

CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA
CELSON SUCOW DA FONSECA - CEFET/RJ

DIRETORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
COORDENADORIA DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM TECNOLOGIA

DISSERTAÇÃO

ANÁLISE DE CONFIABILIDADE NOS DIAGNÓSTICOS DE FALHAS EM
SISTEMAS CONDICIONADORES DE AR VEICULARES

Sergio Libanio de Campos

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM TECNOLOGIA COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM TECNOLOGIA.

José Luiz Fernandes, D. Sc.
José Alberto Reis Parise, Ph.D.
Orientadores

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

NOVEMBRO / 2007

Livros Grátis

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

SUMÁRIO

INTRODUÇÃO	1
Objetivo da Dissertação	1
Organização do trabalho	2
Fluxograma da Organização do Trabalho	3
I - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
I.1 – Fundamentos dos Sistemas Condicionadores de Ar Veiculares	4
I.1.1 - Componentes do Sistema	4
I.2 – Detecção de Falhas e Diagnósticos nos Sistemas Condicionadores de Ar Veiculares	14
I.3 – Fundamentos de Confiabilidade	24
I.4 - Fundamentos do Planejamento de Experimentos	31
I.4.1 - Perspectivas Históricas	31
I.4.2 - Princípios Básicos para Condução de um Experimento	32
I.4.3 - Conceitos Gerais de Experimentação	33
I.4.4 - Técnicas de Planejamento e Análise de Experimentos	34
I.4.5 - Planejamento Fatorial	35
I.4.6 - Planejamento Fatorial 2^K	36
I.4.7 - Análise de Regressão	45
I.4.8 - Regressão Simples	45
I.4.9 - Regressão Linear Múltipla	45
I.4.10 - Análise de Variância (ANOVA)	47
I.4.11 – Teste da Significância da Regressão	51
I.5 - Contextualização deste Trabalho	53
II – MATERIAIS E MÉTODOS	54
II.1 - Procedimentos Gerais	54
II.2 - Bancada de Testes	55
II.3 - Análise Experimental	57
II.3.1 – Parâmetros Medidos	59

II.3.2 – Redução de Dados	60
II.3.3 – Análise de Incertezas	60
II.4 - Simulação Numérica	61
II.4.1 - Equações Envolvidas	61
II.4.2 - Dados de Entrada	64
II.4.3 - Incógnitas	64
II.4.4 - Solução do EES	64
II.5 - Análise Estatística	65
II.6 – Metodologia Utilizada	65
III – RESULTADOS	66
III.1 – Ensaios na Bancada de Testes	66
III.2 – Análise Estatística	81
III.3 – Simulação Numérica	91
III.3.1 - Dados de entrada	92
III.3.2 – simulação Numérica Experimental	100
III.3.3 – Simulação Numérica Empírica	108
III.3.4 – Análise Paramétrica	110
IV – DISCUSSÃO	113
CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES	116
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	117
ANEXOS	
Anexo 1: Tabelas dos Valores dos Dados Experimentais	A1
Anexo 2: Gráficos dos Resultados Experimentais	A10
Anexo 3: Simulação no “EES,2004”	A43
Anexo 4: Relatórios de Aferição de Instrumentos	A45

Xxxx Campos, Sergio Libanio

Análise de Confiabilidade nos Diagnósticos de Falhas em Sistemas
Condicionadores de Ar Veicular / Sergio Libanio de Campos – 2007.

X, xxx fl + anexos: il. (algumas color.), grafs, tabs.; enc.

Dissertação (Mestrado) Centro Federal de Educação Tecnológica Celso
Suckow da Fons
ca, 2007.

Bibliografia: f. xxx – yyy

1. Experimento 2. Modelagem Matemática 3. Confiabilidade Estatística
I. Título

CDD xxx.x

Dedico este trabalho à minha amada esposa, Cristina Teixeira da Silva, pelo incentivo e por compreender a minha falta, durante esta jornada, sempre me incentivando e apoiando.

AGRADECIMENTOS

-Ao Prof. José Luiz Fernandes (D. Sc.), do CEFET-RJ, pelo apoio, empenho no trabalho de orientação, dedicação e incentivo para a elaboração deste trabalho.

-Ao Prof. José Alberto dos Reis Parise (Ph.D.), da PUC-RIO, pelo apoio, empenho, dedicação e incentivo no trabalho de orientação para a elaboração deste trabalho.

-A Prof^a. Mila Rosendal Avelino (D. Sc.), da UERJ, pelo incentivo, discussões, sugestões e participação na banca de defesa.

-A Prof^a. Gisele Maria Ribeiro Vieira (D.Sc.), pela participação na banca de defesa.

-Aos colegas, mestrandos e mestres que participaram e colaboraram nesta minha jornada.

-Aos funcionários da secretaria da DIPPG – CEFET-RJ, pelo apoio, colaboração e pelas informações e orientações administrativas, que foram imprescindíveis para a realização deste trabalho.

Resumo da dissertação submetida ao DIPPG/CEFET-RJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de mestre em tecnologia (M.T.).

ANÁLISE DE CONFIABILIDADE NOS DIAGNÓSTICOS DE FALHAS EM SISTEMAS
CONDICIONADORES DE AR VEICULAR.

Sergio Libanio de Campos

NOVEMBRO de 2007

Orientadores: José Luiz Fernandes (D. Sc.)

José Alberto dos Reis Parise (Ph.D.)

Departamento: DIPPG

Este trabalho tem como objetivo a criação de um procedimento para diagnósticos em sistemas condicionadores veiculares, através da utilização de testes experimentais em bancada, simulação numérica utilizando as equações fundamentais da termodinâmica juntamente com o aplicativo EES (Engineering Equation Solver) e com a análise estatística de confiabilidade, utilizando o método de planejamento de experimentos fatorial 2^K .

O sistema utilizado foi ensaiado sob diversas condições de funcionamento, sob certas condições de falhas e também isento delas. Foram elaboradas tabelas e gráficos dos valores das variáveis consideradas. Através da modelagem numérica foram simuladas as condições de funcionamento utilizadas nos experimentos para comparação dos valores obtidos. Na análise estatística, utilizando o método de planejamento de experimento fatorial (2^K) com $K=6$, foi possível acompanhar as tendências das variações das variáveis estudadas, chegando-se à determinação dos parâmetros de maior influência para cada uma das variáveis respostas definidas anteriormente.

Palavras-Chaves: Confiabilidade; Sistemas Condicionadores de Ar Veicular, Simulação Numérica.

Abstract of dissertation submitted to DIPPG/CEFET-RJ as partial fulfillment of the requirements for the degree of Master in Technology (M.T.).

RELIABILITY ANALYSIS OF FAULTS DIAGNOSIS IN AUTOMOTIVE AIR CONDITIONING
SYSTEMS.

Sergio Libanio de Campos

NOVEMBER/ 2007

Supervisor: José Luiz Fernandes (D. Sc.)

José Alberto dos Reis Parise (Ph.D.)

Departament: DIPPG

This work has the objective of developing a procedure for diagnosis and maintenance in automotive air conditioning systems, through the use of experimental tests, numeric simulation using the fundamental equations of the thermodynamics, together with software EES (Engineering Equation Solver), and of the statistical reliability analysis using the method of factorial planning of experiments 2^K .

The system under study was evaluated under several operational conditions, including fault-free and under severe faults. Tables and plots of the considered variables were obtained. Through numeric modeling, operation conditions, faulty or not, were simulated, using the experiments for comparison with the predicted values. With the statistical analysis, using the method of planning of factorial experiment (2^K) with $K=6$, it was possible to follow the trends of the variations of the studied variables under study.

This enabled the determination of the parameter that most influence the performance of the system under trouble-free and under faulty conditions.

Key Words: Reliability; Automotive Air Conditioning Systems, Numeric Simulation.

LISTA DE FIGURAS:

Figuras	Pág.
Figura I.1 – Compressor alternativo de 5 cilindros SD5H09	4
Figura 1.2 – Diagrama de Funcionamento da Bancada de Testes	5
Figura I.3 – Ciclo operativo de compressor alternativo de um cilindro	5
Figura I.4 – Diagrama teórico de pressão - tempo de ciclo de compressão vs. posição da árvore de manivelas	6
Figura I.5 – Diagrama de pressão vs. volume de um ciclo de compressão de vapor típico	6
Figura I.6 – Evolução das temperaturas no evaporador; (a): fluído refrigerante; 1; super-aquecimento do refrigerante e 2: evaporação do refrigerante	7
Figura I.7 – Caixa evaporadora veicular, onde 1 – termostato e 2 – controle de velocidade	7
Figura I.8 – Evaporador de tubos e aletas	8
Figura I.9 – Evaporador de serpentina	8
Figura I.10 – Evaporador de placas e aletas	8
Figura I.11 – Condensador de tubos e aletas	9
Figura I.12 – Condensador Modine	9
Figura I.13 – Condensador de fluxos paralelos	10
Figura I. 14 – Curvas típicas das temperaturas no condensador	10
Figura I.15 - Filtro convencional vertical;	11
Figura I.16 – Filtro secador de líquido	11
Figura I.17 - Esquema de válvula termostática de expansão	12
Figura I.18 - Esquema de funcionamento da válvula de expansão termostática com controle interno	13
Figura I.19 - Esquema da embreagem eletromagnética	14
Figura I.20 - Comparação das temperaturas do bulbo da válvula TXV, simuladas vs. medidas	16
Figura I.21- (a): pressões no cilindro vs. tempo com e sem vazamentos, (b)-pressão de sucção vs. Volume do cilindro, com funcionamento normal, e com vazamentos na sucção e na descarga	17
Figura I.22 - (a) Pressão vs. Tempo simulado e medido, (b) Corrente elétrica Vs. Tempo simulado e medido	18

Figura I.23 -(a) Pressão de descarga Vs. velocidades do ventilador interno, temperaturas e umidade do ar, experimental e simulada; (b) Temperatura do ar na cabine Vs. velocidades do ventilador interno, temperaturas e umidade do ar, experimental e simulada	19
Figura I.24 - Grandezas consideradas (Capacidade de refrigeração, Potência consumida pelo compressor, COP, Pressão no evaporador, Vazão de refrigerante e potência consumida pelo sistema) Vs. Temperatura do Condensador	20
Figura I.25 - Figura I.26 - Grandezas consideradas (Capacidade de refrigeração, Potência consumida pelo compressor, COP, Temperatura de condensação, Pressão no evaporador e Vazão de refrigerante) Vs. Temperatura do ar do evaporador	20
Figura I.26 - Grandezas consideradas (Potência consumida pelo compressor, COP, Temperatura de condensação e Pressão de evaporação) Vs. Temperatura ambiente	21
Figura I.27 - Grandezas consideradas (Capacidade de refrigeração, Potência consumida pelo compressor, COP e Temperatura de condensação) Vs. velocidade do compressor	21
Figura I.28 - (a) Pressão de modulação da válvula vs. pressão de sucção para pressão de descarga de 0,8 MPa, simulados e medidos, (b) Pressão de modulação da válvula vs. pressão de sucção para pressão de pressão de descarga de 1,4 MPa, simulados e medidos	22
Figura I.29 - Pressão de sucção vs. número do teste simulado e medido	23
Figura I.30 - (a) Vazão vs. massa de refrigerante e título da mistura, (b) Pressões vs. massa de refrigerante e razão de compressão	24
Figura I.31 - Confiabilidade e Custo Total do Produto	26
Figura I.32 - Variação da taxa de falhas em função do tempo de vida	27
Figura I.33 - Probabilidade de Falha e Confiabilidade no tempo a	29
Figura I.34 (a) - representação da densidade de probabilidade, (b): representação da confiabilidade, (c): representação da taxa de falha	30
Figura I.35 – Gráficos de Efeito Principal (a) e de Interação (b), Planejamento Fatorial 2^k	39
Figura I.36 – Ajuste das respostas altura (a) e largura (b) do cordão de solda à função densidade probabilidade normal para 32 ensaios	43
Figura I.37 – Gráfico de probabilidade normal para os efeitos fatoriais considerando 32 ensaios para altura (a) e largura (b) do cordão de solda	43
Figura I.38 – Regiões de rejeição e não rejeição para uma distribuição	46
Figura II.1 - Vista frontal da bancada T66D/S	57
Figura II.2 – Diagrama de Funcionamento de um ciclo de Compressão de Vapor	62

Figura III.1 – Comparação das pressões de descarga medidas	67
Figura III.2 – Comparação das pressões de sucção medidas	68
Figura III.3 – Comparação das temperaturas da cabine medidas	68
Figura III.4 – Comparação do torque consumido medidos	69
Figura III.5 – Comparação das pressões de descarga medidas	70
Figura III.6 – Comparação das pressões de sucção medidas	70
Figura III.7 – Comparação das temperaturas da cabine medidas	71
Figura III.8 – Comparação dos torques consumido medidos	71
Figura III.9 – Comparação das pressões de descarga medidas	72
Figura III.10 – Comparação das pressões de sucção medidas	73
Figura III.11 – Comparação das temperaturas da cabine medidas	74
Figura III.12 – Comparação dos torques consumido medidos	74
Figura III.13 – Comparação das pressões de descarga medidas	75
Figura III.14 – Comparação das pressões de sucção medidas	76
Figura III.15 – Comparação das temperaturas da cabine medidas	76
Figura III.16 – Comparação dos torques consumido medidos	77
Figura III.17 – Comparação das pressões de descarga medidas	78
Figura III.18 – Comparação das pressões de sucção medidas	78
Figura III.19 – Comparação das temperaturas da cabine medidas	79
Figura III.20 – Comparação dos torques consumido medidos	79
Figura III.21 – Comparação das pressões de descarga medidas	80
Figura III.22 – Comparação das pressões de sucção medidas	81
Figura III.23 – Comparação das temperaturas da cabine medidas	81
Figura III.24 – Comparação dos torques consumido medidos	82
Figura III.25 – Valores Normais Esperados vs Media Residual	84
Figura III.26 – Valores Normais Esperados vs. Efeitos Padronizados	85
Figura III.27 – Valores Normais Esperados vs Media Residual	86
Figura III.28 – Valores Normais Esperados vs. Efeitos Padronizados	86
Figura III.29 - Valores Normais Esperados vs Media Residual	87
Figura III.30 – Valores Normais Esperados vs. Efeitos Padronizados	88
Figura III.31 - Valores Normais Esperados vs Media Residual	89
Figura III.32 – Valores Normais Esperados vs. Efeitos Padronizados	89
Figura III.33 – Pressão de Descarga vs. Velocidade do Compressor, Simulado	90
Figura III.34 – Pressão de Sucção vs. Velocidade do Compressor, Simulado	91
Figura III.35 - Temperatura do Ar na Cabine vs. Velocidade do Compressor Simulado	91

Figura III.36 – Torque Consumido vs. Velocidade do Compressor Simulado	92
Figura III.37 – Eficiência do Condensador vs. Velocidade do Compressor Simulado	94
Figura III.38 - Simulação do Expoente Politrópico vs. Razão de Compressão do Compressor.	94
Figura III.39 – Eficiência Volumétrica do Compressor	95
Figura III.40 – Coeficiente Volumétrico do Coeficiente Volumétrico vs. Velocidade do Compressor	96
Figura III.41 – Rendimento do Compressor vs. Velocidade do Compressor	97
Figura III.42 – Queda de Pressão no Condensador vs. Velocidade do Compressor	98
Figura III.43 – Queda de Pressão no Evaporador vs. Velocidade do Compressor	99
Figura III.44– Grau de Sub-Resfriamento no Condensador vs. Razão de Compressão	100
Figura III.45 – Grau de Superaquecimento vs. Razão de Compressão	101
Figura III.46 – Comparação das pressões de Descarga Simuladas vs. Medidas	102
Figura III.47 – Comparação das pressões de Sucção Simuladas vs. Medidas	103
Figura III.48 – Comparação das pressões de Sucção Simuladas vs. Medidas	104
Figura III.49 – Comparação das Pressões de Evaporação Simuladas vs. Medidas.	104
Figura III.50 – Comparação das Pressões na Saída do Condensador Simuladas vs. Medidas	105
Figura III.51 – Comparação das Temperaturas de Descarga Simuladas vs. Medidas	106
Figura III.52 – Comparação das Temperaturas de Evaporação Simuladas vs. Medidas	107
Figura III.53 – Comparação das Temperaturas de Sucção Simuladas vs. Medidas	108
Figura III.54 – Comparação das Temperaturas do Ar na Saída do Condensador Simuladas vs. Medidas	109
Figura III.55 – Comparação das Temperaturas do Ar da Cabine Simuladas vs. Medidas	109
Figura III.56 - Pressão de Descarga Simulada vs. Medida	110
Figura III.57 - Pressão de Sucção Simulada vs. Medida	111
Figura III.58 – Temperatura do Ar na Cabine Simulada vs. Medida	112

LISTA DE TABELAS

Tabelas	Pág.
Tabela I.1 – Matriz de Yates para 2^6 em Ordem Crescente	37
Tabela I.2 - Matriz de Yates para 2^6 em Ordem Aleatória	37
Tabela I.3 – Intervalos dos parâmetros ótimos de soldagem de reparo Dabber TIG	42
Tabela I.4 - Variáveis de controle selecionadas	44
Tabela I.5 - Variáveis de resposta selecionadas	44
Tabela I.6 – Anova de um experimento Fatorial com Dois Fatores 2^2	50
Tabela I.7 – Análise de Variância para um experimento com K fatores (2^K)	52
Tabela II.1 – Dados Experimentais	59
Tabela II.2 – Significados das Nomenclaturas das Variáveis Consideradas	59
Tabela III.1 – Resultados experimentais com funcionamento normal do sistema, com o ventilador interno N na velocidade 1 (mínima = 6,50 m/s)	66
Tabela III.2 – Resultados experimentais com funcionamento normal do sistema com o ventilador interno N na velocidade 3 (máxima = 14,10 m/s)	66
Tabela - III.3 - Matriz de YATES 2^6 Experimentos em Ordem Aleatória	83
Tabela IV.1 – Parâmetros mais relevantes para as variáveis de controle	114

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Número de tratamentos	-
ANOVA	Análise de Variância	-
CFC12	Refrigerante com Cloro	-
CO ₂	Dióxido de Carbono	-
COP	Coeficiente de Performance	-
E	Valor esperado	-
E_i	Efeito estimado	-
F_0	Razão entre MQ_R e MQ_E	-
h	[1,2,...n]	-
H_0	Hipótese nula	-
H	Entalpia	[KJ/Kg]
H_1	Hipótese alternativa	-
HC	Hidro Carboneto	-
HFC134a	Refrigerante isento de Cloro	-
i	[1,2,...a]	-
I	Corrente elétrica	-
$i, j, \dots, k.$	Coeficientes	-
ε_{ijk}	Erro aleatório ou experimental	-
j	[1,2,...b]	-
k	[1,2,.. c]	-
MQ_E	Média quadrática dos erros	-
MQ_R	Média quadrática da regressão	-
MQ_T	Média quadrática total	-
$MQ_{\text{Tratamentos}}$	Média quadrática dos tratamentos	-
MTBF	Tempo médio entre falhas, (Mean Time Between Failures)	-
MTTF	Tempo médio da falha, (Mean time To Failure)	-
N	Número total de observações	-
P_1 -	Pressão do fluido refrigerante na entrada do condensador	[MPa]
P_2 -	Pressão do fluido refrigerante na saída do condensador	[MPa]
P_3 -	Pressão do fluido refrigerante na saída do evaporador	[MPa]
P_4 -	Pressão do fluido refrigerante na sucção do compressor	[MPa]
P	Pressão	[MPa]
PAG	Poli Alquileno Glicol (Óleo Sintético)	-

P_C	Potência consumida pelo compressor	[W]
P_{CD}	Pressão de Condensação	[MPa]
P_E	Potência elétrica consumida	[MPa]
P_{EV}	Pressão de Evaporação	[MPa]
R	Função de confiabilidade	[MPa]
R_C	Razão de compressão do compressor	-
s	Entropia	[KJ/Kg K]
SQ_E	Soma quadrática dos erros	-
SQ_R	Soma quadrática da regressão	-
SQ_T	Soma quadrática total	-
$SQ_{\text{Tratamentos}}$	Soma quadrática dos tratamentos	-
T	Temperatura	
T_1 -	Temperatura do fluido refrigerante na entrada do condensador	[°C]
T_2 -	Temperatura do fluido refrigerante na saída do condensador	[°C]
T_3 -	Temperatura do fluido refrigerante na entrada do evaporador	[°C]
T_4 -	Temperatura do fluido refrigerante na saída do evaporador	[°C]
T_5 -	Temperatura do ar no condensador	[°C]
T_6 -	Temperatura do ar na cabine (saída do evaporador)	[°C]
T	Instante no ciclo de vida do produto no qual se deseja obter predições do nível de confiabilidade	-
T	Vida útil do item	-
TXV	Válvula de Expansão Termostática	-
V	Tensão elétrica	[V]
v	Volume específico	[m ³ /Kg]
X_i	Variáveis de controle	-
Y	Regressão linear	-
Y_i	Variáveis de resposta	-
y_k	Efeito principal do fator k,	-
\hat{y}	Valor estimado	-
\bar{y}_i	Média das observações sujeita ao i-ésimo tratamento	-

Símbolos Gregos

β	Parâmetro de forma;	-
η	Parâmetro de escala.	-
σ	Desvio padrão	-
$\eta_{efx.}$	Coefficiente volumétrico do compressor	-
τ_i	Desvio da média global μ	-
$\hat{\beta}_{i,j..k}$	É a metade da estimativa do efeito verdadeiro da interação dos fatores	-
$\tau\beta_{ij}$	Efeito da interação entre os fatores i e j	-
τy_{ik}	Efeito de interação entre os fatores i e k	-
τ_i	Efeito principal do fator i	-
β_j	Efeito principal do fator j	-
ε	Erro aleatório com média zero	-
$\hat{\beta}_0$	Estimativa da média geral do modelo	-
μ	Média dos resultados	-
$\hat{\beta}_i$	Metade da estimativa do efeito principal verdadeiro do i-ésimo fator	-
α	Nível de significância	-
γ	Parâmetro de localização	-
$\phi(\mu)$	Função de distribuição da normal padrão (0 , 1)	-
σ^2	Variância	-

INTRODUÇÃO

Sistemas de ar condicionado veicular vêm sendo exigidos, cada vez mais, pelos usuários de automóveis, não só pelo conforto oferecido, mas também pela segurança. Em dias chuvosos, os sistemas condicionadores de ar automotivo, devido à desumidificação parcial do ar, impedem a formação de embaçamento dos vidros, aumentando a segurança dos passageiros (BHATTI, 1999). De acordo com BROWN et al. (2002) e KIATSIRIOROAT e EUAKIT (1997), têm-se que o impacto ambiental destes sistemas pode ser reduzido pelo uso de refrigerantes benignos, isentos de cloro. Igualmente a eficiência energética pode ser melhorada assim como os próprios procedimentos de manutenção.

Refrigerantes tais como o CFC12 foram substituídos, desde 1995, pelo HFC134a que, apesar de não agredir a camada de ozônio da atmosfera, promove um impacto apreciável no efeito estufa. Outros refrigerantes, como CO₂, HC e misturas de refrigerantes, estão sendo estudados para substituição do HFC134a no futuro próximo.

Segundo GLEHM e BADAN (1999), os técnicos de manutenção dos sistemas condicionadores de ar automotivos tomam, como base para diagnósticos, somente as pressões das linhas de alta e de baixa pressão do sistema e a temperatura do ar na saída do evaporador. Este método desconsidera variáveis relevantes para um perfeito funcionamento do sistema, tais como, umidade relativa do ar, impurezas nas paredes externas dos trocadores de calor (condensador e evaporador), quantidade de massa do refrigerante no sistema, quantidade do óleo do sistema, potência consumida, dentre outros.

Objetivo da Dissertação

Este trabalho tem como objetivo identificar as variáveis mais importantes para os diagnósticos das falhas selecionadas em sistemas condicionadores de ar automotivos fornecendo

informações relevantes, propiciando assim, maior precisão e agilidade na reparação destes sistemas.

A metodologia utilizada consta de ensaios experimentais, utilizando uma bancada de testes de sistema condicionador de ar automotivo, de simulação numérica e de análise de confiabilidade estatística, utilizando a técnica de planejamento de experimentos fatorial.

O presente trabalho se destina ao desenvolvimento de uma metodologia para a realização dos diagnósticos e manutenção em sistemas condicionadores de ar automotivos, utilizando: (1) uma bancada de testes para sistemas condicionadores de ar automotivo, produzida pela Diacta Itália, (**DIDACTA, 2003**), com a qual experimentos foram realizados sob diversas condições de operação do sistema: incluindo falhas simuladas, e isento de anomalias, ou seja, em condições normais de operação; (2) modelo estatístico de planejamento de experimentos fatorial, utilizando o programa estatística, (**STATISTICA 7.0**) e (3) modelagem numérica, utilizando equações fundamentais da termodinâmica e o aplicativo EES, (Engineering Equation Solver), (**EES 2004**).

Organização do Trabalho

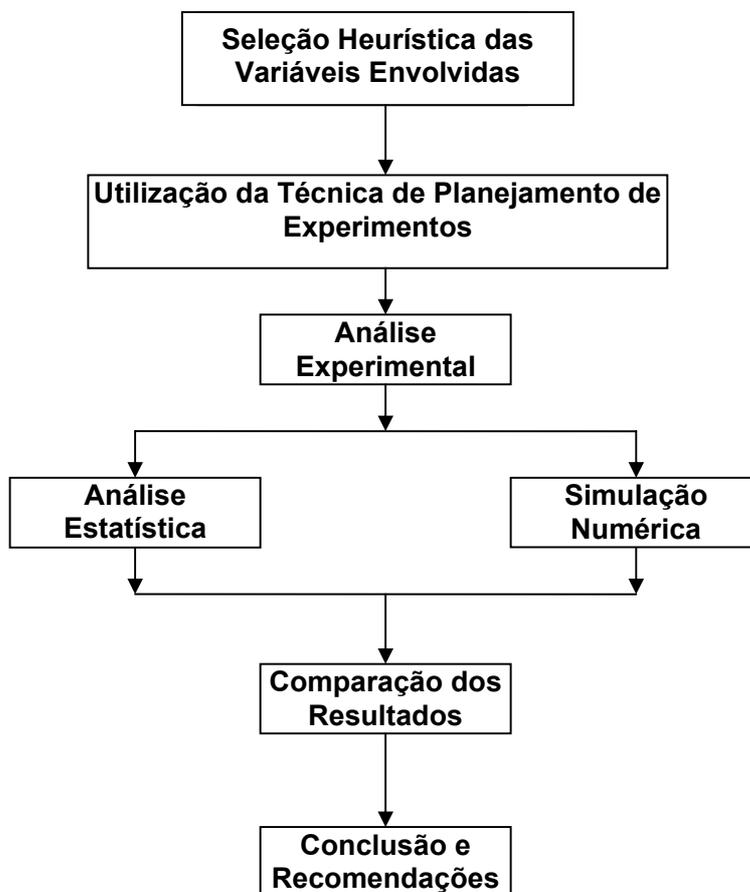
O presente trabalho foi realizado seguindo os critérios de planejamento de experimentos fatorial (**MONTGOMERY, 2004**). Sendo assim, inicialmente foram selecionadas, heurísticamente, as variáveis envolvidas que são denominadas variáveis de controle (velocidade do compressor, carga térmica no condensador, carga térmica no evaporador, velocidade do ventilador interno, impurezas no condensador e impurezas no evaporador) e de resposta (torque consumido pelo sistema, pressão de descarga do compressor, pressão de sucção do compressor e temperatura do ar na saída do evaporador) bem como seus limites de operação.

Em seguida, foi elaborada uma matriz de Yates de 2^k tratamentos, utilizando-se a técnica de planejamentos fatorial (**MONTGOMERY, 2004**), a fim de determinar as ordenações para a realização dos experimentos na bancada de testes utilizada.

Após a realização dos experimentos e de posse dos dados obtidos nestes, um modelo estatístico, através do planejamento de experimentos fatorial 2^K , seleciona as variáveis de controle consideradas, heurísticamente, que mais influenciaram nas variáveis de resposta consideradas. Os resultados são apresentados através das equações geradas pelo programa, (**STATISTICA 7.0**). Ainda nesta etapa um modelo de análise de regressão linear múltipla, é gerado utilizando a análise de variância (ANOVA), para representação do comportamento das variáveis de resposta.

Em seguida um estudo através da simulação numérica do aparato experimental, a partir das equações fundamentais da termodinâmica, de conservação de energia e de massa, resolve o sistema resultante de equações não lineares algébricas. Esta simulação numérica é executada pelo aplicativo EES (Engineering Equation Solver), (**EES,2004**).

A organização do trabalho aqui descrita é mostrada através do fluxograma que segue



Fluxograma da Organização do Trabalho

I - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

I.1 – Fundamentos dos Sistemas Condicionadores de Ar Veiculares.

Os sistemas condicionadores de ar automotivo operam segundo um ciclo de compressão de vapor e utilizam como fluido de trabalho o refrigerante o HFC134a (Tetrafluoretano), que é isento de cloro, não destruindo, assim a camada de ozônio, apesar de gerarem um impacto considerável no efeito estufa.

Vários estudos vêm sendo realizados sobre o funcionamento dos componentes de sistemas condicionadores de ar automotivo e da performance do funcionamento desses sistemas. Ferramentas computacionais vêm sendo cada vez mais utilizadas no desenvolvimento de métodos para avaliação dos diagnósticos de falhas em seus componentes.

Estes sistemas são comumente compostos por: um compressor de deslocamento positivo do tipo aberto; um condensador do tipo tubo e aletas, utilizando ar como fluido de troca de calor; um evaporador do tipo tubo e aletas, utilizando o ar como fluido de troca de calor; um filtro secador lubrificador, que pode estar localizado na linha de vapor ou de líquido; um dispositivo de expansão, que pode ser do tipo tubo de orifício calibrado ou válvula termostática; dispositivos de segurança tais como pressostatos e termostatos e dispositivos elétricos de comando para acionamento / desligamento do sistema.

