapor	62
Tabela 4.12 – Resultados dos experimentos de confirmação	65
Tabela 4.13 – Análise do intervalo de previsão	65

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AMR	<i>Active Magnetic Regeneration</i>
ANOVA	Análise de Variância
CCD	Arranjo Composto Central ou <i>Central Composite Design</i>
CLP	Controlador Lógico Programável
COP	Coefficiente de Performance ou Coeficiente de Desempenho
CT	Carga Térmica
DOE	Projeto e Análise de Experimentos ou <i>Design of Experiments</i>
DRS	<i>Dual Response Surface</i>
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
EQM	Erro Quadrático Médio
EQM _G	Erro Quadrático Médio Global
FBC	Frequência da Bomba do Condensador
FBE	Frequência da Bomba do Evaporador
FC	Frequência do Compressor
GRG	Gradiente Reduzido Generalizado
MCG	Método do Critério Global
MSR	Metodologia de Superfície de Resposta
OLS	Mínimos Quadrados Ordinários ou <i>Ordinary Least Squares</i>
SRCV	Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor

LISTA DE SÍMBOLOS

α	Distância dos pontos axiais em relação aos pontos centrais
μ	Média experimental da resposta
σ	Desvio-padrão experimental da resposta
σ^2	Variância da resposta
ε	Erro experimental
Σ	Somatório
β	Coeficiente do modelo matemático a ser estimado
γ	Coeficiente do modelo matemático a ser estimado
δ	Coeficiente do modelo matemático a ser estimado
k	Número de variáveis independentes do modelo
h	Entalpia
h_1	Entalpia do fluido refrigerante na entrada do compressor
h_2	Entalpia do fluido refrigerante na saída do compressor
h_3	Entalpia do fluido refrigerante na entrada do dispositivo de expansão
h_4	Entalpia do fluido refrigerante na entrada do evaporador
\dot{m}_f	Fluxo mássico do fluido refrigerante
P	Pressão
P_0	Pressão de evaporação
P_C	Pressão de condensação
\dot{Q}_0	Capacidade frigorífica
\dot{Q}_c	Calor rejeitado no condensador
r	Número de variáveis de ruído do modelo
s_3	Entropia na entrada do dispositivo de expansão
s_4	Entropia na entrada do evaporador
T	Alvo da função
T_0	Temperatura de evaporação
T_C	Temperatura de condensação
T_2	Temperatura do fluido refrigerante na saída do compressor
T_3	Temperatura do fluido refrigerante na entrada do dispositivo de expansão
W_c	Potência de compressão
X	Título

x	Variáveis independentes
y	Resposta de interesse
z	Variáveis de ruído

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
1.1.Importância do tema	1
1.2.Objetivos.....	3
1.3.Limitações	3
1.4.Estrutura do trabalho	4
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	6
2.1.Processo de refrigeração	6
2.2.Processo de refrigeração por compressão de vapor.....	6
2.2.1.Ciclo de um sistema de refrigeração por compressão de vapor	6
2.2.2.Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor	8
2.2.3.Ciclo real de refrigeração	9
2.2.4.Componentes principais	10
2.2.4.1. Evaporador	10
2.2.4.2. Compressor	11
2.2.4.3. Condensador.....	12
2.2.4.4. Dispositivos de expansão	13
2.2.5.Coefficiente de performance do ciclo (COP)	14
2.3.Pesquisas anteriores relacionadas à eficiência energética de um sistema de refrigeração por compressão de vapor	15
2.3.1.Objetivos e critério de busca	15
2.3.2.Classificação dos trabalhos quanto à data de publicação.....	16
2.3.3.Classificação dos trabalhos quanto ao sistema de refrigeração estudado	17
2.3.4.Classificação dos trabalhos quanto ao tipo de aplicação.....	18
2.3.5.Classificação dos trabalhos quanto às respostas analisadas	19
2.3.6.Classificação dos trabalhos quanto ao método de otimização	21
2.3.7.Análise crítica das pesquisas anteriores analisadas.....	22
2.4.Projeto e análise de experimentos (DOE).....	23
2.5.Metodologia de superfície de resposta	26
2.6.Projeto de parâmetros robustos	29
2.6.1. Arranjo combinado	30
2.7.Otimização robusta pelo EQM	32
2.8.Método do Critério Global (MGC).....	34

3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	37
3.1.Problema de pesquisa	37
3.2.Planta de refrigeração	38
3.3.Método experimental.....	42
4. APLICAÇÃO DO MÉTODO EXPERIMENTAL.....	45
4.1.Arranjo Experimental	45
4.1.1.Definição dos parâmetros e seus níveis.....	45
4.1.2.Escolha das respostas de interesse	46
4.1.3.Definição da matriz experimental	46
4.1.4.Execução dos experimentos e registro das respostas	47
4.1.5.Modelagem matemática das respostas	48
4.1.6.Adequação e ajuste dos modelos.....	50
4.1.7.Obtenção das superfícies de resposta	53
4.1.8.Análise dos efeitos principais dos parâmetros	54
4.1.8.1. Efeitos principais sobre a potência de compressão	54
4.1.8.2. Efeitos principais sobre o coeficiente de performance	55
4.1.9.Análise dos efeitos das interações entre os parâmetros.....	56
4.1.9.1. Efeitos das interações sobre a potência de compressão	56
4.1.9.2. Efeitos das interações sobre o coeficiente de performance.....	57
4.2.Otimização robusta	59
4.2.1.Modelagem matemática da média e variância das respostas	59
4.2.2.Modelagem do Erro Quadrático Médio	60
4.2.3.Formulação de otimização pelo Método do Critério Global.....	61
4.2.4.Obtenção e análise dos parâmetros ótimos	62
4.3.Validação dos resultados	64
5. CONCLUSÕES	68
5.1.Sugestões para trabalhos futuros	69
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	70

1. INTRODUÇÃO

1.1. Importância do tema

Equipamentos de refrigeração industrial são utilizados por diversas empresas industriais e comerciais, desde pequenos restaurantes e lanchonetes para conservação de alimentos e bebidas em câmaras frias, até grandes indústrias de alimentos e bebidas ou químicas. Para Stanfield e Skaves (2009), suas aplicações podem ser divididas em quatro grupos: produção e distribuição de alimentos, processos químicos e industriais, aplicação especial e conforto por ar condicionado.

Atualmente, existem quatro sistemas principais de refrigeração: os sistemas por compressão de vapor, por absorção, por gás e por efeitos termoelétricos. O fornecimento de energia nos sistemas de absorção ocorre por um fluxo de calor; em compressão de vapor e a gás o fornecimento de energia é por energia mecânica, e nos sistemas termoelétricos é por energia elétrica (VIÁN e ASTRAIN, 2009).

Entre todos os tipos de sistemas de refrigeração, os de compressão de vapor ainda são dominantes no mercado atual (ZHAO *et al.*, 2013a; BRITO *et al.*, 2014). Esses sistemas são amplamente usados, em especial, nas instalações industriais para processamento e armazenagem de alimentos e em equipamentos de pequeno porte tais como refrigeradores, freezers e condicionadores de ar compactos (SALVADOR, 1999).

É comumente observado que os sistemas de refrigeração são responsáveis por uma grande quantidade de consumo de energia elétrica em muitas plantas industriais (WIDELL e EIKEVIK, 2010; BRITO *et al.*, 2014; DINCER e KANOGLU, 2010; MENDES, 2012). Em alguns setores, principalmente alimentos, bebidas, produtos químicos é o processo que representa uma parte significativa dos custos globais de energia local (até 90% no caso de algumas instalações de armazenamento a frio) (DINCER, 2003). Em supermercados, segundo Qureshi e Zubair (2012a), os sistemas de refrigeração constituem a maior área de uso de energia, sendo responsáveis por aproximadamente 50-60% do consumo total de energia.

De acordo com Manske (1999), a indústria de refrigeração industrial, historicamente, tem prestado muito pouca atenção na energia necessária para alcançar os objetivos dos processos de refrigeração. Assim, uma vez que o ciclo de vapor de refrigeração de compressão consome a maior parte da energia em qualquer sistema de refrigeração, o esforço para reduzir

o consumo de energia por meio de sistema de controle e otimização no sistema de refrigeração de compressão de vapor é de significado prático devido tanto à escassez de energia quanto às preocupações do aquecimento global (ZHAO *et al.*, 2013b).

De acordo com dados da EIA (*Energy Information Administration*), o consumo mundial de energia deverá aumentar em 33% entre 2010 e 2030. A geração de eletricidade líquida no mundo aumentará 69% em 2040, passando de 21,6 trilhões de quilowattoras (kWh) em 2012 para 25,8 trilhões de kWh em 2020 e 36,5 trilhões de kWh em 2040 (EIA, 2016). No Brasil, de acordo com as novas estimativas, o crescimento médio anual da demanda total de eletricidade será 3,9% ao ano na próxima década, saltando de 473.395 GWh em 2014 para 693.469 GWh em 2024 (EPE, 2015).

Segundo Widell e Eikevik (2010), os preços da eletricidade deverão continuar a aumentar, o que irá forçar a indústria a reavaliar seus sistemas de energia e controle de processos. Para Abdelaziz *et al.* (2011), a eficiência energética no setor industrial passou a ser considerada uma das principais funções na década de 1970, e desde então, o mundo tem cortado seu orçamento de energia através da utilização de uma maior eficiência, enquanto continua a crescer economicamente, e tem percebido a importância de proteger o meio ambiente. Assim, a economia de energia está ganhando grande importância, motivado tanto por preocupações ambientais e econômicas (GEPPERT e STAMMINGER, 2013).

Nas últimas décadas, a limitação dos recursos energéticos disponíveis e o contínuo aumento do custo da energia, bem como a crescente preocupação ambiental, têm levado a uma necessidade mundial de redução da demanda de energia que se traduz na pesquisa de meios cada vez mais eficientes para o uso da mesma (SALVADOR, 1999). Para Borja (2006), essa elevação contínua dos custos da energia elétrica e a necessidade de conservação da energia estão direcionando os trabalhos de pesquisa para o desenvolvimento de novas tecnologias que sejam economicamente viáveis em novos sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado. Segundo Garcia (2010), com aumento da demanda para sistemas de refrigeração, a indústria de refrigeração recebeu o estímulo necessário para o desenvolvimento de componentes e sistemas mais eficientes, demonstrando que esse meio está em constante evolução e que a necessidade por novas estruturas e a busca pela melhoria de sistemas de refrigeração tem incentivado as pesquisas nesta área.

Devido a esta constante e atual preocupação do consumo de energia pelas indústrias, pretende-se, através do método experimento, estudar o efeito das variáveis de controle e do ruído de um sistema de refrigeração por compressão de vapor sobre a eficiência energética. Este projeto de pesquisa buscará também identificar a combinação ótima dos parâmetros que

oferecerão os melhores resultados para se obter a melhor eficiência energética pelo sistema de refrigeração. Para tanto, utilizará a técnica DOE (*Design of experiments*) para o planejamento e análise dos experimentos e o software *MINITAB*® para análise dos resultados.

1.2. Objetivos

Este trabalho foi desenvolvido com o propósito de cumprir com o seguinte objetivo:

- Analisar e otimizar um sistema de refrigeração por compressão de vapor sobre a eficiência energética, utilizando um projeto de parâmetros robustos baseado em experimentos.

O objetivo geral pode ser desdobrado nos seguintes objetivos específicos:

- Modelar um sistema de refrigeração por compressão de vapor usando o arranjo combinado de superfície de resposta;
- Identificar as variáveis significativas do modelo;
- Estudar os efeitos das variáveis de controle e de ruído e suas interações;
- Utilizar métodos de otimização robusta para identificar uma condição ótima para se obter o melhor rendimento energético;
- Validar os resultados ótimos por meio de experimentos de confirmação.

1.3. Delimitações

O presente trabalho encontra-se delimitado pelos seguintes elementos:

- O sistema de refrigeração estudado foi o de compressão de vapor. Portanto, os resultados obtidos não podem ser extrapolados para outros tipos de sistema de refrigeração;
- O estudo foi realizado para os componentes pertencentes ao sistema de refrigeração específico, do laboratório da Faculdade de Engenharia Química da UNICAMP, não podendo ser generalizado para outros sistemas de refrigeração por compressão de vapor possuindo outros tipos de componentes;

- Como parâmetros do processo, foram analisados a frequência do compressor, frequência da bomba do condensador, frequência da bomba do evaporador e a carga térmica. Outras variáveis como temperatura ambiente, umidade relativa do ar não foram consideradas na modelagem, e variáveis como uso dos ventiladores para o compressor e na torre de resfriamento foram consideradas como parâmetros fixos, deixando-as sempre no modo “ligado”, assim como o agitador do tanque de propilenoglicol (fluido secundário) que manteve ajustado em 2500 rpm;
- Entre as respostas do processo, este trabalho se propôs à otimização da potência de compressão (W_c) e do coeficiente de performance do ciclo de refrigeração (COP);
- Entre as técnicas do Projeto e Análise de Experimento, foi utilizada a Metodologia de Superfície de Resposta;
- Como método de otimização, foi empregado o conceito Erro Quadrático Médio (EQM) formulado de acordo com o Método do Critério Global (MCG);
- O algoritmo de otimização utilizado foi o Gradiente Reduzido Generalizado (GRG).

1.4. Estrutura do trabalho

Este primeiro capítulo teve como objetivo introduzir o problema de pesquisa, os objetivos do trabalho e suas delimitações. Os capítulos seguintes foram estruturados da seguinte forma:

- O Capítulo 2 apresenta os conceitos necessários para a fundamentação teórica desta pesquisa. São apresentados os principais conceitos relacionados ao processo de refrigeração por compressão de vapor, assim como seus principais componentes e uma análise das pesquisas anteriores desenvolvidas sobre este tema. Quanto às técnicas de experimentação e otimização, discute-se o Projeto e Análise de Experimentos, Metodologia de Superfícies de Resposta, Projeto de Parâmetros Robustos, Otimização Robusta pelo EQM e o Método do Critério Global.
- O Capítulo 3 descreve a planta experimental utilizada no estudo e seus principais componentes, as etapas seguidas em cada fase do estudo e o método experimental utilizado.
- O Capítulo 4 apresenta a aplicação do método experimental, analisando os resultados obtidos nas etapas de modelagem e otimização, e a validação dos resultados por meio de experimentos de confirmação.

- O Capítulo 5 encerra o trabalho, apresentando as conclusões da pesquisa e sugestões para trabalhos futuros.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1. Processo de refrigeração

Refrigeração pode ser definida, geralmente, como qualquer processo de remoção de calor. Mais especificamente, a refrigeração é definida como o ramo da ciência que trata dos processos de redução e conservação da temperatura de um espaço ou material, abaixo da temperatura do ambiente circundante (DOSSAT, 1992).

O processo de refrigeração no evaporador consiste em retirar calor de um produto ou ambiente o qual se deseja refrigerar e transferi-lo para um outro corpo, cuja temperatura esteja menor que a do produto ou ambiente refrigerado. Esse corpo é conhecido no processo de refrigeração como fluido refrigerante ou simplesmente refrigerante. O refrigerante tem a função de um agente de transmissão de calor que carrega o calor da câmara de refrigeração para o exterior (DOSSAT, 1992).

O emprego do processo de refrigeração é vasto, podendo ser utilizado em diversas indústrias e comércios tanto para o conforto térmico quanto para a conservação de alimentos. A refrigeração pode ser aplicada ainda a processos industriais, em indústrias químicas, de manufatura e de construção.

Entre os principais sistemas de refrigeração existentes, os sistemas por compressão de vapor são predominantes, especialmente nas instalações industriais para processamento e armazenagem de alimentos e em equipamentos de pequeno porte, como refrigeradores e condicionadores de ar.

2.2. Processo de refrigeração por compressão de vapor

2.2.1. Ciclo de um sistema de refrigeração por compressão de vapor

Quando o refrigerante circula através do sistema, começa em algum estado ou condição inicial e passa por uma série de processos numa sequência determinada, e volta à condição inicial. Esta série de processos é chamada de ciclo (DOSSAT,1992). Os processos de

refrigeração por compressão de vapor são identificados como compressão, condensação, expansão e vaporização.

O ciclo de refrigeração transfere energia térmica a partir de uma região de baixa temperatura para uma de maior temperatura (ASHRAE, 1997). Os sistemas de refrigeração por compressão de vapor operam com um fluido de trabalho denominado de fluido refrigerante que absorve o calor do ambiente a ser refrigerado. Esse tipo de sistema de refrigeração possui como componentes principais um compressor, dois trocadores de calor, sendo um evaporador e outro condensador e um dispositivo de expansão.

O trabalho fornecido ao compressor realiza a compressão do vapor do fluido refrigerante, elevando sua temperatura e pressão. O vapor a alta pressão e temperatura passa para o condensador onde rejeita calor ao meio externo, sofrendo o processo de condensação. Em seguida, o líquido condensado a alta pressão passa pelo dispositivo de expansão, onde é expandido, transformado em uma mistura de líquido-vapor a baixa pressão e temperatura. Nessa condição, no evaporador, o fluido refrigerante retira o calor do ambiente ou produto a ser resfriado, vaporizando-se. O vapor a baixa pressão segue para o compressor, encerrando o ciclo. A Figura 2.1 representa um sistema de refrigeração básico por compressão de vapor, onde \dot{Q}_o representa a capacidade frigorífica, \dot{W}_c a potência de compressão e \dot{Q}_c o calor rejeitado no condensador.

Esse sistema exige o consumo de energia para realizar o trabalho de compressão do refrigerante pelo compressor.

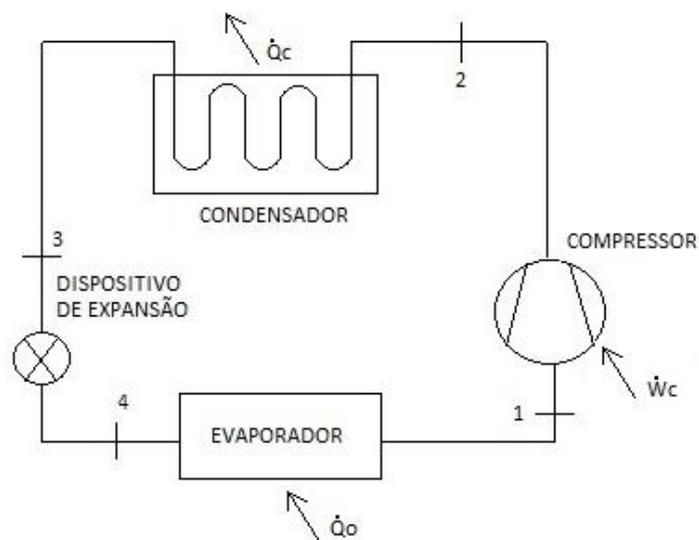


Figura 2.1 – Representação básica de um sistema de refrigeração por compressão de vapor

2.2.2. Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor

Um ciclo térmico real qualquer deveria ter para comparação o ciclo de Carnot, por ser este o ciclo de maior rendimento térmico possível. O ciclo de Carnot é composto de quatro processos: expansão isotérmica reversível (o sistema recebe uma quantidade de calor da fonte de aquecimento), expansão adiabática reversível (o sistema não troca calor com as fontes térmicas), compressão isotérmica reversível (o sistema cede calor para a fonte de resfriamento) e compressão adiabática reversível (o sistema não troca calor com as fontes térmicas). Entretanto, dadas as peculiaridades do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, define-se um outro ciclo, que é chamado de “ciclo teórico”. O ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor pode ser definido como um ciclo no qual os processos são mais próximos aos do ciclo real. Desta forma, torna-se mais fácil comparar o ciclo real com o ciclo teórico, que terá melhor performance operando nas mesmas condições do ciclo real (STOECKER e JABARDO, 2002).

As características que tornam este ciclo teórico podem ser percebidas pela Figura 2.2, no diagrama de pressão-entalpia ($P \times h$). Essas características estão descritas a seguir, de acordo com os processos que ocorrem no sistema de refrigeração por compressão de vapor.

Processo 1→2. Ocorre no compressor, sendo um processo adiabático reversível e, portanto, isentrópico. O refrigerante entra no compressor à pressão do evaporador (P_0) e com título igual a 1 ($X = 1$). O refrigerante é então comprimido até atingir a pressão de condensação (P_C). Ao sair do compressor, está superaquecido à temperatura T_2 , que é maior que a temperatura de condensação T_C (VENTURINI e PIRANI, 2005).

Processo 2→3. Ocorre no condensador, sendo um processo de rejeição de calor, do refrigerante para o meio de resfriamento, à pressão constante. Neste processo o fluido frigorífico é resfriado da temperatura T_2 até a temperatura de condensação, T_C . A seguir, é condensado até se tornar líquido saturado na temperatura T_3 , que é igual à temperatura T_C (VENTURINI e PIRANI, 2005).

Processo 3→4. Ocorre no dispositivo de expansão, sendo uma expansão irreversível à entalpia constante (processo isentálpico), desde a pressão de condensação P_C , e o líquido saturado ($X = 0$), até a pressão de vaporização (P_0). Observa-se que o processo é irreversível e, portanto, a entropia do refrigerante na saída do dispositivo de expansão (s_4) será maior que a entropia do refrigerante na sua entrada (s_3) (VENTURINI e PIRANI, 2005).

Processo 4→1. Ocorre no evaporador, sendo um processo de transferência de calor à pressão constante (P_0) e, conseqüentemente, à temperatura constante (T_0), desde vapor úmido (estado 4) até atingir o estado de vapor saturado seco ($X = 1$). Observa-se que o calor transferido ao refrigerante no evaporador não modifica a temperatura do refrigerante, mas somente muda sua qualidade (título) (VENTURINI e PIRANI, 2005).