A figura (I.1) apresenta o diagrama esquemático de funcionamento do sistema experimental de condicionador de ar veicular, no caso, a bancada de testes, T66-D da Didacta Itália, (**DIDACTA, 2003**), utilizada.

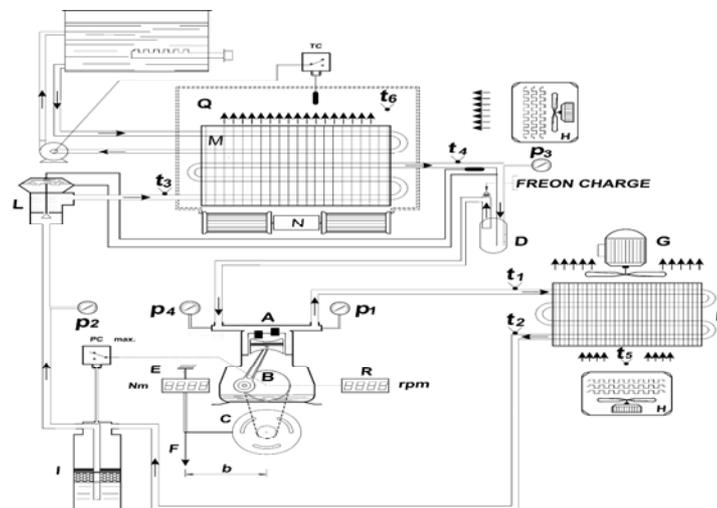


Figura I.1 – Diagrama esquemático de Funcionamento da Bancada de Testes, onde: A - Compressor aberto; B – Embreagem eletromagnética; C - Motor elétrico de corrente contínua; D - Separador de líquido; E - Indicador digital do torque; F – Condensador; G - Eletro ventilador; H - Termo ventilador; I - Filtro secador; L - Válvula de expansão termostática; M – Evaporador/Aquecedor; N - Eletro ventilador interno; p1 a p4 Manômetros; Q - Compartimento de Passageiros; R - Indicador digital da rotação do compressor e t1 a t4 - Termo resistores do tipo RTD, (**DIDACTA, 2003**).

I.1.1 - Componentes do Sistema

Compressor: Aspira o fluido refrigerante, na fase de vapor, desde o evaporador e o comprime até alcançar a pressão de condensação, a fim de tornar possível a rejeição de calor, com mudança de fase, a alta pressão no condensador.

A bancada de testes utilizada possui instalado um compressor habitualmente utilizado nas aplicações automobilísticas, do tipo alternativo, aberto, da marca “Sanden” com 5 cilindros concêntricos, mostrado na figura (I.2).



Figura I.2 – Compressor alternativo de 5 cilindros SD-5H09, (SANDEN, 2002)

A figura (I.3) representa um ciclo operativo de um compressor alternativo.

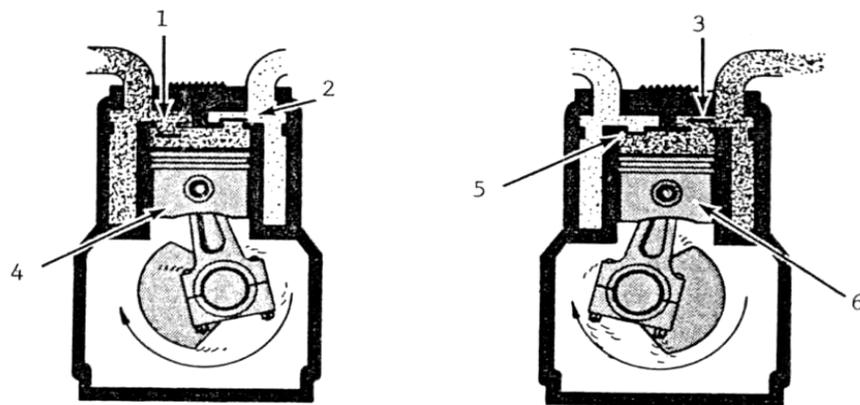


Figura I. 3 – Ciclo operativo de compressor alternativo de um cilindro. 1- Válvula de entrada do fluido aberta, pistão no ponto morto inferior (PMI); 2 – Válvula de saída do fluido fechada, pistão no PMI; 3 – Válvula de saída do fluido aberta, pistão no ponto morto superior (PMS); 4 – Pistão no PMI; 5 – Válvula de entrada do fluido fechada, pistão no PMS; 6 – Pistão no PMS, (DIDACTA, 2003).

Para a escolha de um compressor devem ser analisados diversos parâmetros; pode-se mencionar os principais, a saber:

- Relação de compressão
- Coeficiente Volumétrico
- Volume morto

A figura (I.4) mostra o diagrama teórico característico, pressão Vs. ângulo da árvore de manivelas, gerada por um compressor alternativo, aberto. São quatro as fases do ciclo de compressão: AB – Expansão politrópica; BC - admissão ou sucção isobárica; CD – Compressão politrópica e DA – Descarga isobárica.

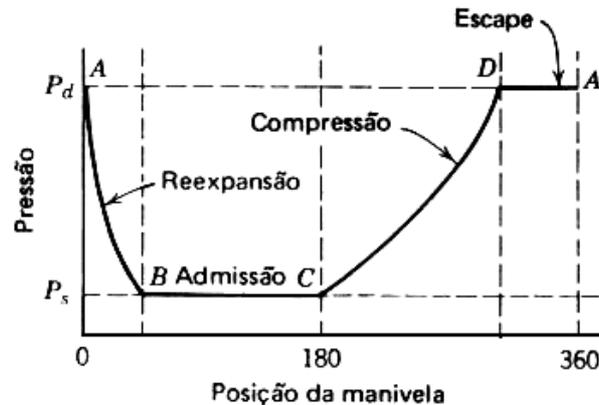


Figura I.4 – Diagrama teórico de pressão - tempo de ciclo de compressão Vs. Posição da árvore de manivelas (DOSSAT, 1961).

A figura (I.5) mostra o diagrama característico pressão Vs. Volume, gerada por um compressor alternativo, aberto. São quatro as fases deste ciclo: AB – Expansão, politrópica, do vapor no interior do cilindro; BC – Admissão ou sucção, isobárica, de vapor, através do aumento do volume do cilindro; CD – Compressão do vapor, politrópica, através da redução do volume do cilindro e DA – Descarga isobárica, do vapor.

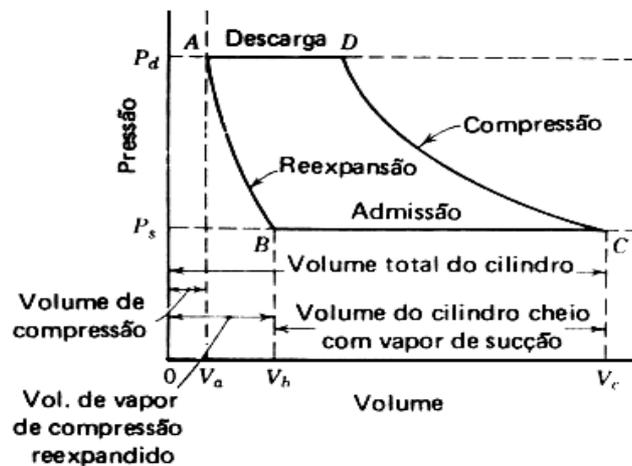


Figura I.5 – Diagrama teórico de pressão Vs. Volume de um ciclo de compressão de vapor típico (DOSSAT, 1961).

Evaporador: É um trocador de calor que tem como objetivo evaporar o fluido refrigerante, retirando calor do ar no ambiente a ser refrigerado.

O evaporador deve possuir alguns requisitos, entre os quais é oportuno mencionar:

- Superfície de troca de calor suficientemente extensa;

- Seções internas projetadas de modo a não exercer excessivas resistências à passagem do refrigerante reduzindo ao máximo a perda de carga;

Os evaporadores utilizados em sistemas condicionadores de ar automotivos, são do tipo expansão seca, pois o fluido refrigerante se evapora completamente na parte interna dos tubos.

A evolução típica das temperaturas do ar e do fluido refrigerante, em um evaporador, está representada na figura (I.6). O trecho retilíneo da curva do refrigerante representa a evaporação do fluido refrigerante e a parte inclinada, o superaquecimento deste.

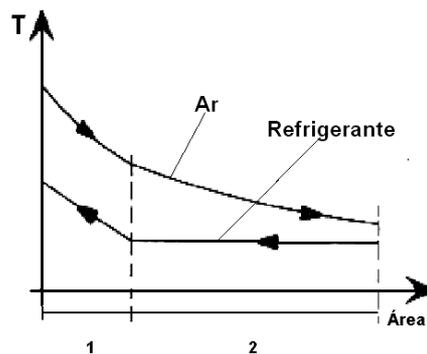


Figura I. 6 – Evolução das temperaturas no evaporador; 1: superaquecimento do refrigerante e 2: evaporação do refrigerante, (DIDACTA, 2003).

Na figura (I.7) está representado um evaporador típico utilizado no condicionamento de ar veicular. O ar a ser resfriado é deslocado por meio de um eletro-ventilador de velocidade regulável, atravessa o evaporador, onde sua temperatura é reduzida, chegando finalmente chega à parte interna do compartimento de passageiros do veículo. Os drenos do condensado que é gerado pela desumidificação parcial do ar, após ser resfriado, não são mostrados na figura.

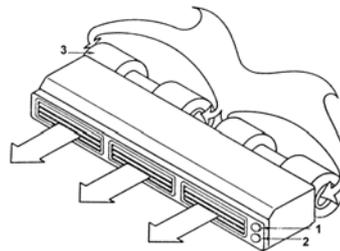


Figura I.7 – Caixa evaporadora veicular, onde 1 – termostato e 2 – controle de velocidade e 3 - o eletro-ventilador, (DIDACTA, 2003).

A caixa evaporadora instalada na bancada de testes utilizada apresenta na sua parte interna, dois trocadores de calor posicionados em série. Um age como evaporador, o outro possui

a função de calefação, ou aquecimento. Nas aplicações comerciais, o termostato, situado na parte interna do compartimento de passageiros, determina qual dos dois efeitos (resfriamento ou aquecimento) deve prevalecer.

Os evaporadores podem ser classificados em três categorias, segundo a geometria da superfície de troca de térmica, entre o fluido de trabalho e o ar a ser resfriado.

1. Tubos e Aletas, figura (I.8), constituído por tubos redondos de cobre com múltiplas passagens e aletas de alumínio.

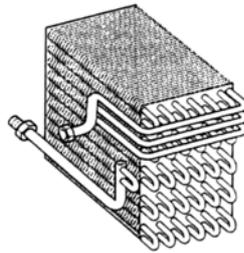


Figura I.8 – Evaporador de tubos e aletas, (DIDACTA, 2003).

2. De serpentina, figura (I.9): constituído por tubos de alumínio de secção plana e aletas de alumínio.

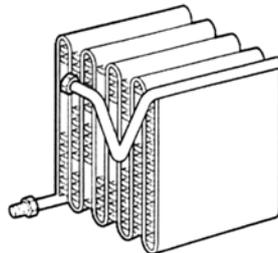


Figura I.9 – Evaporador de serpentina, (DIDACTA, 2003).

3. De placas brasadas e aletas, figura (I.10), constituído por uma série de tubos planos e paralelos unidos a duas extremidades. Apresentam ótimas eficiências de trocas de calor e baixas quedas de pressão do refrigerante.

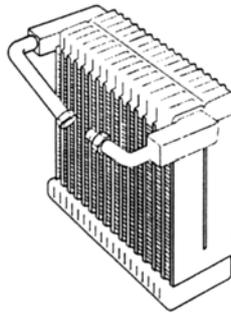


Figura I.10 – Evaporador de placas brasadas e aletas, (DIDACTA, 2003).

As principais causas para o mal funcionamento do evaporador são:

1. Perda de refrigerante: As fugas são muito difíceis de detectar e se produzem, geralmente, quando o equipamento não está em funcionamento e a pressão no evaporador é superior à de trabalho;
2. Obstrução / Estrangulamento: é produzida por causa da acentuada diminuição da pressão no evaporador e é geralmente causada pela presença de partículas sólidas no fluido refrigerante.

Condensador: O condensador é um trocador de calor que tem a função de dissipar calor proporcionando a mudança para o estado líquido do refrigerante superaquecido, proveniente do compressor. O ar é, neste caso, o fluido responsável pela troca de calor.

Os condensadores usados atualmente nas aplicações automobilísticas podem ser agrupados em três tipos:

1. De tubos e aletas: construído com tubos horizontais de cobre (ou alumínio) e aletas de alumínio, figura (I.11).

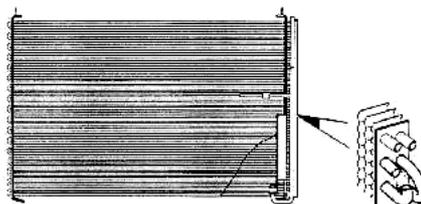


Figura I.11 – Condensador de tubos e aletas, (DIDACTA, 2003).

2. Tubo plano: construídos, figura (I.12), com um perfil de seção plana multicanal, em uma configuração de serpentina, com aletas de alumínio; apresenta rendimento superior em relação aos tradicionais condensadores de tubos e aletas.

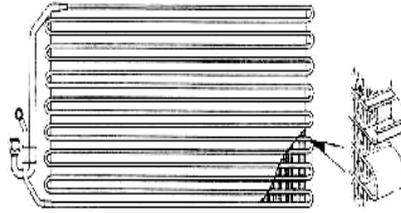


Figura I.12 – Condensador Modine, (DIDACTA, 2003).

3. Multifluxo – de fluxos paralelos: totalmente construído em alumínio, figura (I.13), é constituído por dois tubos coletores laterais que alimentam uma serie de tubos de perfil plano horizontais.

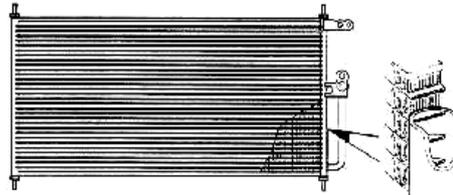


Figura I.13 – Condensador de fluxos paralelos, (DIDACTA, 2003).

Na figura (I.14) está representada a evolução qualitativa da temperatura dos dois fluidos, ar e refrigerante no condensador. O trecho horizontal, da curva do refrigerante, representa a troca de fase (condensação) do refrigerante.

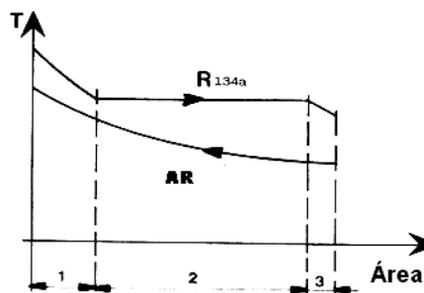


Figura I.14 – Curvas típicas das temperaturas no condensador, (DIDACTA, 2003).

O condensador é um elemento crítico do sistema de condicionamento e climatização, seu mal funcionamento pode afetar todo o sistema e, em particular, o compressor, pois gera, em sua descarga, pressões excessivas.

As possíveis causas de um funcionamento ineficiente do condensador são:

- Redução do fluxo de ar pela sujeira que se depositou nas aletas ou por algum obstáculo de outro tipo, tais como insetos, papel, etc.
- Redução do fluxo de fluido refrigerante na parte interna dos tubos, devido, geralmente, à presença de partículas sólidas de diversas naturezas que circulam junto com o fluido refrigerante, situação típica dos equipamentos já utilizados e desgastados;
- Excessiva quantidade de óleo lubrificante no circuito, que provoca a redução do coeficiente de troca térmica e conseqüentemente um aumento da pressão do fluido refrigerante.

Filtro Secador: Possui três funções básicas: Remover a umidade do refrigerante e do óleo; filtrar os materiais estranhos (partículas sólidas) e atuar como separador de líquido.

Existem dois tipos de filtros secadores mais utilizados em sistemas veiculares:

1. Filtro convencional vertical, mostrado na figura (I.15). O refrigerante sai do condensador e entra no filtro secador onde o líquido e os vapores não condensados são separados; um tubo aspirador extrai o líquido da base do filtro assegurando o abastecimento contínuo de refrigerante em fase líquida à válvula de expansão;

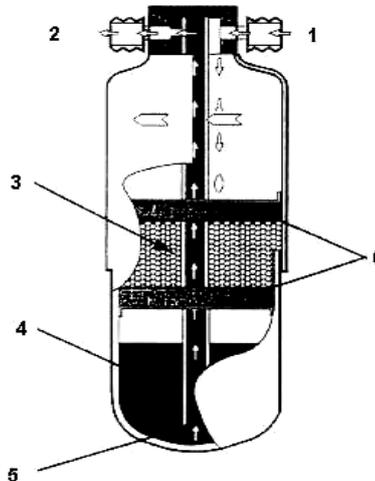


Figura I.15 - Filtro convencional vertical; 1 – Entrada; 2 – Saída; 3 - Filtro secador; 4 - Tanque líquido refrigerante; 5 - Aspirador de líquido; 6 - Malhas filtrantes, (DIDACTA, 2003).

2. Filtro secador na linha de líquido, mostrado na figura (I.16). Vem sendo muito utilizado nos sistemas condicionadores de ar automotivos, pois, protege o condensador de partículas sólidas, normalmente geradas pelo funcionamento do compressor.

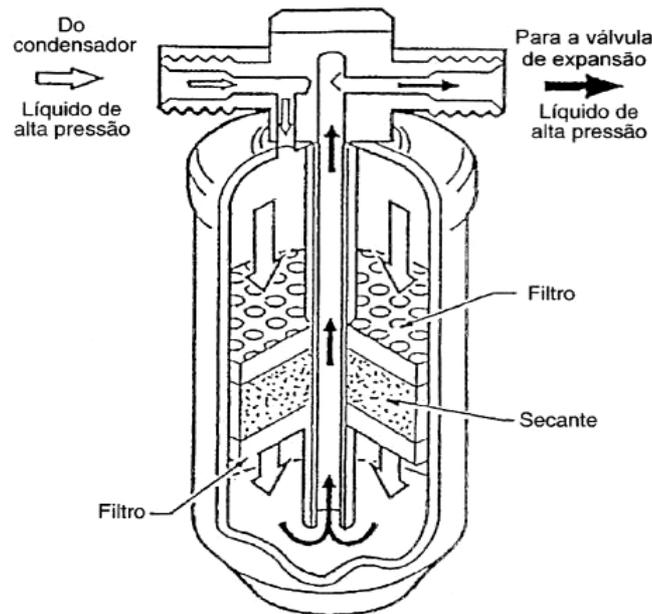


Figura I.16 – Filtro secador de líquido, (DIDACTA, 2003).

O elemento desidratante é constituído, geralmente, por sílicagel ou zeólito; o material é mantido na parte interna do reservatório por meio de telas, possuindo dispositivos de proteção a fim de evitar que o mesmo se impregue de partículas, perdendo suas características.

Dispositivo de Expansão: Existem diversos dispositivos usados para reduzir a pressão do refrigerante, antes da entrada no evaporador, desde a pressão de condensação (P_{CD}) até a pressão de evaporação (P_{EV}), baixando assim, a temperatura do fluido refrigerante.

Tais dispositivos podem ser: tubo capilar, válvula de orifício calibrado, válvula de expansão pressostática e a válvula de expansão termostática (TXV). O objetivo dos dispositivos de expansão é diminuir a pressão do refrigerante na fase líquida, de maneira que, no evaporador, se realize a evaporação a temperatura suficientemente baixa para promover o resfriamento do ar que escoar para a cabine e um leve superaquecimento no refrigerante, geralmente de 5 a 8 °C.

O dispositivo de expansão utilizado na bancada de testes utilizada é uma válvula de expansão termostática (TXV). Este tipo de válvula capta a temperatura de saída do evaporador e a abertura da válvula é variada proporcionalmente à variação da temperatura do refrigerante, neste ponto.

Na figura (I.17) representa o esquema de uma válvula de expansão termostática com controle externo.

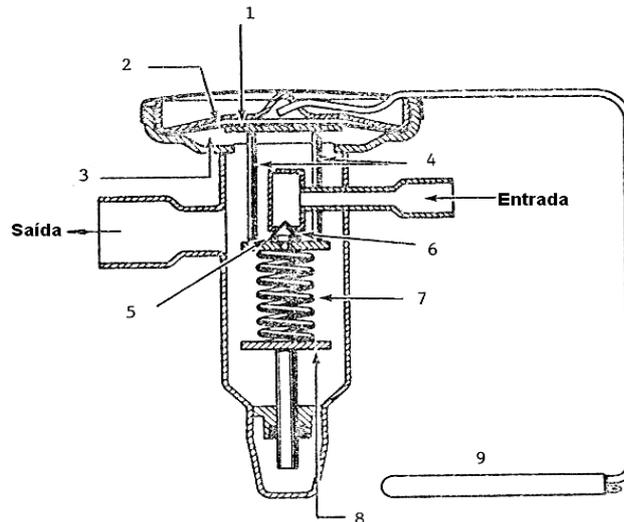


Figura I.17 - Esquema de válvula termostática de expansão, onde: 1 - Ponto onde atua a pressão do fluido presente no bulbo situado na saída do evaporador; 2 - Diafragma sensível; 3 - Vácuo sobre o qual atua a pressão do evaporador; 4 - Porca de ajuste da pressão; 5 - Passagem da válvula; 6 - Assento da válvula; 7 - mola; 8 - Parafuso de regulagem da válvula; 9 - Bulbo sensor termostático, (DIDACTA, 2003).

A figura (I.18) mostra o esquema de funcionamento de uma válvula de expansão termostática com controle interno, conhecida pela sigla TXV (Thermal EXpansion Valve).

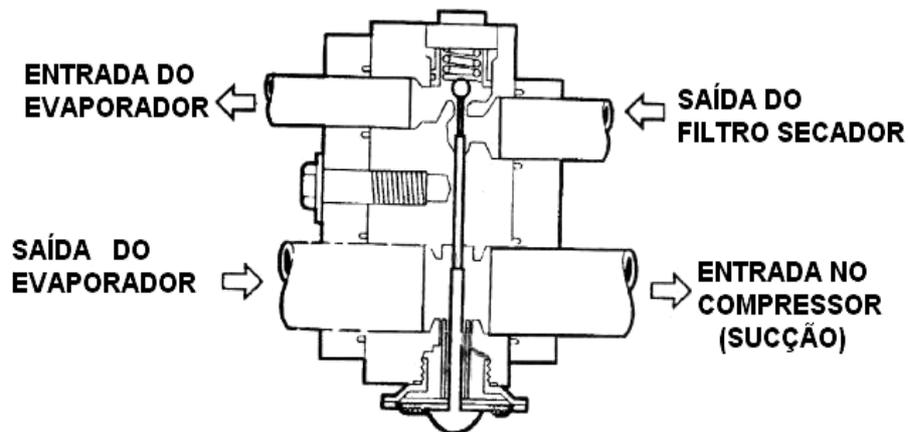


Figura I.18 - Esquema de funcionamento da válvula de expansão termostática com controle interno, (GLEHN e BADAN, 1999).

O funcionamento da válvula de expansão termostática é, em princípio, o seguinte: a passagem do fluido é regulada com base na temperatura do refrigerante na saída do evaporador.

Quando esta grandeza assume valores superiores ao estabelecidos, um mecanismo dosador é acionado aumentando a vazão mássica de refrigerante a ser expandido.

Se, após a evaporação, na saída do evaporador, obtém-se um grau de superaquecimento do fluido, menor que o desejado, o sensor de temperatura faz com que a válvula se feche, reduzindo a vazão mássica de refrigerante a ser expandido, aumentando, assim, sua temperatura na saída do evaporador. Este mecanismo permite que o grau de superaquecimento na saída do evaporador permaneça o mais estável possível, mesmo que o sistema venha operar em situações diferenciadas.

Embreagem Eletromagnética: O compressor de um sistema de condicionamento ou climatização automotivo é colocado em operação através de uma embreagem eletromagnética.

A força motriz de acionamento é fornecida por uma correia acoplada a polia da árvore de manivelas do motor. A ligação é comandada pelo termostato ou pressostato que se encarrega de enviar ou não corrente à embreagem, acoplando ou não o compressor, como requer um normal funcionamento de um sistema de condicionamento de ar automotivo.

A ligação eletromagnética é composta por:

1. Bobina eletromagnética
2. Polia
3. Placas

A bobina eletromagnética fica junto à carcaça do compressor, enquanto que a polia arrastada gira livre sobre um rolamento quando a embreagem eletromagnética é acionada a placa se acopla à polia e põe em movimento a árvore do compressor.

O acoplamento é gerado pela atração eletromagnética entre a polia e a placa. O campo magnético é gerado pela passagem da corrente elétrica através das espiras da bobina.

Na figura (l.19), está esquematizada uma embreagem eletromagnética.

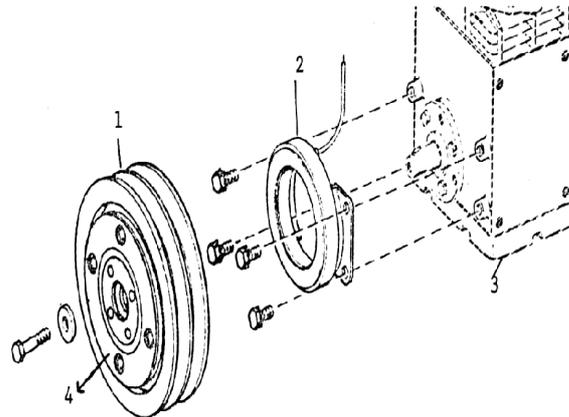


Figura I.19 - Esquema da embreagem eletromagnética, onde: 1- Polia; 2 – Bobina eletromagnética; 3 – Compressor; 4 – Placa solidária com a árvore do compressor, (DIDACTA, 2003).

I.2 – Detecção de Falhas e Diagnósticos nos Sistemas Condicionadores de Ar Veiculares.

Falhas em sistema de refrigeração têm sido estudadas e simuladas, por diversos autores, sob diversas condições, através de modelos matemáticos, simulações, testes em sistemas reais e bancadas, trabalho de revisão bibliográfica, elaborado por **COMSTOCK e BRAUN (1999)**.

As principais falhas dos sistemas condicionadores de ar automotivos são listadas por **GLEHN e BADAN (1999)** sendo elas: Falta ou excesso de refrigerante, vazamentos de refrigerante, obstruções nas tubulações, excesso de óleo, impurezas no interior do sistema, vazamentos internos no compressor, obstrução no interior do condensador e ou do evaporador, presença de ar no interior do sistema, sujeira na superfície do condensador e ou evaporador, motor do veículo com temperatura acima da normal, falhas no circuito elétrico.

As falhas citadas se correlacionam com o tempo em que a embreagem eletromagnética fica acionada, ou seja, o sistema operando sob falhas, gera variações nas pressões de trabalho e os dispositivos de segurança do sistema entram em operação, desligando o compressor através da embreagem eletromagnética.

Sistemas operando sob certas condições de falhas passam a sofrer alterações em seu funcionamento, gerando reduções; (1) no coeficiente de performance de refrigeração do sistema, COP, que é a relação entre a capacidade de refrigeração e o trabalho consumido pelo compressor; (2) no coeficiente volumétrico do compressor, “ $\eta_{efx.}$ ”, que é a relação entre a massa efetiva fornecida por unidade pelo compressor e a massa contida no cilindro sob as condições de sucção do compressor (cilindrada); (3) na razão de compressão do compressor, R_c , que é a relação entre

as pressões de condensação e de evaporação. Levando em conta todos estes fatores, tem-se que a eficiência termodinâmica do sistema fica reduzida.

Falhas típicas em sistemas condicionadores de ar automotivo, correlacionando pressões e temperaturas de trabalho do sistema com o tempo em que a embreagem eletromagnética do compressor permanece acionada, foram listadas por **GLEHN e BADAN (1999)**.

Este trabalho gerou um manual de diagnóstico que não leva em conta as imprecisões devido à tolerância dos instrumentos, juntamente com a imprecisão das leituras feitas pelos técnicos, no momento do diagnóstico destes sistemas, pois, as leituras dos valores das pressões são obtidas através de manômetros do tipo Bourbon e o das temperaturas por termômetros do tipo de haste com mercúrio.

GLEHN e BADAN (1999) concluem que as análises apresentadas no trabalho são apenas indicativas, pois não foi possível simular uma quantidade satisfatória de falhas devido ao método utilizado, não permitir avaliar uma quantidade expressiva de variáveis relevantes, diante do sistema operando sob condições de falhas mecânicas.

Métodos para detecção de falhas de lubrificação dos compressores de placa variável, isto é, compressores com controle interno de vazão e pressão, através de um mecanismo que compara as pressões de descarga e de sucção, variando assim o curso dos pistões do compressor, foram estudados por **DROZDEK et al. (2000)**. Os métodos para detecção de perdas de lubrificante nos sistemas utilizados foram: resistência de contato, emissões acústicas e oscilações da pressão dinâmica. Para estes estudos foi utilizado um sistema condicionador de ar montado em uma bancada de testes capaz de simular os diversos parâmetros do sistema. **DROZDEK et al. (2000)** concluem que as simulações utilizando os métodos de resistência de contato e/ou pressão dinâmica mostram-se mais eficazes para a detecção de falhas na lubrificação de compressores dos sistemas condicionadores de ar automotivos.

A modelagem e validação de dados em sistemas condicionadores automotivos com ênfase no compartimento de passageiros do veículo foi estudado por **KHAMSI e PETITJEAN (2000)**, que desenvolveram, por meio de um software, uma simulação da condição de refrigeração do compartimento de passageiros de um veículo. A validação deste modelo utilizou dados experimentais em bancada de testes e túnel de vento.

KHAMSI e PETITJEAN (2000) concluem que os resultados obtidos através da simulação possuem um bom nível de precisão, comparados com os dados aquisitados experimentalmente conforme mostra a figura (I.20).