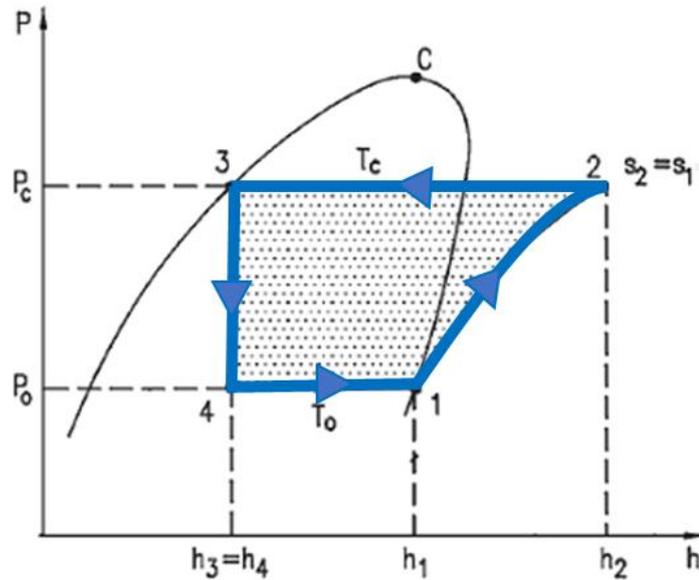


Figura 2.2 – Ciclo teórico de refrigeração
Fonte: Adaptado de Venturini e Pirani (2005)

2.2.3. Ciclo real de refrigeração

O ciclo real de um sistema de refrigeração se diferencia do teórico por considerar a perda de pressão provocada pelo atrito do fluido refrigerante nas paredes da tubulação, assim como ao passar pelo condensador e pelo evaporador. O ciclo real leva também em consideração o superaquecimento na sucção do compressor, evitando a entrada de líquido no compressor, e o sub-resfriamento do refrigerante na saída do condensador, para maior eficiência do dispositivo de expansão, garantindo que o mesmo opere somente com líquido.

Outra diferença é o processo de compressão que é considerado isentrópico no ciclo teórico, e na prática esse processo é politrópico (entropia do fluido na entrada do compressor é diferente da entropia na saída). As diferenças entre os ciclos teórico (em azul) e o real (em vermelho) mencionadas anteriormente são mostradas na Figura 2.3.

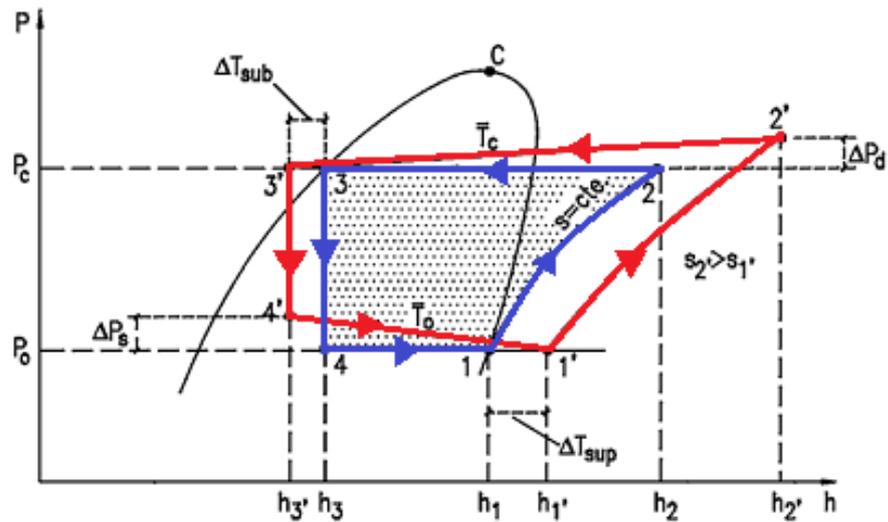


Figura 2.3 – Diferenças entre o ciclo teórico e o real de refrigeração
 Fonte: Adaptado de Venturini e Pirani (2005)

2.2.4. Componentes principais

2.2.4.1. Evaporador

Na saída da válvula de expansão, o fluido refrigerante é admitido no evaporador na forma líquida a baixa pressão e temperatura. O evaporador tem a função de garantir uma superfície de transmissão de calor, através da qual possa haver transferência de calor entre o fluido de processo (propilenoglicol, água, ar etc.) e o refrigerante em evaporação. Como a temperatura do fluido de processo é maior que a do refrigerante, este se evapora. Após a evaporação, o fluido refrigerante sofrerá um acréscimo de temperatura denominado superaquecimento. Os três tipos principais de construção de evaporador são: (1) de tubo liso, (2) de evaporador de placa, e (3) com aletas (DOSSAT, 1992).

A capacidade frigorífica (\dot{Q}_0) é a quantidade de calor, por unidade de tempo, retirada do meio que se quer resfriar (produto), através do evaporador do sistema frigorífico (Figura 2.4) (VENTURINI e PIRANI, 2005).

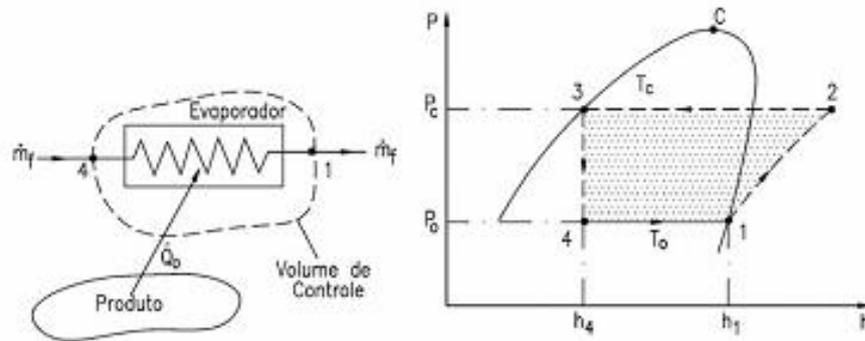


Figura 2.4 – Processo de transferência de calor no evaporador para um ciclo teórico de refrigeração de compressão de vapor

Fonte: Venturini e Pirani (2005)

A capacidade frigorífica pode ser calculada, de acordo com a Primeira Lei da Termodinâmica ou Princípio de Conservação de Energia, conforme a Equação 1.

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}f (h_1 - h_4) \quad (1)$$

sendo:

\dot{Q}_0 – Capacidade frigorífica [kW]

$\dot{m}f$ – Fluxo mássico do fluido refrigerante [kg/s]

h_1, h_4 – Entalpia do fluido refrigerante nos pontos 1 e 4 respectivamente [kJ/kg]

2.2.4.2. Compressor

O compressor é o componente mecanicamente mais complexo de um sistema de refrigeração por compressão de vapor (SALVADOR, 1999). O compressor possui essencialmente as funções de aumentar a pressão do fluido refrigerante e promover a circulação desse fluido no sistema. Assim, o compressor comprime o fluido refrigerante de um estado de vapor superaquecido em baixa pressão e temperatura para um estado de alta pressão e temperatura. A quantidade de energia por unidade de tempo fornecida para o fluido refrigerante no compressor para elevar sua temperatura é denominada de potência de compressão. Os principais tipos de compressores utilizados são: alternativos, centrífugos, rotativos, parafuso e de palhetas (STOECKER e JABARDO, 2002). A escolha do tipo de compressor depende principalmente da capacidade da instalação.

A Figura 2.5 ilustra esse processo para um ciclo teórico (compressão adiabática reversível - isentrópico), onde não há perdas de calor para o meio ambiente. A Equação 2 expressa a potência de compressão.

$$\dot{W}_c = \dot{m}f (h_2 - h_1) \quad (2)$$

sendo:

\dot{W}_c – Potência de compressão [kW]

$\dot{m}f$ – Fluxo mássico do fluido refrigerante [kg/s]

h_1, h_2 – Entalpia do fluido refrigerante nos pontos 1 e 2 respectivamente [kJ/kg]

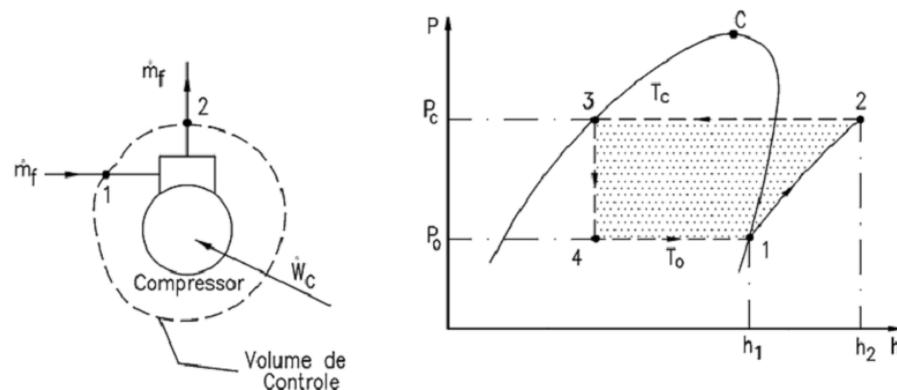


Figura 2.5 – Processo de compressão no ciclo teórico de um sistema de refrigeração por compressão de vapor

Fonte: Venturini e Pirani (2005)

O processo de compressão do fluido refrigerante, isto é, a elevação de sua pressão, consome energia pelo compressor. Segundo Brito *et al.* (2014), o compressor é o componente principal responsável pelo alto consumo de energia de sistemas de refrigeração.

2.2.4.3. Condensador

O condensador é um dos trocadores de calor do sistema de refrigeração por compressão de vapor. A função desse componente é rejeitar o calor do sistema, que foi absorvido pelo fluido refrigerante no evaporador e na compressão, para o meio de resfriamento (água, ar ou ambos). Assim, o condensador é o responsável por esfriar e condensar o refrigerante no estado vapor superaquecido a alta pressão e temperatura, proveniente da compressão. Nesta fase, ocorre uma

transformação de vapor superaquecido para líquido sub resfriado a alta pressão. Segundo Stoecker e Jabardo (2002), os condensadores utilizados em refrigeração industrial podem ser de três tipos: condensadores a água (carcaça-tubos e de placas), a ar ou evaporativos.

O fluxo de calor para condensadores a água e a ar pode ser determinado pela Equação 3, considerando regime permanente. O calor rejeitado pode ser representado também pela soma do calor absorvido no evaporador (\dot{Q}_o) e do trabalho de compressão consumido no compressor (\dot{W}_c) (Equação 4). A Figura 2.6 ilustra o condensador em um ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}f (h_2 - h_3) \quad (3)$$

sendo:

\dot{Q}_c – Calor rejeitado no condensador [kW]

$\dot{m}f$ – Fluxo mássico do fluido refrigerante [kg/s]

h_2, h_3 – Entalpia do fluido refrigerante nos pontos 2 e 3 respectivamente [kJ/kg]

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_o + \dot{W}_c \quad (4)$$

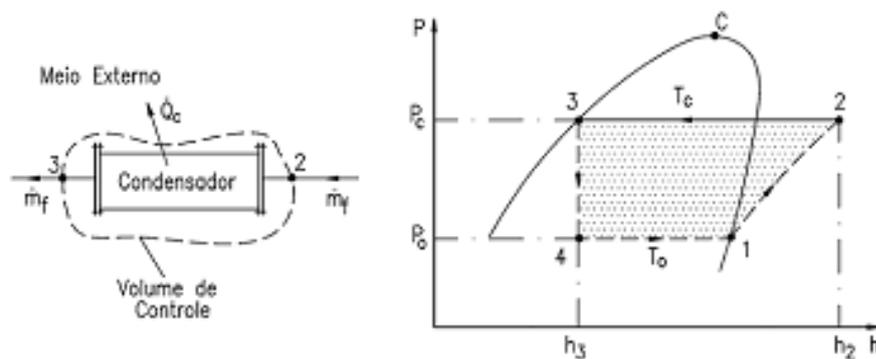


Figura 2.6 – Processo de transferência de calor no condensador para um ciclo teórico de refrigeração de compressão de vapor

Fonte: Venturini e Pirani (2005)

2.2.4.4. Dispositivos de expansão

O fluido refrigerante na saída do condensador se encontra no estado líquido sub resfriado ou mistura de líquido e vapor. O dispositivo de expansão ou válvula de expansão

expande o fluido que sai do condensador, reduzindo a pressão do refrigerante desde a pressão de condensação até a pressão de vaporização. Esses dispositivos de expansão tem a função de manter um diferencial de pressão entre os lados de alta e baixa pressão (LOPES, 2007). Os tipos de dispositivos de expansão podem ser: tubos capilares, válvulas de boia, válvula de expansão de pressão constante, válvula de expansão eletrônica e válvula de expansão termostática.

No dispositivo de expansão, no ciclo teórico, o processo de expansão é adiabático (Figura 2.7), logo, a entalpia na entrada da válvula de expansão é a mesma da saída (Equação 5).

$$h_4 = h_3 \quad (5)$$

sendo:

h_3, h_4 – Entalpia do fluido refrigerante nos pontos 3 e 4 respectivamente [kJ/kg]

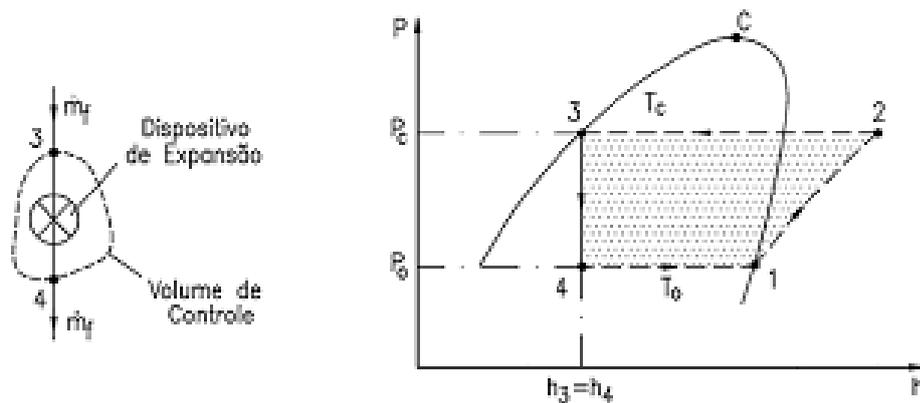


Figura 2.7 – Processo no dispositivo de expansão para um ciclo teórico de refrigeração de compressão de vapor

Fonte: Venturini e Pirani (2005)

2.2.5. Coeficiente de performance do ciclo (COP)

A eficiência de ciclo é normalmente definida como a relação entre a energia útil que é o objetivo do ciclo, e a energia consumida que deve ser paga para a obtenção do efeito desejado (PINELLI, 2008). 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 os parâmetros que influenciam na performance do sistema (VENTURINI e PIRANI, 2005). O COP é definido pela Equação 6.

$$COP = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Energia gasta}} = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{W}_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (6)$$

A obtenção de um COP elevado está relacionada à redução do trabalho necessário para um dado efeito de refrigeração. A redução de temperatura de condensação ou a elevação da temperatura de evaporação implicam num aumento do COP (SALVADOR, 1999).

2.3. Pesquisas anteriores relacionadas à eficiência energética de um sistema de refrigeração por compressão de vapor

2.3.1. Objetivos e critério de busca

Uma pesquisa nas principais bases de dados do portal *Web of Science* foi realizada com o objetivo de analisar a forma com que a otimização de refrigeração por compressão de vapor, relacionada à eficiência energética, vem sendo tratada na literatura, e também quais trabalhos utilizaram a técnica DOE (*Design of Experiments*) para modelagem de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. Dessa forma, a busca pelos trabalhos foi feita de três formas diferentes.

A primeira pesquisa buscou encontrar trabalhos que utilizaram DOE para modelagem de um sistema de refrigeração. Dessa forma, foram feitas pesquisas com termos “*design of experiments*” ou “*response surface*” e “*compression refrigeration system*” ou “*compression cooling system*” em tópicos. Por se tratar de uma pesquisa muito específica, não foram usados critérios de refino. O resultado foram 4 artigos encontrados relacionados ao tema, ou seja, que estudaram um sistema de refrigeração ou algum de seus componentes utilizando DOE.

A segunda pesquisa buscou encontrar artigos relacionados à otimização de sistemas de refrigeração por compressão de vapor, relacionados com consumo de energia. Como o tema é mais vasto que a primeira pesquisa, foi feita uma pesquisa mais apurada usando refinamentos. Dessa forma, para a seleção dos trabalhos, foram adotados os seguintes critérios:

- Data de publicação de 2005 a 2015;
- Expressões em título: “*cooling system*” ou “*refrigeration system*” e “*optimization*”;

- Expressão em tópico: “*energy consumption*”;
- Refinado por: “*vapor compression*” em tópico e “*Science Technology*” em domínios de pesquisa.

A terceira pesquisa teve como objetivo procurar trabalhos sobre otimização de sistemas de refrigeração por compressão de vapor, utilizando como termo de busca a expressão completa. Assim, os critérios de busca adotados foram:

- Data de publicação de 2005 a 2015;
- Expressões em título: “*optimization*”;
- Expressão em tópico: “*vapor compression cooling system*” ou “*vapor compression refrigeration system*”.

Apesar de usar critérios e refinamentos nas buscas de artigos, muitos trabalhos não relacionados diretamente com o tema são selecionados pelo portal. Dessa forma, faz necessário realizar uma análise mais apurada dos trabalhos encontrados.

Assim, foram analisados para este trabalho o total de 46 artigos.

2.3.2. Classificação dos trabalhos quanto à data de publicação

A Figura 2.8 apresenta a classificação das pesquisas anteriores quanto ao período de publicação. Observa-se que o número de publicações teve um aumento nos últimos anos. Esta constatação elucida o interesse pelo tema no meio industrial e científico.

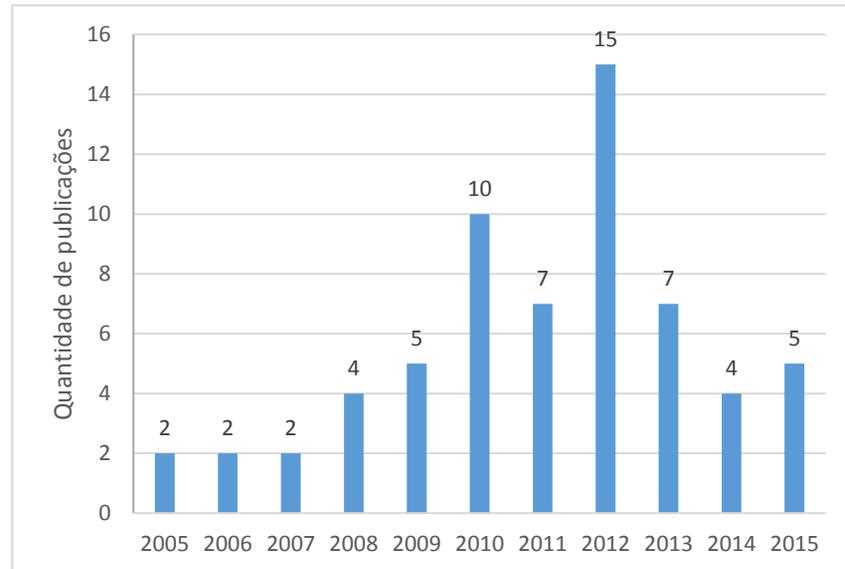


Figura 2.8 – Quantidade de publicações de 2005 a 2015 relacionada às pesquisas realizadas

2.3.3. Classificação dos trabalhos quanto ao sistema de refrigeração estudado

A análise dos artigos anteriores mostrou que mesmo procurando por um sistema de refrigeração em específico (compressão de vapor), é necessário fazer um filtro dos trabalhos, pois alguns passam pelos critérios adotados de pesquisa, mas que não necessariamente correspondem ao assunto de interesse. Portanto, os 46 artigos foram classificados quanto ao sistema de refrigeração estudado. A Figura 2.9 relaciona as pesquisas analisadas com os tipos de sistema de refrigeração, focando especificamente em sistema de refrigeração por compressão de vapor (SRCV). Os artigos classificados como “híbridos” foram aqueles que estudaram o SRCV com algum outro tipo de sistema de refrigeração, ou que fizeram uma comparação desses sistemas. Os artigos classificados como “outros” foram aqueles que não estudaram o SRCV, nem fizeram comparações com este sistema. Também estão inclusos nessa categoria artigos de revisão.

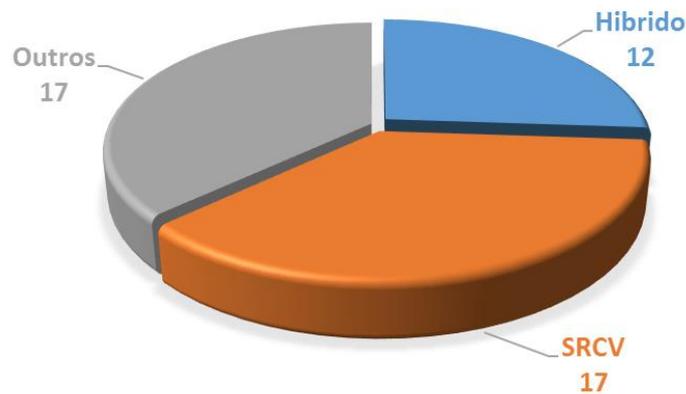


Figura 2.9 – Classificação dos artigos quanto ao sistema de refrigeração estudado

Conforme apresentado anteriormente, o desenvolvimento do presente trabalho se propôs ao estudo de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, e sendo assim, as pesquisas anteriores que estudaram somente este sistema (17 trabalhos) foram analisadas com maior profundidade, considerando agora suas aplicações, as respostas analisadas e o método de otimização utilizado.

2.3.4. Classificação dos trabalhos quanto ao tipo de aplicação

Pelo Quadro 2.1, observa-se que o ciclo do sistema de refrigeração por compressão de vapor e estudos desse sistema realizados em plantas de laboratório se caracterizaram como as aplicações mais pesquisadas, estando presente em 66% dos trabalhos analisados. A aplicação menos comum para esse tipo de sistema de refrigeração foi o ar condicionado, que apesar de possuir um vasto estudo na literatura, com os critérios definidos nas pesquisas, muitos trabalhos sobre ar condicionado foram classificados na categoria “híbrido” ou “outros”. Além disso, foi também observado um equilíbrio quanto à aplicação para geladeira e refrigeração industrial, já que cada uma das respectivas aplicações foi utilizada por 11% e 17% dos trabalhos, tendo uma diferença entre eles de um artigo.