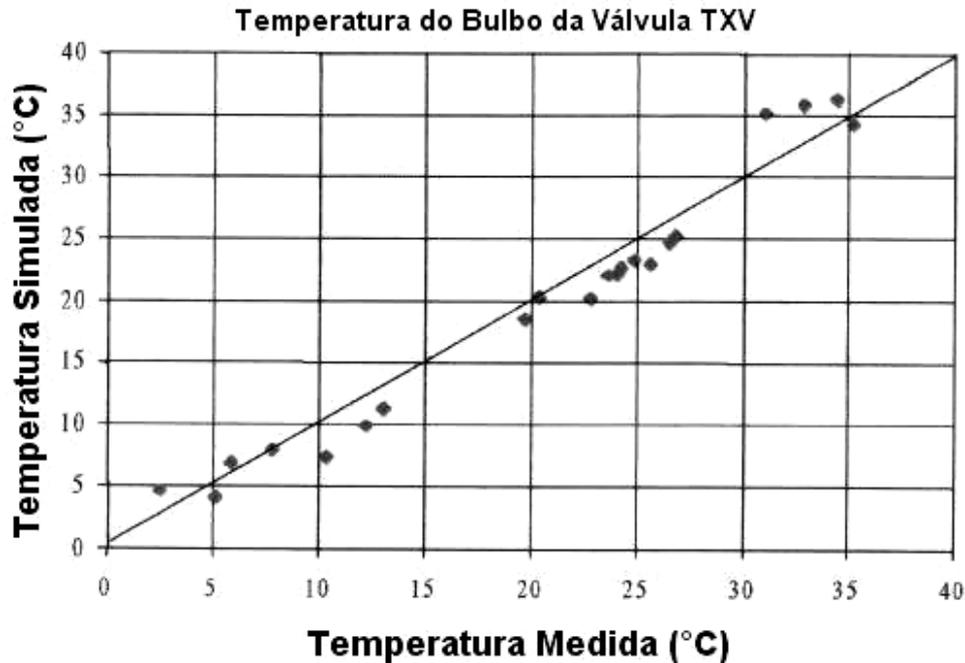
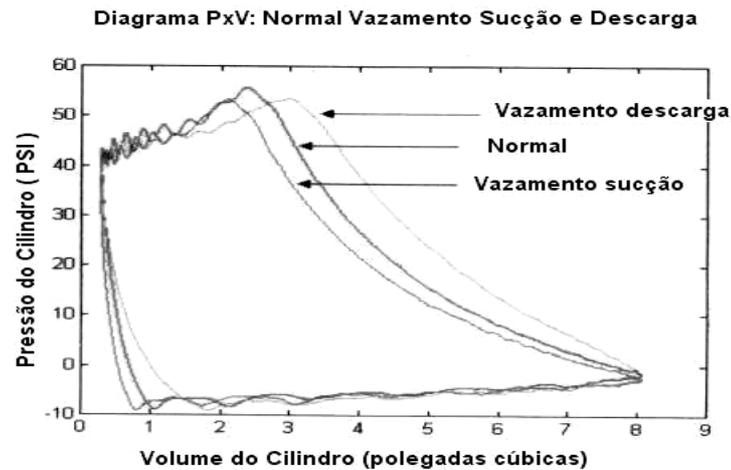
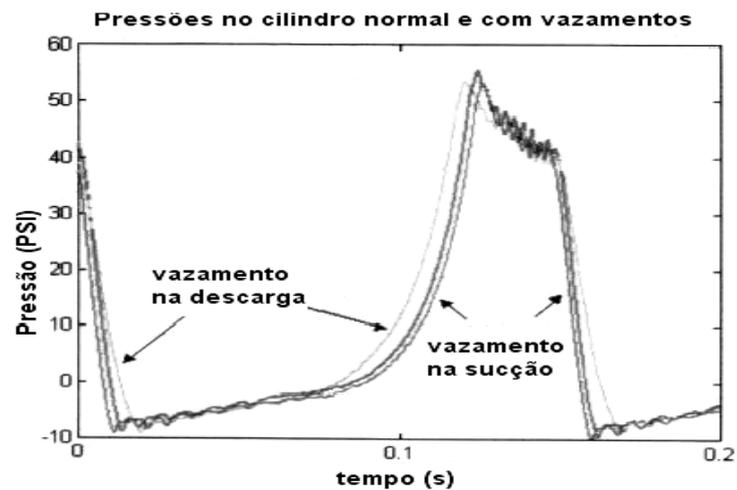


Figura I.20 - Comparação das temperaturas do bulbo da válvula TXV, simuladas versus medidas (**KHAMSI e PETITJEAN, 2000**).

Pesquisas sobre os efeitos de vazamentos e vibrações gerados pelas válvulas de um compressor, em sistemas condicionadores de ar, foram realizadas por **HERNANDEZ e ADAMS (2001a)**, que desenvolveram um modelo matemático e realizaram uma comparação entre os dados obtidos em laboratório e os dados teóricos. A simulação, por meio do modelo, foi usada para avaliar as diversas técnicas utilizadas para estes diagnósticos. **HERNANDEZ e ADAMS (2001a)** concluem que o modelo utilizado neste estudo oferece informações relevantes para o tratamento de falhas de vazamentos nas válvulas dos compressores, conforme é mostrado nas figuras (I.21).



(a)

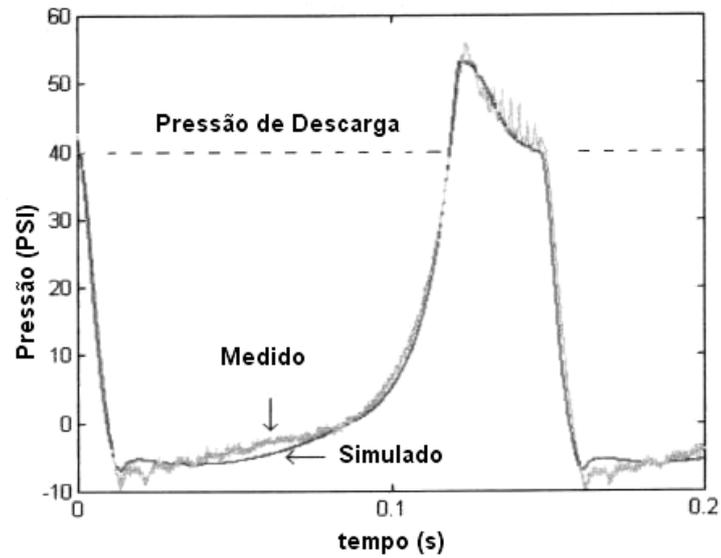


(b)

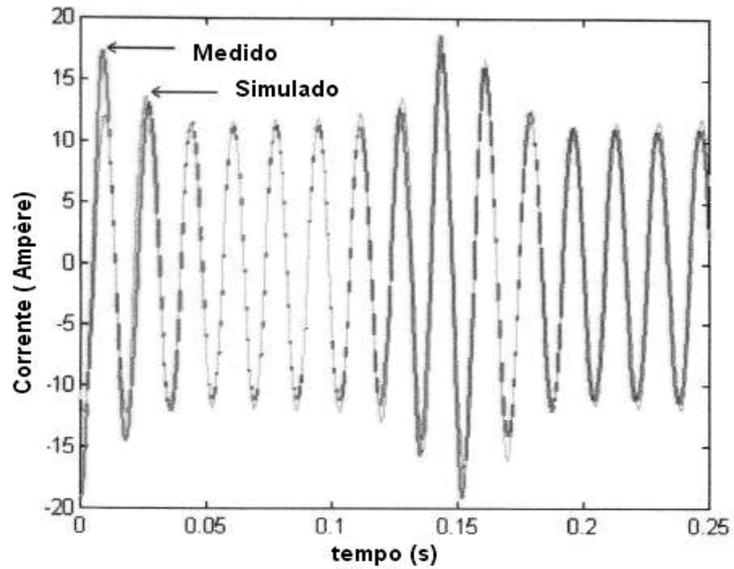
Figura I.21- (a)- pressão de sucção vs. Volume do cilindro, com funcionamento normal, e com vazamentos na sucção e na descarga; (b)- pressões no cilindro vs. tempo com e sem vazamentos, **(HERNANDEZ e ADAMS 2001a)**.

Em outro trabalho, **HERNANDEZ e ADAMS (2001b)** estudam a aplicação de um modelo de vazamentos nas válvulas de um compressor e seus efeitos na eficiência de um moto-compressor, acionado eletricamente, buscando chegar às informações mais relevantes para serem avaliadas nos diagnósticos de falhas nestes componentes. Este trabalho mostra que as questões relacionadas com a performance do sistema podem ser avaliadas com o uso da modelagem e

simulação. **HERNANDEZ e ADAMS (2001b)** concluem que o modelo apresentado pode ser utilizado para avaliações da performance dos sistemas, operando sob condições de vazamentos nas válvulas e isenta delas, conforme mostra a figura (I.22).



(a)



(b)

Figura I.22 - (a) Pressão vs. Tempo simulado e medido, (b) Corrente elétrica Vs. Tempo simulado e medido (HERNANDEZ e ADAMS, 2001b).

SADEK et al. (2003) realizaram pesquisas em um sistema condicionador de ar automotivo, utilizando um modelo computacional, com o objetivo de avaliar a performance do sistema. Para a validação do modelo e aquisição dos dados experimentais, foi utilizado um automóvel de teste. O estudo mostrou que é possível a utilização de um sistema condicionador de ar automotivo simplificado para a avaliação de fenômenos dos sistemas reais, pois, os dados obtidos nas simulações, reproduzem os fenômenos dos sistemas reais com precisão, conforme ilustrado na figura (I.23).

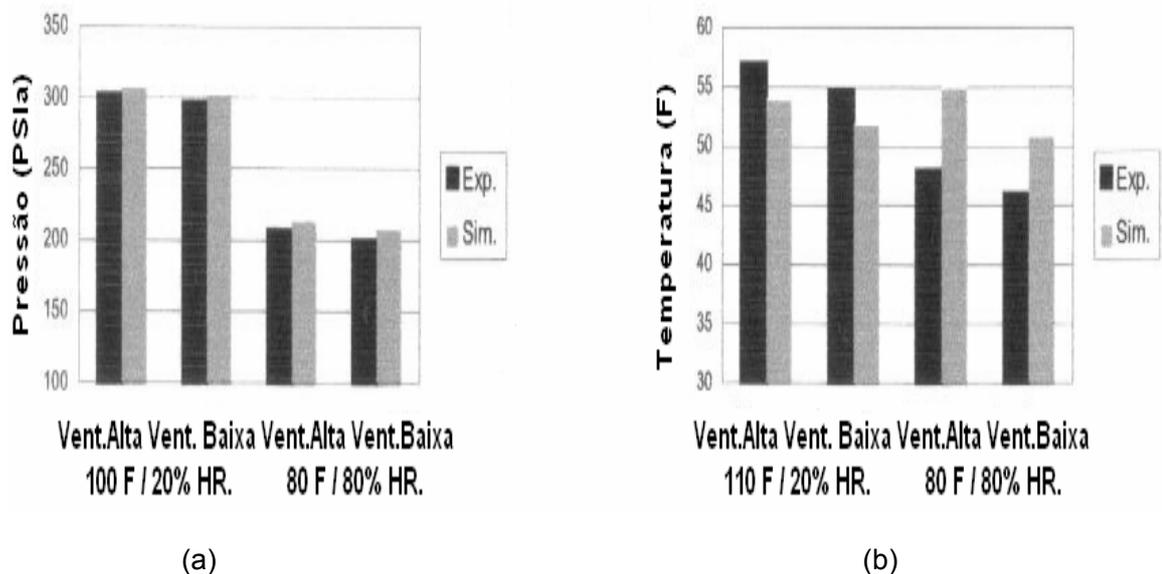


Figura I.23 - (a) Pressão de descarga Vs. velocidades do ventilador interno, temperaturas e umidade do ar, experimental e simulada; (b) Temperatura do ar na cabine Vs. velocidades do ventilador interno, temperaturas e umidade do ar, experimental e simulada (SADEK et al. 2003).

Análises experimentais em sistemas condicionadores de ar veicular foram realizadas por KAYNAKLI e HORUZ (2003), para medir o consumo de potência do compressor, o coeficiente de performance de refrigeração (COP) e as temperaturas do condensador e do evaporador do sistema, considerando como variáveis a temperatura ambiente e a velocidade do compressor. KAYNAKLI e HORUZ (2003) concluem que, depois de realizados os experimentos no sistema condicionador de ar automotivo utilizado, a capacidade de refrigeração do sistema aumenta se a temperatura de condensação e a velocidade do compressor aumentam.

Se a potência consumida pelo compressor é aumentada, o COP do sistema é reduzido. A pressão e a temperatura de condensação afetam significativamente a pressão e a temperatura de evaporação.

Observou-se um maior efeito nos testes com o aumento da temperatura de condensação. A vazão mássica de refrigerante muda significativamente quando as temperaturas de condensação, de evaporação e do ambiente são variadas e quando a temperatura do ar de troca de calor na superfície do evaporador é aumentada. A diferença entre a temperatura da superfície do evaporador e a do ar de troca de calor é aumentada, a capacidade de refrigeração passa do valor de 3,5kW, conforme mostram as figuras (I.24).a (I.27).

Valores Experimentais

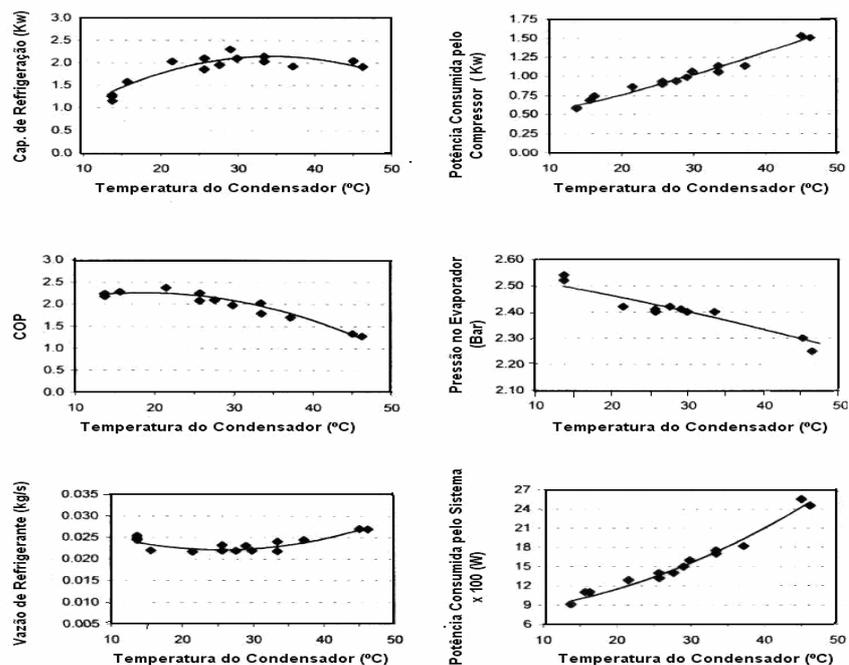


Figura I.24 - Grandezas consideradas (Capacidade de refrigeração, Potência consumida pelo compressor, COP, Pressão no evaporador, Vazão de refrigerante e potência consumida pelo sistema) Vs. Temperatura do Condensador. (KAYNAKLI e HORUZ, 2003)

Valores Experimentais

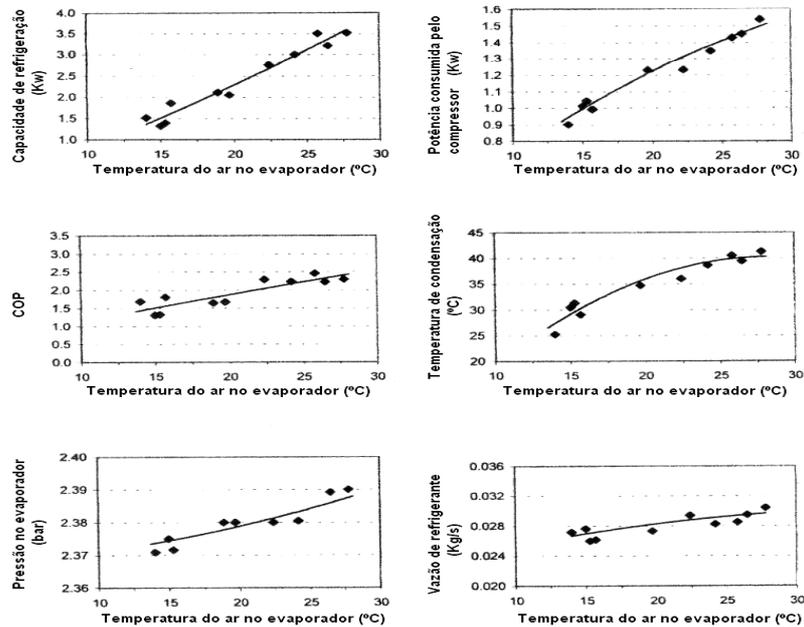


Figura I.25 - Grandezas consideradas (Capacidade de refrigeração, Potência consumida pelo compressor, COP, Temperatura de condensação, Pressão no evaporador e Vazão de refrigerante) Vs. Temperatura do ar do evaporador (KAYNAKLI e HORUZ, 2003).

Valores Experimentais

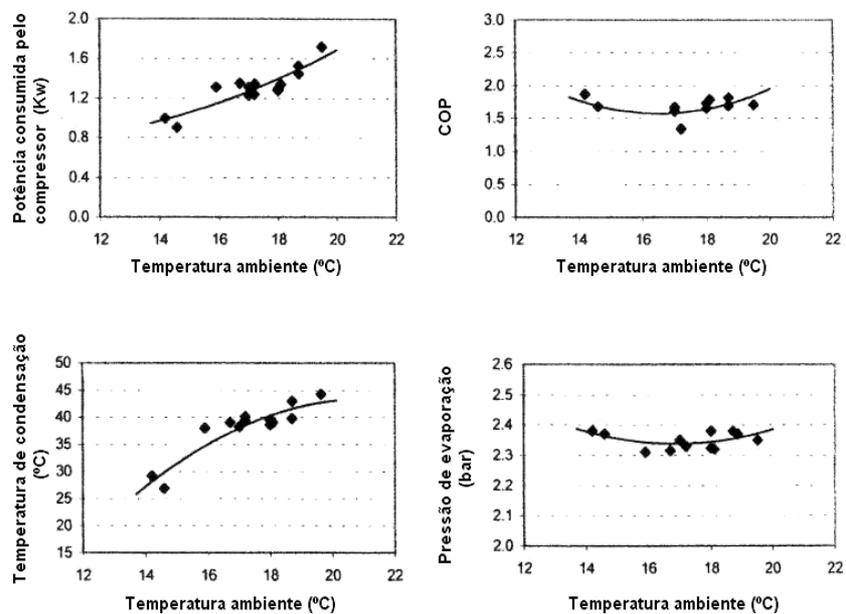


Figura I.26 - Grandezas consideradas (Potência consumida pelo compressor, COP, Temperatura de condensação e Pressão de evaporação) Vs. Temperatura ambiente.

(KAYNAKLI e HORUZ, 2003).

Valores Experimentais

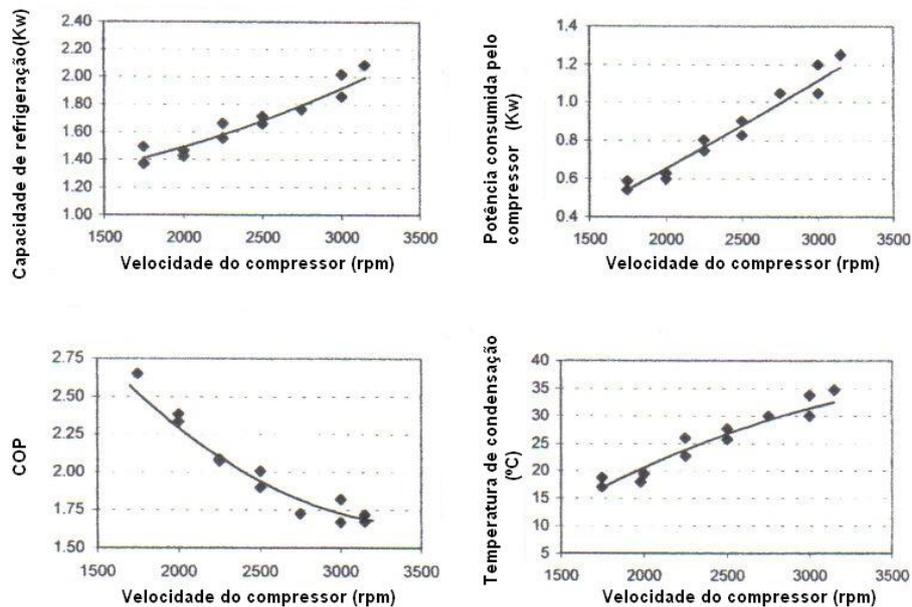


Figura I.27 - Grandezas consideradas (Capacidade de refrigeração, Potência consumida pelo compressor, COP e Temperatura de condensação) Vs. velocidade do compressor.

(KAYNAKLI e HORUZ, 2003).

TIAN et al. (2004) realizaram estudos em compressores para sistemas condicionadores de ar automotivos, de placa variável, utilizando para tal, simulação numérica e ensaios experimentais. Foram estudados os efeitos da velocidade de rotação do compressor em sua eficiência volumétrica, que é alterada pela variação da posição da placa móvel do compressor.

Os efeitos da variação da pressão de sucção e de descarga na pressão moduladora da válvula de acionamento da placa móvel do compressor, foram também testadas e simuladas.

TIAN et al. (2004) concluem que os resultados obtidos na simulação foram razoavelmente confirmados pelos dados obtidos experimentalmente, conforme pode ser visualizado na figura (I.28).

Varição da Pressão Moduladora de um Compressor Automotivo de Placa Variável.

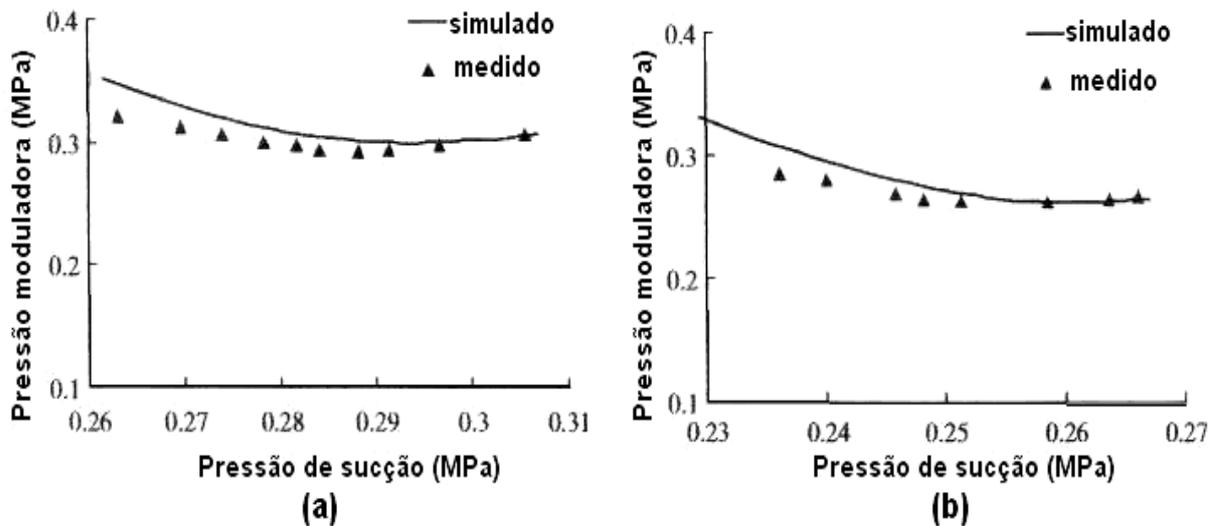


Figura 1.28 - (a) Pressão de modulação da válvula vs. pressão de sucção para pressão de descarga de 0,8 MPa, simulados e medidos, (b) Pressão de modulação da válvula vs. pressão de sucção para pressão de pressão de descarga de 1,4 MPa, simulados e medidos, (TIAN et al., 2004).

Com o objetivo de avaliar um modelo matemático para sistemas condicionadores de ar automotivos, SADEK et al. (2004) realizaram, através de um modelo computacional baseado em análise de parâmetros do sistema, utilizando análise de variância (ANOVA), para identificação dos parâmetros críticos e seus efeitos na performance de um sistema condicionador de ar automotivo. Foi realizada a comparação dos valores teóricos com os dados obtidos nos testes práticos realizados em veículos novos. SADEK et al. (2004) concluem que o modelo utilizado produz resultados semelhantes aos obtidos experimentalmente, como é mostrado na figura (1.29).

Comparação da Pressão de Sucção Experimental e Simulada

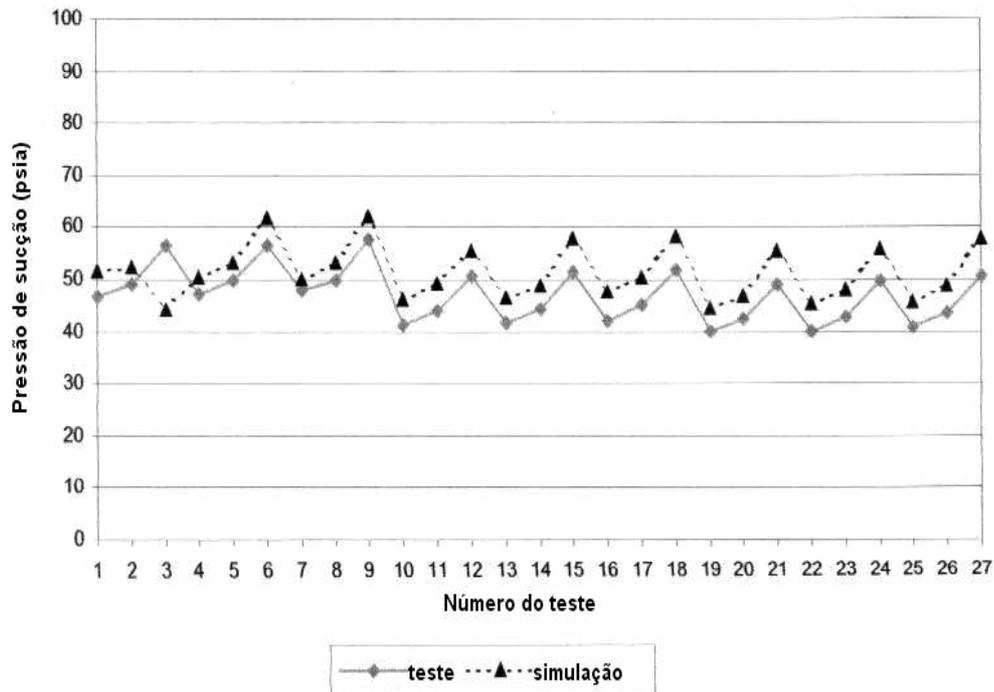


Figura I.29 – Pressão de sucção vs. número do teste simulado e medido (SADEK et al.,2004).

.SHUJUN et al. (2005) realizaram pesquisa sobre a influência do título da mistura bifásica do refrigerante R134a com óleo polialquileno glicol (PAG) na performance de um sistema condicionador de ar automotivo.

A medida do título da mistura bifásica do fluxo de refrigerante foi realizada na saída do filtro acumulador. O coeficiente de performance (COP), a efetividade do evaporador, a potência consumida pelo compressor, a vazão mássica total, pressões e temperaturas do refrigerante em todos os componentes, foram medidos e analisados diante às variações das temperaturas externas ao evaporador e ao condensador, da velocidade do compressor, da carga de refrigerante e do volume de óleo no sistema. SHUJUN et al. (2005) concluem que o título do refrigerante mais óleo polialquileno glicol (PAG), que sai do acumulador está diretamente relacionado ao coeficiente de performance do sistema (COP) e a sua capacidade de refrigeração. Para uma análise precisa em sistemas condicionadores de ar automotivo se faz necessário medir precisamente o título do vapor do refrigerante misturado com o óleo PAG, na saída do acumulador. O título total na saída do acumulador aumenta com o aumento da temperatura do ar no evaporador e decresce com o aumento da carga de refrigerante, temperatura da água condensada no evaporador e com a velocidade do compressor, conforme pode ser observado nas figuras (I.30) .

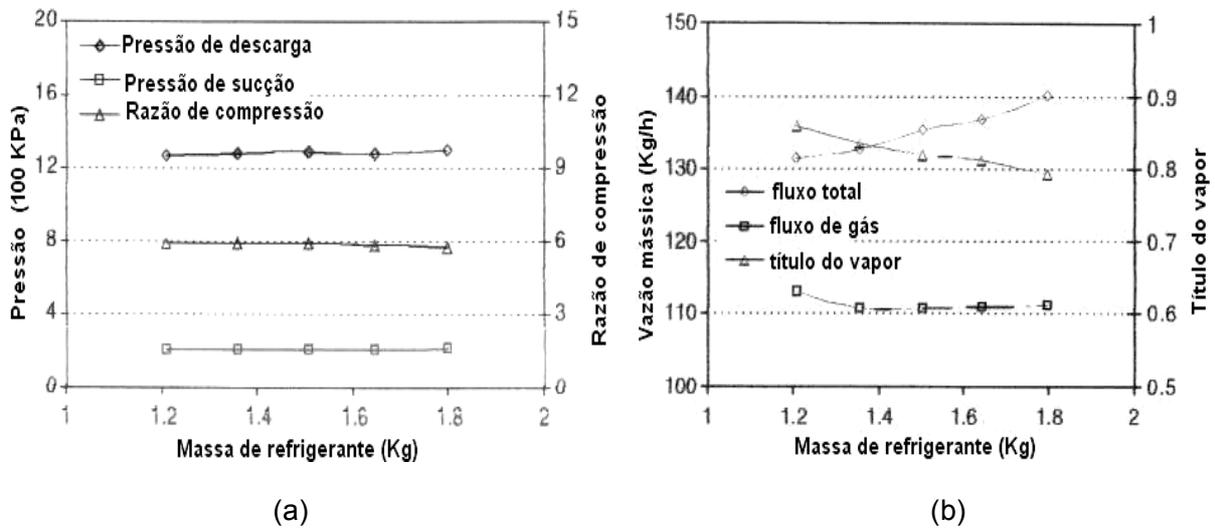


Figura I.30 - (a) Pressões vs. massa de refrigerante e razão de compressão, (b) Vazão vs. massa de refrigerante e título da mistura (SHUJUN et al., 2005).

Em trabalhos preliminares submetidos a congresso internacional foi apresentado um modelo matemático para a simulação de um sistema condicionador de ar automotivo, operando sob condições de falhas típicas e isento delas, CAMPOS et al. (2006), por meio de um modelo matemático simples, simularam duas falhas típicas, impurezas no condensador e no evaporador, através da modelagem matemática de um ciclo de compressão de vapor. O modelo utilizado enfoca a influência das medidas das temperaturas e das pressões quando o sistema opera sob as falhas típicas consideradas.

Em face do considerável aumento da utilização de condicionadores de ar automotivos, da necessidade de reparação destes equipamentos e da falta de um método eficaz para estes reparos, este trabalho, diante do já exposto, visa contribuir para a determinação um método eficaz para diagnósticos de falhas em tais sistemas.

I.3 – Fundamentos de Confiabilidade

Segundo MEYER (1983), a confiabilidade de um item no instante t , é definida como $R(t) = P(T > t)$, onde T é a vida útil do item. R é denominada função de confiabilidade. A confiabilidade, por ser caracterizada pela probabilidade do produto cumprir sua função ao longo do ciclo de vida, é confundida com qualidade, uma vez que tem relação com o padrão de desempenho do produto.

No entanto, confiabilidade deve conter quatro fatores fundamentais: probabilidade; comportamento adequado; período de uso; e condições de uso, **LAFRAIA (2001)**. Estes fatores devem ser considerados integralmente em cada etapa do ciclo de vida do produto, em especial no processo de Poisson, bem como na garantia da confiabilidade, e são descritos a seguir, segundo **DIAS (2002)**:

1) a probabilidade expressa a possibilidade de ocorrência de um evento. Assim sendo, depende do problema existente e das condições de contorno estabelecidas para determinar uma fórmula, ou uma técnica, a ser utilizada. A dificuldade da consideração dessa estrutura ocorre principalmente nas primeiras etapas do desenvolvimento do produto e, praticamente, em todas as fases do processo de projeto, quando não se dispõe de informações em quantidade estatisticamente representativa do evento em foco. Nesses casos, são necessárias estratégias e ferramentas de análise, compatíveis às especificações requeridas para cada etapa do ciclo de vida do produto. Havendo dados estatísticos disponíveis, podem ser estabelecidos referenciais a serem seguidos para cada etapa do ciclo de vida ou cada fase de qualquer das etapas.

2) o comportamento adequado refere-se a um padrão, um referencial a ser atingido ou já definido anteriormente. Naqueles em que se dispõe de informações, o padrão é estimado a priori. No caso de inexistência de dados, estabelece-se uma meta a ser alcançada a posteriori. Em alguns casos há que se considerar métodos que possibilitem transformar as informações qualitativas em quantitativas, de forma a criar uma referência que possa servir de base em todo o ciclo de vida do produto. O padrão, dependendo do tipo de mercado, pode ser obtido através do marketing, normas técnicas, exigências contratuais ou governamentais em face de leis ambientais, ou históricos de falhas em similares;

3) o período de utilização, que pode ser expresso em função do tempo, é analisado a partir da premissa básica de que a falha ocorrerá inevitavelmente. Constitui-se de informações que representem à expectativa do mercado em relação à vida do item. Com base nesse fator, o projetista busca soluções relacionadas com métodos de análises para evitar, prevenir ou acomodar falhas, utilizando-se das técnicas de redundância, de colocação de sensores para predição de falha e recomendações quanto a rotinas de manutenção.

4) a condição adequada de uso refere-se à conformidade do ambiente operacional com aquele inicialmente estabelecido em projeto. Essa condição deve ser bem definida, dado que o sucesso de um evento pode não ocorrer se as premissas anteriormente estabelecidas forem alteradas. Por se tratar da etapa de uso, ou operação, do ciclo de vida, está relacionada com os aspectos técnicos e humanos, ou seja, formação e capacitação dos agentes de operação, manutenção e descarte e é significativamente afetado por questões de confiabilidade como frequência de falha e tempo para reparo.

Para o fabricante aumentar a confiabilidade de um produto, são necessários maiores investimentos nas fases de projeto e fabricação, aumentando os custos de pré-venda. Por outro lado, um investimento menor em projeto e fabricação pode comprometer a confiabilidade do produto quando em uso, aumentando os custos com garantia.

Uma vez que o custo total do produto não inclui apenas os valores até o momento em que ele sai da fábrica, mas também todos os custos relacionados ao atendimento da garantia, à troca de partes defeituosas, à perda de clientes e de vendas futuras devido a experiências com produtos não-conformes, torna-se necessário obter uma condição de equilíbrio no menor custo total.

Deste modo, é recomendável ajustar o nível da confiabilidade, de forma que, mesmo aumentando os custos iniciais do produto, a diminuição correspondente no custo pós-venda represente um ponto de equilíbrio vantajoso, no contexto do ciclo de vida do produto com um todo. Como se observa na figura (I.31), ajustando-se a confiabilidade ao nível ótimo, o custo total do produto é mínimo.

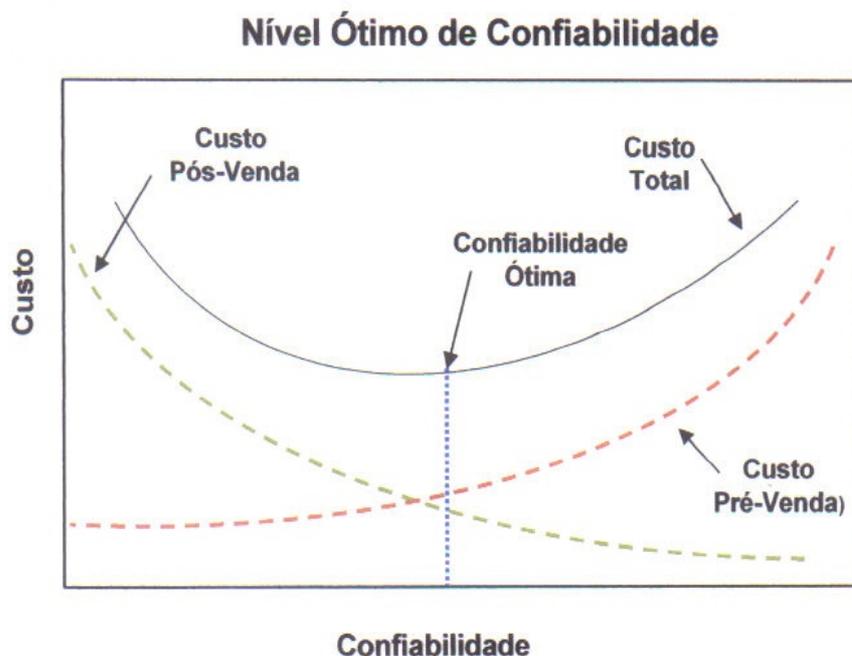


Figura I.31 - Confiabilidade e Custo Total do Produto (PEREIRA, 2006).

De acordo com **PEREIRA (2006)**, a maioria dos produtos apresenta um comportamento de falhas característico, conhecido como a “curva da banheira” apresentada na Figura (I.32). Estes produtos apresentam altas taxas de falha no início do uso, normalmente devido a problemas de fabricação, mão-de-obra, controle de qualidade deficiente, etc. Esta taxa de falha inicial reduz-se com o tempo e apresenta um comportamento constante durante a vida útil do produto. Após este período, as taxas de falhas tendem a aumentar rapidamente em virtude do desgaste natural do produto.

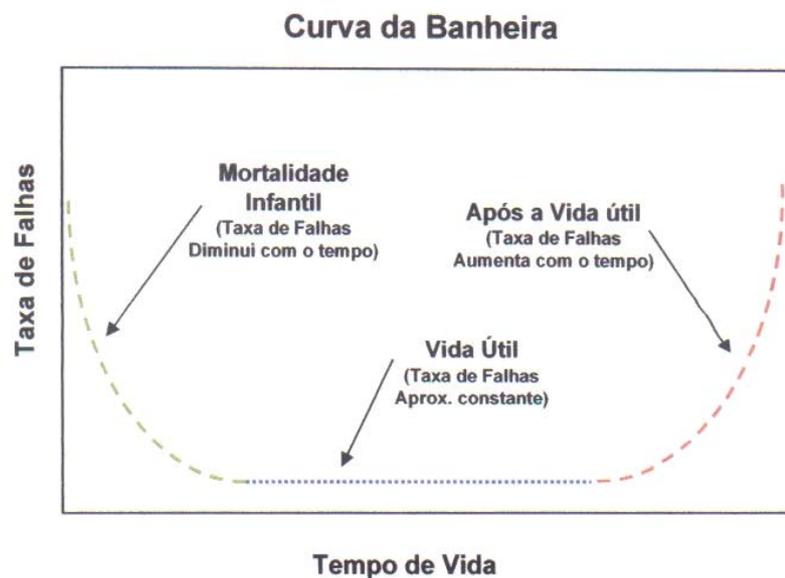


Figura I.32 - Variação da taxa de falhas em função do tempo de vida (**PEREIRA, 2006**).

A distribuição de Weibull apresenta grande versatilidade, na medida em que basta ajustar os seus parâmetros de forma β , de posição γ e de escala η , para assumir as formas características de outros tipos de distribuição. Conseqüentemente, é uma das distribuições, estatísticas, mais utilizadas na modelagem de tempos até a falha.

A função densidade de probabilidade para o modelo de Weibull é apresentada na equação (I.1).

$$f(t) = \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{t - \gamma}{\eta} \right)^{\beta-1} \exp - \left(\frac{t - \gamma}{\eta} \right)^{\beta} \quad (I.1)$$

onde,

t – instante no ciclo de vida do produto no qual se deseja obter predições do nível de confiabilidade;

γ – parâmetro de localização;

β – parâmetro de forma;

η – parâmetro de escala.

O parâmetro de localização Y determina a posição da distribuição na escala das abscissas. Variando o valor de Y , a distribuição “desliza” sobre o eixo do tempo e indica o instante no qual o produto começa a apresentar falha. Sua unidade é a mesma do tempo, ou seja, horas, minutos, ciclos, etc. e é também denominado tempo de início t_0 . Quando o valor de Y é igual a zero, a distribuição inicia na origem, com tempo inicial igual a zero.

Este parâmetro pode assumir também valores positivos e negativos, sempre indicando uma estimativa do menor tempo em que pode ser observada a primeira falha.

Um valor negativo indica que falhas podem ocorrer antes do começo dos testes finais, isto é durante a produção, em armazenamento, em trânsito, antes de entrar em operação ou, segundo **LAFRAIA (2001)**, quando há “vida de prateleira”.

O parâmetro de forma, β , influencia diretamente o comportamento da distribuição, de modo que alguns valores específicos deste parâmetro ajustam o formato da distribuição de Weibull ao de outras distribuições. Este parâmetro é adimensional. O seu valor tem forte efeito na representação do comportamento da função de densidade de probabilidade e, conseqüentemente, na função de confiabilidade, representando a taxa e ao longo do ciclo de vida do produto, a curva da banheira.

Para valores de β menores que um, a distribuição Weibull corresponde a uma taxa de falhas decrescente, característica da fase de mortalidade infantil, no início do ciclo de vida. Na fase seguinte, denominada vida útil, a taxa de falhas se mantém constante.

Quando o parâmetro β recebe valor igual ao de uma distribuição de Weibull torna-se uma distribuição exponencial representando o comportamento adequado à taxa de falhas constante dessa etapa.

A etapa seguinte é a última do ciclo de vida do produto. Nela, devido ao desgaste a taxa de falhas é crescente e assim, atribui-se valores maiores que um ao parâmetro β para que a distribuição de Weibull represente essa condição.

Na prática, os valores do parâmetro β variam, aproximadamente, de 1/3 até 5, (**JURAN, 1998**) e, em especial, na faixa de 2,6 a 3,7 a distribuição de Weibull aproxima-se à normal, sendo que valores fora dessa faixa provocam assimetrias, caudas alongadas, na distribuição normal.

Mudanças no valor do parâmetro de escala η provocam na distribuição o mesmo efeito que variações nas escala das abscissas. Aumentando-se o valor de η , mantidos constantes os valores β e γ , a distribuição se alonga à direita e sua altura diminui, uma vez que a área sob a curva é constante desta forma, o parâmetro de escala é como uma medida de dispersão da curva. O parâmetro de escala η tem a mesma unidade de tempo (ou seja, horas, minutos, ciclos, etc).

Conseqüentemente, na maior parte das vezes, utiliza-se a distribuição de Weibull para descrever a função de densidade de probabilidade de falha, $f(t)$.

A função $f(t)$ representa a distribuição das freqüências relativas dos tempos até que ocorra a falha. A área sob esta curva, até um dado tempo t , significa a probabilidade de ocorrerem falhas em tempos menores, ou iguais, a esse valor t . Assim sendo, a função da probabilidade $F(t)$ correspondente, ou função acumulada de falhas representa a probabilidade de ocorrerem falhas com tempos menores, ou iguais, a t , equação (1.2).

$$P(X \leq x) = F(t) = \int_0^{\infty} f(x) dx \quad (1.2)$$

A confiabilidade é a probabilidade de que não ocorram falhas até o tempo t , ou seja, que os tempos até as falhas sejam maiores que t . Assim, a função de confiabilidade indica a probabilidade de ocorrência do evento “tempos de falha maiores que t ”, que é mutuamente exclusivo e coletivamente exaustivo com relação ao evento “tempos de falhas menores, ou iguais a t ”, que, por sua vez, corresponde à probabilidade acumulada de falhas $F(t)$.

$$R(t) = 1 - F(t) \quad (1.3)$$

$$f(t) = \frac{dR(t)}{dt} \quad (1.4)$$

Admitindo-se, para facilitar a visualização, por exemplo, que os parâmetros de forma, de escala e de posição tenham assumido valores tais que a distribuição de Weibull se ajuste a uma distribuição Normal, a probabilidade de sucesso, ou não ocorrência de falha, e tempos que a , é apresentada na Figura (1.33).

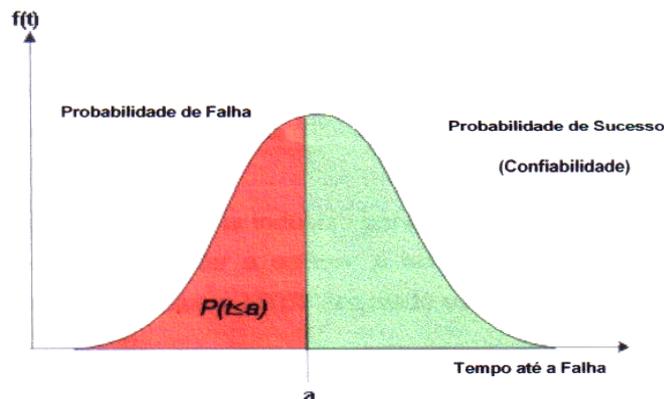


Figura 1.33 – Probabilidade de Falha e Confiabilidade no tempo a (PEREIRA, 2006).

Para a distribuição de probabilidade normal, segundo **LEWIS (1987)**, tem-se:

$$f(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma}} \exp \left[-\frac{1}{2} \left(\frac{t-\mu}{\sigma} \right)^2 \right] \quad (1.5)$$

onde: μ = MTTF e σ é o desvio padrão.

A confiabilidade é dada pela equação (1.6)

$$R(t) = 1 - \Phi \left(\frac{t-\mu}{\sigma} \right) \quad (1.6)$$

onde: $\Phi(\mu)$ é a função de distribuição da normal padrão (0, 1).

A taxa de falha neste caso será dada pela equação (1.7):

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{R(t)} = \frac{\frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma}} \exp \left[-\frac{1}{2} \left(\frac{t-\mu}{\sigma} \right)^2 \right]}{1 - \Phi \left(\frac{t-\mu}{\sigma} \right)} \quad (1.7)$$

A figura (1.34), mostra o comportamento da densidade de probabilidade, confiabilidade e taxa de falhas, **PEREIRA, (2006)**.

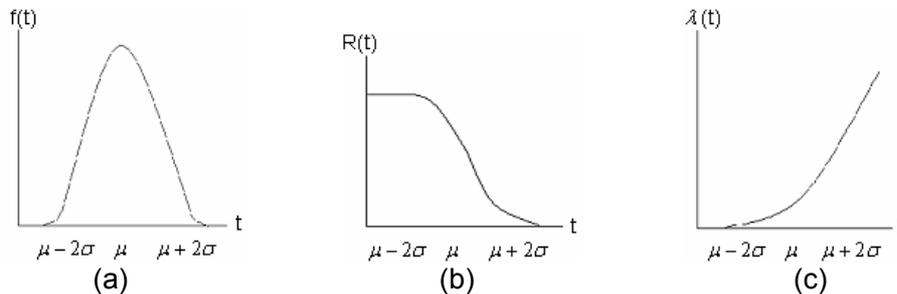


Figura 1.34 (a) - representação da densidade de probabilidade, (b): representação da confiabilidade, (c): representação da taxa de falha, (**PEREIRA, 2006**).

Segundo **LAFRAIA (2001)**, **LEWIS (1987)** e **TRIVEDI (2001)**, a taxa instantânea de falhas $h(t)$ no tempo t é definida como:

$$h(t) = \lim_{x \rightarrow 0} \frac{1}{x} \frac{F(t+x) - F(t)}{R(t)} = \lim_{x \rightarrow 0} \frac{R(t) - F(t+x)}{xR(t)} \quad (1.8)$$

$$h(t) = \frac{f(t)}{R(t)} \quad (1.9)$$

Por conseguinte, $h(t) \cdot \Delta t$ representa a probabilidade condicional de um componente que tenha sobrevivido até a idade t falhar no intervalo $(t, t+\Delta t)$.

Uma vez que $f(t)$ é a distribuição de freqüências dos tempos de falhas, ou seja, tempos entre as falhas, o indicador de desempenho de produto do tempo médio entre falhas, ou MTBF (Mean Time Between Failures), também denominado MTTF (Mean time To Failure), se resume à média dessa distribuição, ou seja:

$$MTBF - MTTF = \bar{T} = \int_0^{\infty} t \cdot f(t) dt \quad (1.10)$$

Em tempo de projeto são feitas estimativas da confiabilidade e das taxas de falhas, ou de Tempo Médio Entre Falhas (MTBF – Mean Time Between Failures) de determinado sistema. Assim, por exemplo, se o MTBF de um sistema para 1000 horas, quer dizer que, em média, irá experimentar uma falha a cada 1000 horas de operação. O MTBF é normalmente expresso em horas, mas também em ciclos, operações etc.

Destaca-se, no entanto, que para usar o MTBF, a função de distribuição dos tempos de falhas deve ser especificada, pois o nível de confiabilidade é função da probabilidade acumulada de falha. Assim, os dois produtos com um mesmo MTBF, se tiverem suas distribuições de falhas distintas, podem ter níveis de confiabilidade diferentes.

Existem padrões aceitos na indústria para modelagem das taxas de falhas de componentes que podem ajudar a estimar a taxa de um sistema ou seu MTBF. O objetivo é garantir que o MTBF projetado esteja dentro de limites alcançáveis e aceitáveis pelo mercado.

I.4 - Fundamentos do Planejamento de Experimentos

I.4.1 - Perspectivas Históricas

Segundo **MONTGOMERY (2004)**, Ronald A. Fisher foi inovador no uso do método estatístico de planejamento de experimento. Por vários anos foi responsável pela estatística e por análise dos dados da Rothamsted Agricultural Experiment Station em Londres na Inglaterra. Fisher desenvolveu e foi o primeiro a usar a análise de variância como método primário de análise de estatística em planejamento de experimentos. Em 1933, Fisher tornou-se professor da Universidade de Londres, mudando-se mais tarde, para a Cambridge University. Enquanto Fisher foi claramente o pioneiro, existiram muitos outros que contribuíram significativamente para a literatura do planejamento de experimento, incluindo F. Yates, G. E. P. Box, R. C. Bose, O. Kempthorne, e W. G. Cochran, **MONTGOMERY (2004)**.

Segundo **COCHRAN e COX (1957)**, as técnicas de planejamento de experimentos são particularmente úteis no mundo de engenharia, a fim de melhorar o desempenho dos processos de fabricação. A maioria dos processos pode ser descritos em termos de muitas variáveis controláveis, tais como temperatura, voltagem e amperagem, dentre outras. Usando planejamento de experimentos, os engenheiros podem determinar que subconjuntos de variáveis de processos possuem maior influência no desempenho do processo. Os resultados de tal experimento podem conduzir a:

1. Melhor rendimento do processo;
2. Redução na variabilidade do processo e uma melhor obediência aos requerimentos nominais ou alvos;
3. Redução nos tempos de projeto e desenvolvimento;
4. Redução nos custos de operação.

Segundo **MONTGOMERY (2003 e 2004)**, métodos de planejamento de experimentos são úteis também em atividades de projeto de engenharia em que novos produtos sejam desenvolvidos e melhorados. Algumas aplicações típicas de experimentos planejados estatisticamente em projeto de engenharia incluem:

1. Avaliação e comparação de configurações básicas de projeto;
2. Avaliação de materiais diferentes;
3. Seleção de parâmetros de projeto de modo que o produto trabalhe bem sob uma ampla variedade de condições de campo (ou de modo que o projeto seja robusto);
4. Determinação dos parâmetros de projeto dos produtos chave que causam impacto no desempenho do produto.

Experimentos subsequentes são usados para refinar essa informação e determinar quais ajustes são requeridos nessas variáveis críticas, de modo a melhorar o processo. Finalmente, o objetivo do experimentalista é determinar quais os níveis resultantes das variáveis críticas no desempenho do processo.

I.4.2 - Princípios Básicos para Condução de um Experimento

Segundo **DANIEL (1976)**, a definição e a escolha das variáveis controláveis (independentes), bem como as respostas do planejamento fatorial de experimentos, não fazem parte do conhecimento estatístico, ficando assim relacionadas à experiência do especialista. Além disso, na realização de um experimento, deseja-se estudar o efeito de um ou mais fatores sobre

uma variável resposta. Cada fator contribui em quantidades ou categorias pré-fixadas denominadas níveis. Cada combinação de nível versus fatores é chamada de tratamento e, o conjunto de todas as combinações prováveis determina o planejamento experimental correspondente, conhecido como planejamento fatorial.

Um esboço de procedimento é indicado a seguir conforme **MONTGOMERY (2004)**.

1 – Demonstração e reconhecimento do problema: Uma demonstração clara do problema contribui freqüente e substancialmente para melhor entender-se os fenômenos e a solução final do problema.

2 – Escolha de fatores e níveis: O experimentador tem que selecionar as variáveis independentes ou fatores a serem investigados na experiência que possam ser quantitativos ou qualitativos. O experimentador deve selecionar as faixas nas quais estes fatores serão variados e o número de níveis aos quais serão feitas as corridas.

3 – Seleção da variável resposta: Escolhendo uma resposta ou variável dependente, o experimentador deve estar certo de que a resposta a ser medida realmente provê informação sobre o problema em estudo.

4 – Escolha do projeto experimental: Os experimentos têm que determinar a diferença verdadeira na resposta que eles desejam descobrir e a magnitude das incertezas que eles estão dispostos a tolerar de forma que um tamanho de amostra apropriado (número de réplicas) possa ser escolhido.

5 – Realização do experimento: Nesta etapa é importante que o processo seja acompanhado por um responsável, para assegurar-se que todos os procedimentos sejam executados conforme o plano.

6 – Análise dos dados: Nesta etapa podem ser utilizados softwares estatísticos (EXCEL e STATISTICA), que ajudam a usar as técnicas de planejamento e análise de experimentos, pela análise de variância ou gráfico de Pareto entre outros.

7 – Conclusões e recomendações: Ao final da análise dos dados, o responsável pelo experimento deve extrair as conclusões práticas dos resultados e recomendar as ações de melhoria contínua do processo.

8 – Elaboração de relatórios: **WERKEMA & AGUIAR (1996)** ressaltam que o trabalho realizado deve ser descrito, identificando-se as limitações práticas e teóricas encontradas, as recomendações para futuros experimentos e as conclusões obtidas.

I.4.3 - Conceitos Gerais de Experimentação

A seguir apresentam-se alguns conceitos e termos fundamentais para a aplicação das técnicas de planejamento e análise de experimentos, segundo **CALDAS (2006)**.

Variáveis de resposta: São variáveis dependentes que sofrem algum efeito nos testes, quando estímulos são introduzidos propositalmente nos fatores que regulam ou ajustam os processos de fabricação. Nos experimentos, podem existir uma ou mais variáveis de resposta (y).

Fatores de controle: Estes são os fatores alterados no experimento. O objetivo principal de introduzir perturbadores identificados nos fatores de controle é avaliar o efeito produzido nas variáveis de resposta e com isso poder determinar os principais fatores do processo.

Fatores de ruído: São os fatores, conhecidos ou não, que influenciam nas variáveis de resposta no experimento. Cuidados especiais devem ser tomados na hora de realizar os testes com esses fatores, pois é importante evitar que os efeitos produzidos pelos fatores de controle, fiquem misturados ou mascarados com os efeitos provocados pelos fatores de ruído.

Níveis dos fatores: São condições de operação dos fatores de controle investigados nos experimentos. Os níveis são identificados por nível baixo (-1) e nível alto (+1).

Tratamentos: É a combinação dos níveis de fatores de controle, isto significa que cada uma das corridas do experimento representará um tratamento.

Efeito principal: É a diferença média observada na resposta quando se muda o nível do fator de controle investigado.

Efeito de interação: É a metade da diferença entre os efeitos principais de um fator nos níveis de outro fator.

Matriz de experimentos: É o plano normal construído para conduzir os experimentos. Nesta matriz são incluídos os fatores de controle, os níveis e tratamentos do experimento.

Aleatorização: É o processo de definir a ordem dos tratamentos da matriz experimental, através de sorteios ou por limitações específicas dos testes. A aleatorização nos experimentos é realizada para balancear os efeitos produzidos pelos fatores não controláveis nas respostas analisadas e para se atender aos requisitos dos métodos estatísticos, os quais exigem os componentes do erro experimental sejam variáveis aleatórias independentes (**BENETT, 2003 ; NETO e CIMBALISTA, 2002**).

Repetição: É o processo de repetir cada uma das combinações (linhas) da matriz experimental sob as mesmas condições de experimentação. Este conceito permite encontrar uma estimativa do erro experimental, que é utilizado para determinar se as diferenças observadas entre os dados são estatisticamente significativas.

Blocos: É a técnica utilizada para controlar e avaliar a variabilidade produzida pelos fatores perturbadores (controláveis ou não-controláveis) dos experimentos. Com esta técnica procura-se criar um experimento (grupo de unidades experimentais balanceadas) mais homogêneo e aumentar a precisão das respostas que são analisadas.

I.4.4 - Técnicas de Planejamento e Análise de Experimentos

Os experimentos industriais devem ser planejados em função do planejamento de experimentos especificados. O objetivo dessa atividade é garantir que as informações obtidas sejam confiáveis e que os recursos (equipamentos, pessoas, materiais e informações) disponíveis para experimentação sejam bem utilizados (**OLIVEIRA, 1999; COLEMAN, 1993; MONTGOMERY, 2003 e 2004**). Nesta fase do projeto experimental, diversas técnicas de planejamento e análise de experimentos podem ser utilizadas, conforme será descrito na seção I.4.5.

I.4.5 - Planejamento Fatorial

Ao planejar os experimentos industriais com técnica fatorial, considera-se que todos os tratamentos da matriz experimental são realizados pela equipe responsável por esta atividade. Segundo **BOX e BISGAARD (1987)**, o planejamento fatorial é indicado para a fase inicial do procedimento experimental quando há necessidade de se definir os fatores mais importantes e estudar os efeitos sobre a variável resposta escolhida. Ainda, “é um modelo de efeitos fixos, isto é, a análise dos efeitos provocados pelos fatores não pode ser transferida para outros níveis que não analisados no planejamento”.

Os resultados dos experimentos serão mais confiáveis, quanto maior for a organização para sua execução. Segundo **DEVOR et al. (1992)**, com o experimento organizado conforme citado anteriormente, é possível verificar se:

- a resposta é alterada significativamente quando muda o nível do fator **i**;
- a resposta é alterada significativamente quando muda o nível do fator **j**;
- a interação dos fatores (coluna vs. linha) altera significativamente a resposta.

A maioria dos autores também define que o modelo estatístico do planejamento fatorial, com a e b níveis respectivamente e n repetições é dada pela equação (I.11) **CALDAS (2006)**.

$$Y_{ijk} = \mu + \tau_i + \beta_j + \gamma_k + (\tau\beta)_{ij} + (\tau\gamma)_{ik} + (\tau\beta\gamma)_{ijk} + \varepsilon_{ijkh} \quad (I.11)$$

sendo que,

μ é a média dos resultados

τ_i é o efeito principal do fator i,

β_j é o efeito principal do fator j,

γ_k é o efeito principal do fator k,

$(\tau\beta)_{ij}$ é o efeito da interação entre os fatores i e j,

$(\tau\gamma)_{ik}$ é o efeito de interação entre os fatores i e k,

$(\tau\beta\gamma)_{ijk}$ é o efeito de interação entre os fatores i, j e k

ε_{ijk} é o erro aleatório ou experimental.

$i = [1, 2, \dots, a]$

$j = [1, 2, \dots, b]$

$k = [1, 2, \dots, c]$

$h = [1, 2, \dots, n]$

Um dos métodos que pode ser utilizado para verificar a variabilidade dos coeficientes da equação (I.11) nas variáveis resposta é a Análise de Variância (ANOVA).

No planejamento de experimentos fatorial é comum encontrar experimentos planejados com técnicas fatoriais com dois ou mais níveis, esse tipo de planejamento e alguns exemplos de como conduzir experimentos industriais com essas técnicas fatoriais são ilustradas por **MONTGOMERY (2004)**, **OLIVEIRA (1999)**, **DEVOR et al. (1992)** e **COCHRAN e COX (1957)**.

I.4.6 - Planejamento Fatorial 2^K

Um experimento fatorial com K fatores, cada um deles com dois (2) níveis, é denominado de experimento 2^K . O processo experimental dessa técnica consiste em realizar testes com cada uma das combinações da matriz experimental.