Quadro 2.1 – Aplicações estudadas nas pesquisas anteriores relacionadas ao sistema de refrigeração por compressão de vapor

Referência	Ciclo	Geladeira	Ar Condicionado	Refrigeração Industrial	Sistema Desenvolvido em Laboratório
Brito <i>et al.</i> (2014)				*	
Qureshi e Zubair (2012a)	*				
Widell e Eikevik (2010)				*	
Mani <i>et al.</i> (2014)					*
Negrão e Hermes (2011)		*			
Geppert e Stamminger (2013)		*			
Zhao <i>et al.</i> (2013a)					*
Zhao <i>et al.</i> (2013b)					*
Xu e Chen (2013)	*				
Sayyaadi e Nejatollahi (2011)	*				
Selbas <i>et al.</i> (2006)	*				
Qureshi e Zubair (2011)	*				
Rocha <i>et al.</i> (2012)				*	*
Ramakrishnan e Arumugam (2012)					*
Zhang <i>et al.</i> (2004)			*		
Qureshi e Zubair (2012b)	*				
Ernst e Garimella (2013)					*
Ocorrência	6	2	1	3	6
Porcentagem	33%	11%	6%	17%	33%



Figura 2.10 – Classificação dos artigos quanto ao tipo de aplicação

2.3.5. Classificação dos trabalhos quanto às respostas analisadas

Para os trabalhos de sistema de refrigeração por compressão de vapor, verifica-se que as principais variáveis de resposta, ou seja, as variáveis que se pretende estudar são o coeficiente

de performance do ciclo (COP), o consumo de energia e o custo do sistema entre outras, como área dos trocadores de calor, temperatura do fluido secundário e eficiência volumétrica do compressor. Sendo assim, as pesquisas anteriores relacionadas aos SRCV foram classificadas considerando as respostas estudadas, visando identificar quais entre elas são provavelmente mais importantes. O Quadro 2.2 apresenta os parâmetros analisados por esses trabalhos.

Quadro 2.2 – Respostas estudadas nas pesquisas anteriores sobre o sistema de refrigeração por compressão de vapor

Referência	COP	Consumo de energia	Custo	Outras
Brito <i>et al.</i> (2014)		*		*
Qureshi e Zubair (2012a)	*			*
Widell e Eikevik (2010)		*		
Mani <i>et al.</i> (2014)	*	*		*
Negrão e Hermes (2011)		*	*	
Geppert e Stamminger (2013)		*		
Zhao <i>et al.</i> (2013a)		*		
Zhao <i>et al.</i> (2013b)		*		
Xu e Chen (2013)				*
Sayyaadi e Nejatollahi (2011)			*	*
Selbas <i>et al.</i> (2006)	*		*	*
Qureshi e Zubair (2011)	*			*
Rocha <i>et al.</i> (2012)		*		*
Ramakrishnan e Arumugam (2012)				*
Zhang <i>et al.</i> (2004)	*		*	
Qureshi e Zubair (2012b)	*			*
Ernst e Garimella (2013)		*		*
Ocorrência	6	9	4	11
Porcentagem	20%	30%	13,3%	36,7%

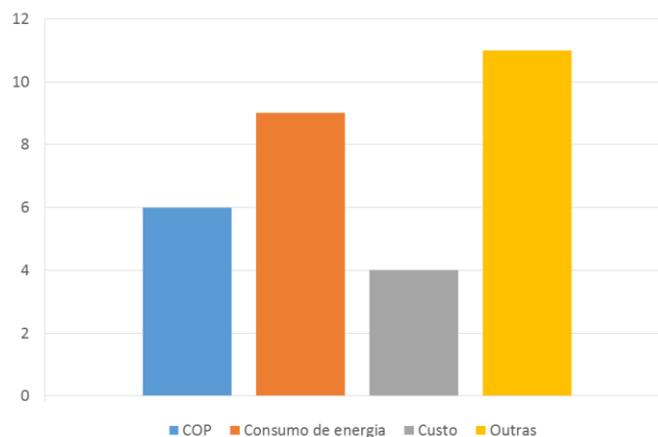


Figura 2.11 – Classificação dos artigos quanto às respostas analisadas

A análise do quadro anterior mostra que o COP e o consumo de energia do sistema se caracterizam como respostas importantes para o sistema de refrigeração por compressão de vapor. Observa-se que apesar dos trabalhos estudarem outras respostas, quase sempre, o COP ou o consumo de energia também estão inclusos. Tais respostas foram estudadas por quase todos os trabalhos analisados. O COP, por se tratar de uma relação entre duas variáveis, normalmente, é sempre analisado juntamente com outras variáveis de resposta. O mesmo é verificado para o custo do sistema. Ao contrário, o consumo de energia pode ser medido diretamente do sistema, sem depender do efeito de outras variáveis, e por isso há alguns artigos que analisam apenas essa resposta.

2.3.6. Classificação dos trabalhos quanto ao método de otimização

Quanto ao método de otimização utilizado pelas pesquisas feitas, observa-se que apenas 53% dos trabalhos pesquisados relacionados ao SRCV estudaram a otimização do sistema ou de algum componente que gerasse maior eficiência energética. Desses trabalhos, o principal método de otimização utilizado foi o algoritmo genético (33,33%), seguido pela otimização termoeconômica (22,22%) e programação matemática do sistema (22,22%).

Quadro 2.3 – Métodos de otimização utilizados nas pesquisas anteriores sobre o sistema de refrigeração por compressão de vapor

Referência	Termo-econômica	Algoritmo Genético	Metodologia de Superfície de Resposta	Programação	Proposta de Método Otimização
Widell e Eikevik (2010)				*	
Negrão e Hermes (2011)				*	
Zhao <i>et al.</i> (2013a)		*			
Zhao <i>et al.</i> (2013b)		*			
Xu e Chen (2013)					*
Sayyaadi e Nejatollahi (2011)		*			
Selbas <i>et al.</i> (2006)	*				
Ramakrishnan e Arumugam (2012)			*		
Zhang <i>et al.</i> (2004)	*				
Ocorrência	2	3	1	2	1
Porcentagem	22,22%	33,33%	11,11%	22,22%	11,11%

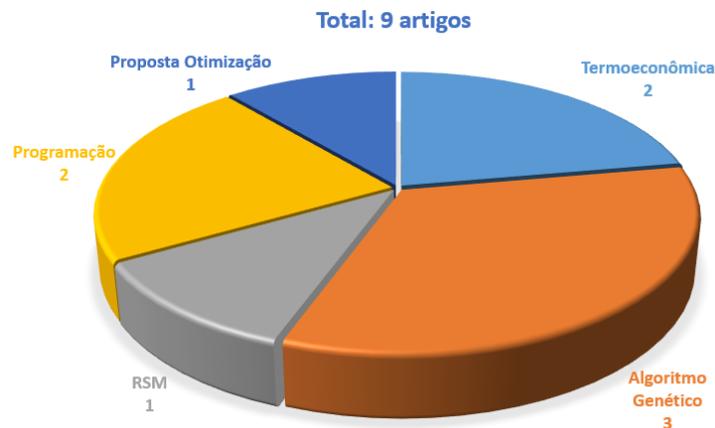


Figura 2.12 – Classificação dos artigos quanto ao método de otimização

2.3.7. Análise crítica das pesquisas anteriores analisadas

Através das pesquisas realizadas, constatou-se que existem poucos trabalhos na literatura que utilizaram a técnica DOE para realizar a modelagem de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, sendo encontrados apenas quatro trabalhos. Mani *et al.* (2014) usaram DOE para analisar as respostas e as performances do sistema de refrigeração por compressão de vapor com diferentes refrigerantes como R12, R134a e R290 / R600a e depois fizeram uma comparação entre eles. Bouchekara *et al.* (2014) utilizaram o método DOE para analisar o desempenho de um sistema AMR (*Active Magnetic Regeneration*), um sistema de refrigeração alternativo para o de compressão de vapor, e determinaram e avaliaram algumas regiões operacionais ótimas. Ramakrishnan e Arumugam (2012) fizeram uma otimização de parâmetros operacionais e avaliaram o desempenho de uma torre de resfriamento de tiragem forçada usando a metodologia de superfície de resposta e rede neural artificial, com objetivo de prever a temperatura da água fria na torre de resfriamento. A fim de determinar a sensibilidade do consumo energético dos frigoríficos de vários fatores operacionais que refletem condições reais, Geppert e Stamminger (2013) utilizaram a metodologia de superfície de resposta para estudar quatro frigoríficos diferentes, testando-os em laboratório. Discutiram também se o Rótulo de Energia Europeia e o padrão de teste associados são apropriados para projetar o consumo real de energia em uso.

Pela revisão sistemática realizada acerca do tema, pode-se perceber o interesse e a importância em estudar o consumo de energia de sistemas de refrigeração por compressão de

vapor. Entretanto, a maioria dos estudos realizados são sobre o ciclo de refrigeração e experimentos realizados em laboratório. Isso confirma a complexidade de se estudar e realizar experimentos em um sistema de refrigeração de uma planta real. Essa constatação vem de encontro com o objetivo do projeto em realizar, primeiramente, experimentos e estudos de uma planta em laboratório.

Pelas respostas analisadas, a maioria são relacionadas ao consumo de energia (52,94%), seguido do COP (35,29%), além de outras. Isso constata também, a importância e a preocupação em estudar a eficiência e o consumo de energia de um sistema de refrigeração.

Finalmente, pela última análise feita quanto ao método de otimização, percebe-se que apesar do termo “otimização” estar contido nos termos de busca, poucos trabalhos realmente realizaram a otimização do sistema. Dos métodos utilizados para otimização, o principal foi o algoritmo genético, seguido por otimização termoeconômica, que tipicamente envolve uma função objetivo constituída pelo somatório do custo de investimento inicial da planta, dos custos de operação e manutenção e dos custos com as fontes de suprimento, e programação matemática do sistema. Pelo Quadro 2.3, percebe-se então, que apenas um trabalho utilizou otimização pelo DOE.

2.4. Projeto e análise de experimentos (DOE)

Um experimento planejado é um teste, ou série de testes, no qual são feitas mudanças propositalmente nas variáveis de entrada de um processo, de modo a podermos observar e identificar mudanças correspondentes na resposta (MYERS *et al.*, 2009; COLEMAN e MONTGOMERY, 1993).

O Projeto e Análise de Experimentos (*Design of Experiments* – DOE), de acordo com Montgomery (2005), é então definido como o processo de planejamento dos experimentos para que dados apropriados sejam coletados e depois analisados por métodos estatísticos, resultando em conclusões válidas e objetivas. Dessa forma, qualquer problema experimental deve ser sustentado por dois elementos: o projeto dos experimentos e a análise estatística dos dados.

A técnica DOE é utilizada para melhorar as características de qualidade dos produtos e processos de fabricação, reduzir o número de testes e otimizar o uso de recursos da empresa (MONTGOMERY, 2005). Atualmente, o DOE é utilizado em vários segmentos do setor industrial para investigar sistematicamente as variáveis de processos que afetem a qualidade de seus produtos finais (JUNIOR, 2010).

Segundo Kleijnen *et al.* (2005), o planejamento de experimentos tem uma rica história com muito desenvolvimento teórico e aplicações práticas em diversos campos de pesquisa como na agricultura, em ensaios clínicos, em projeto de produtos e diversas outras áreas.

O planejamento de experimentos é definido como uma metodologia de planejamento experimental que combina técnicas matemáticas e estatísticas para o desenvolvimento de arranjos experimentais eficientes, balanceados e econômicos, a partir dos quais, o experimentador pode inferir com elevado nível de confiança (MYERS *et al.*, 2009).

Matematicamente, o DOE combina as técnicas de ANOVA, Testes *2-sample t* e Análise de Regressão, para criar equações não-lineares (superfícies de resposta) que tentam representar fenômenos de interesse, sem modelos mecanicistas, em uma restrita região de interesse (MONTGOMERY, 2005).

A metodologia de planejamento de experimentos é geralmente utilizada para a avaliação de processos e sistemas. A Figura 2.13 apresenta o esquema de um processo/sistema genérico.

O processo é uma combinação de operações, máquinas, ferramentas, métodos, pessoas e outros recursos que transformam as entradas em saídas, que geralmente possuem uma ou mais respostas observáveis (MONTGOMERY, 2005). As variáveis que interferem nas respostas são chamadas de fatores. Os fatores podem ser controláveis, podendo sofrer alterações nos seus parâmetros de acordo com a necessidade do processo ou do estudo realizado, ou podem ser não controláveis, chamados também de ruídos do processo.

O DOE pode ser utilizado para determinar quais fatores mais influenciam nas respostas, definir os parâmetros adequados dos fatores para que alcancem uma resposta desejada ou para minimizar a variação destas respostas. Pode-se ainda utilizar o DOE para definir como os ruídos interferem nas respostas.

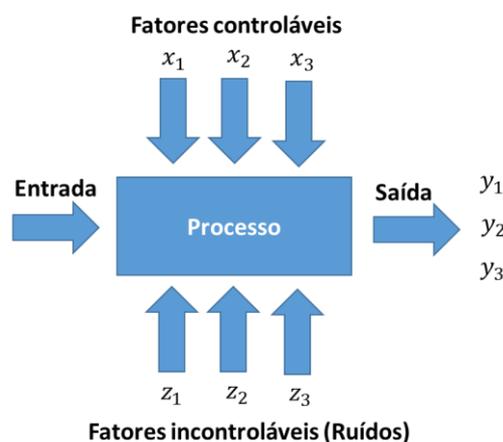


Figura 2.13 – Esquema geral de um modelo ou processo
Fonte: Adaptado de Montgomery (2005)

Montgomery (2005) propõe que o emprego do Projeto e Análise de Experimentos deve considerar as seguintes etapas:

1. Definição do problema;
2. Escolha dos fatores e definição dos níveis de trabalho;
3. Seleção das variáveis de resposta;
4. Escolha do projeto experimental;
5. Execução dos experimentos;
6. Análise estatística dos dados;
7. Conclusões e recomendações.

Com relação aos projetos experimentais, tem-se que as técnicas mais utilizadas compreendem o Planejamento Fatorial Completo, o Planejamento Fatorial Fracionado, os arranjos de Taguchi e a Metodologia de Superfície de Resposta (NILO JÚNIOR, 2003). As vantagens e desvantagens de cada projeto, assim como suas aplicações, podem ser vistas no Quadro 2.4.

Segundo Paiva (2006), um bom planejamento de experimentos pode incluir a utilização de réplicas, de aleatorização e blocagem, que devem ser definidas durante a criação do arranjo. Com a utilização das réplicas, é possível criar uma variação para a variável de resposta que pode ser utilizada na avaliação da significância estatística do incremento experimental. A aleatorização dos experimentos garante um aumento da validade dos mesmos, pois aumenta a chance dos efeitos desconhecidos serem distribuídos através dos níveis dos fatores. A blocagem deve ser utilizada nos casos em que não é possível manter a homogeneidade das condições experimentais, pois através da utilização desta técnica é possível avaliar se a falta de homogeneidade interfere nos resultados. Esta técnica divide os experimentos em blocos, onde se presume que cada bloco é mais uniforme do que o todo.

Entre os projetos experimentais apresentados no Quadro 2.4, o presente projeto utilizou o Arranjo Combinado baseado na Metodologia de Superfície de Resposta, já que este estudo se propôs a modelar um sistema de refrigeração por compressão de vapor analisando o ruído juntamente com as variáveis de controle. Sendo assim, os principais conceitos que fundamentam a Metodologia de Superfície de Resposta e o Arranjo Combinado são discutidos com maiores detalhes nos itens seguintes.

Quadro 2.4 – Características e aplicações dos arranjos experimentais

Projeto experimental	Vantagens	Desvantagens	Aplicações
Fatorial Completo 2^k	Permite a varredura completa da região de estudo, pois utiliza todos os fatores e respectivos níveis.	Não identifica variação intermediária, pois só trabalha em dois níveis e necessita de um alto número de experimentos para problemas com muitas variáveis.	Processos onde já se tem um prévio domínio e onde a realização dos experimentos não demanda maior tempo ou custo.
Fatorial Fracionado $2^{(k-p)}$	Permite uma pré-análise do processo com um número reduzido de experimentos.	Não promove a varredura completa da região experimental.	Processos onde se deseja um pré-conhecimento e onde a literatura é limitada, ou corridas que demandam maior tempo ou custo.
Taguchi	Permite a análise de um processo com muitas variáveis de entrada com um número extremamente reduzido de experimentos.	Fornecer uma ideia do processo, porém pode apresentar modelos matemáticos não confiáveis.	Processos onde há pouco ou quase nenhum conhecimento prévio de comportamento, com alta dispersão ou que os experimentos demandem alto custo ou tempo.
Metodologia de Superfície de Resposta	Permite a verificação de variações intermediárias do processo.	Pode apresentar erros na extrapolação dos pontos estrela, já que são realizadas poucas corridas nestes níveis.	Otimização de processos, principalmente bem conhecidos e com baixa dispersão.

Fonte: Gomes (2010); adaptado de Nilo Júnior (2003)

2.5. Metodologia de superfície de resposta

De acordo com Myers *et al.* (2009), a Metodologia de Superfície de Resposta (MSR) é uma coleção de técnicas matemáticas e estatísticas úteis para analisar problemas e otimizar uma resposta, a qual é influenciada por várias variáveis. A MSR é uma metodologia prática, econômica e relativamente fácil de implementar (SINGH e RAO, 2007), que tem como finalidade principal determinar as condições operacionais ótimas para o sistema ou determinar uma região do espaço experimental, em que as especificações operacionais sejam satisfeitas (LOPES, 2011).

Para a maioria dos problemas, verifica-se que as relações entre a resposta e as variáveis independentes são desconhecidas. Geralmente, funções polinomiais são empregadas para a descrição de tais relações. Assim, o primeiro passo consiste em encontrar uma aproximação

adequada para representar a resposta de interesse em função das variáveis do processo. Normalmente, quando se pretende fazer a otimização do processo, o modelo escolhido é o polinômio de segundo grau, pois permite detectar se a região experimental se encontra na região de curvatura (GOMES, 2010). Segundo Box e Draper (1987) os modelos de primeira ordem, para sistemas sem curvatura, e de segunda ordem, para sistemas com curvatura, conseguem representar quase todos os problemas relacionados à superfície de respostas. Estes modelos devem ser aproximações locais, válidas em uma pequena região experimental (CASTILHO, 2007).

O modelo de segunda ordem é descrito pela Equação 7:

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{i < j} \sum \beta_{ij} x_i x_j + \varepsilon \quad (7)$$

sendo:

y – Resposta de interesse

x_i – Variáveis independentes

β_i – Coeficientes a serem estimados

k – Número de variáveis independentes

ε – Erro experimental

A estimação dos coeficientes definidos para esses modelos é feita geralmente pelo método dos Mínimos Quadrados Ordinários (*Ordinary Least Squares – OLS*). Com a aplicação deste método é possível a construção de uma função aproximada que relaciona a resposta de interesse com as variáveis do processo (GOMES, 2010). Segundo Junior (2010), usando-se um projeto de experimentos adequado para coletar os dados da resposta y , os parâmetros do modelo serão estimados eficazmente.

Após a construção do modelo, deve-se avaliar se o mesmo apresenta significância estatística. Esta verificação pode ser feita através de um procedimento de ANOVA (Análise de Variância), que permite avaliar o ajuste do modelo e também verificar quais são os termos significativos deste modelo. O ajuste é representado através do coeficiente de determinação (R^2), que representa o percentual de variação na resposta que é explicada pelo modelo matemático. Associado a este coeficiente, encontra-se o R^2 ajustado ($R^2(adj.)$), que considera o fato de que R^2 tende a superestimar a quantidade atual de variação nos dados (GOMES, 2010).

É importante também analisar a normalidade dos resíduos e o resultado do teste de falta de ajuste (*lack-of-fit*).

O arranjo experimental mais utilizado para a coleta de dados na Metodologia de Superfícies de Resposta é o arranjo composto central (*Central Composite Design – CCD*).

Um arranjo composto central para k fatores é uma matriz formada por três grupos distintos de elementos experimentais: um fatorial completo (2^k) ou fracionado (2^{k-p} , sendo p a fração desejada do experimento), um conjunto de pontos centrais (m) e, adicionalmente, um grupo de níveis extras denominados pontos axiais ($2k$) (Figura 2.14). O número de pontos axiais em um CCD é igual ao dobro do número de fatores e representam seus valores extremos (GOMES, 2010). Em função de sua localização, podem ser circunscritos, inscritos ou de face centrada. O arranjo composto circunscrito (CCC) corresponde ao CCD original. Nele, os pontos axiais estão a uma distância α dos pontos centrais, baseado nas propriedades desejadas do projeto.

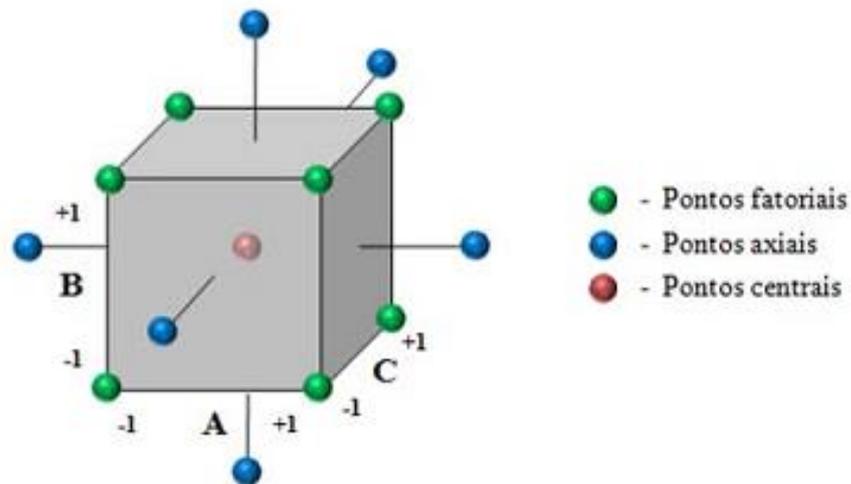


Figura 2.14 – Arranjo composto central para três fatores
Fonte: Gomes (2010)

Segundo Montgomery (2005) o arranjo composto central CCD ajusta-se, quando necessário, em um modelo polinomial de segunda ordem.

Geralmente, um arranjo composto central CCD com k fatores requer 2^k corridas fatoriais, $2 \times k$ corridas axiais e, no mínimo, um ponto central. Três a cinco pontos centrais são recomendados na literatura (MONTGOMERY, 2005). Este modelo é adequado, uma vez que muitos processos podem ser aproximados por uma expansão em série de Taylor, truncada em um termo quadrático.

2.6. Projeto de parâmetros robustos

O Projeto de Parâmetro Robusto (PPR) é uma metodologia introduzida por Taguchi (1986) que busca desenvolver um projeto do ponto de vista da Engenharia de produto ou processo tal que os parâmetros especificados no mesmo o torne robusto aos efeitos dos ruídos que causam a variabilidade no desempenho (BOX, 1988; PHADKE, 1989).

Projeto de Parâmetros Robustos (PPR) é um conjunto de técnicas para determinar o nível de um conjunto de fatores controláveis que visa reduzir a sensibilidade do processo a outro conjunto de fatores incontroláveis, denominado como ruídos, de modo a aumentar a robustez do processo (ARDAKANI e NOOROSSANA, 2008). Segundo Kovach e Cho (2008), Projeto Robusto é uma metodologia de melhoria de qualidade eficaz, em que o objetivo é determinar as definições de parâmetros de projeto que minimizem o efeito da variação incontrolável sobre a resposta de interesse, criando assim um sistema "robusto".

Desta forma, Montgomery (2005) define o Projeto de Parâmetros Robustos como uma abordagem para a análise e melhoria de processos que enfatiza a escolha dos níveis de fatores controláveis (ou parâmetros) em um processo para atingir dois objetivos: (1) para garantir que a média da resposta de saída esteja no nível ou alvo desejado e (2) para assegurar que a variabilidade em torno deste valor alvo seja tão pequena quanto possível.

De acordo ainda com Montgomery (2005), a Metodologia de Superfície de Resposta (MSR) é uma abordagem sólida e eficiente para problemas de PPR que permite empregar o conceito de projeto robusto, utilizando para isso os arranjos experimentais cruzado ou combinado.

Os arranjos cruzados e combinados são utilizados quando se pretende realizar a otimização de um projeto robusto, isto é, uma otimização robusta. Além desses arranjos, são utilizadas também como estratégia de otimização robusta as réplicas experimentais.

O objetivo da otimização robusta é otimizar superfícies de resposta duais (*Dual Response Surface* - DRS), sendo uma superfície de resposta para a média e outra para a variância para cada característica analisada. Dessa forma, entende-se a otimização robusta como sendo a otimização simultânea de média e variância, utilizando o conceito de PPR; ou seja, visando a minimização da distância entre a resposta em relação a seu alvo e a minimização de sua variância.

As vantagens e desvantagens de cada estratégia de otimização robusta (réplicas, arranjo cruzado, arranjo combinado) podem ser observadas no Quadro 2.5, a partir de Montgomery (2005).

Quadro 2.5 – Características das estratégias de otimização robusta

	Vantagem	Desvantagem
Réplicas Experimentais	Abordagem simplificada	Não especifica os ruídos
Arranjo Cruzado	Permite a análise dos efeitos dos ruídos	Grande quantidade de experimentos Não fornece qualquer informação sobre as interações entre as variáveis controláveis e entre as variáveis de ruído
Arranjo Combinado	Permite a análise da interação entre os fatores controláveis e os ruídos Quantidade de experimentos menor que do arranjo cruzado	Modelagem da variância mais elaborada Maior probabilidade de resíduos não serem normais Falta de ajuste (<i>Lack-of-fit</i> <0,05)

O arranjo combinado permite que as variáveis de controle e de ruído sejam colocadas em um único arranjo experimental, evitando a estrutura de arranjo interno e externo proposto por Taguchi ao definir o arranjo cruzado. Assim, esses modelos são capazes de modelar os efeitos principais de fatores controláveis e ruído e também as suas interações.

De acordo com Montgomery (2005), o arranjo combinado é geralmente mais eficiente que o arranjo cruzado, pois supera as limitações que o arranjo cruzado possui, demonstradas no Quadro 2.5. Este trabalho utilizou o arranjo combinado para a modelagem do problema devido as suas diversas vantagens já mencionadas.

2.6.1. Arranjo combinado

Os arranjos combinados são definidos como o sequenciamento de experimentos nos quais as variáveis de ruído, para fins de experimentação, são tratadas como variáveis de controle

e, dessa forma, variáveis de controle e ruídos são combinadas em um único arranjo experimental. Com isso, a partir das informações coletadas nos experimentos, torna-se possível a construção de um modelo de superfície de resposta que relaciona as variáveis de controle, os ruídos e suas respectivas interações (BRITO, 2012). A Equação 8 descreve o modelo de segunda ordem desenvolvido a partir de um arranjo combinado (MONTGOMERY, 2005).

$$y(x, z) = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{i < j} \sum \beta_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^r \gamma_i z_i + \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^r \delta_{ij} x_i z_j + \varepsilon \quad (8)$$

sendo:

y – Resposta de interesse

x_i – Variáveis de controle

z_i – Variáveis de ruído

$\beta_0, \beta_i, \beta_{ii}, \beta_{ij}, \gamma_i, \delta_{ij}$ – Coeficientes a serem estimados

k – Número de variáveis de controle

r – Número de variáveis de ruído

ε – Erro experimental

Pode ser observado conforme a Equação 8 que esse modelo tem os efeitos principais dos fatores controláveis e suas interações, bem como os efeitos principais das variáveis de ruído e as interações entre as variáveis controláveis e de ruído.

Para analisar a influência dos ruídos no processo estudado, utilizando o conceito de arranjo combinado, é imprescindível que os ruídos do sistema sejam conhecidos e controláveis para fins de experimentação. Como o objetivo do trabalho é analisar tanto os parâmetros controláveis quanto os ruídos de um sistema de refrigeração que influenciam no consumo de energia total, optou-se por utilizar o arranjo combinado para a modelagem do sistema. Entretanto, existem ruídos que influenciam o processo de refrigeração, como a temperatura ambiente e umidade, que não são possíveis de controlá-los devido à falta de instrumentação adequada. Assim, o modelo do sistema estudado compreenderá apenas a carga térmica como variável de ruído, pois é uma variável incontrolável em processos de refrigeração com aplicações reais, possível de se controlar no laboratório.

Vining e Myers (1990) afirmaram que atingir a otimização das médias e das variâncias simultaneamente pode ser realizado via metodologia de superfície de resposta dual. Supondo a variável de resposta como sendo y e as variáveis experimentais controladas como sendo x_1, x_2, \dots, x_k ; Montgomery (2005) propôs os seguintes modelos para média (Equação 9) e para a variância (Equação 10):

$$\mu(y) = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{i < j} \sum \beta_{ij} x_i x_j \quad (9)$$

$$\sigma^2(y) = \sum_{i=1}^r \left[\frac{\partial y(\mathbf{x}, \mathbf{z})}{\partial z_i} \right]^2 \sigma_{z_i}^2 + \sigma^2 \quad (10)$$

Para a Equação 10, Montgomery (2005) sugere adotar $\sigma_{z_i}^2 = 1$ e a variável σ^2 corresponde ao erro residual do modelo de superfície de resposta descrito na Equação 8 do modelo completo. Uma observação importante sobre as Equações 9 e 10 é que os modelos de média e variância descrevem a resposta y apenas como função das variáveis de controle x_i , possibilitando, assim, que o processo seja configurado para que a variabilidade transmitida pelas variáveis de ruído seja a menor possível. Com o desenvolvimento das equações de média e variância, a otimização dual do processo pode ser conduzida empregando-se as diversas técnicas de otimização de múltiplos objetivos disponíveis na literatura. Neste trabalho, utilizou-se o conceito do Erro Quadrático Médio (EQM).

2.7. Otimização robusta pelo EQM

Como abordado anteriormente, a otimização robusta pode ser definida como a otimização simultânea de média e variância, visando a minimização da distância entre uma determinada resposta em relação a seu alvo e a minimização de sua variância.

O Erro Quadrático Médio (EQM) é uma técnica que combina as funções objetivo desenvolvidas para a média $\mu(y)$ e variância $\sigma^2(y)$ de uma resposta, além do alvo desejado T . O EQM foi apresentado por K oksoy (2006) como a soma da variância com a diferença quadrática entre a média da resposta e o seu valor alvo:

$$EQM(y_j) = [\mu(y_j) - T_{y_j}]^2 + \sigma^2(y_j) \quad (11)$$

sendo:

$EQM(y_j)$ – Erro Quadrático Médio para a j -ésima resposta

$\mu(y_j)$ – Modelo estabelecido para a média da j -ésima resposta

T_{y_j} – Alvo da j -ésima resposta, obtido pela otimização individual de $\mu(y_j)$

$\sigma^2(y_j)$ – Modelo estabelecido para a variância da j -ésima resposta

A minimização da função EQM promove a otimização conjunta da média e variância, levando, portanto, à melhoria da qualidade de diferentes produtos e processos. Entretanto, esta expressão se refere à média e variância de apenas uma resposta. Para o caso de múltiplas características, Köksoy (2006) propôs a aglutinação de várias funções EQM, as quais poderiam ser ponderadas ou não. Assim, se as respostas apresentarem diferentes graus de importância, a função objetivo global para o Erro Quadrático Médio pode ser escrita como:

$$EQM_G = \sum_{i=1}^m w_i \cdot EQM_i = \sum_{i=1}^m w_i \cdot \{[\mu_i(y) - T_i]^2 + \sigma_i^2(y)\} \quad (12)$$

sendo:

EQM_G – Erro Quadrático Médio Global

m – Número de respostas consideradas

w_i – Pesos atribuídos

Além do método apresentado por Köksoy (2006), existem outros métodos de aglutinação encontrados na literatura, como o Método do Critério Global (MCG). O MCG é considerado eficaz quando se deseja a otimização de múltiplas respostas (RAO, 2009).

2.8. Método do Critério Global (MGC)

O Método do Critério Global (MCG) é considerado um dos métodos de aglutinação, cuja estratégia adotada consiste em combinar as funções objetivo individuais em uma única função, que se torna o objetivo global do problema (GOMES, 2013). Assim, é eliminado o conflito de objetivos quando se tem múltiplas respostas com objetivos diferentes.

Rao (2009) apresenta o MGC como uma técnica para a otimização de múltiplos objetivos, em que a solução ótima é encontrada através da minimização de um critério global pré-selecionado, $G(x)$, definido como a soma dos quadrados dos desvios relativos das funções objetivo individuais em relação às soluções ideais. Assim, a formulação de um problema utilizando o MCG para otimização pode ser expressa pela Equação 13.

$$\text{Min } G(x) = \sum_{i=1}^m \left[\frac{T_i - f_i(x)}{T_i} \right]^2 \quad (13)$$

$$s. a.: g_j(x) \leq 0, \quad j = 1, 2, \dots, q$$

sendo:

$G(x)$ – Critério global

T_i – Alvos definidos para as funções objetivo

$f_i(x)$ – Funções objetivo

m – Número de objetivos

$g_j(x)$ – Restrições

Segundo Gomes (2013), o escalonamento dos mesmos desvios pelos alvos faz com que respostas de unidades e magnitudes diferentes possam ser tratadas num mesmo problema, fazendo do MCG uma técnica eficiente e aplicável a diferentes tipos de processos.

A Equação 13 definida por Rao (2009) pode ser reformulada para problemas cujas funções objetivo possuem diferentes graus de importância, atribuindo a cada função individual um peso específico correspondente a sua importância (Equação 14).

$$\text{Min } G(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^m w_i \cdot \left[\frac{T_i - f_i(\mathbf{x})}{T_i} \right]^2 \quad (14)$$

$$s. a.: g_j(\mathbf{x}) \leq 0, \quad j = 1, 2, \dots, q$$

sendo:

w_i – Pesos atribuídos para as funções objetivo, com $\sum_{i=1}^m w_i = 1$.

Assim, considerando a aglutinação das funções EQM pelo MCG, a formulação para a otimização pode ser representada como:

$$\text{Min } EQM_G = \sum_{j=1}^n \left[\frac{T_{EQM(y_j)} - EQM(y_j)}{T_{EQM(y_j)}} \right]^2 \quad (15)$$

$$s. a.: \quad \mathbf{x}^T \mathbf{x} \leq \alpha^2$$

sendo:

EQM_G – Erro Quadrático Médio Global

n – Número de respostas consideradas

$T_{EQM(y_j)}$ – Alvo para o Erro Quadrático Médio, obtido pela minimização individual do modelo desenvolvido para $EQM(y_j)$

$EQM(y_j)$ – Erro Quadrático Médio de cada resposta

$\mathbf{x}^T \mathbf{x} \leq \alpha^2$ – Restrição esférica para o espaço experimental

Para resolver problemas de otimização Não-Lineares (*Nonlinear Problem* – NLP), diversos métodos são conhecidos como o Gradiente Reduzido Generalizado (*Generalized Reduced Gradient* - GRG) e o Algoritmo Genético (*Genetic Algorithm* – GA). De acordo com Köskoy e Doganaksoy (2003), o algoritmo GRG é o que apresenta maior robustez, visto que é apropriado para resolução de uma vasta variedade de problemas, e com maior eficiência entre os métodos de otimização de restrições não lineares disponíveis.

O Gradiente Reduzido Generalizado (GRG) é um método para a resolução de problemas de programação não-linear com restrições. Basicamente, o método prevê apenas a utilização de

restrições lineares ou não-lineares de igualdade. Entretanto, para casos onde a restrição for de desigualdade, contorna-se o problema introduzindo-se variáveis de folga (se a restrição for do tipo \leq), ou variáveis de excesso (no caso de restrições do tipo \geq) (PAIVA, 2006).

O GRG é conhecido como um método primal e frequentemente chamado de método da direção viável. De acordo com Luenberger e Ye (2008), apresenta três vantagens significantes: (i) se o processo de busca termina antes da confirmação do ótimo, o último ponto encontrado é viável devido ao fato de que cada ponto gerado é viável e provavelmente próximo do ótimo; (ii) se o método gera uma sequência convergente, o ponto limite garante, pelo menos, um mínimo local; (iii) a maioria dos métodos primais são geralmente absolutos, não dependendo de uma estrutura especial, tal como a convexidade.

Köksoy (2008) destaca a facilidade de acesso a este algoritmo, já que além de poder ser aplicado a diversos problemas de otimização não lineares restritos ou irrestritos, geralmente encontra-se disponível em softwares comerciais, como no caso das planilhas eletrônicas do *Microsoft Excel*®. Dessa forma, apesar de haver outros algoritmos e métodos, o GRG foi escolhido neste trabalho por ser um algoritmo confiável, rápido e acessível a maior parte dos usuários a partir de sua implementação como o suplemento SOLVER do *Microsoft Excel*®.

3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

3.1. Problema de pesquisa

Conforme apresentado pelo Capítulo 1, o presente trabalho tem como principal objetivo a otimização do processo de refrigeração de um sistema por compressão de vapor. Busca-se identificar a combinação ótima dos parâmetros do sistema de refrigeração (frequência do compressor, frequência da bomba do condensador e frequência da bomba do evaporador) que permitam a maximização da eficiência energética. Dessa forma, desejou-se a:

- Minimização da potência de compressão (W_c);
- Maximização do coeficiente de performance (COP).

A descrição do objeto de estudo representa um problema de otimização multi-objetivo, na medida em que se deseja a otimização simultânea de duas respostas. Portanto, uma abordagem científica para este tipo de problema se torna importante para que as ferramentas de análise sejam corretamente definidas, permitindo que os resultados alcançados sejam coerentes e significativos (GOMES, 2010). A complexidade do problema é ainda acentuada devido à incorporação de uma nova condição ao modelo, o comportamento da otimização frente à possível presença de fatores de ruído, demonstrando ser possível dar o devido tratamento e, ainda assim, obter parâmetros compatíveis de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. A Figura 3.1 apresenta o diagrama do processo para o sistema investigado.

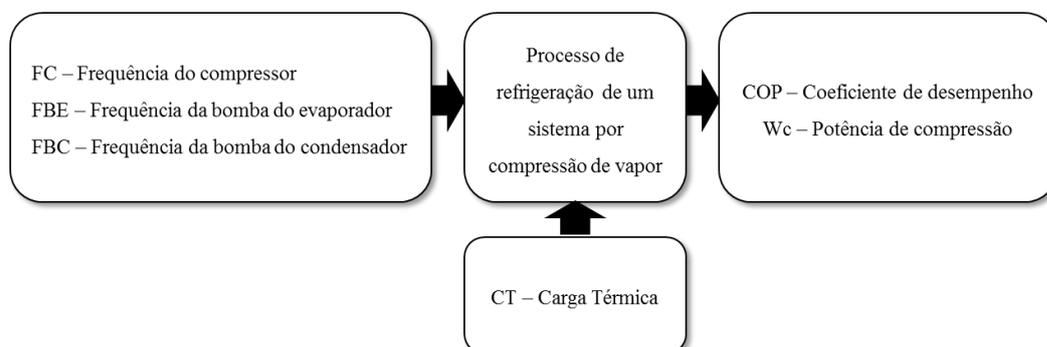


Figura 3.1 – Diagrama do objeto de estudo

3.2. Planta de refrigeração

A planta de refrigeração utilizada neste trabalho pertence ao Laboratório de Controle e Automação da Faculdade de Engenharia Química (FEQ) da UNICAMP. A planta é constituída de um ciclo primário de refrigeração com o R404a como fluido refrigerante e dois ciclos secundários, um no condensador e outro no evaporador, utilizando uma mistura de propilenoglicol e água (mesma proporção de volume) para a troca de calor com o fluido refrigerante no evaporador e água no condensador.

Os processos de compressão, condensação, expansão e evaporação do sistema para realização dos experimentos foram realizados por um compressor alternativo, um trocador de calor tipo placas, uma válvula de expansão termostática e um trocador de calor tipo placas, respectivamente. A simulação da carga térmica foi feita por meio de uma resistência elétrica, considerada nesse trabalho como uma variável não controlável (ruído) do processo. As Figura 3.2 e 3.3 apresentam os principais componentes da planta utilizada e uma breve descrição dos mesmos.

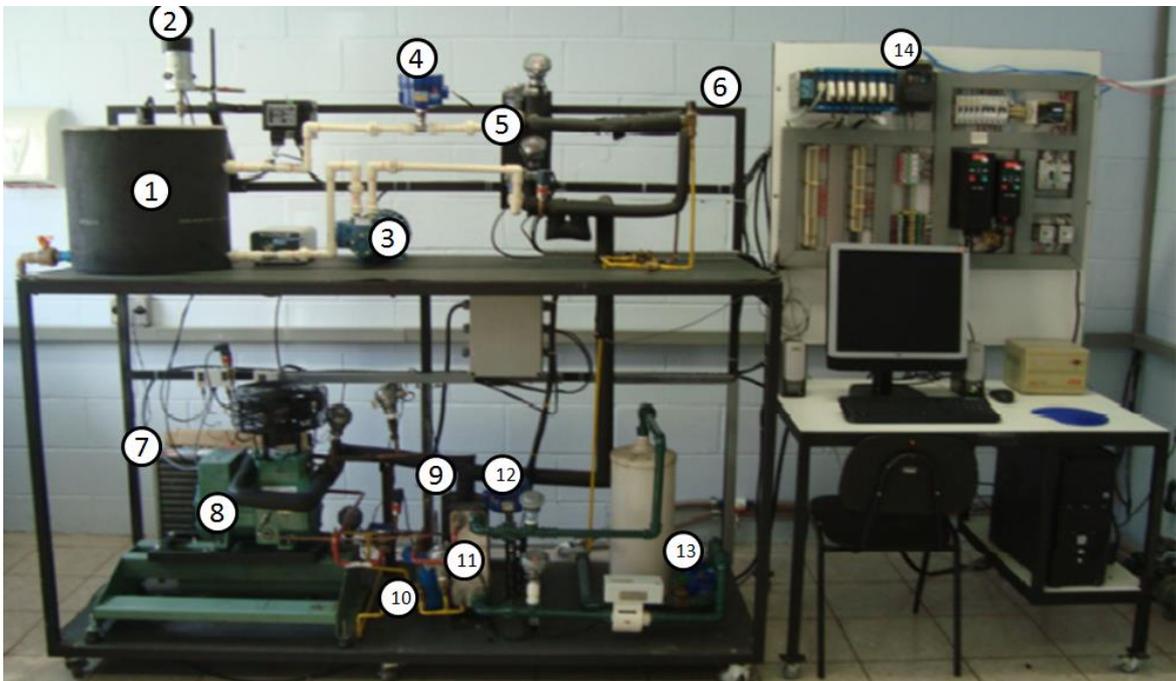


Figura 3.2 - Planta experimental e os principais componentes



Figura 3.3 – Torre de resfriamento

- 1) **Tanque de propilenoglicol:** onde é simulada a carga térmica do sistema. Uma resistência elétrica é responsável pelo aquecimento do propilenoglicol, que é então resfriado no evaporador.
- 2) **Agitador do tanque de propilenoglicol:** tem como objetivo deixar o fluido aquecido no tanque o mais homogêneo possível.
- 3) **Bomba do evaporador:** responsável pelo fluxo do propilenoglicol que é aquecido no tanque. É do tipo deslocamento positivo, modelo RZR500 da fabricante RZR.
- 4) **Medidor de vazão:** responsável pela medição da vazão volumétrica do fluido que é resfriado no evaporador.
- 5) **Evaporador:** onde o fluido refrigerante troca calor com o propilenoglicol. É do tipo placas brasado, modelo CB 26-20M da fabricante Alpha Laval.
- 6) **Válvula de expansão termostática:** onde ocorre a queda de pressão (expansão) do fluido refrigerante. É do modelo TES2 da fabricante Danfoss.
- 7) **Condensador a ar:** onde o fluido refrigerante é resfriado, trocando calor com o ar. Este componente não foi utilizado nos experimentos deste trabalho.
- 8) **Compressor:** responsável pelo aumento de pressão do sistema. É do tipo semi-hermético, modelo 4EC-4.2 Y da fabricante Bitzer.
- 9) **Separador de óleo:** responsável por impedir a mistura de óleo com o fluido refrigerante (causando perda de eficiência) e retornar óleo ao compressor (mantendo a lubrificação).