Para em seguida, determinar e interpretar os efeitos principais e de interação dos fatores investigados e assim, poder identificar as melhores condições experimentais do produto ou processo de fabricação.

Para ilustrar o procedimento desta técnica, considere-se um experimento com seis fatores ($X_1, X_2, X_3, \dots, X_6$), onde cada um destes parâmetros foi testado com dois níveis (-1, +1), onde o (-1) é o valor mínimo assumido pela variável e o (+1) é o valor máximo.. Esse exemplo é apresentado por vários autores que estudam as técnicas de planejamento e análise de experimentos conforme **FERNANDES (2004 e 2005 a e b); KANG & RHEE (2001); RAMASAMY (2002) e DAVÉ et al. (2003)**.

Assim, um exemplo da matriz de planejamento para experimento fatorial 2^6 , em ordem crescente dos ensaios e em ordem aleatória dos ensaios, está representado pelas Tabelas I.1 e I.2, respectivamente. A resposta de cada ensaio ou tratamento é descrita pela coluna y_i . É importante ressaltar que a ordem de realização do teste deverá ser definida aleatoriamente, por meio, por exemplo, de uma tabela de números aleatórios.

O procedimento que pode ser utilizado para construir a matriz genérica do experimento fatorial é descrito por **DEVOR et al. (1992)**. Na matriz de planejamento, as colunas representam o conjunto de fatores investigados ($X_1, X_2, X_3, X_4, \dots, X_K$), e as linhas representam os diferentes níveis ou as combinações dos fatores de níveis codificados: - 1 (mínimo) e + 1 (máximo).

1. Para X_1 , a coluna será definida pela combinação dos níveis - 1, + 1, - 1, + 1, - 1, + 1, - 1, + 1, ..., ou seja, o sinal dessa coluna alterna em grupos de $2^0 = 1$.
2. Para X_2 , a coluna será definida pela combinação dos níveis - 1, - 1, + 1, + 1, - 1, - 1, + 1, + 1, ..., ou seja, o sinal dessa coluna alterna em grupos de $2^1 = 2$.
3. Para X_3 , a coluna será definida pela combinação dos níveis - 1, - 1, - 1, - 1, + 1, + 1, + 1, + 1, ..., ou seja, o sinal dessa coluna alterna em grupos de $2^2 = 4$.
4. Para X_4 , o sinal alterna em grupos de oito ($2^3 = 8$).
5. O procedimento será igual para X_5, X_6, \dots, X_K . Para X_K , o sinal alterna em grupos de $2^{(K-1)}$, ou seja, $2^{(K-1)}$ vezes (-1), seguido de $2^{(K-1)}$, vezes (+1).

DEVOR et al. (1992) definem que esta forma de organizar o experimento é chamada de ordem padrão de Yates "standard order". Ainda, ressaltam que com esse arranjo garante-se que todas as colunas da matriz sejam ortogonais entre si. Com este tipo de planejamento é possível determinar os efeitos principais e de interação que as variáveis independentes produzem nas variáveis de respostas. As tabelas I.1 e I.2 mostram a matriz utilizada neste trabalho.

Tabela I.1 - Matriz de Yates para 2^6 em ordem crescente dos testes.

Nº Teste	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₅	X ₆	Y _i Resposta
1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	Y ₁
2	1	-1	-1	-1	-1	-1	Y ₂
3	-1	1	-1	-1	-1	-1	Y ₃
4	1	1	-1	-1	-1	-1	Y ₄
5	-1	-1	1	-1	-1	-1	Y ₅
6	1	-1	1	-1	-1	-1	Y ₆
7	-1	1	1	-1	-1	-1	Y ₇
8	1	1	1	-1	-1	-1	Y ₈
9	-1	-1	-1	1	-1	-1	Y ₉
10	1	-1	-1	1	-1	-1	Y ₁₀
11	-1	1	-1	1	-1	-1	Y ₁₁
12	1	1	-1	1	-1	-1	Y ₁₂
13	-1	-1	1	1	-1	-1	Y ₁₃
14	1	-1	1	1	-1	-1	Y ₁₄
15	-1	1	1	1	-1	-1	Y ₁₅
16	1	1	1	1	-1	-1	Y ₁₆
17	-1	-1	-1	-1	1	-1	Y ₁₇
18	1	-1	-1	-1	1	-1	Y ₁₈
19	-1	1	-1	-1	1	-1	Y ₁₉
20	1	1	-1	-1	1	-1	Y ₂₀
21	-1	-1	1	-1	1	-1	Y ₂₁
22	1	-1	1	-1	1	-1	Y ₂₂
23	-1	1	1	-1	1	-1	Y ₂₃
24	1	1	1	-1	1	-1	Y ₂₄
25	-1	-1	-1	1	1	-1	Y ₂₅
26	1	-1	-1	1	1	-1	Y ₂₆
27	-1	1	-1	1	1	-1	Y ₂₇
28	1	1	-1	1	1	-1	Y ₂₈
29	-1	-1	1	1	1	-1	Y ₂₉
30	1	-1	1	1	1	-1	Y ₃₀
31	-1	1	1	1	1	-1	Y ₃₁
32	1	1	1	1	1	-1	Y ₃₂
33	-1	-1	-1	-1	-1	1	Y ₃₃
34	1	-1	-1	-1	-1	1	Y ₃₄
35	-1	1	-1	-1	-1	1	Y ₃₅
36	1	1	-1	-1	-1	1	Y ₃₆
37	-1	-1	1	-1	-1	1	Y ₃₇
38	1	-1	1	-1	-1	1	Y ₃₈
39	-1	1	1	-1	-1	1	Y ₃₉
40	1	1	1	-1	-1	1	Y ₄₀
41	-1	-1	-1	1	-1	1	Y ₄₁
42	1	-1	-1	1	-1	1	Y ₄₂
43	-1	1	-1	1	-1	1	Y ₄₃
44	1	1	-1	1	-1	1	Y ₄₄
45	-1	-1	1	1	-1	1	Y ₄₅
46	1	-1	1	1	-1	1	Y ₄₆
47	-1	1	1	1	-1	1	Y ₄₇
48	1	1	1	1	-1	1	Y ₄₈
49	-1	-1	-1	-1	1	1	Y ₄₉
50	1	-1	-1	-1	1	1	Y ₅₀
51	-1	1	-1	-1	1	1	Y ₅₁
52	1	1	-1	-1	1	1	Y ₅₂
53	-1	-1	1	-1	1	1	Y ₅₃
54	1	-1	1	-1	1	1	Y ₅₄
55	-1	1	1	-1	1	1	Y ₅₅
56	1	1	1	-1	1	1	Y ₅₆
57	-1	-1	-1	1	1	1	Y ₅₇
58	1	-1	-1	1	1	1	Y ₅₈
59	-1	1	-1	1	1	1	Y ₅₉
60	1	1	-1	1	1	1	Y ₆₀
61	-1	-1	1	1	1	1	Y ₆₁
62	1	-1	1	1	1	1	Y ₆₂
63	-1	1	1	1	1	1	Y ₆₃
64	1	1	1	1	1	1	Y ₆₄

Tabela I.2 - Matriz de Yates para 2^6 em ordem aleatória dos testes.

Nº Teste	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₅	X ₆	Y _i Resposta
6	1	-1	1	-1	-1	-1	Y ₆
26	1	-1	-1	1	1	-1	Y ₂₆
13	-1	-1	1	1	-1	-1	Y ₁₃
15	-1	1	1	1	-1	-1	Y ₁₅
2	1	-1	-1	-1	-1	-1	Y ₂
60	1	1	-1	1	1	1	Y ₆₀
41	-1	-1	-1	1	-1	1	Y ₄₁
37	-1	-1	1	-1	-1	1	Y ₃₇
46	1	-1	1	1	-1	1	Y ₄₆
9	-1	-1	-1	1	-1	-1	Y ₉
48	1	1	1	1	-1	1	Y ₄₈
39	-1	1	1	-1	-1	1	Y ₃₉
38	1	-1	1	-1	-1	1	Y ₃₈
30	1	-1	1	1	1	-1	Y ₃₀
32	1	1	1	1	1	-1	Y ₃₂
14	1	-1	1	1	-1	-1	Y ₁₄
58	1	-1	-1	1	1	1	Y ₅₈
31	-1	1	1	1	1	-1	Y ₃₁
44	1	1	-1	1	-1	1	Y ₄₄
4	1	1	-1	-1	-1	-1	Y ₄
45	-1	-1	1	1	-1	1	Y ₄₅
25	-1	-1	-1	1	1	-1	Y ₂₅
63	-1	1	1	1	1	1	Y ₆₃
49	-1	-1	-1	-1	1	1	Y ₄₉
11	-1	1	-1	1	-1	-1	Y ₁₁
62	1	-1	1	1	1	1	Y ₆₂
53	-1	-1	1	-1	1	1	Y ₅₃
1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	Y ₁
16	1	1	1	1	-1	-1	Y ₁₆
8	1	1	1	-1	-1	-1	Y ₈
27	-1	1	-1	1	1	-1	Y ₂₇
47	-1	1	1	1	-1	1	Y ₄₇
22	1	-1	1	-1	1	-1	Y ₂₂
36	1	1	-1	-1	-1	1	Y ₃₆
55	-1	1	1	-1	1	1	Y ₅₅
12	1	1	-1	1	-1	-1	Y ₁₂
34	1	-1	-1	-1	-1	1	Y ₃₄
20	1	1	-1	-1	1	-1	Y ₂₀
19	-1	1	-1	-1	1	-1	Y ₁₉
17	-1	-1	-1	-1	1	-1	Y ₁₇
29	-1	-1	1	1	1	-1	Y ₂₉
35	-1	1	-1	-1	-1	1	Y ₃₅
50	1	-1	-1	-1	1	1	Y ₅₀
61	-1	-1	1	1	1	1	Y ₆₁
3	-1	1	-1	-1	-1	-1	Y ₃
24	1	1	1	-1	1	-1	Y ₂₄
59	-1	1	-1	1	1	1	Y ₅₉
5	-1	-1	1	-1	-1	-1	Y ₅
54	1	-1	1	-1	1	1	Y ₅₄
18	1	-1	-1	-1	1	-1	Y ₁₈
42	1	-1	-1	1	-1	1	Y ₄₂
64	1	1	1	1	1	1	Y ₆₄
10	1	-1	-1	1	-1	-1	Y ₁₀
57	-1	-1	-1	1	1	1	Y ₅₇
7	-1	1	1	-1	-1	-1	Y ₇
51	-1	1	-1	-1	1	1	Y ₅₁
28	1	1	-1	1	1	-1	Y ₂₈
33	-1	-1	-1	-1	-1	1	Y ₃₃
21	-1	-1	1	-1	1	-1	Y ₂₁
23	-1	1	1	-1	1	-1	Y ₂₃
43	-1	1	-1	1	-1	1	Y ₄₃
56	1	1	1	-1	1	1	Y ₅₆
52	1	1	-1	-1	1	1	Y ₅₂
40	1	1	1	-1	-1	1	Y ₄₀

Os efeitos principais correspondem à mudança de resposta média quando o nível de um fator é alterado de (- 1) para (+ 1), mantendo-se os outros fatores constantes.

O procedimento consiste em multiplicar os resultados da coluna de ± 1 associados à coluna X_i da matriz experimental correspondente ao efeito principal que se deseja estimar (Tabelas I.1 e I.2). Em seguida, os valores obtidos devem ser somados e divididos pela metade do número de ensaios realizados, conforme é ilustrado pela equação (I.12).

$$E_i = \frac{\sum y_i X_{xi}}{N/2} \quad (I.12)$$

sendo que E_i é o efeito estimado, N é o número total de observações, $\sum y_i X_{xi}$ é a soma dos resultados (y_i) do experimento multiplicados pela coluna x_i . Na maioria das vezes necessita-se usar gráficos lineares (que representam os efeitos principais e de interação) e de probabilidade normal (**DEVOR et al., 1992; MONTGOMERY, 2003**). Nessa fase do procedimento experimental podem ser utilizados diferentes softwares para construir os gráficos (EXCEL e STATISTICA). A maioria dos autores também recomenda que, para conclusões sobre os efeitos principais e de interação dos fatores, é necessário aplicar técnicas de análise de variância (ANOVA).

Para representar e interpretar graficamente os efeitos principais e de interação é necessário definir duas prioridades, conforme a seguir (**BARKER, 1985**).

- O sinal \pm indica a direção do efeito, isto é, se a resposta aumenta ou decresce com a variação do nível (- 1) para (+ 1);
- A magnitude indica a intensidade do efeito.

A forma gráfica do efeito (E_i) está representada na Figura (I.35a). Esse gráfico ilustra a variação média das respostas em função da mudança de nível (- 1, + 1) de um fator (X_i), mantendo os outros fatores constantes. Pode-se constatar que o efeito provocado pela mudança de nível do fator x_1 na resposta é independente do nível do fator x_2 . Portanto, não existe interação entre esses fatores. Os gráficos dos efeitos de interação descrevem a variação média de um fator em função dos níveis de outros fatores. Por exemplo, a Figura (I.35b) ilustra que o efeito provocado pela mudança de nível do fator x_1 na resposta depende do nível do fator x_2 . Existe, portanto, interação entre os fatores x_1 e x_2 .

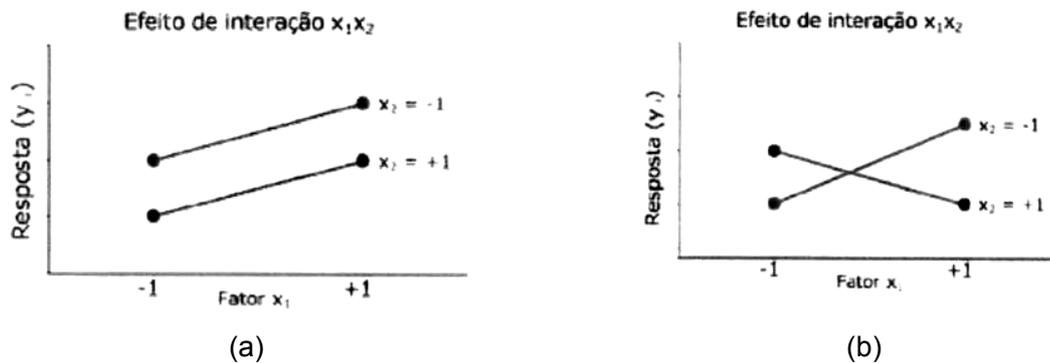


Figura 1.35 – Gráficos de Efeito Principal (a) e de Interação (b), Planejamento Fatorial 2^k . (CALDAS, 2006)

Na técnica estatística empregada, foi usado o gráfico de probabilidade normal, que representa a função de densidade de probabilidade normal para os resíduos e permite detectar possíveis desvios de normalidade no modelo. Entende-se por resíduo, a diferença entre o valor observado e o ajustado. Segundo **FERNANDES (2005a e 2005b)** para minimizar a influência destes desvios, é aconselhável utilizar como resposta, a média dos valores das variáveis pesquisadas, garantindo assim uma distribuição normal, devido à validade do teorema do limite central. No gráfico de probabilidade normal, isto corresponde a se ter esses pontos sobre uma reta. Outro gráfico importante para a análise de significância dos efeitos é o gráfico de probabilidade normal dos efeitos fatoriais, também conhecido como gráfico de Daniel, cuja idéia básica é que os efeitos não significativos se confundem com o erro aleatório e estarão, portanto, distribuídos conforme uma normal com média zero e variância constante.

Esses efeitos tendem a se manter ao longo de uma reta normal no gráfico. No entanto, se os pontos marcados no gráfico parecem desviar-se de algum modo dessa linha reta, existem motivos para acreditar que esses dados obtidos não estão distribuídos conforme um erro aleatório. Portanto, são efeitos significativos que devem ser analisados com mais detalhes pela equipe que realiza os experimentos industriais.

Quando testamos a hipótese nula (H_0), ou seja, a hipótese de não significância dos efeitos fatoriais, os efeitos não significativos são considerados nulos enquanto que os significativos são aqueles cujo valor absoluto é muito maior do que zero. Assim sendo, os efeitos significativos serão aqueles que aparecem afastados da referida reta.

Fatores incontrolláveis podem produzir uma variação nas respostas ao realizar os ensaios sob condições estabelecidas e os erros podem ser classificados em dois grupos, conforme segue:

Erros sistemáticos: são causados por fontes identificáveis. Esse tipo de erro faz com que os resultados experimentais estejam acima ou abaixo do valor real, influenciando a exatidão da medida. Essa flutuação pode ser causada pelo instrumento utilizado para controlar o experimento

(ex. relógio, micrômetro, régua, manômetro, etc.), método de observação, efeitos ambientais ou pelas simplificações do modelo teórico (ex. eliminar um fator importante para o sistema).

Erros aleatórios: são flutuações que ocorrem de uma repetição para outra, porém, todos os possíveis resultados estão dentro de um intervalo de valores. Esse tipo de erro afeta a precisão das medidas. Nem sempre podem ser identificadas as fontes que causam o erro aleatório. Entretanto, esse tipo de “erro no experimento pode ser tratado quantitativamente através de métodos estatísticos, de modo que seus efeitos na grandeza física medida, podem ser, em geral, determinados” **NETO (2002)**.

As principais vantagens da técnica fatorial 2^k é que através da análise dos experimentos pode-se indicar as principais tendências e determinar uma direção promissora para as experimentações subseqüentes. Alguns autores ressaltam que, com esse tipo de experimento, também é possível quantificar o erro experimental.

As limitações atribuídas à técnica de fatorial 2^k são apresentadas a seguir:

- Em alguns experimentos não é possível realizar réplicas, principalmente quando os custos de experimentação são elevados. Com isto os erros experimentais não podem ser estimados **ANDERSON (1957)**;

Segundo **FERNANDES (2004, 2005^a e 2005b)**, o modelo de planejamento fatorial (2^k) pode ser expresso pela equação (1.13), onde \hat{y} é o valor estimado, ou valor ajustado, para cada resposta, $\hat{\beta}_0$ é a estimativa da média geral do modelo, $\hat{\beta}_i$ é a metade da estimativa do efeito principal verdadeiro do i -ésimo fator e $\hat{\beta}_{i,j,\dots,k}$ é a metade da estimativa do efeito verdadeiro da interação dos fatores i, j, \dots, k . Cabe frisar que os parâmetros da equação (1.13) não são conhecidos e, portanto, devem ser estimados a partir dos dados coletados.

$$\hat{y} = \hat{\beta}_0 + \left[\sum_{i=1}^k \hat{\beta}_i x_i + \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^k \hat{\beta}_{i,j} x_i x_j + \dots + \hat{\beta}_{1,2,\dots,k} x_1 x_2 \dots x_k \right] \quad (1.13)$$

O valor $\hat{\varepsilon} = y - \hat{y}$, ou seja, a diferença entre o valor observado e o valor ajustado, é denominado de resíduo. Se o efeito de um i -ésimo fator não for significativo, então α_i será igual à zero. Contudo, devido ao erro experimental, a estimativa $\hat{\alpha}_i$ não será necessariamente nula, assumindo um valor pequeno. Um teste de hipótese, como o teste F da análise de variância

(ANOVA), permitirá, decidir com alguma margem de erro (geralmente 5%) se $\hat{\alpha}_i$ é significativo, isto é, diferente de zero ou não.

Segundo **DRAPER (1998)** para validação da ANOVA tem-se que os erros são independentes e normalmente distribuídos com média zero e variância constante σ^2 . A verificação dessas suposições é feita através da análise dos resíduos dos modelos pelo gráfico de Probabilidade Normal dos resíduos figura (I.36) que permite verificar a condição de normalidade dos erros.

Para validação da ANOVA, os erros são considerados independentes e normalmente distribuídos com média zero e variância constante σ^2 . A verificação destas suposições é feita através da análise dos resíduos dos modelos pelo gráfico de Probabilidade Normal dos resíduos que permite verificar a condição de normalidade dos erros figura (I.36).

O gráfico que representa a função de densidade de probabilidade normal para os resíduos permite detectar possíveis desvios da normalidade do modelo. No caso de normalidade, os pontos devem ficar todos próximos de uma reta figura (I.37). A análise dos experimentos será realizada apenas considerando os métodos gráficos de Daniel (**DANIEL,1976**), figura (I.37). O gráfico criado por Daniel, consiste em um gráfico de probabilidade normal dos efeitos fatoriais, no qual os efeitos são mostrados no eixo horizontal e o valor esperado normal corresponde no eixo vertical.

A idéia básica é de que os efeitos não significativos se confundem com o erro aleatório e estarão, portanto, distribuídos conforme uma normal com média zero e variância σ^2 . No gráfico de probabilidade normal isto corresponde a se ter esses pontos sobre uma reta. Quando testamos a hipótese nula, ou seja, a hipótese de não significância dos efeitos fatoriais, os efeitos não significativos são considerados nulos enquanto que os significativos são aqueles cujo valor absoluto é muito maior do que zero. Assim sendo, os efeitos significativos serão aqueles que aparecem afastados da dita reta.

Apresenta-se, a seguir, exemplo da aplicação do método de planejamento de experimentos fatorial, envolvendo a otimização do processo/procedimento de soldagem, conforme detalhado por **FERNANDES et al.(2005a)**.

No desenvolvimento do planejamento de experimentos para a identificação dos intervalos dos parâmetros de soldagem de reparo Dabber TIG, que permitem obter uma faca de selo de excelente aspecto (altura e largura do cordão de solda) e isenta de defeitos (trinca a quente de liquação, trinca de envelhecimento, inclusão de tungstênio, sobreposição, etc.), utilizaram-se os

intervalos de parâmetros de soldagem, mostrados na Tabela (I.3). Estes parâmetros permitiram reduzir ao máximo a altura e a largura do cordão de solda, bem como o seu número de passes.

Tabela I.3 – Intervalos dos parâmetros ótimos de soldagem de reparo Dabber TIG.

Parâmetro de Soldagem	Máximo (+)	Mínimo (-)
• intensidade de corrente de soldagem [A]	21,00	14,00
• tensão de arco elétrico [V]	11,20	9,50
• velocidade de soldagem [mm/s]	1,23	1,19
• velocidade de alimentação de arame [mm/s]	2,32	1,40
• frequência de pulsação de arame [pps]	2,12	1,23

O aplicativo “Statistica 7.0” permitiu analisar como os parâmetros de soldagem Dabber TIG influenciam significativamente na altura e a largura do cordão de solda de reparo. Sendo assim, a figura (I.36) verifica-se que tanto no caso da altura quanto na largura do cordão de solda não foram observados desvios acentuados de normalidade. A figura (I.37) corresponde aos gráficos de Daniel e mostram os efeitos fatoriais significativos para a altura e largura do cordão de solda, considerando 32 ensaios **FERNANDES et al. (2005a)**.

Os modelos que correspondem ao ajuste do planejamento fatorial de experimentos para a altura e a largura do cordão de solda, ajustados à função densidade de probabilidade normal considerando 32 ensaios podem ser vistos nas equações (I.14) e (I.15), respectivamente **FERNANDES et al., (2005a)**.

$$\hat{Y}_{\text{ALTURA}} = 6,07 - 1,43X_S + 1,39X_A - 0,50X_I - 0,89X_A X_S \quad (I.14)$$

$$\hat{Y}_{\text{LARGURA}} = 2,98 + 0,32X_I - 0,24X_S + 0,16X_V + 0,09X_I X_D \quad (I.15)$$

A figura (I.37) mostra os efeitos fatoriais ordenados para a altura e largura do cordão de solda, considerando 32 ensaios. Uma análise na figura (I.37), ou seja, nos gráficos de probabilidade para efeitos fatoriais, mostrou que para 32 ensaios os efeitos mais importantes para *altura do cordão de solda* são: A (velocidade de alimentação do arame), S (velocidade de soldagem), I (corrente) e a interação AS, e *para a largura do cordão de solda* os efeitos mais importantes são I (corrente), S (velocidade de soldagem), V (voltagem) e a interação ID.

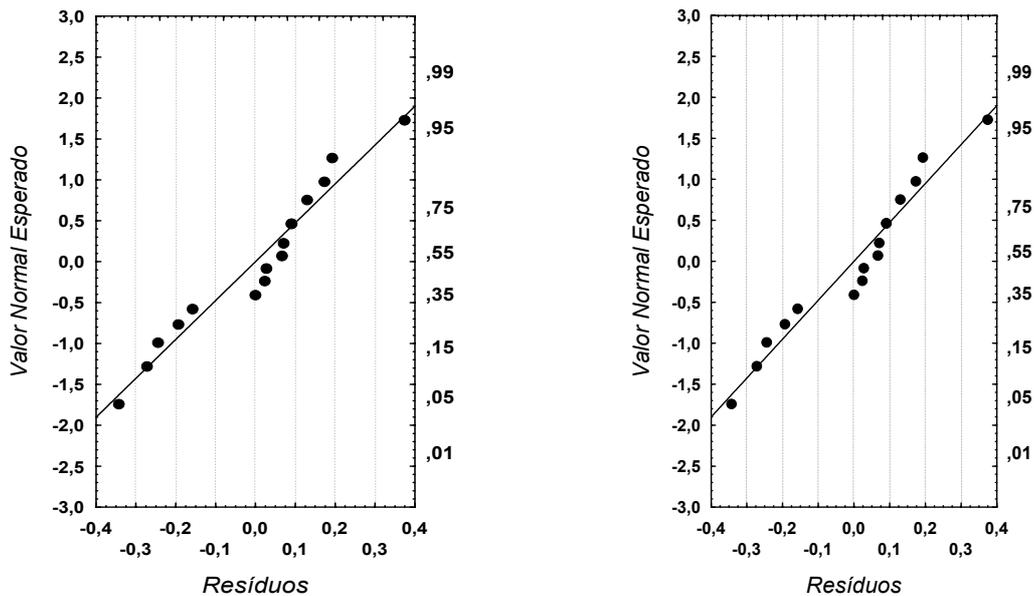


Figura I.36 – Ajuste das respostas altura (a) e largura (b) do cordão de solda à função densidade probabilidade normal para 32 ensaios **FERNANDES et al. (2005a)**.

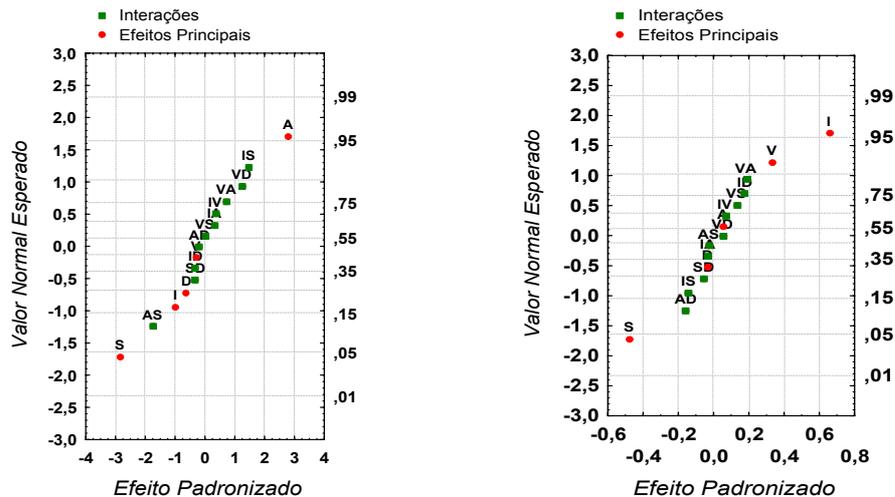


Figura I.37 – Gráfico de probabilidade normal para os efeitos fatoriais considerando 32 ensaios para altura (a) e largura (b) do cordão de solda **FERNANDES et al. (2005a)**.

Em outro trabalho, por meio da utilização do método de confiabilidade estatística, que consiste de planejamento de experimentos, 2^K fatorial, utilizando a matriz de YATES, **CAMPOS et al. (2007)** apresentaram um tratamento de análise estatística das variáveis selecionadas. Este tratamento indica quais das variáveis selecionadas, sofrem maiores alterações de seus valores quando um sistema opera sob condições de falhas mecânicas e isentas delas sendo, portanto, estas variáveis as mais relevantes para serem consideradas.

Dados experimentais foram obtidos em uma bancada de testes para sistemas condicionadores de ar automotivo da Didacta Itália. Neste trabalho o sistema condicionador de ar operou isento de falhas, sob as falhas típicas consideradas e sob condições de operações diferenciadas, tais como, velocidade de rotação do compressor, cargas térmicas no evaporador, cargas térmicas no condensador, sujeira na superfície de troca de calor do condensador, filtro do ar do evaporador sujo e vazão de ar do ventilador do compartimento de passageiros.

Baseados nos dados adquiridos e com a utilização do software “Statistica 7.0” foi possível determinar, através de uma função, as variáveis mais relevantes a serem consideradas nos diagnósticos das falhas e condições de operação estudadas. Diante do número de variáveis envolvidas nos diagnósticos de falhas, **CAMPOS et al. (2007)** concluem que este método pode ser utilizado pelos técnicos de reparação destes sistemas, ainda que a utilização plena deste necessite de mais pesquisas para ser habilitado em sua totalidade.

O software “Statistica 7.0” utilizado fornece as respostas “ Y_i ” para as variáveis consideradas, mostrando através da constante que multiplica a variável de controle “ X_i ”, quais são as variáveis mais importantes a serem consideradas. As Tabelas (I.4) e (I.5) mostram as variáveis de controle e de resposta selecionadas, respectivamente, no respectivo trabalho.

Tabela I.4 - Variáveis de controle selecionadas e seus limites.

VARIÁVEIS DE CONTROLE (X_i)		Limites
Rotação do Compressor	(RPM)	800 a 3000 (rpm)
Carga Térmica no condensador	(CTCD)	Sim e Não
Carga Térmica no evaporador	(CTEV)	Sim e Não
Velocidade do ventilador interno	(N)	1 e 3
Impurezas no condensador	(IMPCD)	1800 a 315 cm ²
Impurezas no evaporador	(IMPEV)	14,1 a 9,6 m/s

Tabela I.5 - Variáveis de resposta selecionadas.