- 10) **Separador de líquido:** responsável por impedir a entrada do fluido refrigerante na fase líquida no compressor.
- 11) **Condensador a água:** onde o fluido refrigerante é resfriado. É onde ocorre a troca calor com a água que vem diretamente da torre de resfriamento. É do tipo placas brasado, modelo CB 26-20M da fabricante Alpha Laval.
- 12) **Medidor de vazão:** mede a vazão da água proveniente da torre de resfriamento.
- 13) **Bomba do condensador:** responsável por deslocar a água proveniente da torre de resfriamento. É do tipo centrífuga, modelo Hydrobloc P500T da fabricante KSB.
- 14) **Sistema de aquisição e controle:** todo aparato responsável pela coleta de dados dos medidores da planta (pressão, temperatura, vazão e frequência dos inversores) e pelo controle da planta.

Além desses componentes, a planta contém ainda outros acessórios como o filtro secador, para reter umidade e partículas sólidas presentes no fluido refrigerante, e o visor de líquido, que permite a visualização da quantidade de fluido refrigerante no sistema. A planta de refrigeração conta ainda com sensores de temperatura e pressão permitindo uma melhor avaliação e monitoramento do comportamento do sistema. O diagrama apresentado na Figura 3.4 mostra o sistema de refrigeração estudado com todos seus componentes e sensores.

Para modular a velocidade de rotação do compressor e das bombas do evaporador e do condensador, foram utilizados inversores de frequência. Para a variação da carga térmica foi utilizada uma resistência elétrica modulada por um variador de potência. Para o monitoramento do sistema de refrigeração, foi utilizado o Sistema Supervisório InduSoft Web Studio 7.1.3 e o *MATLAB®/SIMULINK*, realizando comunicação com um sistema inteligente de equipamentos de controle através de um CLP (Controlador Lógico Programável), responsável por todo o gerenciamento do sistema. Sistemas supervisórios monitoram e rastreiam informações de um processo produtivo ou instalações físicas coletadas através de equipamentos de aquisição de dados que podem ser manipulados, analisados, armazenados e apresentados ao usuário posteriormente (FRANCO, 2012).

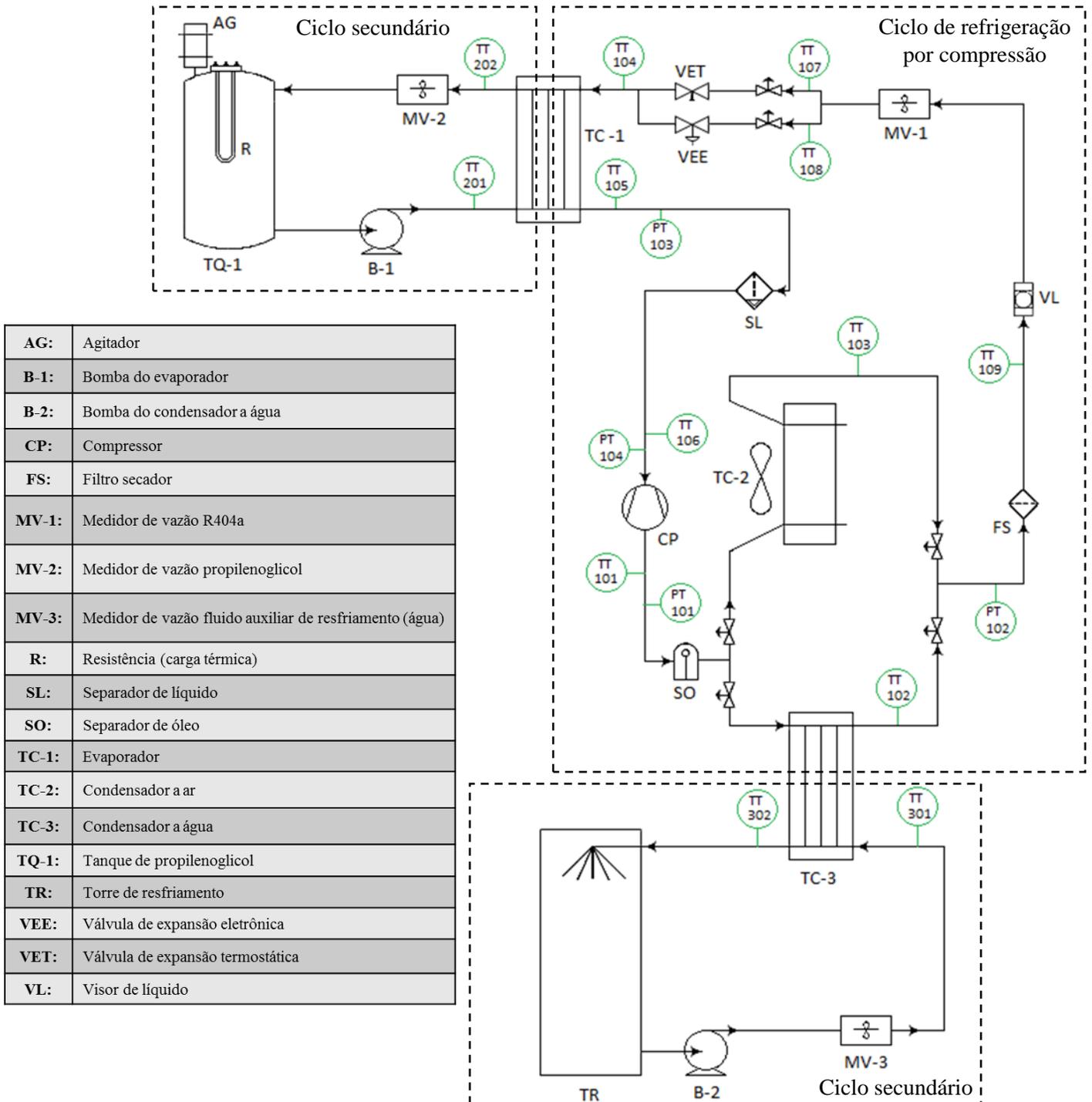


Figura 3.4 – Diagrama da planta de refrigeração com seus principais componentes e sensores

Os sensores de temperatura estão indicados na Figura 3.4 pela sigla TT, e os de pressão pela sigla PT. A descrição de cada sensor é apresentada no Quadro 3.1 a seguir.

Quadro 3.1 – Descrição dos sensores da planta de refrigeração

	Sigla	Descrição
R404a no ciclo de refrigeração	TT101	Temperatura de descarga do R404
	TT102	Temperatura do R404a na saída do condensador a água
	TT103	Temperatura do R404a na saída do condensador a ar
	TT104	Temperatura do R404a na entrada do evaporador
	TT105	Temperatura do R404a na saída do evaporador
	TT106	Temperatura de sucção do R404a
	TT107	Temperatura do R404a na entrada da VEE
	TT108	Temperatura do R404a na entrada da VET
	TT109	Temperatura do R404a na linha de líquido
Pressão	PT101	Pressão de descarga
	PT102	Pressão de condensação
	PT103	Pressão de evaporação
	PT104	Pressão de sucção
Propilenoglicol no evaporador	TT201	Temperatura do propilenoglicol na entrada do evaporador
	TT202	Temperatura do propilenoglicol na saída do evaporador
Água no condensador	TT301	Temperatura da água na entrada do condensador
	TT302	Temperatura da água na saída do condensador

3.3. Método experimental

Para a realização da modelagem do sistema e a otimização da planta de refrigeração descrita anteriormente, o presente trabalho utilizou, como método de pesquisa, a experimentação. A técnica de experimentação utilizada foi o Projeto e Análise de Experimentos (DOE – *Design of Experiments*), um processo de planejamento de experimentos que permite coletar dados apropriados para, posteriormente, analisar o sistema por métodos estatísticos, permitindo chegar a conclusões válidas e objetivas (MONTGOMERY, 2005). De acordo com Bryman (1989), a pesquisa experimental é um método quantitativo e deve ser utilizado quando o pesquisador, que possui total controle sobre o experimento (característica essencial deste método de pesquisa), quer demonstrar as relações de causa e efeito entre as variáveis independentes e dependentes utilizando técnicas de análise estatística.

Dentre os arranjos experimentais do DOE, foi utilizado o Arranjo Combinado de Superfície de Resposta, que se caracteriza por considerar, para fins de experimentação, variáveis de ruído como variáveis de controle, permitindo assim um estudo amplo sobre o

processo. Neste caso, a otimização desse sistema é definida como otimização robusta, pois considera o conceito de Projeto de Parâmetros Robusto, cujo objetivo é atingir os requerimentos para as características de qualidade através da determinação adequada de valores para as variáveis de controle, minimizando a variabilidade transmitida pelas variáveis de ruído (CHEN, 2008). Para isso, foram empregados o Erro Quadrático Médio e o Método do Critério Global. Com isso, o método experimental pode ser dividido em duas fases:

1ª Fase – Arranjo Experimental: utilizada para o planejamento dos experimentos, coleta dos dados, modelagem matemática das respostas e análise das influências dos parâmetros.

2ª Fase – Otimização Robusta: utilizada para definir as equações de média e variância, a formulação do problema pelo EQM e MCG, obter a combinação ótima dos parâmetros de refrigeração que permitam a maximização da eficiência energética e validar os resultados através de experimentos de confirmação.

As Figuras 3.5 e 3.6 apresentam as etapas seguidas em cada fase do método experimental.

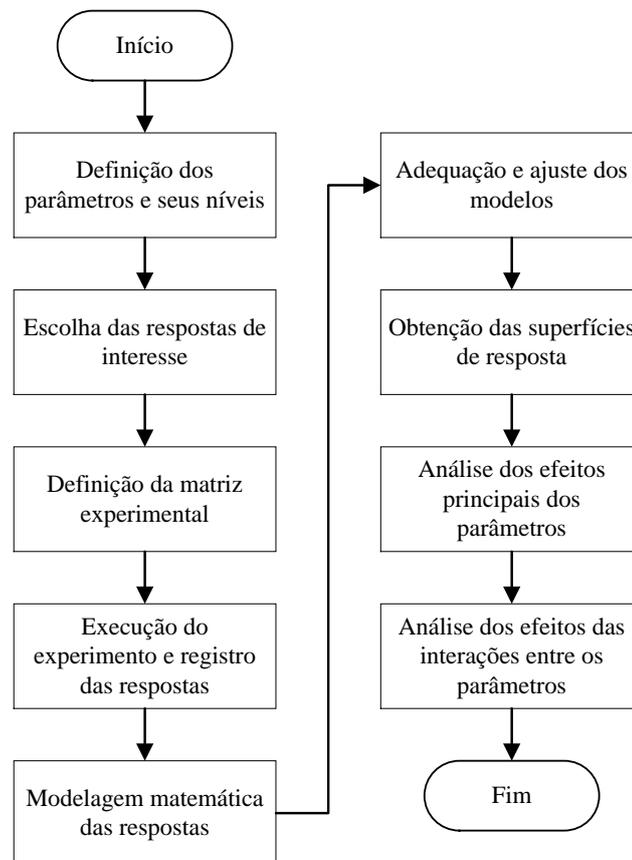


Figura 3.5 – Método experimental – Fase 1: Arranjo Experimental

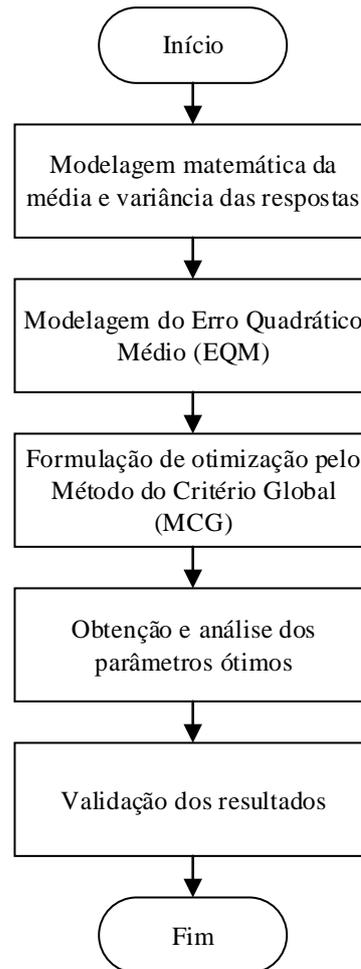


Figura 3.6 – Método experimental – Fase 2: Otimização Robusta

4. APLICAÇÃO DO MÉTODO EXPERIMENTAL

4.1. Arranjo Experimental

4.1.1. Definição dos parâmetros e seus níveis

Os parâmetros das variáveis de controle e ruído foram definidos de modo a não ultrapassar os limites de operação de cada equipamento, conforme apresentado na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Limites de operação das variáveis de controle

Variáveis	Faixa de operação
Frequência do compressor	40 – 70 Hz
Frequência da bomba do evaporador	20 – 70 Hz
Frequência da bomba do condensador	20 – 70 Hz
Carga térmica	0 – 5000 W

Em seguida, testes preliminares foram realizados para verificar a melhor faixa de trabalho das variáveis, impedindo que os equipamentos trabalhassem em condições extremas e inseguras para realização dos experimentos. Finalmente, após alguns ajustes, chegou-se aos limites finais para as faixas de trabalho de cada parâmetro. As Tabelas 4.2 e 4.3 apresentam os parâmetros analisados juntamente com os níveis de trabalho para as variáveis de controle e ruído, respectivamente.

Tabela 4.2 – Variáveis de controle e seus níveis

Parâmetros	Unidade	Notação	Níveis				
			-2	-1	0	+1	+2
Frequência do compressor	Hz	<i>FC</i>	43	48	53	58	63
Frequência da bomba do evaporador	Hz	<i>FBE</i>	33	40	47	54	61
Frequência da bomba do condensador	Hz	<i>FBC</i>	33	40	47	54	61

Tabela 4.3 – Variável de ruído e seus níveis

Ruídos	Unidade	Notação	Níveis		
			-1	0	+1
Carga térmica	W	<i>CT</i>	3000	3500	4000

Quanto às outras variáveis que também compõem o sistema de refrigeração estudado, estas foram tratadas como parâmetros fixos, conforme indica a Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Parâmetros fixos

Variáveis	Tipo adotado
Ventilador da torre de resfriamento	Ligado
Ventilador do compressor (dissipador de calor)	Ligado
Rotação do agitador	2500 rpm

4.1.2. Escolha das respostas de interesse

Este trabalho visa otimizar os parâmetros de um sistema de refrigeração por compressão de vapor para se obter a maior eficiência energética. Para isso, as respostas analisadas compreenderam a potência de compressão (W_c) e o coeficiente de performance (COP).

4.1.3. Definição da matriz experimental

Para a modelagem e otimização robusta do sistema de refrigeração por compressão de vapor, experimentos foram planejados e realizados através de um arranjo composto central (*Central Composite Design - CCD*) baseado em um arranjo combinado, criado para quatro variáveis: três variáveis de controle (FC , FBE , FBC) e uma variável de ruído (CT).

Os níveis extremos da variável de ruído (pontos axiais) foram desconsiderados, conforme recomendado por Montgomery (2005). Assim, contendo quatro fatores em dois níveis ($2^k = 2^4 = 16$), seis pontos axiais ($2k - 2 = 2 \times 4 - 2 = 6$) e adotando sete pontos centrais, o arranjo combinado ficou composto por 29 experimentos. O valor adotado para α foi 2,0.

4.1.4. Execução dos experimentos e registro das respostas

A execução dos experimentos foi realizada no Laboratório de Controle e Automação da Faculdade de Engenharia Química (FEQ) da UNICAMP, utilizando a planta de refrigeração descrita no Capítulo 3. A cada experimento a planta foi ligada, os parâmetros fixos do processo foram definidos de acordo com a Tabela 4.4 e os parâmetros variáveis foram combinados de acordo com a matriz experimental (Tabela 4.5) gerada pelo software *MINITAB*®.

Os experimentos foram realizados de acordo com a matriz experimental, sendo salvos em arquivos *.mat*. Assim, ao fim, foram obtidos 29 arquivos *.mat* contendo em cada um informações referentes às medições dos sensores de temperatura, pressão e vazão distribuídos na planta de refrigeração. As informações de cada experimento foram coletadas até o momento que o sistema se encontrava em regime permanente. Assim, foram considerados apenas os dados do período em que o sistema estava estabilizado. Com as médias das temperaturas e pressões de condensação, evaporação, sucção e descarga e da vazão mássica do R404a, foi possível obter os valores da potência de compressão e do coeficiente de performance pelo software *Coolpack*®, que utiliza como base a plataforma “EES” (*Engineering Equation Solver*) (Figura 4.1).

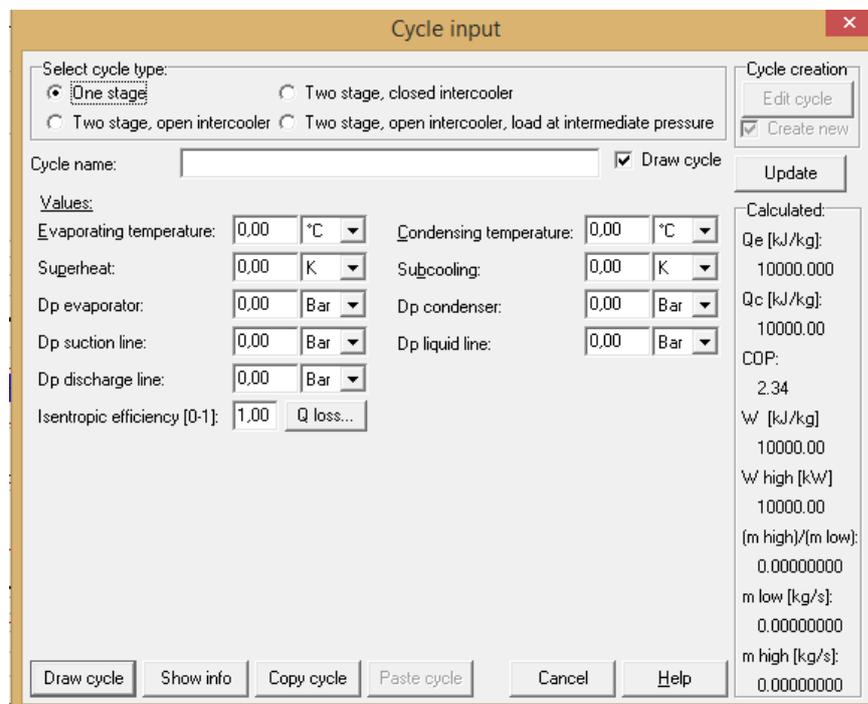


Figura 4.1 – Interface do software *Coolpack*

Tabela 4.5 – Matriz Experimental

Testes	Parâmetros			Ruídos	Respostas	
	<i>FC</i> (Hz)	<i>FBE</i> (Hz)	<i>FBC</i> (Hz)	<i>CT</i> (W)	<i>W_c</i> (kW)	<i>COP</i> -
1	48	40	40	3000	1,409	2,38
2	58	40	40	3000	1,520	2,19
3	48	54	40	3000	1,520	2,19
4	58	54	40	3000	1,541	2,15
5	48	40	54	3000	1,414	2,34
6	58	40	54	3000	1,548	2,13
7	48	54	54	3000	1,340	2,44
8	58	54	54	3000	1,543	2,16
9	48	40	40	4000	1,352	2,58
10	58	40	40	4000	1,579	2,13
11	48	54	40	4000	1,428	2,37
12	58	54	40	4000	1,563	2,17
13	48	40	54	4000	1,416	2,38
14	58	40	54	4000	1,558	2,16
15	48	54	54	4000	1,430	2,39
16	58	54	54	4000	1,549	2,19
17	43	47	47	3500	1,328	2,55
18	63	47	47	3500	1,578	2,12
19	53	33	47	3500	1,456	2,31
20	53	61	47	3500	1,513	2,22
21	53	47	33	3500	1,508	2,23
22	53	47	61	3500	1,503	2,24
23	53	47	47	3500	1,495	2,25
24	53	47	47	3500	1,495	2,25
25	53	47	47	3500	1,483	2,25
26	53	47	47	3500	1,483	2,25
27	53	47	47	3500	1,480	2,26
28	53	47	47	3500	1,481	2,25
29	53	47	47	3500	1,481	2,25

4.1.5. Modelagem matemática das respostas

A partir dos dados experimentais apresentados pela Tabela 4.5 é possível estabelecer relações matemáticas entre as respostas analisadas e os parâmetros do processo. Assim, a seção 2.6.1 apresentou a Equação 8 como o modelo de superfície de resposta de segunda ordem utilizado para representar a relação aproximada entre uma dada resposta de interesse e as variáveis de entrada. Dessa forma, considerando o processo abordado pelo presente trabalho,

em que são estudados os efeitos de três variáveis de controle e uma de ruído, pode-se escrever a Equação 8 conforme indica a Equação 16 a seguir:

$$\begin{aligned}
 y = & \beta_0 + \beta_1 FC + \beta_2 FBE + \beta_3 FBC + \beta_{11} FC^2 + \beta_{22} FBE^2 + \beta_{33} FBC^2 \\
 & + \beta_{12} FC.FBE + \beta_{13} FC.FBC + \beta_{23} FBE.FBC + \gamma_1 CT \\
 & + \delta_{11} FC.CT + \delta_{21} FBE.CT + \delta_{31} FBC.CT
 \end{aligned} \tag{16}$$

sendo:

y – Resposta de interesse

$\beta_0, \beta_i, \beta_{ii}, \beta_{ij}, \gamma_i, \delta_{ij}$ – Coeficientes a serem estimados ($i = 1, 2, 3 \quad i < j$)

FC – Frequência do compressor

FBE – Frequência da bomba do evaporador

FBC – Frequência da bomba do condensador

CT – Carga térmica

A estimação dos coeficientes foi feita através do software estatístico *MINITAB*® que utiliza, para esta finalidade, o Método dos Mínimos Quadrados Ordinários (OLS). A Tabela 4.6 apresenta os coeficientes estimados para os modelos quadráticos completos desenvolvidos para as respostas consideradas neste trabalho e colunas com valores do *p-value* para as respostas, que determina se os resultados são estatisticamente significativos. A prática comum é considerar 95% de confiança em um resultado, ou seja, para um efeito ser considerado estatisticamente significativo, o *p-value* correspondente deve ser menor que 0,05 (COSTA *et al.*, 2007).

Tabela 4.6 – Coeficientes estimados para os modelos quadráticos completos

Coeficientes	Respostas			
	Wc	<i>p-value</i>	COP	<i>p-value</i>
<i>Constante</i>	1,4854	0,000	2,2515	0,000
<i>FC</i>	0,0663	0,000	-0,1104	0,000
<i>FBE</i>	0,0097	0,122	-0,0171	0,089
<i>FBC</i>	-0,0052	0,395	0,0021	0,828
<i>CT</i>	0,0025	0,734	0,0244	0,052
<i>FC*FC</i>	-0,0081	0,165	0,0209	0,033
<i>FBE*FBE</i>	-0,0003	0,963	0,0034	0,705
<i>FBC*FBC</i>	0,0050	0,385	-0,0041	0,653
<i>FC*FBE</i>	-0,0085	0,258	0,0219	0,077
<i>FC*FBC</i>	0,0065	0,383	-0,0019	0,873
<i>FC*CT</i>	0,0096	0,203	-0,0219	0,077
<i>FBE*FBC</i>	-0,0166	0,036	0,0356	0,007
<i>FBE*CT</i>	0,0007	0,919	-0,0019	0,873
<i>FBC*CT</i>	0,0110	0,149	-0,0181	0,137

Coeficientes em negrito indicam os termos significativos.

4.1.6. Adequação e ajuste dos modelos

A adequação dos modelos foi verificada através da Análise de Variância (ANOVA), feita também pelo software MINITAB®. As Tabelas 4.7 e 4.8 apresentam os resultados desta análise e mostram que alguns modelos desenvolvidos não são adequados. Para a resposta *Wc*, os modelos quadráticos e de interação apresentam *p-values* superiores a 5% de significância. Isso também é observado para o modelo quadrático da resposta *COP*. Os resultados da ANOVA também indicam que os modelos desenvolvidos para as duas respostas apresentaram bons ajustes, já que os valores de R^2 (*adj.*) foram superiores a 80%. Além disso, as Tabelas 4.7 e 4.8 mostram que os modelos apresentaram falta de ajuste (*lack-of-fit* < 0,05). No entanto, estes dados puderam ser corrigidos através do procedimento de redução dos modelos.

Tabela 4.7 – Análise de variância para *Wc*

Fonte	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Regressão	13	0,121140	0,009318	11,13	0,000
Linear	4	0,108586	0,027146	32,43	0,000
Quadrático	3	0,002872	0,000957	1,14	0,363
Interação	6	0,009682	0,001614	1,93	0,142
Erro Residual	15	0,012557	0,000837		
Falta de Ajuste	9	0,012294	0,001366	31,08	0,000
Puro Erro	6	0,000264	0,000044		
Total	28	0,133697			
<hr/>					
$S = 0,0289336$	$R^2 = 90,61\%$	$R^2 (adj.) = 82,47\%$	$R^2(pred) = 42,13\%$		
<hr/>					
Valor tabulado de F : $F_{95\%} (13, 15) = 2,448$					

Tabela 4.8 – Análise de variância para *COP*

Fonte	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Regressão	13	0,36354	0,027965	13,16	0
Linear	4	0,309219	0,077305	36,38	0
Quadrático	3	0,013334	0,004445	2,09	0,144
Interação	6	0,040988	0,006831	3,21	0,031
Erro Residual	15	0,031874	0,002125		
Falta de Ajuste	9	0,031788	0,003532	247,24	0
Puro Erro	6	0,000086	0,000014		
Total	28	0,395414			
<hr/>					
$S = 0,0460967$	$R^2 = 91,94\%$	$R^2 (adj.) = 84,95\%$	$R^2(pred) = 49,45\%$		
<hr/>					
Valor tabulado de F : $F_{95\%} (13, 15) = 2,448$					

O valor *F-value* dos modelos é um teste estatístico usado para determinar se o modelo é associado com a resposta. O MINITAB® utiliza o *F-value* para calcular o *p-value*, o qual se usa para tomar uma decisão sobre a significância estatística dos termos e do modelo. Para um intervalo de confiança de 95%, o modelo é considerado significativo quando seu *p-value* é menor que 5%. Utilizando o *F-value* para avaliar a significância dos modelos, é necessário compará-lo com seu valor *F* crítico. Neste caso, o valor *F* crítico tabulado para as respostas *Wc*

e COP é 2,448. Assim, pode-se observar que os valores F -value que se encontram acima do valor F crítico possuem p -value menor que 5%, determinando sua significância estatística.

O coeficiente de determinação (R^2) é uma medida estatística de quão perto os dados estão da linha de regressão. Este coeficiente é a porcentagem da variação da variável de resposta explicada pela relação com uma ou mais variáveis preditoras. Normalmente, quanto maior R^2 , melhor o modelo ajusta os dados. Já o R^2 (*adj.*) é o coeficiente ajustado para o número de preditores no modelo. O R^2 (*adj.*) aumenta somente se o novo termo melhora o modelo mais que seria esperado ao acaso, e diminui quando o preditor melhora o modelo por menos do que o esperado ao acaso. O coeficiente R^2 (*pred*) é usado para determinar quão bem o modelo prevê a resposta para novas observações. Modelos que têm maiores valores de R^2 (*pred*) têm melhor capacidade preditiva. O valor de S representa o desvio padrão de quão longe os valores dos dados estão dos valores ajustados. Quanto mais baixo for o valor de S , melhor o modelo descreve a resposta.

Após a verificação da adequação dos modelos, estes foram reduzidos através da remoção dos termos não significativos. O critério adotado para a remoção dos termos não significativos foi o aumento do valor de R^2 (*adj.*) e a redução da variância S dos modelos. Assim, os modelos finais apresentaram os formatos descritos pelas Equações (17) e (18), sendo que a Tabela 4.9 indica os novos ajustes obtidos.

$$\begin{aligned}
 Wc = & 1,4898 + 0,0663 FC + 0,0097 FBE - 0,0052 FBC + 0,0025 CT \\
 & - 0,0088 FC * FC - 0,0085 FC * FBE + 0,0096 FC * CT \\
 & - 0,0166 FBE * FBC + 0,0110 FBC * CT
 \end{aligned} \tag{17}$$

$$\begin{aligned}
 COP = & 2,2509 - 0,1104 FC - 0,0171 FBE + 0,0021 FBC + 0,0244 CT \\
 & + 0,0210 FC * FC + 0,0219 FC * FBE - 0,0219 FC * CT \\
 & + 0,0356 FBE * FBC - 0,0181 FBC * CT
 \end{aligned} \tag{18}$$

Tabela 4.9 - Comparação entre os ajustes dos modelos completos e modelos finais

Resposta	R^2 (<i>adj.</i>) (%)		S	
	Modelo completo	Modelo reduzido	Modelo completo	Modelo reduzido
<i>Wc</i>	82,47	84,63	0,0289	0,0271
<i>COP</i>	84,95	87,74	0,0461	0,0416

Os resultados da Tabela 4.9 indicam que os modelos finais desenvolvidos se caracterizam como expressões confiáveis, já que os modelos apresentaram ajustes superiores a 84%. A Tabela 4.10 mostra os valores dos coeficientes estimados dos modelos reduzidos, assim como seus *p-values*. Pode-se observar que com a redução dos modelos, os mesmos apresentaram mais termos significativos.

Tabela 4.10 – Coeficientes estimados para os modelos finais

Coeficientes	Respostas			
	<i>Wc</i>	<i>p-value</i>	<i>COP</i>	<i>p-value</i>
Constante	1,48982	0,000	2,25090	0,000
<i>FC</i>	0,06633	0,000	-0,11042	0,000
<i>FBE</i>	0,00967	0,097	-0,01708	0,059
<i>FBC</i>	-0,00517	0,362	0,00208	0,809
<i>CT</i>	0,00250	0,716	0,02440	0,030
<i>FC*FC</i>	-0,00879	0,102	0,02102	0,015
<i>FC*FBE</i>	-0,00850	0,225	0,02190	0,049
<i>FC*CT</i>	0,00963	0,171	-0,02190	0,049
<i>FBE*FBC</i>	-0,01663	0,024	0,03560	0,003
<i>FBC*CT</i>	0,01100	0,121	-0,01810	0,098

Coeficientes em negrito indicam os termos significativos.

4.1.7. Obtenção das superfícies de resposta

Os softwares *MINITAB*® e *MATLAB*® foram empregados para a construção das superfícies de resposta relacionando os parâmetros estudados com as respostas da potência de

compressão e do coeficiente de performance. Entretanto, tais superfícies serão discutidas em maiores detalhes posteriormente junto com a análise das interações entre os parâmetros.

4.1.8. Análise dos efeitos principais dos parâmetros

A partir do desenvolvimento dos modelos finais, torna-se possível analisar a maneira como as respostas do processo se comportam devido às alterações nos parâmetros de entrada. Através da variação dos parâmetros cujo efeito se deseja estudar, enquanto os demais são mantidos constantes, suas influências sobre as respostas de interesse passam a ser conhecidas. Isto contribui para que informações importantes sobre o processo em análise tornem-se claras. Sendo assim, as influências dos parâmetros de um sistema de refrigeração por compressão de vapor sobre a potência de compressão e o coeficiente de performance, obtidas através da análise dos modelos desenvolvidos, são discutidas nesta e na próxima seção.

4.1.8.1. Efeitos principais sobre a potência de compressão

A Figura 4.2 mostra os efeitos dos parâmetros sobre a potência de compressão. Menores valores da potência de compressão foram observados para menores frequências do compressor e da bomba do evaporador e para maior frequência da bomba do condensador. Observa-se que a frequência do compressor é de maior efeito sobre a potência de compressão, pois maior frequência do compressor gera maior fluxo do fluido refrigerante e, por consequência, maior potência de compressão é necessária, já que esta é diretamente proporcional ao fluxo mássico, como pode-se observar na Equação 2 da seção 2.2.4.2. Os efeitos das frequências das bombas do evaporador e do condensador, normalmente negligenciadas, se mostram relevantes. A frequência da bomba do evaporador também influencia na potência de compressão, diminuindo-a quando possui valores menores. Esse efeito ocorre pois, diminuindo a frequência da bomba do evaporador, o fluxo do propilenoglicol diminui, reduzindo a troca de calor com o fluido refrigerante. Assim, a vazão mássica de refrigerante vaporizado é menor e conseqüentemente, a potência de compressão é reduzida. O efeito contrário é analisado para a frequência da bomba do condensador, pois quanto maior o fluxo de água que passa pelo condensador, melhor é a troca de calor com o fluido refrigerante, diminuindo a temperatura de condensação e, conseqüentemente, a potência de compressão. Para esta resposta, a carga térmica se mostra pouco significativa em comparação com os outros parâmetros.

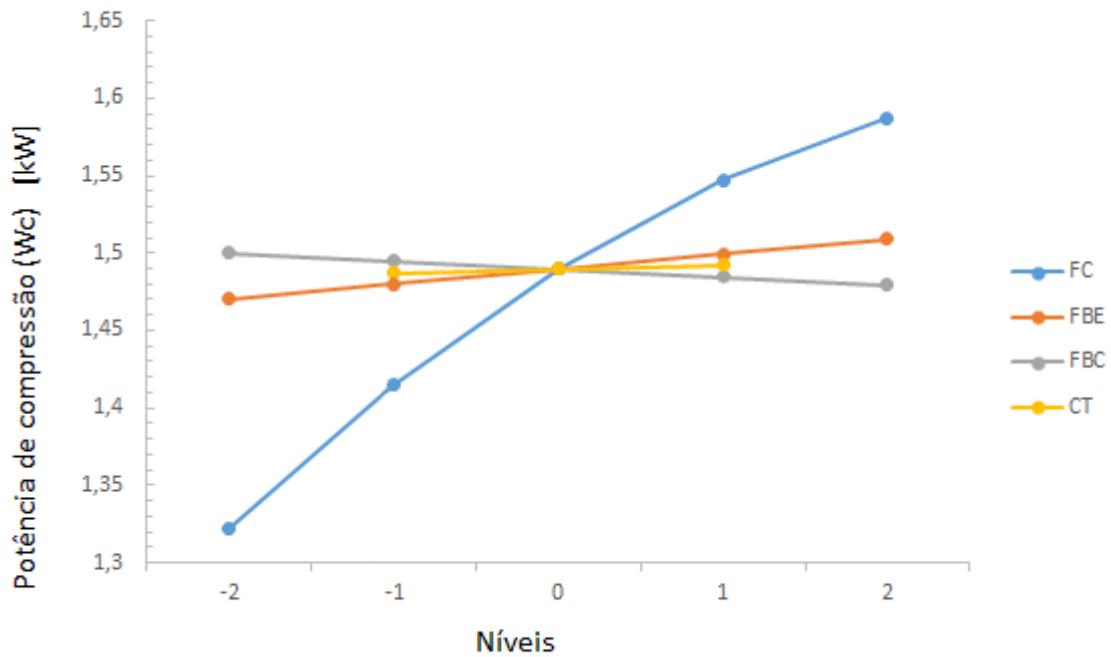


Figura 4.2 – Efeitos principais sobre a potência de compressão

4.1.8.2. Efeitos principais sobre o coeficiente de performance

A Figura 4.3 mostra que o maior efeito sobre o coeficiente de performance é proveniente da frequência do compressor, se caracterizando como um parâmetro significativo para esta resposta. Maiores valores do coeficiente de performance são obtidos com menores valores da frequência do compressor e da bomba do evaporador, assim como valores maiores da carga térmica e da frequência da bomba do condensador. A baixa frequência do compressor assim como a baixa frequência da bomba do evaporador influencia na redução da potência de compressão e, conseqüentemente, no aumento do *COP*. O mesmo é verificado para valores de frequência maiores da bomba do condensador.

Observa-se que a carga térmica possui maior efeito sobre o coeficiente de performance em comparação à potência de compressão, verificada na Figura 4.2, pois a carga térmica está diretamente relacionada com o fluxo de calor que ocorre no evaporador, ou seja, a capacidade frigorífica do sistema. Assim, como observado na Equação 6 na seção 2.2.5, quanto maior a capacidade frigorífica, maior é o *COP*.

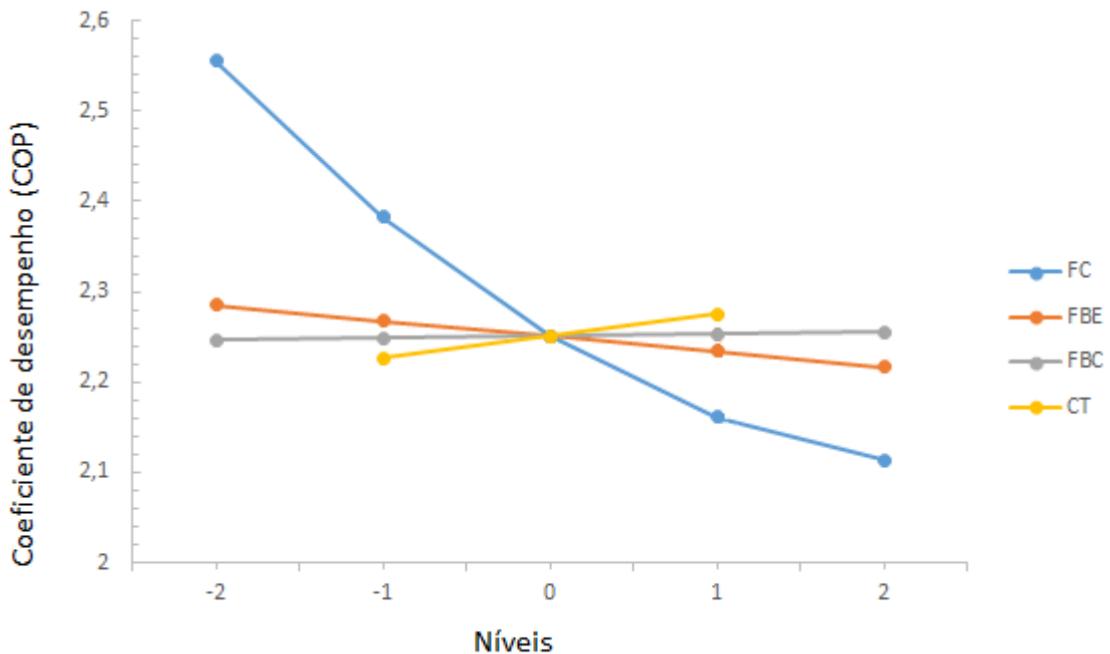


Figura 4.3 – Efeitos principais sobre o coeficiente de performance

As Figuras 4.2 e 4.3 se mostram coerentes visto que, de acordo com a Equação 6 da seção 2.2.5, o coeficiente de performance é inversamente proporcional à potência de compressão, ou seja, quanto menor a potência de compressão maior será o coeficiente de performance. Como as duas respostas tem uma relação de cálculo, é de se esperar que o parâmetro de maior efeito em uma resposta seja o mesmo para a outra.

4.1.9. Análise dos efeitos das interações entre os parâmetros

A Tabela 4.10 revelou que algumas interações entre os parâmetros se comportaram como fatores significativos. Isto significa que o efeito conjunto desses parâmetros influencia de forma significativa os resultados do processo.

4.1.9.1. Efeitos das interações sobre a potência de compressão

A Figura 4.4 apresenta o efeito conjunto das frequências das bombas do evaporador e do condensador sobre a potência de compressão. Embora a Figura 4.2 tenha mostrado que ambos os parâmetros são pouco influentes sobre esta resposta, observa-se através da Figura 4.4 que a interação entre eles é significativa. Observa-se que valores menores da frequência da bomba do evaporador juntamente com da frequência da bomba do condensador, e a situação

contrária também, aumento da frequência da bomba do evaporador e da frequência da bomba do condensador, faz com que a potência de compressão reduza significativamente.

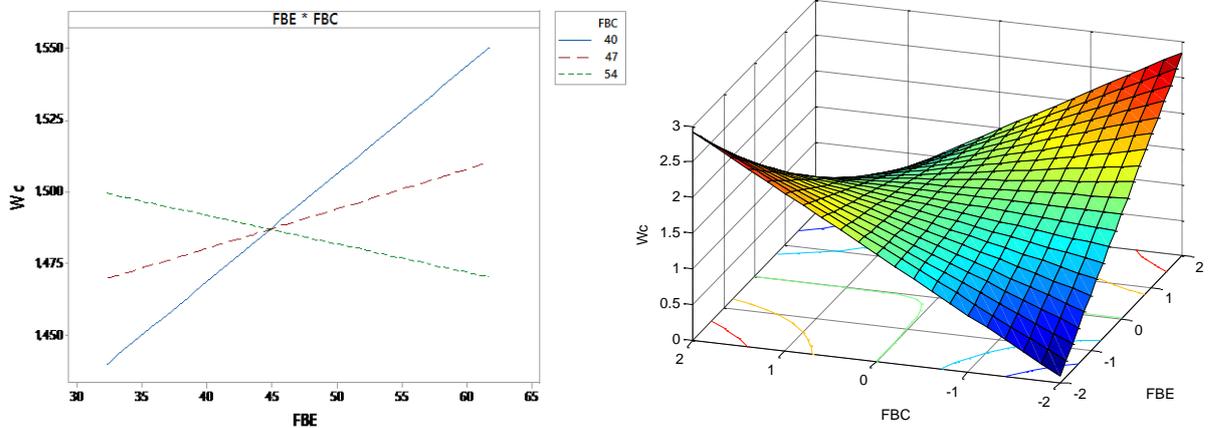


Figura 4.4 – Gráficos de interação e de superfície de resposta entre frequência da bomba do evaporador e frequência da bomba do condensador sobre a potência de compressão ($FC = 53 \text{ Hz}$; $CT = 3500 \text{ W}$)

4.1.9.2. Efeitos das interações sobre o coeficiente de performance

As Figuras 4.5 - 4.7 apresentam as interações significativas sobre o coeficiente de performance. As Figuras 4.5 e 4.6 apresentam as interações de variáveis de controle sobre a resposta. Já a Figura 4.7 mostra o efeito da interação de uma variável de controle com a variável de ruído sobre o COP .

A Figura 4.5 indica que o coeficiente de performance aumenta significativamente quando a frequência da bomba do condensador é reduzida conjuntamente com a frequência da bomba do evaporador. Um dos aspectos mais importantes relacionados à análise das interações, que diz respeito ao fato de dois parâmetros não significativos gerarem em conjunto efeitos significativos sobre uma dada resposta, pode ser verificado na Figura 4.6, onde observa-se que maiores valores do coeficiente de performance também são alcançados com o aumento ou a redução conjunta das frequências das bombas do condensador e do evaporador. A Figura 4.7 mostra a influência da interação da variável de ruído com uma variável de controle. Nota-se que maiores valores do coeficiente de performance são obtidos quando menores frequências do compressor são atingidas juntamente com maiores valores de carga térmica. O aumento da carga térmica influencia no aumento da temperatura de evaporação e, conseqüentemente, no aumento da capacidade frigorífica do sistema. Já a diminuição da frequência do compressor influencia na diminuição da potência de compressão. Assim, os efeitos gerados pela interação

desses dois fatores contribuem para o aumento do coeficiente de performance. Essa análise mostra a importância do Arranjo Combinado que permite analisar a interação de uma variável de ruído (CT) com uma variável de controle (FC) sobre uma resposta de interesse (COP).