VARIÁVEIS DE RESPOSTA (Y_i)	
Torque	(TOR)
Pressão de descarga	(P ₁)
Pressão de sucção	(P ₄)
Temperatura da Cabine	(T ₆)

I.4.7 - Análise de Regressão

Em muitos problemas, duas ou mais variáveis estão inerentemente relacionadas, sendo necessário explorar a natureza dessa relação. Segundo **DRAPER (1998)**, a análise de regressão é uma técnica estatística para modelar e investigar a relação entre duas ou mais variáveis. A análise de regressão pode ser usada para construir um modelo e prever uma situação ou pode ser usada para otimização da mesma situação.

I.4.8 - Regressão Simples

O caso de regressão linear simples considera um único regressor ou preditor x e uma variável dependente ou variável de resposta Y . Suponha que a relação verdadeira entre Y e x , seja uma linha reta e que a observação Y em cada nível de x seja uma variável aleatória. Como notado previamente, o valor esperado de Y para cada valor de x é representado pela equação (I.16).

$$E(Y | x) = \beta_0 + \beta_1 x \quad (I.16)$$

sendo a interseção β_0 e inclinação β_1 coeficientes desconhecidos da regressão.

Considera-se que cada observação, Y , possa ser descrita pelo modelo $Y = \beta_0 + \beta_1 x + \varepsilon$, em que ε é um erro aleatório com medida zero e variância σ^2 . Os erros aleatórios correspondendo a diferentes observações são também considerados variáveis aleatórias não correlacionadas.

I.4.9 - Regressão Linear Múltipla

Muitas aplicações de análise de regressão envolvem situações em que há mais de um regressor. Um modelo de regressão que contenha mais de um regressor é chamado modelo de regressão múltipla. Um modelo de regressão múltipla, muito utilizado, é mostrado na equação (I.17).

$$Y = \beta_0 + \beta_1 X_1 + \beta_2 X_2 + \varepsilon \quad (I.17)$$

Esse é um modelo de regressão linear múltipla com dois regressores. O termo linear é usado, porque a equação (I.23) é uma função linear dos parâmetros desconhecidos β_0 , β_1 e β_2 .

Iniciativas como a de **FERNANDES et al. (2005 a e b)**, que utilizou o planejamento de experimentos para identificação dos parâmetros ótimos, mostram o uso da análise de regressão múltipla para realizar o ajuste do planejamento fatorial de experimentos, através da equação (I.13).

Nível de Significância: A probabilidade de se cometer um erro é identificada como nível de significância (α) do teste estatístico. Geralmente, a equipe pode controlar a probabilidade do erro decidindo o nível de risco α que estão dispostos a tolerar, em termos de rejeitar a hipótese nula quando ela for verdadeira. Os autores da literatura de planejamento e análise de experimentos recomendam que a equipe deva selecionar os níveis de α em 0,05 ou menos. Ainda, uma vez selecionado o valor de α é possível determinar o tamanho da região de rejeição da hipótese nula do experimento. Com isso, os valores críticos que dividem as regiões de rejeição e de não rejeição podem ser determinados, conforme é mostrado na figura (I.38) para a distribuição F. Os valores dessa ferramenta são apresentados por **FERNANDES (1996)**.

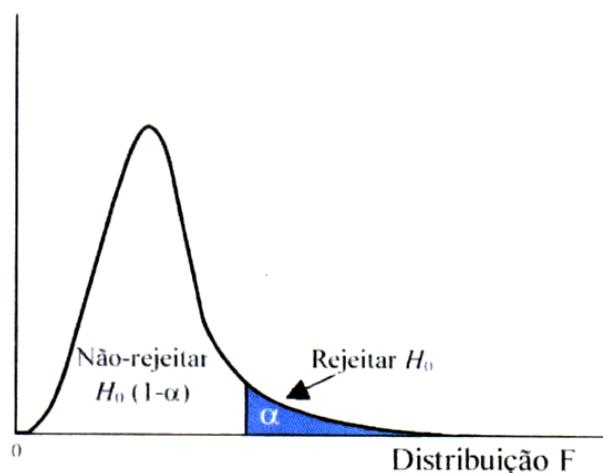


Figura I.38 – Regiões de rejeição e não rejeição para uma distribuição F, (**FERNANDES,1996**).

O Nível de Confiança: O complemento da probabilidade de um erro do tipo I é denominado de nível de confiança, que é identificado como $(1 - \alpha)$. Quando esse termo é multiplicado por 100% passa a simbolizar o nível de confiança do experimento. Com essa estimativa é possível afirmar se a média aritmética da população está contida dentro de um intervalo. A literatura destaca que esse procedimento se garante um valor pequeno para probabilidade do erro tipo II. Em termos de metodologia de teste “esse coeficiente representa a probabilidade de se concluir que o resultado de um fator que está sendo testado para a hipótese nula seja plausível”.

Valor p: Segundo **MONTGOMERY (2003)**, o valor p, é o menor nível de significância que conduz à rejeição da hipótese nula H_0 com os dados fornecidos. Esse valor corresponde à área sob a qual a estatística F é limite da razão F_0 calculada. Com esse parâmetro estatístico é possível concluir sobre as hipóteses nulas sem precisar recorrer a uma tabela de valores críticos da distribuição F. Isto é, se o valor p for menor que o nível de significância escolhido α , a hipótese nula é rejeitada.

1.4.10 - Análise de Variância (ANOVA)

Segundo **MONTGOMERY (2003)**, admitindo que tenhamos a níveis (tratamentos) diferentes de um único fator que desejamos comparar, a resposta para cada um dos a tratamentos é uma variável aleatória. A Tabela (I.6) mostra os dados observados, onde, por exemplo, y_{ij} , representa a j -ésima observação sujeita ao i -ésimo tratamento.

Considerando, inicialmente o caso em que haja um número igual de observações, n , em cada tratamento, pode-se descrever as observações da Tabela (I.6) pelo modelo estatístico linear.

$$y_{ij} = \mu + \tau_i + \varepsilon_{ij} \begin{cases} i = 1, 2, \dots, a \\ j = 1, 2, \dots, n \end{cases} \quad (I.18)$$

Onde:

y_{ij} é uma variável aleatória denotando a ij -ésima observação.

μ é um parâmetro comum a todos os tratamentos, sendo chamado de média global.

τ_i é um parâmetro associado com o i -ésimo tratamento, sendo chamado de efeito do i -ésimo tratamento.

ε_{ij} é um componente do erro aleatório.

A equação (I.18) enfoca experimentos com um único fator, além disto, prevê que as observações sejam feitas em ordem aleatória e que o ambiente (unidades experimentais), em que

os tratamentos são usados seja tão uniforme quanto possível. Este planejamento é chamado de planejamento experimental completamente aleatorizado.

Os, a níveis do fator no experimento podem ser obtidos de duas maneiras diferentes. Na primeira, o experimentalista escolhe especificamente os, a , tratamentos e nesta situação não podemos estender as conclusões dos testes das hipóteses à tratamentos similares que não tenham sido considerados. Este modelo é chamado de modelo com efeitos fixos.

Porém quando desejamos que os, a , tratamentos sejam uma amostra aleatória a partir de um população maior de tratamentos, gostaríamos de conseguir expandir as conclusões (que são baseadas nas amostras de tratamentos) a todos os tratamentos na população, sendo eles explícitos ou não no experimento. Neste caso os efeitos dos tratamentos τ_i , são variáveis aleatórias e o conhecimento acerca dos tratamentos particulares investigados não é relativamente importante, logo, testamos as hipóteses sobre a variabilidade de τ_i e tentamos estimar esta variabilidade. Este processo é chamado de modelo de efeitos aleatórios ou componentes de variância.

No modelo de efeitos fixos, os efeitos dos tratamentos τ_i são geralmente definidos como desvios da média global μ , de modo que

$$\sum_{i=1}^a \tau_i = 0 \quad (1.19)$$

Supondo que y_i represente o total de observações sujeitas ao i -ésimo tratamento e \bar{y}_i a média das observações sujeitas ao i -ésimo tratamento, logo podemos admitir que $y_{..}$ represente o total global de todas as observações e que $\bar{y}_{..}$ represente a média global de todas as observações. A equação (1.20) mostra a representação matemática.

$$y_i = \sum_{j=1}^n y_{ij} \quad \bar{y}_i = y_i / n \quad i = 1, 2, \dots, a \quad (1.20)$$

$$y_{..} = \sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^n y_{ij} \quad \bar{y}_{..} = y_{..} / N \quad (1.21)$$

Sendo $N = a.n$ o número total de observações. Assim o subscrito “ponto” implica no subscrito que ele representa.

Para se testar a igualdade das médias dos a tratamentos, $\mu_1, \mu_2, \dots, \mu_a$, utilizando a equação 1.20, verificamos que é equivalente a testar as hipóteses

$$H_0: \tau_1 = \tau_2 = \dots = \tau_a = 0 \quad (1.22)$$

$$H_1: \tau_i \neq 0 \text{ para no m\u00ednimo um } i. \quad (1.23)$$

Logo, se a hip\u00f3tese nula for verdadeira, cada observa\u00e7\u00e3o consistir\u00e1 na m\u00e9dia global μ mais um componente do erro aleat\u00f3rio ε_{ij} . Entretanto, se a hip\u00f3tese nula for verdadeira, a mudan\u00e7a nos n\u00edveis do fator n\u00e3o tem efeito na resposta m\u00e9dia.

A an\u00e1lise de vari\u00e2ncia divide a variabilidade total nos dados da amostra em dois grupos. Logo o teste de hip\u00f3teses da equa\u00e7\u00e3o (1.23) baseia-se na compara\u00e7\u00e3o das duas estimativas independentes da vari\u00e2ncia da popula\u00e7\u00e3o. A variabilidade total nos dados \u00e9 descrita pela soma quadr\u00e1tica total, equa\u00e7\u00e3o (1.24).

$$SQ_T = \sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^n \left(y_{ij} - \bar{y}_{..} \right)^2 \quad (1.24)$$

A divis\u00e3o da soma quadr\u00e1tica total \u00e9 definida pela equa\u00e7\u00e3o (1.25).

A identidade da soma quadr\u00e1tica \u00e9:

$$\sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^n \left(y_{ij} - \bar{y}_{..} \right)^2 = n \sum_{i=1}^a \left(\bar{y}_{i.} - \bar{y}_{..} \right)^2 + \sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^n \left(y_{ij} - \bar{y}_{i.} \right)^2 \quad (1.25)$$

A identidade da equa\u00e7\u00e3o (1.25) mostra que a variabilidade total dos dados, medida pela soma quadr\u00e1tica total, tamb\u00e9m conhecida como soma dos quadrados total, corrigida, pode ser dividida em uma soma quadr\u00e1tica das diferen\u00e7as entre as m\u00e9dias dos tratamentos e a m\u00e9dia global e uma soma quadr\u00e1tica das diferen\u00e7as das observa\u00e7\u00f5es dentro de um tratamento a partir da m\u00e9dia dos tratamentos. As diferen\u00e7as entre as m\u00e9dias observadas nos tratamentos e a m\u00e9dia global medem as diferen\u00e7as entre os tratamentos, enquanto as diferen\u00e7as das observa\u00e7\u00f5es dentro de um tratamento a partir da m\u00e9dia dos tratamentos podem ser devidas somente ao erro aleat\u00f3rio. Logo, podemos escrever a equa\u00e7\u00e3o (1.25) simbolicamente como

$$SQ_T = SQ_{Tratamentos} + SQ_E \quad (1.26)$$

Sendo que

$$SQ_T = \sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^n \left(y_{ij} - \bar{y}_{..} \right)^2 \quad \text{\u00e9 a soma quadr\u00e1tica total}$$

$$SQ_{Tratamentos} = n \sum_{i=1}^a \left(\bar{y}_{i.} - \bar{y}_{..} \right)^2 \quad \text{\u00e9 a soma quadr\u00e1tica dos tratamentos}$$

$$SQ_E = \sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^n \left(y_{ij} - \bar{y}_{i.} \right)^2 \quad \text{é a soma quadrática do erro}$$

Facilitando o entendimento de como a análise de variância funciona através do exame dos valores esperados de $SQ_{Tratamentos}$ e SQ_E . Isto nos conduzirá a uma estatística apropriada para testar a hipótese de nenhuma diferença entre as médias dos tratamentos (ou $\tau_i = 0$)

O valor esperado da soma quadrática dos tratamentos é

$$E(SQ_{Tratamentos}) = (a - 1)\sigma^2 + n \sum_{i=1}^a \tau_i^2 \quad (1.27)$$

Utilizando uma abordagem semelhante, podemos mostrar que o valor esperado da soma quadrática dos erros é:

$$E(SQ_E) = a(n - 1)\sigma^2 \quad (1.28)$$

Portanto, a média quadrática do erro,

$$MQ_E = SQ_E / [a(n-1)] \quad (1.29)$$

É um estimador não tendencioso de σ^2 , independente de H_0 ser ou não verdadeira.

Também existe uma divisão do número de graus de liberdade que corresponde à identidade da soma quadrática na equação 1.25, ou seja, existem, $a.n = N$, observações, assim, SQ_T possui $a.n - 1$ graus de liberdade. Existem a níveis do fator, logo, $SQ_{Tratamentos}$ tem $a - 1$ graus de liberdade. Finalmente, dentro de qualquer tratamento, existem réplicas fornecendo $n - 1$ graus de liberdade, com os quais se estima o erro experimental. Já que existem a tratamentos, temos $a(n - 1)$ graus de liberdade para o erro. Logo podemos dizer que a divisão para o erro é

$$a.n - 1 = a - 1 + a(n - 1) \quad (1.30)$$

Considerando que cada uma das a populações possa ser modelada como uma distribuição normal, podemos mostrar então, que, se a hipótese nula H_0 for verdadeira, a razão,

$$F_0 = \frac{SQ_{Tratamentos} / (a - 1)}{SQ_E / [a(n - 1)]} = \frac{MQ_{Tratamentos}}{MQ_E} \quad (1.31)$$

terá uma distribuição F com $a - 1$ e $a(n - 1)$ graus de liberdade.

Além do valor esperado da média quadrática, sabemos que MQ_E é um estimador não tendencioso de σ^2 . Também, sob a hipótese nula, $MQ_{Tratamentos}$ é um estimador não tendencioso de σ^2 . No entanto, se a hipótese nula for falsa, então o valor esperado de $MQ_{Tratamentos}$ será maior do que σ^2 . Já sob a hipótese alternativa, o valor esperado do numerador da estatística de teste

equação 1.32 é maior que o valor do denominador e por isto devemos rejeitar H_0 se a estatística for grande e este fato implica em uma região crítica unilateral superior.

Logo, rejeita-se H_0 se $f_0 > f_{\alpha, a-1, a(n-1)}$, sendo f_0 calculado pela equação (1.31).

Os resultados da ANOVA são geralmente apresentados em um quadro ou tabela conforme a Tabela (1.6), chamada de tabela de análise de variância ou tabela ANOVA.

Tabela 1.6 – ANOVA de um experimento Fatorial com Dois Fatores 2^2 CALDAS (2006).

Fonte de Variação	Soma Quadrática	Grau de Liberdade	Média Quadrática	F_0
E_1	SS_{E1}	a-1	$MS_{E1}=SS_{E1}/a-1$	MS_{E1}/ MS_R
E_2	SS_{E2}	b-1	$MS_{E2}=SS_{E2}/b-1$	MS_{E2}/ MS_R
Interação E_{12}	SS_{E12}	(a-1)(b-1)	$MS_{E12}=SS_{E12}/(a-1)(b-1)$	MS_{E12}/ MS_R
Erro	SS_R	abn(n-1)	$MS_R=SS_R/abn(n-1)$	
Total	SS_D	abn-1		

O método de análise de variância apresentado anteriormente, refere-se ao caso de um planejamento fatorial, com dois fatores, cada um deles com dois níveis. Esse processo pode ser generalizado para o experimento 2^K . O modelo estatístico para um experimento fatorial 2^K inclui K efeitos principais $\binom{K}{2}$ interações de dois fatores, $\binom{K}{3}$ interações de três fatores e uma interação de K fatores.

1.4.11 – Teste da Significância da Regressão

Um método chamado de análise de variância pode ser usado para testar a significância da regressão. Este método consiste em dividir a variância total na variável de resposta em componentes significantes como base para o teste. A equação básica da análise de variância é fornecida pela equação (1.32).

$$\sum_{i=1}^n \left(y_i - \bar{y} \right)^2 = \sum_{i=1}^n \left(\hat{y}_i - \bar{y} \right)^2 + \sum_{i=1}^n \left(y_i - \hat{y}_i \right)^2 \quad (1.32)$$

Os dois componentes do lado direito da equação (1.33) medem, respectivamente, a quantidade da variabilidade em y_i , devida à linha de regressão, e a variação residual deixada sem explicação pela linha de regressão. A nomenclatura utilizada comumente é:

$$SQ_E = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad \text{Soma quadrática dos erros.}$$

$$SQ_R = \sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y})^2 \quad \text{Soma quadrática da regressão.}$$

logo, podemos reescrever a equação (1.32) como

$$SQ_T = SQ_R + SQ_E \quad (1.33)$$

onde,

$$SQ_T = \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 \quad \text{Soma quadrática total corrigida.}$$

Sabendo-se que $SQ_E = SQ_T - \hat{\beta}_1 S_{xy}$ e uma vez que $SQ_T = \hat{\beta}_1 S_{xy} = SQ_E$, pode ser observado que a soma quadrática da regressão na equação (1.33) é,

$$SQ_R = \hat{\beta}_1 S_{xy} \quad (1.34)$$

A soma quadrática total SQ_T tem $n - 1$ graus de liberdade e SQ_R e SQ_E têm 1 e $n - 2$ graus de liberdade, respectivamente. Desta maneira, se a hipótese nula $H_0: \beta_1 = 0$ for verdadeira, a estatística, equação (1.35), segue a distribuição $F_{1,n-2}$ e rejeitaremos H_0 : se $f_0 > f_{\alpha;1;n-2}$.

$$F_0 = \frac{SQ_R / 1}{SQ_E / (n - 2)} = \frac{MQ_R}{MQ_E} \quad (1.35)$$

As quantidades $MQ_R = SQ_R/1$ e $MQ_E = SQ_E/(n - 2)$ são chamadas de médias quadráticas. Em geral, uma média quadrática é sempre calculada dividindo uma soma quadrática por seu número de graus de liberdade. O procedimento do teste é geralmente apresentado em uma tabela de análise de variância, conforme a Tabela (1.7).

Tabela 1.7 – Análise de Variância para Testar a Significância da Regressão.

Fonte de Variação	Soma Quadrática	Grau de Liberdade	Média Quadrática	F ₀
Regressão	$SQ_R = \hat{\beta}_1 S_{xy}$	1	MQ_R	MQ_R/MQ_E
Erro	$SQ_E = SQ_T - \hat{\beta}_1 S_{xy}$	$n - 2$	MQ_E	
Total	SQ_T			

Note que $MQ_E = \sigma^2$ (MONTGOMERY, 2003).

Segundo VIEIRA (1996), a interação de resultados do quadro de ANOVA se apresenta em duas categorias, conforme segue:

Os parâmetros que possuem razão F_0 maior que a estatística crítica, são os fatores que exercem influência sobre o valor da média de resultados. A estatística F, que segue uma distribuição V_1 (numerador) e V_2 (denominador) graus de liberdade, para um dado nível de significância α , são retirados das tabelas apresentadas por vários autores como, por exemplo, MONTGOMERY (2003, 2004).

Os fatores que possuem razão F_0 menor que a F crítica não causam efeitos significativos sobre a média, portanto a hipótese nula é verdadeira. É importante ressaltar que o quadro ANOVA é facilmente construído com softwares estatísticos (EXCEL e STATISTICA). Além desta vantagem, na maioria dos programas computacionais está incluído o valor p. No entanto a interferência estatística com ANOVA é um processo que requer alguns cuidados: a equipe não pode esquecer que um efeito de interação indica que todos os fatores envolvidos (na interação) são significativos, apesar do fato de que seus efeitos principais na ANOVA possam não mostrar a significância; os fatores de ruído a priori não são completamente investigados. Nesse caso outras técnicas com um melhor desempenho podem ser utilizadas (ex. projeto robusto) (TAGUCHI, 1993).

I.5 – Contextualização do Presente Trabalho

Diante do já exposto, podemos observar que ainda são poucos os trabalhos realizados sobre falhas e diagnósticos em sistemas condicionadores de ar veiculares.

A metodologia aqui adotada, análise experimental, análise estatística e simulação numérica, adotadas conjuntamente, foi ainda pouco utilizada. Alguns autores, já citados, realizaram pesquisas utilizando a simulação numérica verificando os resultados numéricos com dados experimentais. Outros autores aplicam dados experimentais a análise de regressão estatística (ANOVA). Entretanto, na pesquisa bibliográfica realizada, ainda não foi possível encontrar trabalhos realizados, que utilizem conjuntamente as três técnicas aqui apresentadas.

II – MATERIAIS E MÉTODOS

II.1 - Procedimentos Gerais

O presente trabalho foi realizado seguindo os critérios de planejamento de experimentos fatorial (**MONTGOMERY, 2004**). Sendo assim, inicialmente foram selecionadas, heurísticamente, as variáveis envolvidas que são denominadas variáveis de controle (velocidade do compressor, carga térmica no condensador, carga térmica no evaporador, velocidade do ventilador interno, impurezas no condensador e impurezas no evaporador) e variáveis de resposta (torque consumido pelo sistema, pressão de descarga do compressor, pressão de sucção do compressor e temperatura do ar na saída do evaporador), bem como seus limites.

Em seguida, seguindo a técnica de planejamentos fatorial (**MONTGOMERY, 2004**), foi elaborada uma matriz de Yates de 2^K tratamentos, seguindo os critérios estabelecidos pela técnica (matriz de Yates, com $2^6 = 64$ tratamentos dos valores das variáveis de controle utilizadas, considerando somente um bloco) juntamente com o programa utilizado, (**STATISTICA 7.0**), a fim de determinar os procedimentos para a realização dos experimentos na bancada de testes utilizada.

Os experimentos foram realizados com o sistema simulando duas das falhas típicas listadas por **GLEHN e BADAN (1999)**, a saber: redução das efetividades do condensador e do evaporador, devido à obstrução da superfície de troca de calor do condensador e da redução da área de entrada do ar do ventilador do evaporador. Simulou-se também o funcionamento do sistema sob condições severas de operação consideradas que foram: (a) elevação da temperatura do ar de troca de calor do condensador, simulando, um veículo trafegando sob tráfego urbano em dias quentes; (b) elevação da temperatura da cabine, simulando, um veículo exposto ao sol. Simulou-se também, a operação em condições normais de uso.

Após a realização dos experimentos e de posse dos dados obtidos nestes, foi utilizado um modelo estatístico através do planejamento de experimentos fatorial, selecionando assim, as variáveis de controle consideradas, que mais influenciaram nas variáveis de resposta também consideradas. Os resultados são apresentados através das equações geradas pelo programa utilizado, (**STATISTICA 7.0**). Ainda nesta etapa foi utilizada a análise de variância (ANOVA), gerando um modelo de análise de regressão linear múltipla, para representação do comportamento das variáveis de resposta, já mencionadas.

Em seguida foi realizado um estudo através da simulação numérica do aparato experimental, a partir das equações fundamentais da termodinâmica, de conservação de energia e de massa.

Para resolver o sistema resultante de equações não lineares algébricas, foi utilizado o aplicativo EES (Engineering Equation Solver), (EES,2004). Esta etapa possui o objetivo de simular teoricamente o funcionamento do sistema operando sob condição das falhas consideradas assim como sob condições ideais, ou seja, operando isento de falhas. Foram elaboradas tabelas paramétricas e seus respectivos gráficos, a partir dos resultados obtidos na simulação numérica, com a finalidade de compará-los com os dados experimentais e com os resultados obtidos no modelo estatístico.

II.2 - Bancada de Testes

Segundo o manual da Ditacta Itália, os componentes instalados na bancada de testes, T66D/S utilizada, figura (II.1), são os mesmos utilizados nos sistemas condicionadores de ar automotivos. Este fato permite observar a operação dos diversos componentes do sistema e, ao mesmo tempo, identificar as possíveis causas de um mal funcionamento do mesmo.

Os sistemas de refrigeração automotivos operam seguindo um ciclo de compressão de vapor que é constituído de: um compressor do tipo de deslocamento positivo, aberto; um condensador do tipo tubos e aletas tendo o ar como elemento de troca de calor; um evaporador do tipo tubos e aletas tendo o ar como elemento de troca de calor; um dispositivo de expansão que pode ser um tubo de orifício calibrado ou uma válvula de expansão termostática. Na bancada utilizada encontra-se instalada uma válvula de expansão termostática do tipo TXV; um filtro secador, na linha de líquido e um separador de líquido. O compressor é acionado, por meio de uma correia que liga uma embreagem eletromagnética a um motor elétrico de velocidade variável, cujo objetivo é simular o funcionamento, em regime variável de rotações, do motor de um automóvel.

Uma célula de dimensões reduzidas (cabine) simula o compartimento de passageiros do veículo e permite reproduzir as condições climáticas de verão, típicas da utilização dos climatizadores e dos condicionadores. Isto é possível devido a um termo-ventilador que aquece a parede metálica deste compartimento, confeccionada em alumínio, que, por sua vez, transmite o calor por irradiação ao interior da célula. Um segundo termo ventilador aquece o ar que atravessa o condensador, reproduzindo desta forma, um veículo trafegando sob trânsito pesado em dias com temperatura ambiente elevada, acima de 30°C.

Na bancada de testes utilizada estão também montados, um tanque dotado de resistência elétrica, com temperatura controlada por um termostato com a função de produzir água quente (simulando o líquido de arrefecimento do motor) e uma eletro-bomba para a circulação desta água. Este dispositivo tem a finalidade de simular o sistema de calefação (aquecimento) do compartimento de passageiros do veículo, o qual não foi objeto de estudo neste trabalho.

Componentes Diversos: Na bancada de testes utilizada, encontram-se instalados os seguintes componentes:

- Um motor elétrico (C), de corrente contínua, de carcaça oscilante: e velocidade variável (Max. 3000 rpm) simulando, desta forma, o regime de funcionamento de um motor automotivo;
- Termoventilador (H_{CD}): simula a carga térmica de verão sobre o condensador do equipamento; pode ser regulado com 1000 ou 2000 W;
- Termoventilador (H_{CB}): simula a carga térmica de verão no compartimento de passageiros do veículo aquecendo uma parede de alumínio e também pode ser regulado com 1000 ou 2000 W.

Para reproduzir o circuito de água quente, encontram-se montados:

Um tanque para a água, dotado de resistência aquecedora e termostato, para simulação do radiador do veículo e uma bomba de circulação para água quente.

Instrumentos de Medição: Na bancada de testes utilizada, estão instalados os seguintes instrumentos:

Medidor da rotação do motor e respectivo indicador digital;

Medidores de tensão e corrente elétrica com indicação analógica para medida da potência elétrica consumida pelo compressor;

Célula de carga para medida do torque e seu respectivo indicador digital. A medida do torque absorvido é possível porque o motor elétrico é do tipo de carcaça oscilante e descarrega sobre a célula de carga uma força em função da potencia absorvida pelo compressor. Conhecido o esforço, é possível calcular o valor do torque aplicado na carcaça.

Manômetros do tipo Bourdon, para a aquisição dos valores das seguintes pressões:

P_1 - pressão do fluido refrigerante na entrada do condensador;

P_2 - pressão do fluido refrigerante na saída do condensador;

P_3 - pressão do fluido refrigerante na saída do evaporador;

P_4 - pressão do fluido refrigerante na sucção do compressor;

Termo resistências do tipo RTD e seus respectivos indicadores digitais de temperatura para a aquisição dos seguintes valores:

T_1 - temperatura do fluido refrigerante na entrada do condensador;

T_2 - temperatura do fluido refrigerante na saída do condensador;

T_3 - temperatura do fluido refrigerante na entrada do evaporador;

T_4 - temperatura do fluido refrigerante na saída do evaporador;

T_5 - temperatura do ar no condensador;

T_6 - temperatura do ar na cabine (saída do evaporador);

A figura (II.1) mostra uma foto da bancada de testes T66D/S da Didacta Itália, utilizada neste trabalho. O seu respectivo diagrama de funcionamento pode ser observado na figura (I.1).



Figura II.1 - Vista frontal da bancada T66D/S, (DIDACTA ITÁLIA, 2003)

II.3 – Análise Experimental

Esta etapa do trabalho possui o objetivo de investigar os valores reais das variáveis consideradas para que estes possam ser comparados com os valores obtidos na simulação numérica e estatística, selecionando-se assim, as variáveis mais importantes à serem tratadas pelos técnicos no momento do diagnóstico para reparação destes sistemas.

Os valores das grandezas termodinâmicas obtidos na bancada de testes acima descrita, foram obtidos através de ensaios com cinco rotações do compressor, variando de (800 a 3000

rpm) simulando um veículo parado com seu motor em marcha lenta até a rotação máxima permitida pelo equipamento utilizado.

Além da variação da rotação do compressor, foram simuladas condições de funcionamento e de falhas, tais como, sujeira nas superfícies dos trocadores de calor.

No caso específico do condensador foi utilizado o processo de redução da área superficial de troca de calor, inserindo-se um anteparo na parte frontal do mesmo reduzindo a passagem do ar de sua refrigeração, ou seja, reduzindo-se a área da superfície de troca de calor. Nos ensaios foi conseguida uma redução máxima da área do condensador de (1800 cm²), sem a simulação de impurezas para (315 cm²), gerando uma redução de (82,5%) da área inicial do projeto.

Reduções acima deste valor, o sistema de proteção (pressostato) do equipamento passa a impedir seu funcionamento, pois a pressão de descarga atinge níveis inseguros para o funcionamento do sistema, preservando a integridade dos componentes e do operador.

No evaporador foi utilizado o processo de simulação de impurezas no filtro do ar, reduzindo assim a vazão mássica de ar que passa pelo evaporador e segue para o compartimento de passageiros do veículo, isto foi feito através da redução da área de sucção do ventilador interno (N).

Para a simulação de cargas térmicas, foram utilizados os dois termo-ventiladores (H_{CD} e H_{CB}) existentes na bancada de testes.