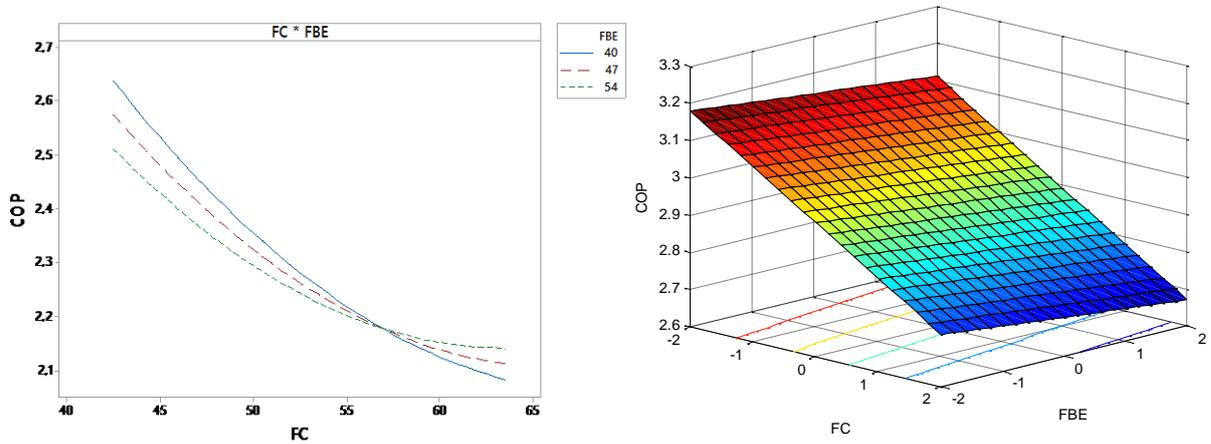


Figura 4.5 - Gráficos de interação e de superfície de resposta entre frequência do compressor e frequência da bomba do evaporador sobre o coeficiente de performance (FBC = 47 Hz; CT = 3500 W)

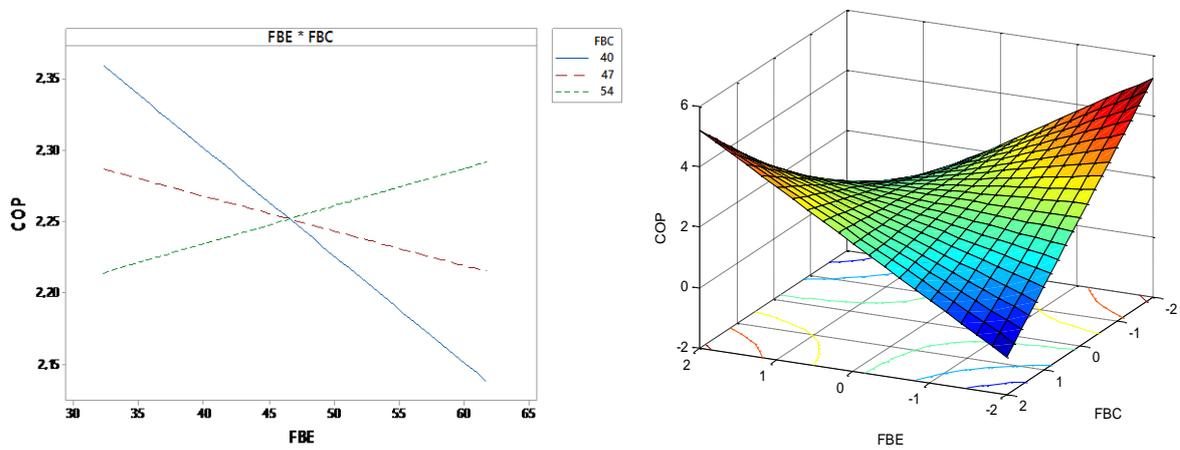


Figura 4.6 – Gráficos de interação e de superfície de resposta entre frequência da bomba do evaporador e frequência da bomba do condensador sobre o coeficiente de performance (FC = 53 Hz; CT = 3500 W)

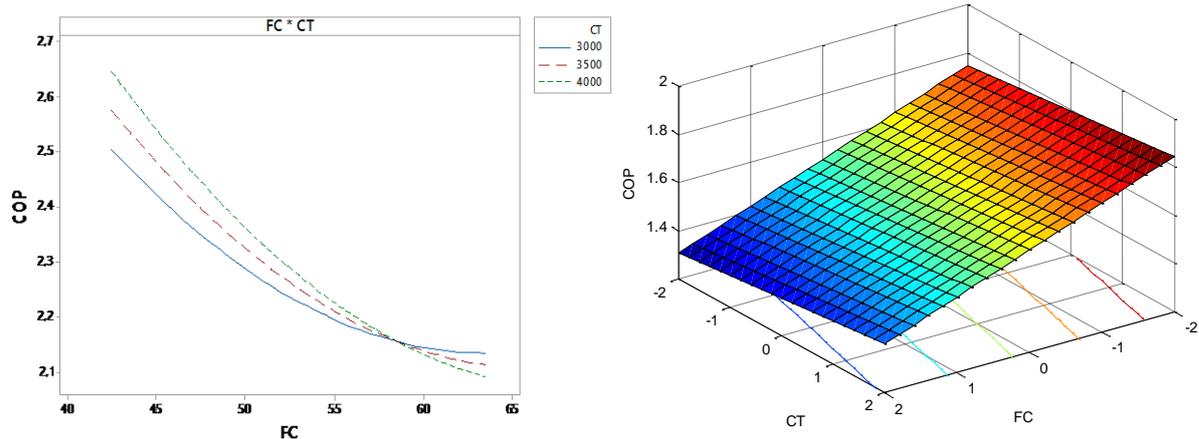


Figura 4.7 - Gráficos de interação e de superfície de resposta entre a carga térmica e frequência do compressor sobre o coeficiente de performance ($FBE = 47$ Hz; $FBC = 47$ Hz)

As análises dos efeitos principais e das interações sobre as respostas indicam que as variáveis de frequência do evaporador e do condensador, que são normalmente negligenciadas em estudos, apesar de não terem uma influência significativa nas respostas estudadas quando analisadas separadamente, demonstram importância quando analisadas conjuntamente. Essas análises permitiram também verificar que a carga térmica, variável ruído do processo, tem importante influência no coeficiente de performance quando seu efeito sobre a resposta é analisado isoladamente, e também, quando age em conjunto com a frequência do compressor. Logo, pode-se afirmar que a carga térmica é uma variável significativa no estudo para se obter maior eficiência energética de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.

4.2. Otimização robusta

4.2.1. Modelagem matemática da média e variância das respostas

Como apresentado na seção 2.6.1, a modelagem da média e variância das respostas pode ser obtida através dos modelos de superfície de resposta. Dessa forma, os modelos de média e variância para a potência de compressão e o coeficiente de performance foram extraídos diretamente dos modelos combinados representados nas Equações 17 e 18, gerando as Equações 19 - 22.

$$\begin{aligned} \mu(Wc) = & 1,4898 + 0,0663 FC + 0,0097 FBE - 0,0052 FBC \\ & - 0,0088 FC * FC - 0,0085 FC * FBE - 0,0166 FBE \\ & * FBC \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} \sigma^2(Wc) = & 0,0000062 - 0,000048 FC + 0,000055 FBC - 0,000093 FC \\ & * FC + 0,000121 FBC * FBC + 0,000212 FC * FBC \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} \mu(COP) = & 2,2509 - 0,1104 FC - 0,0171 FBE + 0,0021 FBC \\ & + 0,0210 FC * FC + 0,0219 FC * FBE + 0,0356 FBE \\ & * FBC \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} \sigma^2(COP) = & 0,000595 - 0,001069 FC - 0,000883 FBC + 0,000480 FC \\ & * FC + 0,000328 FBC * FBC + 0,000793 FC * FBC \end{aligned} \quad (22)$$

De acordo com o que foi discutido na seção 2.6.1, os modelos de média e variância desenvolvidos através de um arranjo combinado são escritos como função apenas das variáveis de controle, embora as variáveis de ruído sejam testadas em diferentes níveis durante os experimentos. No entanto, dado que a derivação da equação de variância leva em consideração os efeitos provocados pelas variáveis de ruído, o ajuste das variáveis de controle para se ter o mínimo de variabilidade garante a robustez do processo em relação a estes efeitos.

4.2.2. Modelagem do Erro Quadrático Médio

Uma vez obtidas as equações de média e variância, é possível aglutiná-las através do modelo do Erro Quadrático Médio (EQM). Primeiramente, para a construção dos modelos de acordo com a Equação 11 apresentada na seção 2.7, é necessário especificar os valores alvo das respostas. Esses valores podem ser obtidos pela otimização individual da função de média de Wc e COP . Assim, para a minimização de Wc e maximização do COP , os valores alvo definidos foram 1,315 kW e 2,575 respectivamente. Os modelos do Erro Quadrático Médio de cada resposta podem ser então representados pelas Equações 23 e 24:

$$EQM(Wc) = [\mu(Wc) - 1,315]^2 + \sigma^2(Wc) \quad (23)$$

sendo:

$EQM(W_c)$ – Erro Quadrático Médio para a potência de compressão

$\mu(W_c)$ – Modelo estabelecido para a média da potência de compressão

$\sigma^2(W_c)$ – Modelo estabelecido para a variância da potência de compressão

$$EQM(COP) = [\mu(COP) - 2,575]^2 + \sigma^2(COP) \quad (24)$$

sendo:

$EQM(COP)$ – Erro Quadrático Médio para o coeficiente de performance

$\mu(COP)$ – Modelo estabelecido para a média do coeficiente de performance

$\sigma^2(COP)$ – Modelo estabelecido para a variância do coeficiente de performance

4.2.3. Formulação de otimização pelo Método do Critério Global

Com as equações do EQM estabelecidas, realizou-se a otimização robusta minimizando a distância entre a média e o alvo e a variância das respostas simultaneamente. Para construir a formulação de otimização (Equação 15), foi necessário definir antes os valores alvo das Equações 23 e 24 através da minimização individual de cada função. Os alvos para os erros quadráticos médios foram fixados em 0,000160 para $EQM(W_c)$ e 0,003715 para $EQM(COP)$. Assim, a otimização robusta multi-objetivo, formulada com base no Método do Critério Global, foi definida como:

$$\text{Minimizar } EQM_G = \left[\frac{0,000160 - EQM(W_c)}{0,000160} \right]^2 + \left[\frac{0,003715 - EQM(COP)}{0,003715} \right]^2 \quad (25)$$

$$\text{Sujeito a: } FC^2 + FBE^2 + FBC^2 \leq 4,0$$

sendo:

EQM_G – Erro Quadrático Médio Global

$EQM(W_c), EQM(COP)$ – Modelos do Erro Quadrático Médio representados pelas Equações 23 e 24

4.2.4. Obtenção e análise dos parâmetros ótimos

Para a solução do problema de otimização, a formulação anterior foi devidamente programada em uma planilha do *Microsoft Excel*® (Figura 4.8) e o suplemento *Solver* do programa foi utilizado, empregando o método GRG (Gradiente Reduzido Generalizado). Assim, o resultado ótimo obtido apresentou os seguintes parâmetros robustos dispostos na Tabela 4.11. Tais resultados foram obtidos com um nível de confiança de 95%.

Modelos de média e variância

	μ (Wc)	σ (Wc)	μ (COP)	σ (COP)
Constante	1,489820	0,000006	2,250900	0,000595
FC	0,066330	0,000048	-0,110420	-0,001069
FBE	0,009670	0,000000	-0,017080	0,000000
FBC	-0,005170	0,000055	0,002080	-0,000883
FC*FC	-0,008790	0,000093	0,021020	0,000480
FBE*FBE	0,000000	0,000000	0,000000	0,000000
FBC*FBC	0,000000	0,000121	0,000000	0,000328
FC*FBE	-0,008500	0,000000	0,021900	0,000000
FC*FBC	0,000000	0,000212	0,000000	0,000793
FBE*FBC	-0,016630	0,000000	0,035600	0,000000

Variáveis

	FC	FBE	FBC
Coded	-1,89	-0,38	0,53
Uncoded	44	44	51

Restrições

X'X : 4,000 ≤ 4,000

Função objetivo

EQMG: 2,61603E-05

Resultados

	μ (Wc)	σ (Wc)	EQM (Wc)	μ (COP)	σ (COP)	EQM (COP)
Modelo	1,31600	0,00010	0,00012	2,55100	0,00316	0,00384
Alvo	1,31525	-	0,00016	2,57514	-	0,00372

Figura 4.8 - Planilha desenvolvida para a otimização do problema

Tabela 4.11 - Parâmetros robustos ótimos para o sistema de refrigeração por compressão de vapor

	Variáveis de controle			Respostas			
	FC	FBE	FBC	μ (Wc)	σ^2 (Wc)	μ (COP)	σ^2 (COP)
Resultado ótimo	44	44	51	1,316	0,00010	2,551	0,00316
Unidade	Hz	Hz	Hz	kW	kW ²	-	-

O resultado ótimo mostra que as médias se estabeleceram próximos aos alvos, já que uma diferença de 0,024 para o coeficiente de performance e 0,001 kW para a potência de compressão foram verificados em relação aos valores desejados. A variância encontrada também se apresenta satisfatória em consideração às medidas experimentais, sabendo-se que o desvio-padrão da potência de compressão é de 0,010 kW e para o coeficiente de performance é de 0,056.

Quanto à variabilidade no ponto de ótimo, as Figuras 4.9 e 4.10 apresentam uma comparação dos resultados com as melhores condições experimentais para o coeficiente de performance (experimento 9) e para a potência de compressão (experimento 17). Tais gráficos foram construídos a partir da simulação dos dados obtidos com os modelos de média e variância desenvolvidos. Como pode ser observado, no experimento com melhor coeficiente de performance (Figura 4.9) foi observada uma alta potência de compressão e uma maior variabilidade em torno desta característica. Da mesma forma, o experimento com melhor potência de compressão (Figura 4.10) apresentou um coeficiente de performance próximo do ótimo, porém, com uma maior variabilidade. O resultado ótimo, por sua vez, foi capaz de combinar as vantagens dos dois experimentos em uma única condição, ou seja, apresentar ao mesmo tempo um coeficiente de performance alto e uma potência de compressão baixa, com baixa variabilidade para ambas as respostas.

Em comparação com o melhor resultado individual, o coeficiente de performance no ponto de ótimo, foi levemente inferior ao valor obtido no experimento 9, porém com menor variabilidade. Em relação a potência de compressão, o resultado ótimo foi inferior e apresentou uma variabilidade significativamente menor em relação ao experimento 17. Levando em consideração à existência de conflitos de interesse característicos de problemas de otimização multi-objetivo e tendo em vista os resultados observados nas Figuras 4.9 e 4.10, julgou-se como satisfatória a otimização robusta desenvolvida neste trabalho para o sistema de refrigeração por compressão de vapor.

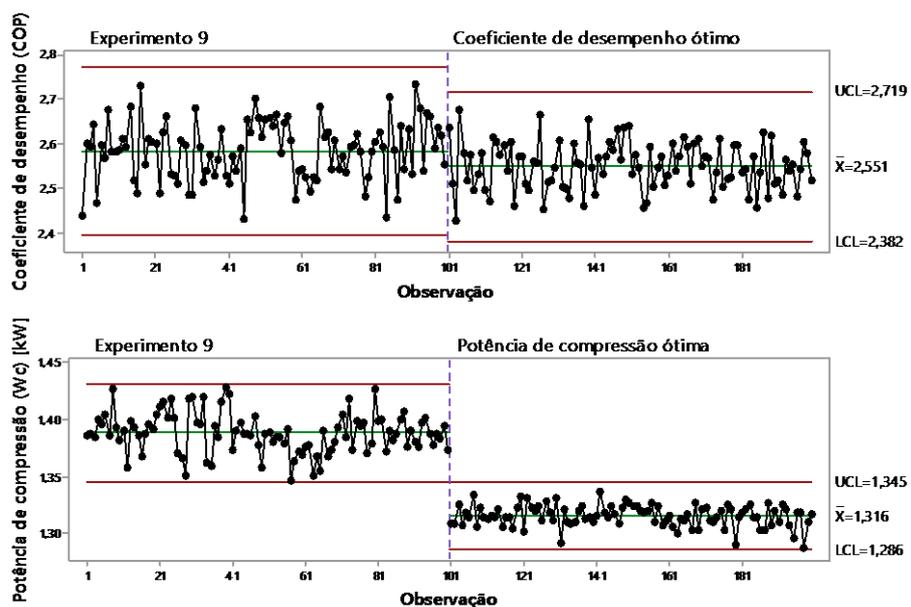


Figura 4.9 – Comparação do resultado ótimo com o experimento de melhor coeficiente de performance

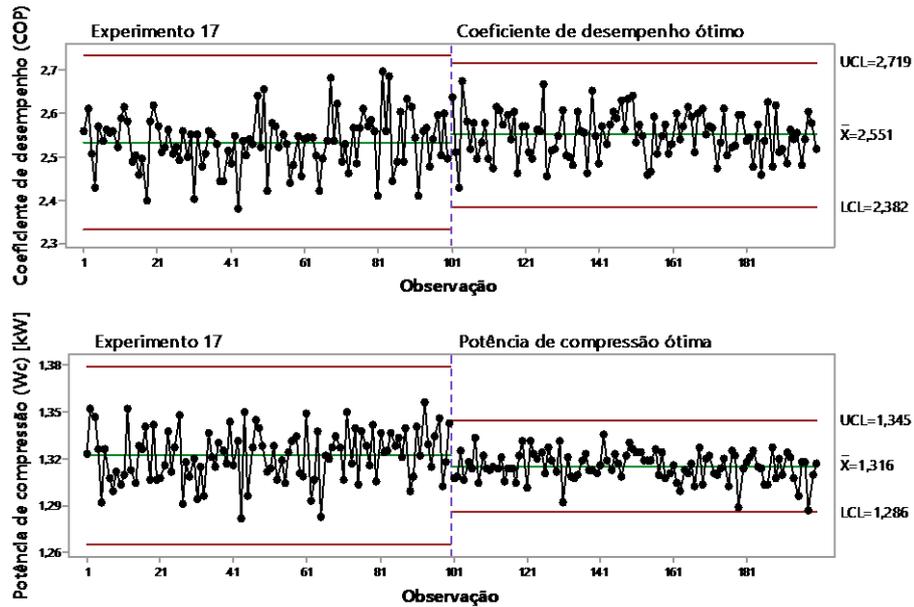


Figura 4.10 – Comparação do resultado ótimo com o experimento de melhor potência de compressão

4.3. Validação dos resultados

Experimentos de confirmação foram realizados com o objetivo de comparar os resultados reais com os resultados calculados para a condição otimizada. Dessa forma, foram realizados quatro experimentos empregando a combinação ótima dos parâmetros determinada através do EQM_G ($FC = 44$ Hz; $FBE = 44$ Hz; $FBC = 51$ Hz) modificando apenas a carga térmica, definida como ruído do processo. A principal ideia em otimização de projeto robusto está relacionada a encontrar uma configuração de fatores controláveis que não sofra ação de fatores incontroláveis, nesse caso, o ruído. Para as demais variáveis do processo, mantiveram-se os parâmetros fixos definidos pela Tabela 4.4. Após a execução dos testes e registros das respostas, foram obtidos os seguintes resultados apresentados pela Tabela 4.12.

Os resultados dos experimentos de confirmação mostram que os resultados ótimos reais se aproximam dos resultados teóricos, já que a maior diferença entre eles foi de 4%, observada para a potência de compressão quando a carga térmica era igual a 3800W. Portanto, na medida em que os valores reais se mostraram condizentes com os valores calculados, ficam validados os resultados obtidos para a otimização robusta do sistema de refrigeração por compressão de vapor, em que a variável de ruído não influencia significativamente as respostas Wc e COP . Estende-se essa validação para os modelos matemáticos desenvolvidos, considerando-se

que os mesmos apresentam baixos erros quanto à previsão dos parâmetros de W_c e COP e que o ruído não interfere nos resultados otimizados.

Tabela 4.12 - Resultados dos experimentos de confirmação

Valores previstos					
$W_c = 1,316 \text{ kW}$			$COP = 2,551$		
Experimentos	Ruído	Respostas			
	CT [W]	W_c [kW]	Erro (%)	COP -	Erro (%)
1	3200	1,333	1%	2,520	-1%
2	3400	1,343	2%	2,520	-1%
3	3600	1,349	3%	2,500	-2%
4	3800	1,369	4%	2,470	-3%
	Média	1,3485	2%	2,5025	-2%

Diante do exposto na Tabela 4.13, é possível verificar que os resultados obtidos nos experimentos de confirmação são satisfatórios para as respostas em análise, observando-se que todas os valores obtidos nos experimentos de confirmação posicionaram-se dentro do intervalo de previsão.