O primeiro situado à frente do condensador, simula um veículo parado em trânsito urbano em dias de temperaturas elevadas, aumentando assim a temperatura do ar de troca de calor do condensador.

O segundo termo-ventilador encontra-se instalado atrás da câmara refrigerada (cabine), que possui sua parede traseira confeccionada em chapa de alumínio, simula a irradiação do sol sobre a carroceria do veículo. Este dispositivo promove o aumento da temperatura do interior da cabine.

A velocidade do ventilador interno foi variada durante os ensaios, seguindo a técnica de planejamento de experimentos 2^K fatorial, sendo assim, foi utilizada nos ensaios a velocidade mínima e a máxima deste ventilador. O equipamento utilizado possui instalado, na caixa evaporadora, um eletro-ventilador com três velocidades e o sistema não permite a recirculação do ar refrigerado. A temperatura ambiente sofreu uma variação, durante os ensaios de 1,5 °C.

Nesta etapa foram elaboradas (32) tabelas, mostradas no anexo A.1, com seus respectivos gráficos, diante do sistema operando; isento de falhas e condições severas; sob condições de falhas, sob condições severas e sob condições severas e de falhas.

Foram analisados o comportamento das variáveis de resposta; 1- o torque gerado pelo acionamento do compressor;2- a tensão elétrica para o acionamento do motor;3- a corrente elétrica consumida pelo motor; 4- as pressões de descarga do compressor;5- as pressões na saída do condensador;6- as pressões na saída do evaporador; 7- as pressões na sucção do compressor;8- as temperaturas do refrigerante na descarga do compressor;9- as temperaturas na saída do condensador;10- as temperaturas na entrada do evaporador;11- as temperaturas na saída do evaporador;12- as temperaturas do ar de troca de calor na entrada da superfície do condensador;13- as temperaturas do ar na saída do evaporador e 14- as temperaturas do ar na entrada do evaporador.

Os dados das tabelas mencionadas foram exportados para o programa EXCEL, que permite a elaboração de gráficos, facilitando assim, a visualização do comportamento das variáveis do sistema operando sob as condições consideradas, permitindo a comparação das tendências destas nos três métodos utilizados neste trabalho.

II.3.1 – Parâmetros Medidos

As variáveis medidas neste trabalho foram as variáveis de controle e de resposta já descritas e ainda foram avaliadas outras variáveis do sistema com a finalidade de se obter um banco dos valores das variáveis para ser utilizado na simulação numérica, obtendo-se assim um maior número de interações para a avaliação do método sugerido neste trabalho. A Tabela (II.1), apresenta as variáveis medidas neste trabalho.

Tabela II.1 – Dados Experimentais .

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)							
800															
1350															
1900															
2450															
3000															

As variáveis apresentadas na Tabela (II.1), são as variáveis de controle e as de resposta, acrescidas das variáveis consideradas na simulação numérica.

Onde os significados dessas variáveis são apresentados na Tabela (II.2).

Tabela II.2 – Significados das Nomenclaturas das Variáveis Consideradas

RPM	Velocidade do compressor	(rpm)
TOR	Torque consumido pelo sistema	(Nm)
V	Voltagem consumida pelo motor elétrico de acionamento do compressor	(V)
I	Corrente elétrica consumida pelo motor elétrico de acionamento do compressor	(A)
P₁	Pressão do refrigerante na saída do compressor	(MPa)
P₂	Pressão do refrigerante na saída do condensador	(MPa)
P₃	Pressão do refrigerante na saída do evaporador	(MPa)
P₄	Pressão do refrigerante na entrada do compressor	(MPa)
T₁	Temperatura do refrigerante na saída do compressor	(°C)
T₂	Temperatura do refrigerante na saída do condensador	(°C)
T₃	Temperatura do refrigerante na entrada do evaporador	(°C)
T₄	Temperatura do refrigerante na saída do evaporador	(°C)
T₅	Temperatura do ar na entrada do condensador	(°C)
T₆	Temperatura do ar na saída do evaporador	(°C)
T₇	Temperatura do ar na saída do condensador	(°C)
T₈	Temperatura do ar na entrada do evaporador	(°C)

As variáveis apresentadas foram medidas com a instrumentação existente na bancada de testes, já descrita, exceto as temperaturas **T₇** e **T₈**, que foram medidas com a utilização da função termopar de um multi analisador de motores digital da marca Instrutherm modelo MDA-230 e as velocidades do ar do ventilador interno foram medidas com um termo anemômetro da marca Minipa , modelo MDA-11.

II.3.2 – Redução de Dados

As variáveis medidas, velocidade do compressor e torque consumido pelo sistema nos permite calcular a potência consumida pelo compressor do sistema nas condições de operação consideradas, a equação II.1 representa a potência consumida pelo compressor, expressa em Watts (W).

$$P_M = TOR \cdot RPM / 60 \cdot 2 \pi rd \quad (II.1)$$

A potência elétrica consumida pelo sistema é dada pelo produto da variável medida V (tensão elétrica) com a variável I (corrente elétrica), expressa em Watt (W) conforme a equação II.2.

$$P_E = V \cdot I \quad (II.2)$$

A potência elétrica consumida é maior que a potência mecânica, devido aos atritos internos no motor bem como no campo magnético gerado.

II.3.3 – Análise de Incertezas de Medição

O cálculo das incertezas das medições feitas, foram executadas segundo **HOLMAN (1971)**, onde a equação (II.3) representa a incerteza do resultado obtido na redução de dados de duas ou mais variáveis independentes.

$$w_R = \left[\left(\frac{\delta R}{\delta x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\delta R}{\delta x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\delta R}{\delta x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{II.3})$$

Portanto as incertezas dos valores medidos e calculados são:

- Torque consumido pelo sistema (TOR)
TOR = $\pm 0,5$ (N.m)
- Velocidade do compressor (RPM)
RPM = $\pm 0,5$ (rpm)
- Tensão elétrica consumida pelo sistema
V = $\pm 2,5$ (V)
- Corrente elétrica consumida pelo sistema
I = $\pm 0,5$ (A)
- Potência mecânica consumida pelo sistema (P_M)
 $P_M = \pm 1,00$ (W)
- Potência elétrica consumida pelo sistema (P_E)
 $P_E = \pm 2,55$ (W)
- Temperaturas medidas na bancada de testes (T_1 a T_8)
T = $\pm 0,05$ (°C)
- Pressões da linha de alta (P_1 e P_2)
P = $\pm 0,05$ (MPa)
- Pressões da linha de baixa (P_3 e P_4)
P = $\pm 0,025$ (MPa)

II.4 - Simulação Numérica

Nesta etapa através das equações fundamentais da termodinâmica, juntamente com o aplicativo “EES” (Engineering Equation Solver), foi desenvolvido um modelo matemático de funcionamento do ciclo de compressão de vapor de um sistema condicionador de ar veicular.

O objetivo desta modelagem é a comparação dos valores das variáveis envolvidas, obtidos na simulação com os valores obtidos nos experimentos e ainda com os resultados obtidos na simulação estatística. Ainda nesta etapa foram simuladas condições de funcionamento do sistema que nos experimentos, por razões técnicas, não puderam ser simuladas, tais como, vazamentos internos no compressor, perda de refrigerante e etc.

II.4.1 - Equações Envolvidas

A figura (II.2) representa, esquematicamente, um ciclo de compressão de vapor, utilizado nos sistemas de refrigeração de ar veicular. Conforme já visto, estes ciclos são compostos, basicamente por um compressor de deslocamento positivo, um condensador, um evaporador e um dispositivo de expansão.

Na figura (II.2) encontra-se representado os pontos (1, 2, 3 e 4) que foram adotados como índices das propriedades envolvidas nestes pontos do ciclo de compressão de vapor.

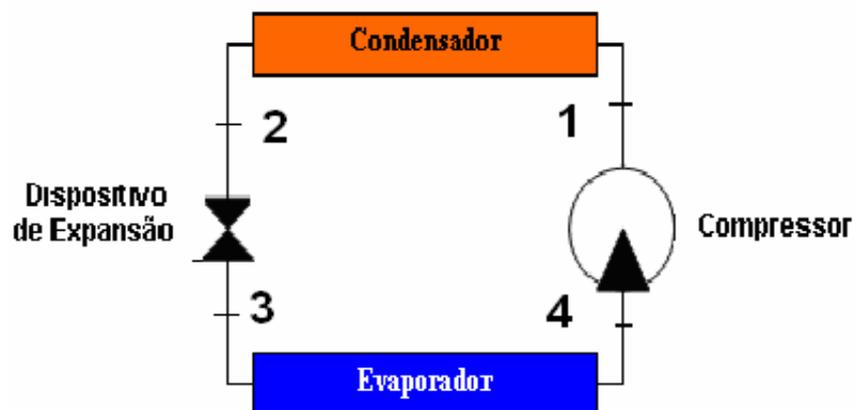


Figura II.2 – Diagrama de Funcionamento de um ciclo de compressão de vapor de refrigeração veicular, onde: 1 – descarga do compressor (P_1)/entrada do condensador, 2 – saída do condensador (P_2)/ entrada na válvula de expansão, 3 – saída da válvula de expansão / entrada no evaporador e 4 – saída do evaporador /sucção do compressor(P_4).

As equações utilizadas no modelo matemático, segundo **DOSSAT, (1961)** e **PARISE (2005)**, as funções embutidas no software “EES” e os dados de entrada utilizados na simulação numérica são mostradas a seguir.

Uma compressão politrópica, é expressa pela equação (II.4):

$$P_{cd} V_2^n = P_{ev} V_1^n \quad (II.4)$$

A vazão mássica de refrigerante na saída do compressor é expressa pela equação (II.5):

$$\dot{m} = \frac{v_c}{v_1} N \left\{ 1 - r \left[\left(\frac{P_{cd}}{P_{ev}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \right\} C_v \quad (II.5)$$

A taxa de transferência de calor no condensador é fornecida pela equação (II.6).

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (II.6)$$

A taxa de transferência de calor no condensador pode ser calculada pelo método da efetividade conforme a equação (II.7).

$$\dot{Q}_{cd} = \varepsilon_{cd} \dot{m}_{cd} c_{p_{ar}} (T_2 - T_{amb.}) \quad (II.7)$$

O grau de sub-resfriamento no condensador, conhecido, é dado pela equação (II.8).

$$\Delta T_{sr.} = T_1 - T_2 \quad (II.8)$$

O grau de superaquecimento na válvula de expansão termostática é dado pela equação (II.9).

$$T_4 = T_{ev} + \Delta T_{sa.} \quad (II.9)$$

O balanço de energia na válvula de expansão termostática supondo-a adiabática é dado pela equação (II.10).

$$h_3 = h_2 \quad (II.10)$$

O balanço de energia no refrigerante no evaporador pode ser representado pela equação (II.11).

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (II.11)$$

Balanço de energia do ar que atravessa o evaporador é dado pela equação (II.12).

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{a,ev} (h_{cab} - h_{sup}) \quad (II.12)$$

As propriedades termodinâmicas do ar úmido e do refrigerante encontram-se embutidas no software utilizado (EES,2004) e são apresentadas esquematicamente a seguir:

As pressões de evaporação e de condensação do refrigerante são funções de suas respectivas temperatura de saturação e são obtidas pela equação (II.13).e (II.14)

$$P_{ev} = P_{sat}(T_{ev}) \quad (II.13)$$

$$P_{cd} = P_{sat}(T_{cd}) \quad (II.14)$$

Para a entalpia do refrigerante na condição de vapor superaquecido, na saída do evaporador foi utilizada a equação (II.15).

$$h_4 = h(T_4, P_{ev}) \quad (II.15)$$

Igualmente, para o volume específico do refrigerante, equação (II.16).

$$v_4 = v(T_4, P_{ev}) \quad (II.16)$$

Para o volume específico e a entalpia específica do refrigerante na saída do compressor tem-se as equações (II.17) e (II.18).

$$v_1 = v(s_1, P_{cd}) \quad (II.17)$$

$$h_1 = h(s_1, P_{cd}) \quad (II.18)$$

A entalpia do refrigerante na entrada do evaporador está representada pela equação (II.19).

$$h_3 = h(T_3, P_{cd}) \quad (II.19)$$

O calor específico e a entalpia específica do ar úmido são calculados a partir do estado termodinâmico, como mostrado na equação (II.20) e (II.21).

$$c_{p,ar} = c_p(P_{atm}, T_{amb}, \phi_{amb}) \quad (II.20)$$

$$h_{cab} = h_{ar}(T_{cab}, P_{atm}, \phi_{cab}) \quad (II.21)$$

A entalpia do ar úmido que atravessa a superfície do evaporador é mostrada na equação (II.22).

$$h_{sup} = h_{ar}(T_{sup}, P_{atm}, \phi_{sup}) \quad (II.22)$$

Os balanços de energia no condensador e no evaporador são calculados através das equações (II.23) e (II.24).

$$q_{ev} = h_{4n} - h_{3n} \quad (II.23)$$

$$q_{cd} = h_{1n} - h_{2n} \quad (II.24)$$

A equação (II.25) calcula o resíduo dos balanços de energia do ciclo utilizado.

$$Res = q_{cd} - q_{ev} - (h_{1n} - h_{4n}) \quad (II.25)$$

II.4.2 - Dados de Entrada

São os dados que foram fornecidos ao “software EES”

Pressão Atmosférica	P_{atm} [KPa]
Expoente Politrópico	n
Relação do Volume Morto	r
Cilindrada do Compressor	V_c [cm ³]
Coefficiente Volumétrico do Compressor	C_v
Rotação da árvore do Compressor	N [rpm]
Grau de Sub-Resfriamento do Condensador	ΔT_{sr} [°C]
Grau de Superaquecimento do Evaporador	ΔT_{sa} [°C]
Vazão Mássica do Ar que Flui no Condensador	$\dot{m}_{a,cd}$ [Kg.s ⁻¹]
Efetividade do Condensador	ε_{CD}

Temperatura Ambiente	T_{amb} °C
Vazão Mássica do Ar que Flui no Evaporador	$\dot{m}_{a,ev}$ [Kg.s ⁻¹]
Efetividade do Evaporador	ε_{ev}
Temperatura Desejada no Compartimento de Passageiros do Veículo	T_{cab} [°C]

II.4.3 – Incógnitas

São as variáveis calculadas pelo aplicativo. As incógnitas consideradas neste estudo são as variáveis de resposta apresentadas na Tabela (I.2), porém como já esclarecido na simulação numérica foram consideradas também como incógnitas as seguintes: efetividade do condensador, coeficiente volumétrico do compressor, expoente politrópico, vazão mássica do ar no condensador e no evaporador, grau de superaquecimento do evaporador e o grau de sub-resfriamento no condensador.

II.4.4 - Solução Numérica

O aplicativo EES, utilizado neste trabalho identifica e agrupa, automaticamente as equações envolvidas e as resolve simultaneamente. O EES também resolve equações diferenciais, equações com variáveis complexas, fazendo otimizações, regressão linear e não linear. Este aplicativo possui em sua biblioteca funções embutidas, tais como, funções matemáticas, propriedades termo-físicas, facilitando a interação com o usuário.

Para que o programa possa calcular as equações se faz necessário que sejam fornecidos valores iniciais estimados, dados de entrada, bem como os seus limites, para que ocorra convergência dos valores calculados pelo método de Newton-Raphison.

II.5 – Análise Estatística

Utilizando o método de planejamento de experimentos fatorial ($2^6 = 64$ tratamentos) conforme mostrado na matriz de Yates da Tabela (I.2), e depois de inseridos os valores das variáveis de controle na matriz, foi possível determinar quais das variáveis de controle, mostradas na tabela I.4, mais influenciam nas variáveis de resposta, mostradas na tabela I.5, estas variáveis são aplicadas na equação (I.13). Os resultados, desta etapa, foram gerados pelo software “Statística 7.0” e são apresentados em forma de tabelas para cada variável de resposta

selecionada e ainda são gerados pelo software cartas de análise residual, efeitos de ANOVA que auxiliam substancialmente a interpretação do comportamento das variáveis tratadas.

II.6 – Metodologia Utilizada

Inicialmente escolhemos heurísticamente as variáveis de controle e as de resposta, desejadas. De posse destas, foi realizado o planejamento de experimento fatorial, onde obtivemos uma ordem aleatória dos (64) experimentos realizados, envolvendo condições de operações sem falhas, com falhas, com condições severas e suas interações.

Na segunda fase foram levantados experimentalmente os valores das variáveis de resposta, seguindo a metodologia do planejamento de experimentos fatorial ($2^6=64$ tratamentos), onde se elaborou tabelas e gráficos dos valores do comportamento das variáveis do sistema.

Depois de realizados os experimentos e de posse dos valores das variáveis de controle e de resposta selecionadas, foi utilizado o software “Statistica 7.0”, com o objetivo de obter as equações (I.13) destas variáveis. Essas equações possibilitam a identificação das variáveis de controle que mais interferem no funcionamento do sistema, ainda nesta etapa foram elaborados gráficos estatísticos do comportamento destas variáveis.

Na terceira etapa, simulação numérica, foram utilizados os valores das variáveis, obtidos nos experimentos, para simular, através do aplicativo “EES 2004” o funcionamento do sistema sob as condições pré-estabelecidas, foram elaborados gráficos dos valores simulados com a finalidade de facilitar a comparação com os dados experimentais.

III – RESULTADOS

III.1 – Ensaio na Bancada de Testes

Os experimentos realizados na bancada de teste, já descritos anteriormente, geraram tabelas dos valores das variáveis selecionadas conforme mostrado nas Tabelas (III.1) e (III.2), as tabelas com os resultados obtidos nesta etapa são mostradas no anexo 1. Aqui serão apresentados, a título de exemplo, alguns dos resultados considerados mais importantes de cada etapa. A Tabela (III.1), mostra o sistema funcionando isento de falhas e em condições normais de uso com o ventilador interno na velocidade mínima (N=1) e a Tabela (III.2) o sistema funciona sob as mesmas condições de operação, porém, com o ventilador interno na velocidade máxima (N=3).

Tabela III.1 – Resultados experimentais com funcionamento normal do sistema, com o ventilador interno N na velocidade 1 (mínima = 6,50 m/s).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)							
800	7,4	50	14,5	0,79	0,70	0,16	0,15	52,3	34,6	6,2	4,8	27,4	9,1	31,0	26,0
1350	7,0	70	15,9	0,90	0,79	0,12	0,11	66,4	38,1	4,4	0,5	27,9	6,9	32,0	25,0
1900	7,1	110	15,0	0,95	0,81	0,08	0,08	76,6	39,7	3,9	-2,8	28,5	6,2	35,0	25,0
2450	6,8	137	14,5	1,05	0,88	0,08	0,07	84,9	42,0	3,7	-3,0	30,8	6,0	37,0	25,0
3000	6,4	169	17,9	1,10	0,91	0,07	0,06	92,6	43,0	3,5	-3,3	29,0	5,8	37,0	27,0

Tabela III.2 – Resultados experimentais com funcionamento normal do sistema com o ventilador interno N na velocidade 3 (máxima = 14,10 m/s).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)							
800	7,8	49,9	15,5	0,79	0,68	0,17	0,17	50,4	34,1	7,6	6,1	26,8	10,6	33,0	25,0
1350	7,6	80,0	16,8	0,96	0,82	0,15	0,14	70,9	40,5	7,9	11,5	28,2	9,7	34,0	26,0
1900	7,6	109,0	16,2	1,09	0,96	0,13	0,11	84,9	44,9	7,9	14,8	29,0	9,7	34,0	26,0
2450	7,5	138,0	15,1	1,19	1,00	0,12	0,10	95,0	47,0	8,1	16,2	29,9	9,2	39,0	27,0
3000	7,4	166,0	14,9	1,21	1,05	0,11	0,09	104,0	48,5	8,5	16,7	30,3	9,3	43,0	27,0

Os resultados da análise experimental na bancada utilizada são apresentados, graficamente, nas figuras A.1 a A.64, no anexo 2 e mostram o comportamento das variáveis de resposta selecionadas em função da velocidade do compressor, para o

sistema operando isento de falhas, sob as falhas consideradas e sob as condições severas consideradas.

Com o objetivo de comentarmos os resultados obtidos nesta etapa apresentaremos a seguir, nas figuras (III.1) a (III.24), a comparação da variação dos resultados das variáveis de resposta com o sistema funcionando isento de falhas, com o sistema operando sob condições das falhas selecionadas (IMPCD, IMPEV e IMPCD com IMPEV) e sob as condições severas consideradas (CTCD, CTEV e CTCD com CTEV).

As figuras (III.1) a (III.4), mostram os efeitos causados pela redução da superfície de troca de calor do condensador devido a redução de sua área, simulando impurezas (IMPCD), comparando com o funcionamento normal do sistema. Observa-se que, para todas as situações, a pressão de descarga sobe com a rotação do compressor e a redução da área de troca de calor gera uma redução na efetividade do condensador conforme já descrito por **CAMPOS et al. (2006)**.

Pressão de Descarga vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno (Sistema Operando Sob IMPCD)

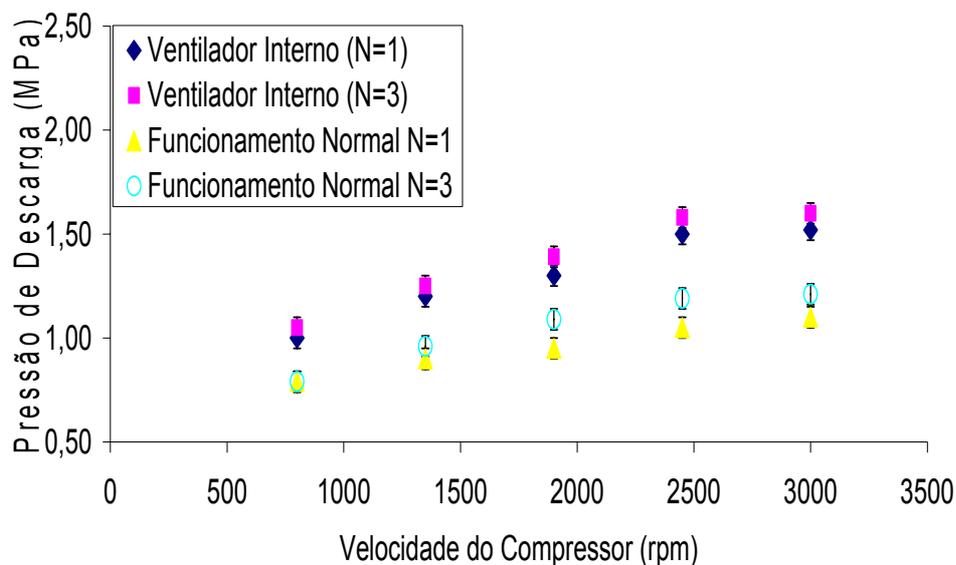


Figura III.1 – Comparação das pressões de descarga medidas

Analisando-se a figura (III.1) podemos observar que a pressão de descarga (P_1) aumenta com o aumento da velocidade do compressor e com o aumento das impurezas na superfície do condensador. Logo devemos padronizar uma velocidade do compressor para a realização dos testes para diagnóstico.

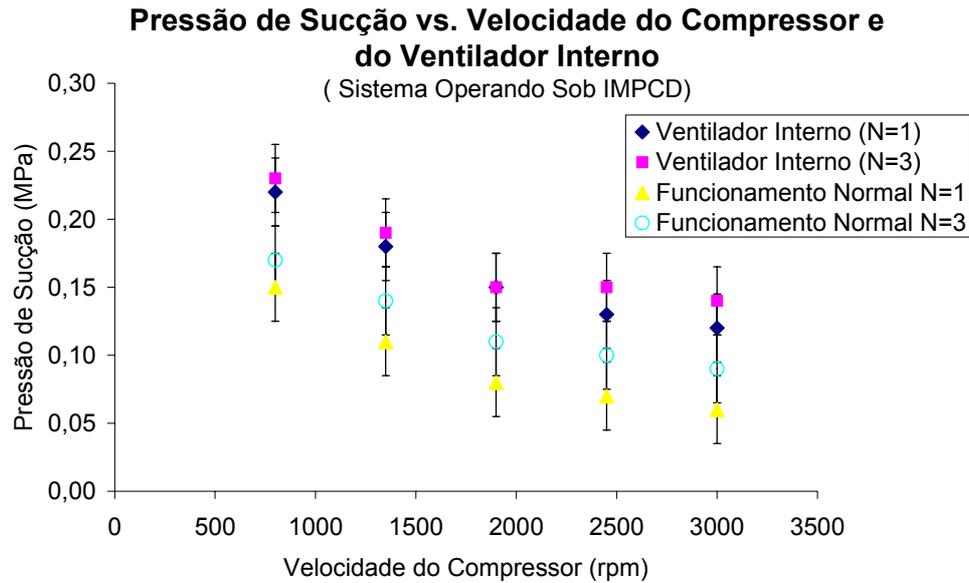


Figura III.2 – Comparação das pressões de sucção medidas Vs. Velocidade do Compressor

Da mesma forma que na figura (III.1), a figura (III.2) nos mostra que a pressão de sucção (P_4) diminui com o aumento da velocidade do compressor diante de impurezas no condensador e isento delas. Logo devemos tomar como base uma velocidade padronizada para a realização dos testes de diagnóstico.

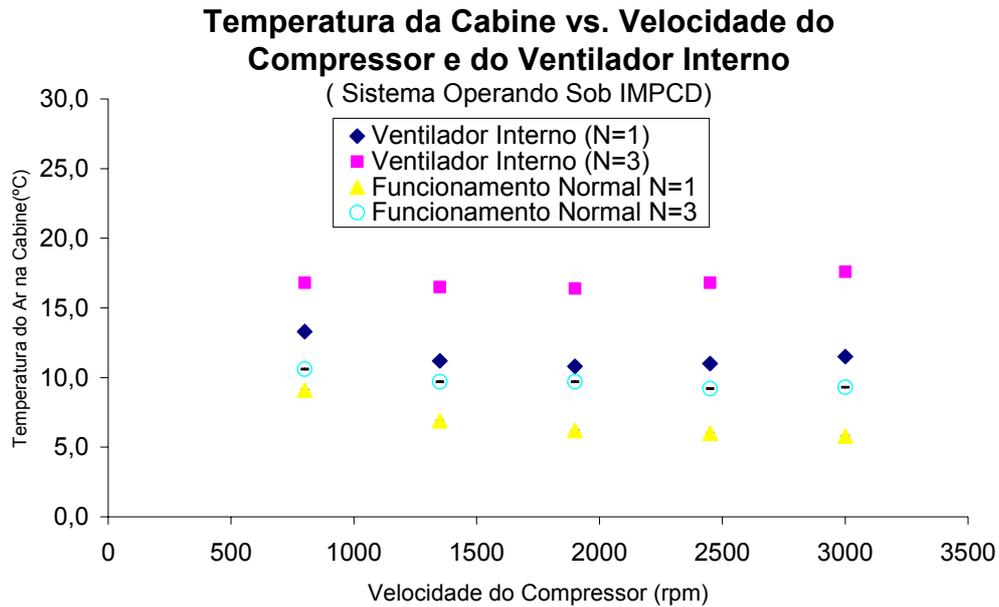


Figura III.3 – Comparação das temperaturas da cabine medidas Vs. Velocidade do Compressor.

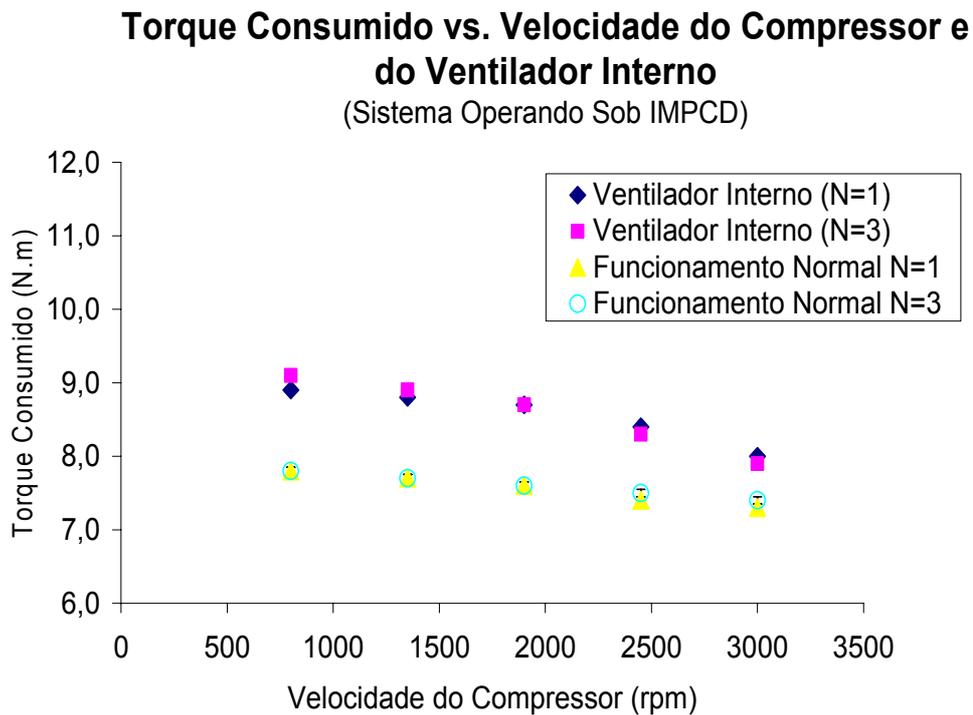


Figura III.4 – Comparação do torque consumido medido Vs. Velocidade do Compressor

Como esperado, as impurezas na superfície do condensador acarretam um aumento nas pressões de descarga (P_1) e de sucção (P_4) do sistema como também um aumento na

temperatura do ar da cabine, aumentando o torque consumido. Nestas condições a performance do sistema é reduzida, e existe um aumento da potencia consumida no motor do veículo, gerando um aumento no consumo de combustível.

Nos veículos carburados, esta condição pode acarretar uma redução na rotação de marcha lenta do motor, tornando esta, irregular. Nos veículos injetados esta alteração é compensada eletronicamente, através do atuador de marcha lenta, porém, o consumo de combustível aumenta.