Tabela 4.13 – Análise do intervalo de previsão

Parâmetros				W_c			COP		
FC	FBE	FBC	CT	Previsão	Intervalo de Previsão	Real	Previsão	Intervalo de Previsão	Real
			3200	1,338	(1,267; 1,408)	1,333	2,502	(2,394; 2,610)	2,520
44	44	51	3400	1,334	(1,266; 1,402)	1,343	2,524	(2,419; 2,629)	2,520
			3600	1,331	(1,262; 1,399)	1,349	2,545	(2,440; 2,650)	2,500
			3800	1,327	(1,257; 1,398)	1,369	2,566	(2,458; 2,675)	2,470

O teste t pareado (*Paired T-Test*) com intervalo de confiança de 95% foi aplicado para verificar se a média das diferenças entre duas amostras pareadas é diferente de zero. O teste t pareado calcula a diferença entre o valor previsto e o real, determina a média dessas mudanças e informa se essa média das diferenças é estatisticamente significativa. As hipóteses consideradas foram:

$$H_0: \mu_D = 0$$

$$H_1: \mu_D \neq 0$$

sendo:

H_0 – Hipótese nula

H_1 – Hipótese alternativa

μ_D – Média das diferenças entre o valor previsto e o real

Os valores *p-values* encontrados para *Wc* e *COP* foram 0,196 e 0,294 respectivamente, aceitando assim as hipóteses nulas. Conclui-se então que, com 95% de confiança, os valores obtidos nos experimentos de confirmação não possuem diferença em relação aos valores previstos.

O teste t pareado também foi escolhido para verificar o poder de teste dos experimentos de confirmação com $\alpha = 0,05$. Para a resposta *COP*, o poder de teste encontrado para um tamanho de amostra igual a 4 foi 0,717398, ou seja, 71,7%. Para a resposta *Wc*, o poder de teste encontrado para um tamanho de amostra igual a 3 foi 0,999188 (99,9%). Essa análise pode ser observada nas Figuras 4.11 e 4.12.

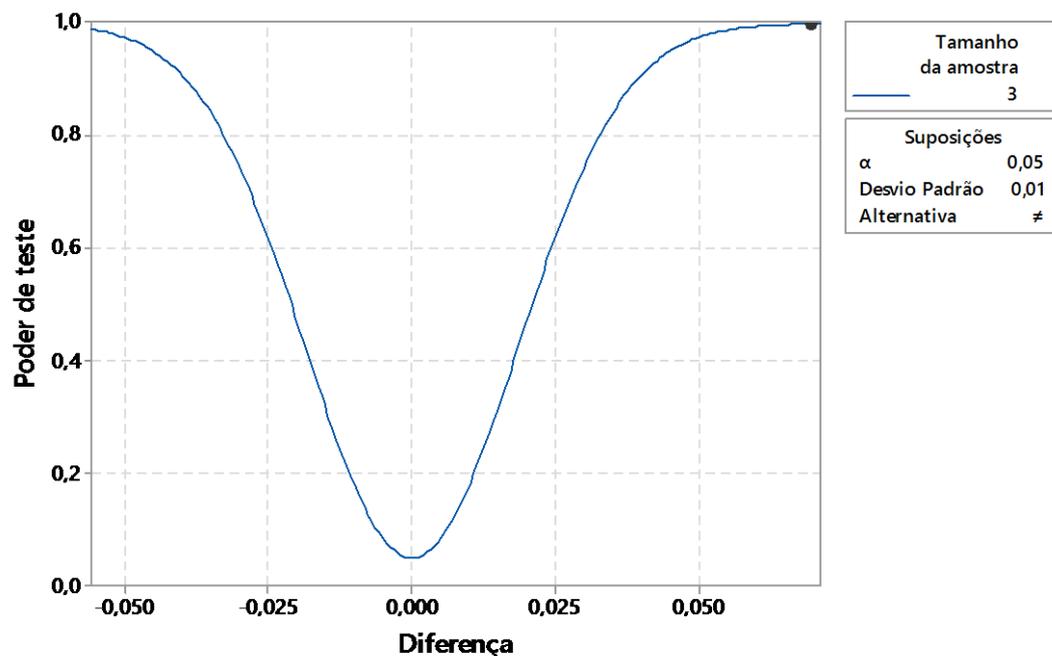


Figura 4.11 – Curva de poder de teste para determinação do valor de poder dos experimentos de confirmação de *Wc*

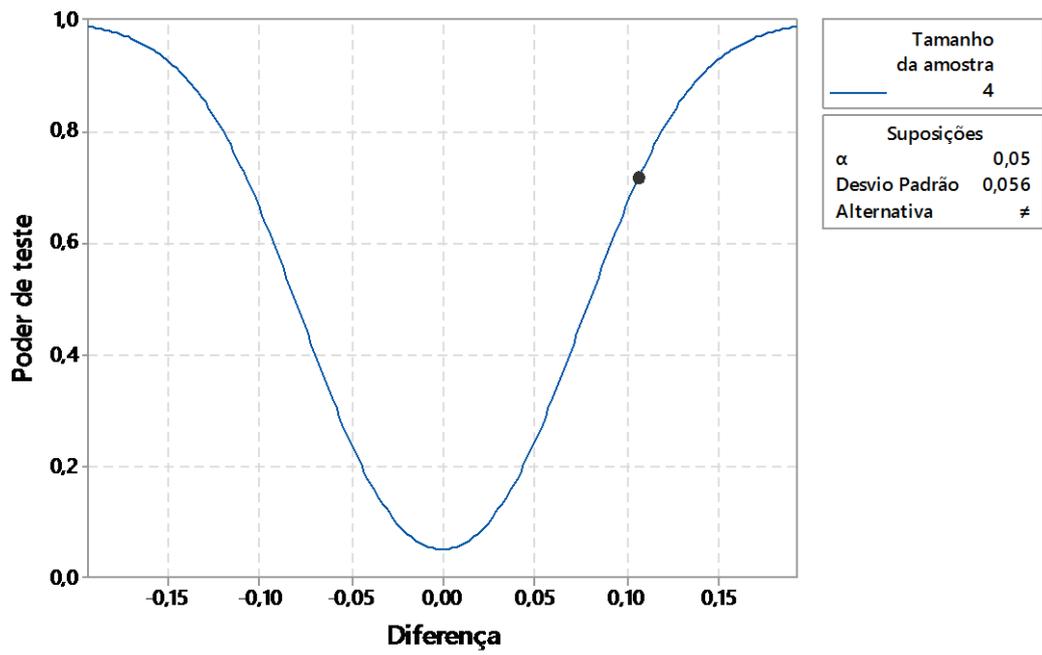


Figura 4.12 – Curva de poder de teste para determinação do valor de poder dos experimentos de confirmação de COP

5. CONCLUSÕES

A partir dos resultados apresentados e discutidos ao longo do capítulo anterior, estabelecem-se, para o presente trabalho, as seguintes conclusões:

1. Os modelos matemáticos desenvolvidos para as respostas de interesse se caracterizaram como expressões de grande confiabilidade, já que apresentaram altos ajustes, todos superiores a 84%.
2. Considerando os efeitos dos parâmetros para a obtenção dos resultados desejados, foi verificado que:
 - Menores valores para a potência de compressão podem ser obtidos empregando-se baixas frequências do compressor e da bomba do evaporador e alta frequência da bomba do condensador. A carga térmica exerceu pouca influência sobre a potência de compressão;
 - Para o coeficiente de performance, maiores valores são alcançados em baixas frequências do compressor e da bomba do evaporador e altas frequências da bomba do condensador. Em comparação com a potência de compressão, a carga térmica exerceu maior influência no coeficiente de performance, atingindo maiores valores quando a mesma é maior.
3. A análise das interações entre os parâmetros se mostrou como um elemento importante para o controle do processo, evidenciando que a ação conjunta de parâmetros com pouca influência sobre uma dada resposta pode conduzir a efeitos significativos. Portanto, esta análise não pode ser negligenciada. A variável de ruído também se mostrou importante sobre o coeficiente de performance na interação com a frequência do compressor, confirmando que é uma variável de influência sobre o processo de refrigeração de um sistema por compressão de vapor.
4. Após a aplicação do EQM e do MCG, verificou-se que a otimização do processo de refrigeração da planta estudada é alcançada com o emprego da seguinte combinação dos parâmetros: FC = 44 Hz; FBE = 44 Hz; FBC = 51 Hz. Nesta condição, são obtidas as seguintes respostas:

- Potência de compressão: 1,316 kW;
- Coeficiente de performance: 2,551.

5. Os experimentos de confirmação mostraram que a maior diferença entre as respostas reais e as respostas teóricas resultou em 4%, observado para a potência de compressão quando a carga térmica é 3800 W. Os resultados obtidos pela análise do intervalo de previsão e pelos testes de hipótese para W_c e COP também se mostraram satisfatórios, visto que os resultados obtidos se encontraram dentro do intervalo de previsão, e com 95% de confiança, não possuem diferença em relação aos valores previstos. O poder de teste também se mostrou satisfatório para o tamanho de amostra utilizado nos experimentos de confirmação, sendo de 71,7% para W_c e 99,9% para COP. Com isso, obteve-se a validação dos resultados ótimos e também dos modelos desenvolvidos para as respostas. A robustez do modelo pôde ser verificada, visto que alterações na variável de ruído não ocasionaram grande variação nas respostas.

5.1. Sugestões para trabalhos futuros

Este trabalho buscou modelar e otimizar um sistema de refrigeração por compressão de vapor levando em consideração o conceito de Projeto de Parâmetros Robustos. Para isso, foram estudados apenas três variáveis de controle e uma variável de ruído do processo, utilizando Arranjo Combinado de Superfície de Resposta para modelagem, métodos de aglutinação como EQM e MCG e o GRG para otimização. Assim, como sugestões para trabalhos futuros, ficam as seguintes considerações:

- Estudar a influência dos parâmetros no consumo de energia elétrica total da planta;
- Analisar outras variáveis de ruído do processo como a temperatura ambiente e umidade;
- Analisar a influência de outros parâmetros no consumo de energia como a válvula de expansão, utilizando válvula eletrônica;
- Comparar o mesmo processo, porém utilizando outros métodos de modelagem como arranjo cruzado ou por redes neurais;
- Utilizar outros algoritmos de otimização como algoritmos genéticos;
- Fazer uma análise da economia em reais fornecida pela otimização do sistema.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABDELAZIZ, E.A.; SAIDUR, R.; MEKHILEF, S. A review on energy saving strategies in industrial sector. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v.15, p. 150-168, 2011.
- ARDAKANI, M. K., NOOROSSANA R. A New Optimization Criterion for Robust Parameter Design - The Case of Target is Best. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 38, p. 851-859, 2008.
- ASHRAE - AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. **Handbook of Fundamentals**. Atlanta, 1997.
- BORJA, T. J. A. **Automatização e controle inteligente on-line de sistemas de refrigeração utilizando redes neurais artificiais**. 2006, 124 p. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Uberlândia, UFU, Uberlândia.
- BOUCHEKARA, H. R. E. H.; NAHAS, M.; SIMSIM, M. T. Performance Analysis and Parametric Study of an Active Magnetic Regenerator Based on the Design of Experiments Approach. **Arabian Journal Science Engineering**, v.39, p. 3147-3159, 2014.
- BOX, G. E. P., DRAPER, N. R. **Empirical Model-Building and Response Surfaces**. New Jersey: John Wiley & Sons, 1987. 650p.
- BOX, G. Signal-to-noise ratios, performance criteria, and transformations. **Technometrics**, v.30, p. 1-40, 1988.
- BRITO, P.; LOPES, P.; REIS, P.; ALVES, O. Simulation and optimization of energy consumption in cold storage chambers from the horticultural industry. **International Journal of Energy and Environmental Engineering**, v.88, p. 1-15, 2014.
- BRITO, T. G. **Otimização do fresamento de topo do aço ABNT 1045 utilizando projeto de parâmetro robusto**. 2012, 125p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Itajubá, UNIFEI, Itajubá.
- BRYMAN, A. **Research methods and organization studies (contemporary social research)**. London: Routledge, 1989.
- CASTILHO, E. **Process Optimization: A statistical Approach**. New York: Springer, 2007, 462p.
- CHEN, L. **Integrated robust design using response surface methodology and constrained optimization**. Waterloo, Ontario, Canada, 129p. Master of Applied Science in Systems Design Engineering. University of Waterloo, 2008.
- COLEMAN, D. E.; MONTGOMERY, D. C. A systematic approach to planning for a designed industrial experiment. **Technometrics**, v.35, p. 1-12, 1993.
- COSTA, C.B.B., RIVERA, E.A.C, REZENDE, M.C.A.F., WOLF MACIEL, M.R., MACIEL FILHO, R. Prior Detection of Genetic Algorithm Significant Parameters: Coupling Factorial Design Technique to Genetic Algorithm. **Chemical Engineering Science**, v.62, p. 4780-4801, 2007.

- DINCER, I. **Refrigeration Systems and Applications**. New Jersey: John Wiley & Sons, 2003. 598p.
- DINCER, I. ; KANOGLU, M. **Refrigeration Systems and Applications**. New Jersey: John Wiley & Sons, 2010. 484p.
- DOSSAT, R. J. **Princípios de Refrigeração**. São Paulo: Hemus Editora Ltda., 1992. 883p.
- EIA – ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION. International Energy Outlook 2016, 2016. Disponível em: <http://www.eia.gov/forecasts/ieo/electricity.cfm>. Acesso em: maio, 2016.
- EPE – EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. Nota Técnica DEA 03/15. Projeção da demanda de energia elétrica para os próximos 10 anos (2015-2024), 2015. Disponível em: <http://www.epe.gov.br>. Acesso em: novembro, 2015.
- ERNST, T.C.; GARIMELLA, S. Demonstration of a wearable cooling system for elevated ambient. **Applied Thermal Engineering**, v.60, p. 316-324, 2013.
- FRANCO, I. C. **Controle preditivo baseado em modelo neuro-fuzzy e sistemas não-lineares aplicado em sistema de refrigeração**. 2012, 218p. Tese (Doutorado em Engenharia Química) – Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP, Campinas.
- GARCIA, F. E. M. **Avaliação teórico – experimental de técnicas de controle fuzzy aplicadas a sistemas de refrigeração**. 2010, 207p. Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Uberlândia, UFU, Uberlândia.
- GEPPERT, J.; STAMMINGER, R. Analysis of effecting factors on domestic refrigerators energy consumption in use. **Energy Conversion and Management**, v.76, p. 794-800, 2013.
- GOMES, J. H. D. F. **Análise e otimização da soldagem de revestimento de chapas de aço ABNT 1020 com utilização de arame tubular inoxidável austenítico**. 2010, 136p. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Produção) – Instituto de Engenharia de Produção e Gestão, Universidade Federal de Itajubá, UNIFEI, Itajubá.
- GOMES, J. H. F. **Método dos polinômios canônicos de misturas para otimização multiobjetivo**. 2013, 162p. Tese (Doutorado em Engenharia de Produção) – Instituto de Engenharia de Produção e Gestão, Universidade Federal de Itajubá, UNIFEI, Itajubá.
- JUNIOR, A. R. S. **Otimização de múltiplos duais correlacionados no processo de torneamento do aço de corte fácil ABNT 12L14**. 2010, 126p. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Produção) – Instituto de Engenharia de Produção e Gestão, Universidade Federal de Itajubá, UNIFEI, Itajubá.
- KLEIJNEN, J. P. C.; SANCHEZ, S. M.; LUCAS, T. W.; CIOPPA, T. M. State-of-the-Art Review: A User's Guide to the Brave New World of Designing Simulation Experiments. **INFORMS Journal on Computing**, v.17, n. 3, p. 263-289, 2005.
- KÖKSOY, O. A nonlinear programming solution to robust multi-response quality problem. **Applied Mathematics and Computation**, v. 196, p. 603-612, 2008.

KÖKSOY, O. Multiresponse robust design Mean Square Error (MSE) criterion. **Applied Mathematics and Computation**, v.175, p. 1716-1729, 2006.

KÖKSOY, O., DOGANAKSOY, N. Joint Optimization of Mean and Standard Deviation Using Response Surface Methods. **Journal of Quality Technology**, v. 35, p. 237-334, 2003.

KOVACH, J.; CHO, B.R. Constrained robust design experiments and optimization with the consideration of uncontrollable factors. **The International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, v.38, p. 7-18, 2008.

LOPES, L. G. D. **Uma contribuição para análise de componentes principais em otimização de múltiplas respostas sob condição de incerteza**. 2011, 119p. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Produção) – Instituto de Engenharia de Produção e Gestão, Universidade Federal de Itajubá, UNIFEI, Itajubá.

LOPES, M. A. **Projeto e Simulação de Resfriadores de Líquidos**. 2007, 139p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, USP, São Paulo.

LUENBERGER, D. G.; YE, Y. **Linear and nonlinear programming**. New York: Springer, 2008, 516p.

MANI, K.; SELLADURAI, V.; MURUGAN, N. Experimental investigations with eco-friendly refrigerants using design of experiments technique. **Thermal Science**, v.18, p. 363-374, 2014.

MANSKE, K. A., Performance Optimization of Industrial Refrigeration Systems. 1999, 166p. Master Science, Thesis, Mechanical Engineering, University of Wisconsin- Madison.

MENDES, T. **Diagnóstico Termodinâmico Aplicado a um Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor**. 2012, 179p. Dissertação (Mestrado em Conversão de Energia) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, UNIFEI, Itajubá.

MONTGOMERY, D. C. **Design and Analysis of Experiments**. New Jersey: John Wiley & Sons, 2005. 643p.

MYERS, R. H.; MONTGOMERY, D. C.; ANDERSON-COOK, C. M. **Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Design of Experiments**. New Jersey: John Wiley & Sons, 2009. 704p.

NEGRÃO, C.O.R.; HERMES, C.J.L. Energy and cost savings in household refrigerating appliances: A simulation-based design approach. **Applied Energy**, v.88, p. 3051-3060, 2011.

NILO JÚNIOR, L. P. **Otimização de um processo de solda MIG/MAG para aplicação na indústria automobilística através da utilização da técnica do projeto e análise de experimentos**. 2003. 111p. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Produção) – Instituto de Engenharia de Produção e Gestão, Universidade Federal de Itajubá, UNIFEI, Itajubá.

PAIVA, A. P. **Metodologia de Superfície de Resposta e Análise de Componentes Principais em Otimização de Processos de Manufatura com Múltiplas Respostas**

Correlacionadas. 2006, 229p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, UNIFEI, Itajubá.

PHADKE, M. S. **Quality Engineering Using Robust Design.** Englewood Cliffs: Prentice-Hall, 1989.

PINELLI, T. G. **Automação e análise do consumo de energia de um sistema de refrigeração para resfriamento de líquido.** 2008, 99p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP, Campinas.

QURESHI, B. A.; ZUBAIR, S. M. The effect of refrigerant combinations on performance of a vapor compression refrigeration system with dedicated mechanical sub-cooling. **International Journal of Refrigeration**, v.35, p. 47-57, 2012a.

QURESHI, B. A.; ZUBAIR, S. M. The impact of fouling on performance of a vapor compression refrigeration system with integrated mechanical sub-cooling system. **Applied Energy**, v.92, p. 750-762, 2012b.

QURESHI, B.A.; ZUBAIR, S.M. Performance degradation of a vapor compression refrigeration system under fouled conditions. **International Journal of Refrigeration**, v.34, p. 1016-1027, 2011.

RAMAKRISHNAN, R.; ARUMUGAM, R. Optimization of operating parameters and performance evaluation of forced draft cooling tower using response surface methodology (RSM) and artificial neural network (ANN). **Journal of Mechanical Science and Technology**, v.26, p. 1643-1650, 2012.

RAO, S. S. **Engineering optimization: theory and practice.** New Jersey: John Wiley & Sons, 2009. 840p.

ROCHA, L.J.C.; PALMIERI, K.B.P.; PRADO, D.R.; OLIVEIRA, V.T.; RIBAS, R.A.J. Analysis of the performance of a cooling system vapor compression with variable speed. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON EXPERIMENTAL MECHANICS, 15, 2012, Porto/Portugal. **Anais...** Porto: FEUP e APAET, 2012. p. 22-27.

SALVADOR, F. **Projeto de um sistema de refrigeração industrial com ‘set-point’ variável.** 1999, 105p. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Sistemas) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, USP, São Paulo.

SAYYAADI, H.; NEJATOLAH, M. Multi-objective optimization of a cooling tower assisted vapor compression refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**, v.34, p. 243-256, 2011.

SELBAS, R.; KIZILKAN, O.; SENCAN, A. Thermoeconomic optimization of subcooled and superheated vapor compression refrigeration cycle. **Energy**, v.31, p. 2108-2128, 2006.

SINGH, D., RAO, P. V. A surface roughness prediction model for hard turning process. **International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, v. 32, p. 1115-1124, 2007.

STANFIELD, C., SKAVES, D. **Fundamentals of HVAC/R.** New Jersey: Prentice Hall, 2009. 1568p.

STOECKER, W. F., JABARDO J. M. **Refrigeração Industrial**. São Paulo: Ed. Edgard Blücher, 2002. 371p.

TAGUCHI, G. **Introduction to Quality Engineering: Designing Quality into Products and Process**. Tokyo: Asian Productivity Organization, 1986.

VENTURINI, O. J., PIRANI, M. J. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial**. Rio de Janeiro: Ed. Eletrobrás, 2005. 316p.

VIÁN, J. G.; ASTRAIN, D. Development of a hybrid refrigerator combining thermoelectric and vapor compression technologies. **Applied Thermal Engineering**, v.29, p. 3319-3327, 2009.

VINING, G.G.; MYERS R.H. Combining Taguchi and response surface philosophies: a dual response approach. **Journal Quality Technology**, v.22, p. 38-45, 1990.

WIDELL, K.N.; EIKEVIK, T. Reducing power consumption in multi-compressor refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, v.33, p. 88-94, 2010.

XU, Y.; CHEN, Q. A theoretical global optimization method for vapor-compression refrigeration systems based on entransy theory. **Energy**, v.60, p. 464-473, 2013.

ZHANG, G.Q.; WANG, L.; LIU, L.; WANG, Z. Thermoeconomic optimization of small size central air conditioner. **Applied Thermal Engineering**, v.24, p. 471-485, 2004.

ZHAO, L.; CAI, W.; DING, X.; CHANG, W. Decentralized optimization for vapor compression refrigeration cycle. **Applied Thermal Engineering**, v.51, p. 753-763, 2013a.

ZHAO, L.; CAI, W.; DING, X.; CHANG, W. Model-based optimization for vapor compression refrigeration cycle. **Energy**, v.55, p. 392-402, 2013b.