A influência das impurezas no evaporador (IMPEV) foi avaliada, comparando seus efeitos com o funcionamento normal do sistema e são mostradas nas figuras (III.5) a (III.8).

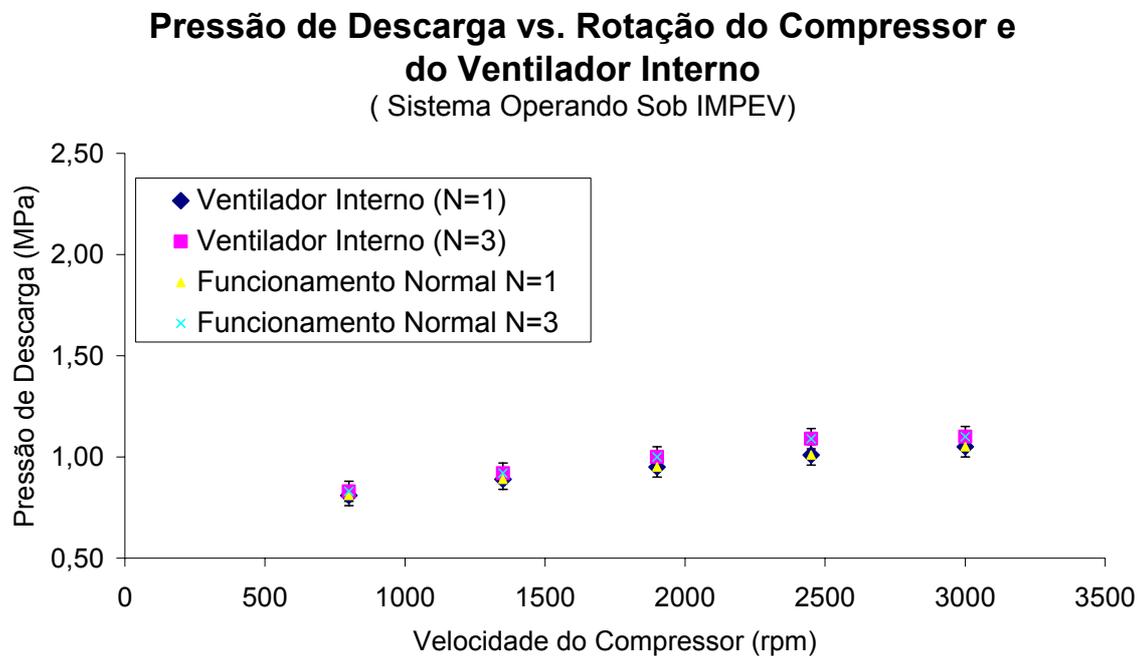


Figura III.5 – Comparação das pressões de descarga medidas Vs. Velocidade do Compressor.

Pressão de Sucção vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando Sob IMPEV)

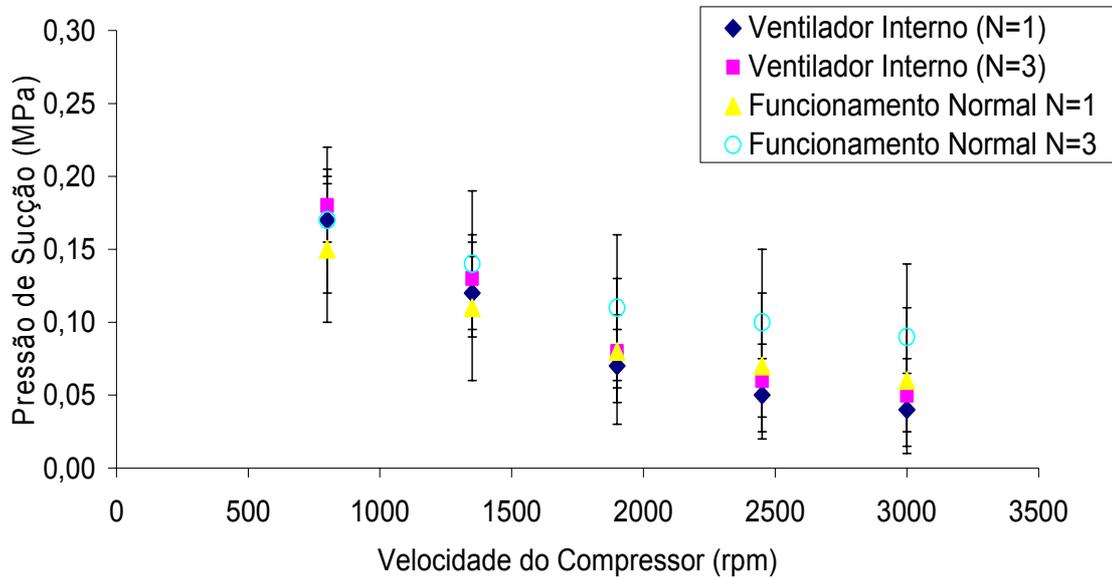


Figura III.6 – Comparação das pressões de sucção medidas Vs. Velocidade do Compressor.

Temperatura da Cabine vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando Sob IMPEV)

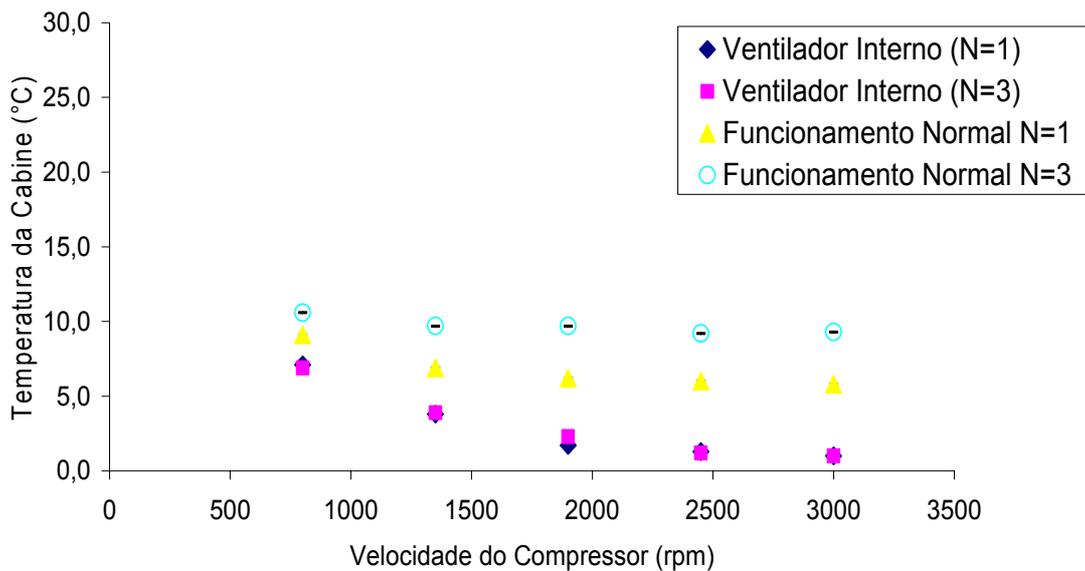


Figura III.7 – Comparação das temperaturas da cabine medidas Vs. Velocidade do Compressor.

Torque Consumido vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno (Sistema Operando Sob IMPEV)

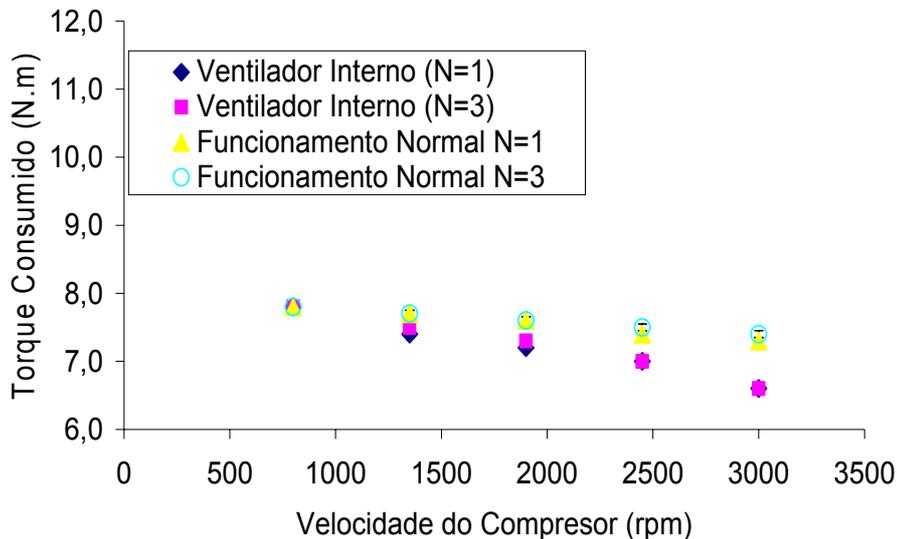


Figura III.8 – Comparação do torque consumido medido Vs. Velocidade do Compressor.

Como esperado, as impurezas na superfície de troca de calor do evaporador (IMPEV), que neste trabalho foram simuladas através da redução da área de sucção do ventilador interno, propiciaram no sistema ensaiado, (i) pressão de descarga (P_1) não foi significativamente afetada, manteve-se praticamente constante diante da introdução de impurezas no evaporador conforme mostrado na figura (III.5), (ii) redução discreta da pressão de sucção (P_4), conforme mostrado na figura (III.6) atribuída a menor vazão de ar provocada pela redução da área de sucção do ventilador interno (N), (iii) notou-se uma redução da temperatura do ar da cabine, conforme mostrado na figura (III.7) devido à redução da vazão do ar que atravessa a superfície de troca de calor do evaporador.

A redução da temperatura do ar da cabine, diante da impureza no evaporador (IMPEV), não está ligada a um aumento da capacidade de refrigeração do sistema. Isto ocorre devido à redução da pressão de evaporação que propicia uma menor temperatura de evaporação, baixando a temperatura do ar na saída do evaporador e (iv) o torque consumido foi pouco afetado, reduções discretas ocorreram somente para altas rotações do compressor conforme mostra a figura (III.8).

A influência das impurezas no condensador e no evaporador (IMPCD e IMPEV) foi avaliada, comparando seus efeitos com o funcionamento normal do sistema e são mostradas nas figuras (III.9) a (III.12).

Pressão de Descarga vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando sob IMPCD e IMPEV))

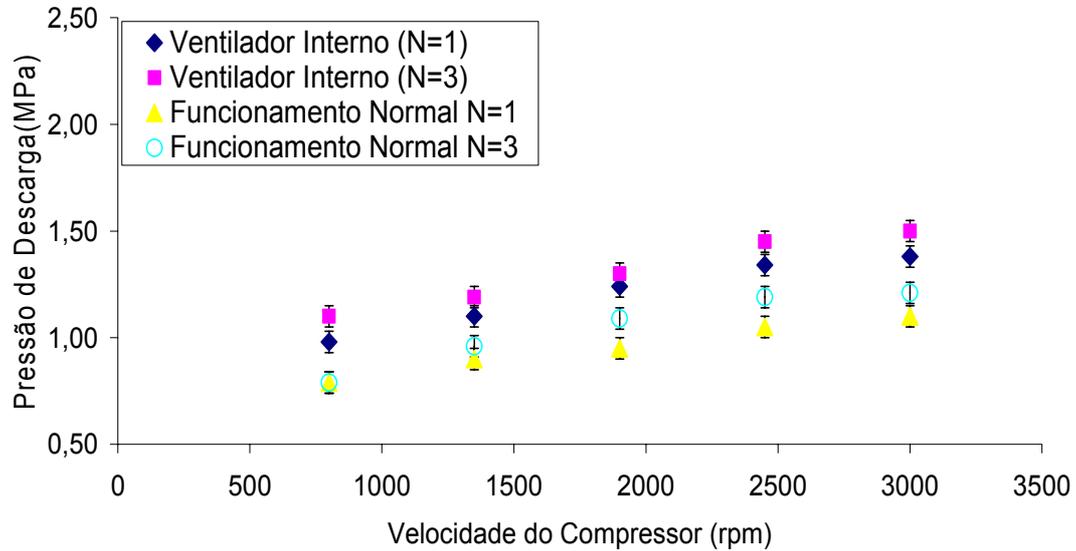


Figura III.9 – Comparação das pressões de descarga medidas Vs. Velocidade do Compressor.

Conforme já mencionado anteriormente, a pressão de descarga (P_1) aumenta com a rotação do compressor e com a impureza no condensador, podemos notar estes efeitos analisando-se a figura (III.9).

Pressão de Sucção vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando com Sob IMPCD e IMPEV))

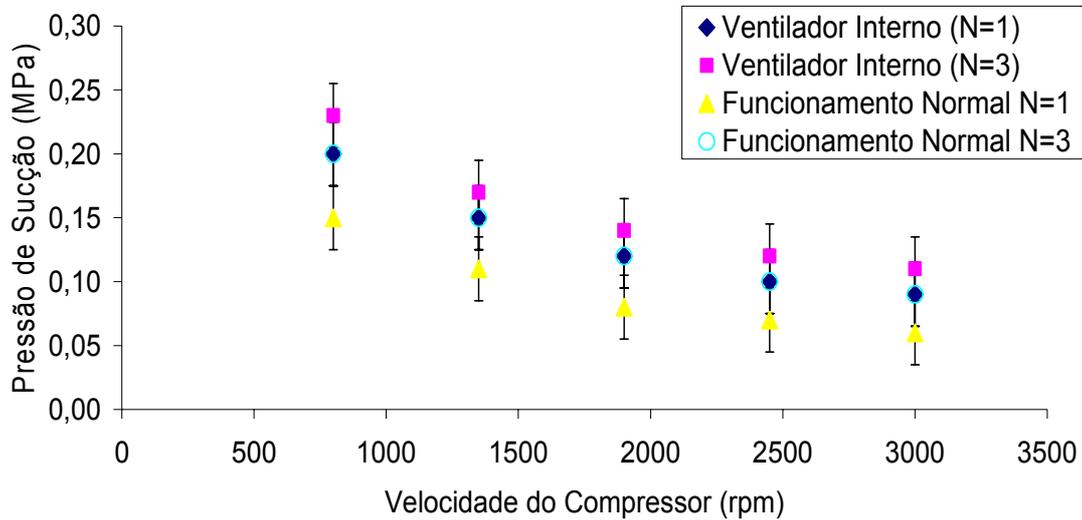


Figura III.10 – Comparação das pressões de sucção medidas Vs. Velocidade do Compressor.

Analisando-se a figura (III.10) notamos que a pressão de sucção (P_4) é reduzida com o aumento da rotação do compressor e é aumentada quando o sistema é submetido à impurezas no condensador.

Conforme esperado, as impurezas no condensador e no evaporador, geram no sistema um aumento nas pressões de descarga (P_1) e de sucção (P_4), pois, impurezas no condensador elevam a pressão de sucção (P_4) com maior intensidade do que as impurezas no evaporador as reduzem.

A figura (III.11) mostra que a temperatura do ar na cabine cai com o aumento da rotação do compressor e sofre um aumento diante da introdução das impurezas no condensador e no evaporador, conforme esperado após as análises das figuras (III.1) a (III.8).

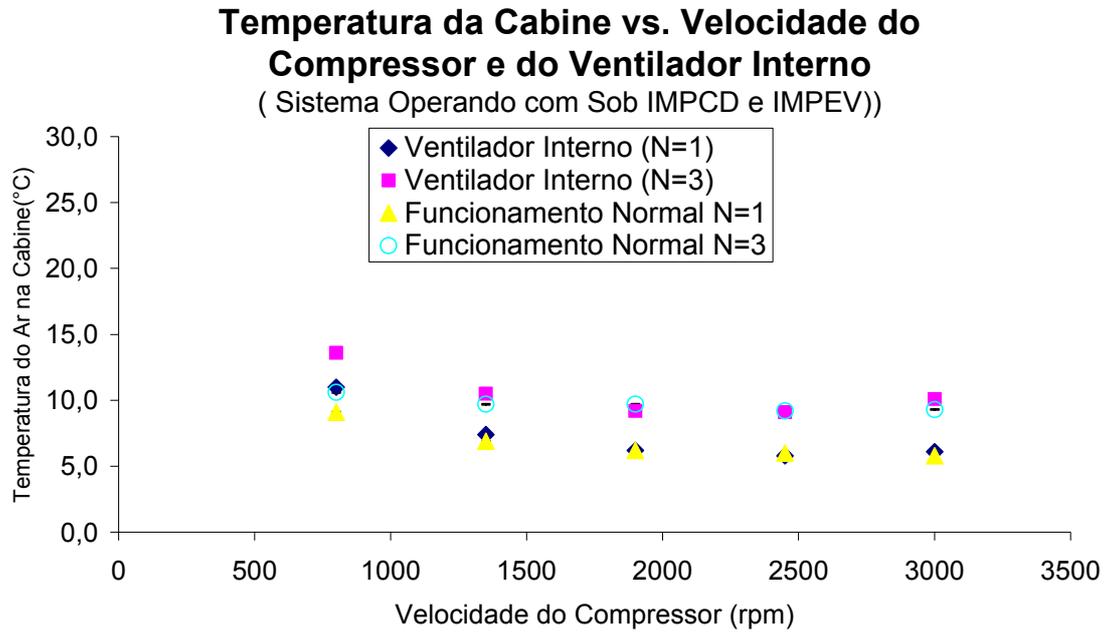


Figura III.11 – Comparação das temperaturas da cabine medidas Vs. Velocidade do Compressor.

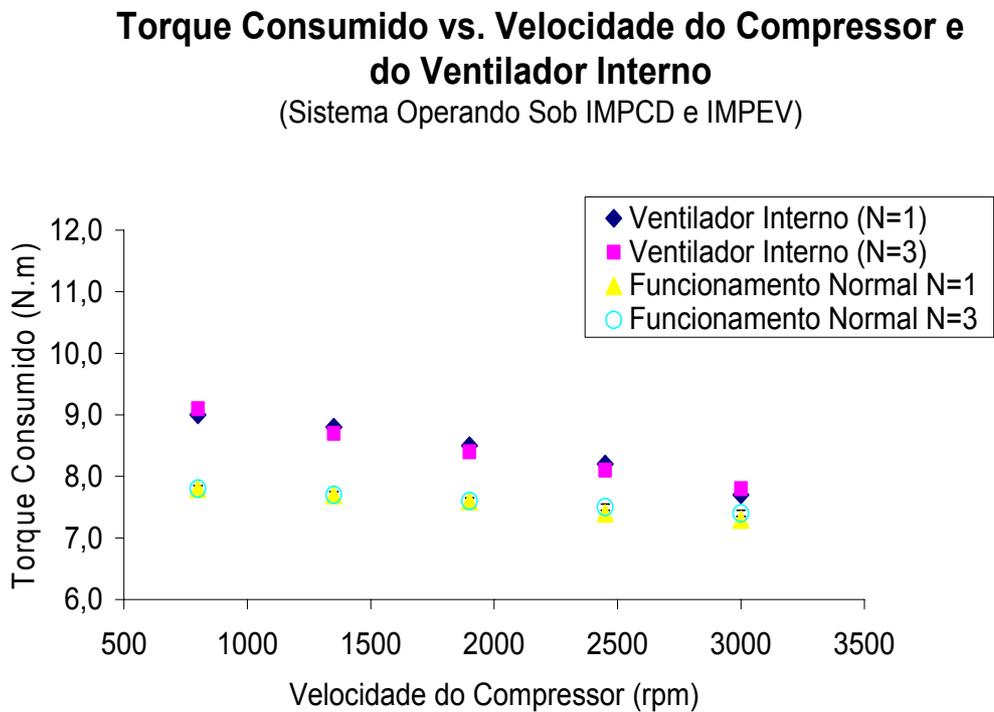


Figura III.12 – Comparação do torque consumido medido Vs. Velocidade do Compressor.

Analisando-se a figura (III.12) podemos verificar que o torque consumido pelo sistema é aumentado, podendo causar os mesmos sintomas já relatados no ensaio do sistema funcionando sob (IMPCD).

As figuras (III.13) a (III.16), mostram as variações do funcionamento do sistema sob as condições severas de carga térmica no condensador (CTCD), em relação ao funcionamento normal do sistema.

Pressão de Descarga vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno (Sistema Operando sob CTCD)

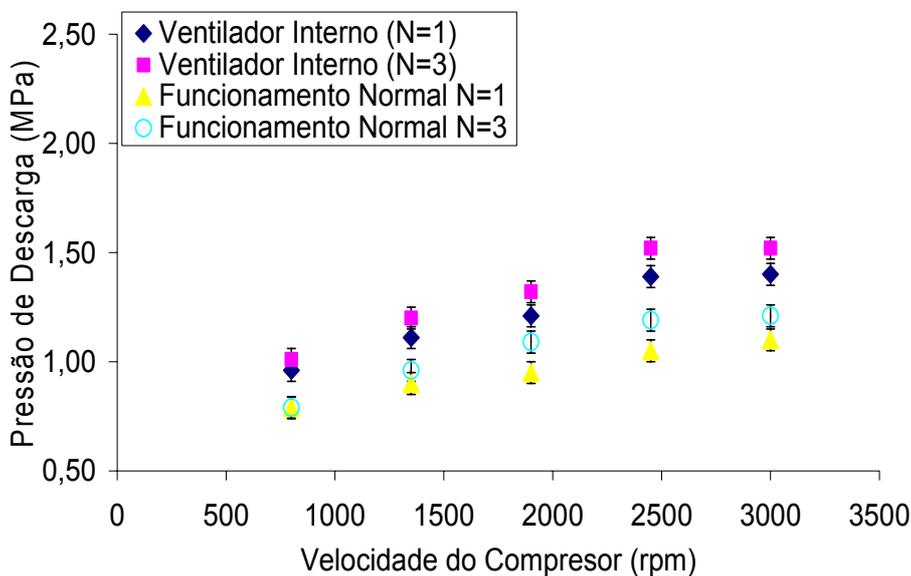


Figura III.13 – Comparação das pressões de descarga medidas Vs. Velocidade do Compressor.

Analisando-se a figura (III.13) podemos observar que a pressão de descarga aumenta com a velocidade do compressor, conforme esperado e que um aumento da temperatura do ar de troca de calor no condensador (CTCD) gera um aumento da temperatura de condensação, aumentando assim a pressão de descarga (P_1), conforme pode ser observado na figura (III.13).

Podemos verificar na figura (III.14) que as condições de (CTCD) também afetam a pressão de sucção do sistema analisado, apesar da pressão de sucção cair com o aumento da velocidade do compressor, ela sofre um aumento quando é submetido a condição de (CTCD), pois, com o aumento da temperatura de condensação, o refrigerante entra no evaporador com uma maior temperatura aumentando assim a pressão de sucção do sistema.

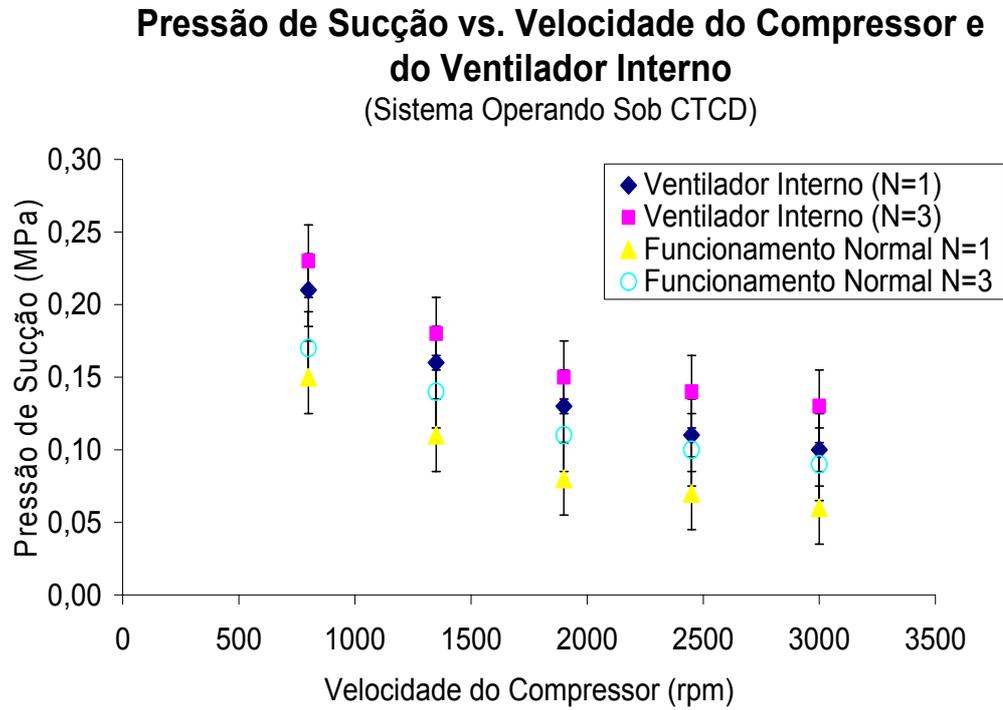


Figura III.14 – Comparação das pressões de sucção medidas Vs. Velocidade do Compressor.

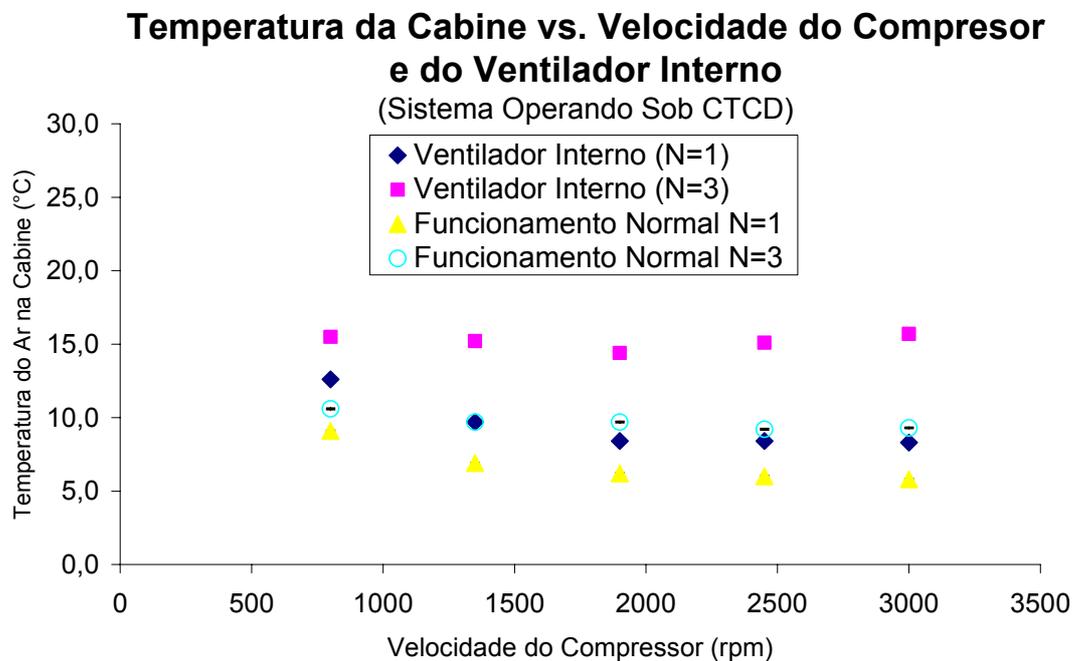


Figura III.15 – Comparação das temperaturas da cabine medidas Vs. Velocidade do Compressor.

Torque Consumido vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando sob CTCD)

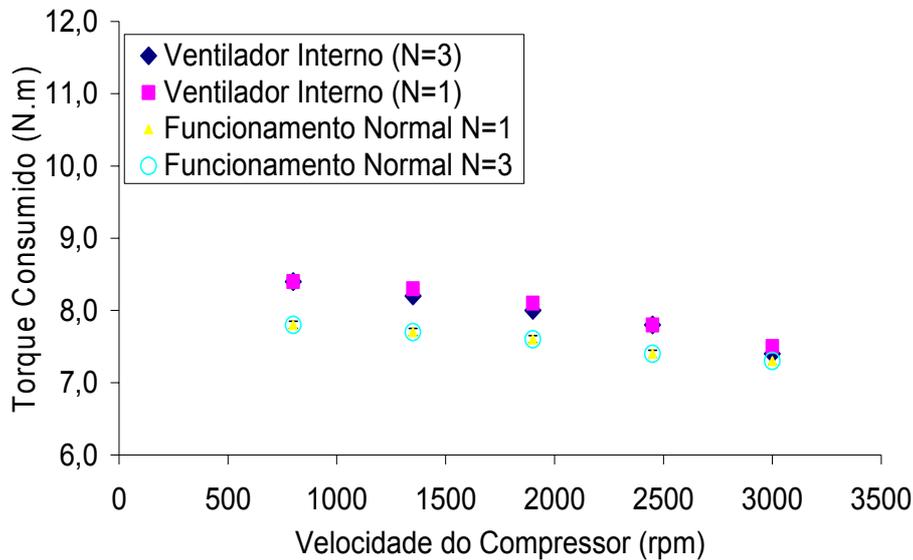


Figura III.16 – Comparação do torque consumido medido Vs. Velocidade do Compressor.

Como esperado, o aumento da temperatura do ar de troca de calor do condensador, aumenta o torque consumido pelo sistema, gerando os efeitos já mencionados, no primeiro caso estudado neste capítulo.

O estudo comparativo do efeito da temperatura da cabine, que neste estudo foi simulado como carga térmica no evaporador (CTEV), é mostrado nas figuras (III.17) a (III.20).

Analisando-se a figura (III.17) podemos observar que a pressão de descarga aumenta com a velocidade do compressor e que sofre também um aumento quando o sistema é submetido ao efeito de (CTEV), isto ocorre devido ao aumento da temperatura do refrigerante na saída do evaporador devido ao aquecimento da cabine e conseqüentemente gera um aumento na pressão de sucção, aumentando assim a pressão de descarga.

Analisando-se de forma semelhante a figura (III.18), podemos observar que a pressão de sucção cai com o aumento da velocidade do compressor e também sofre um aumento quando o sistema é submetido à (CTEV) gerado pelos motivos já abordados.

Pressão de Descarga vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando sob Condição de CTEV)

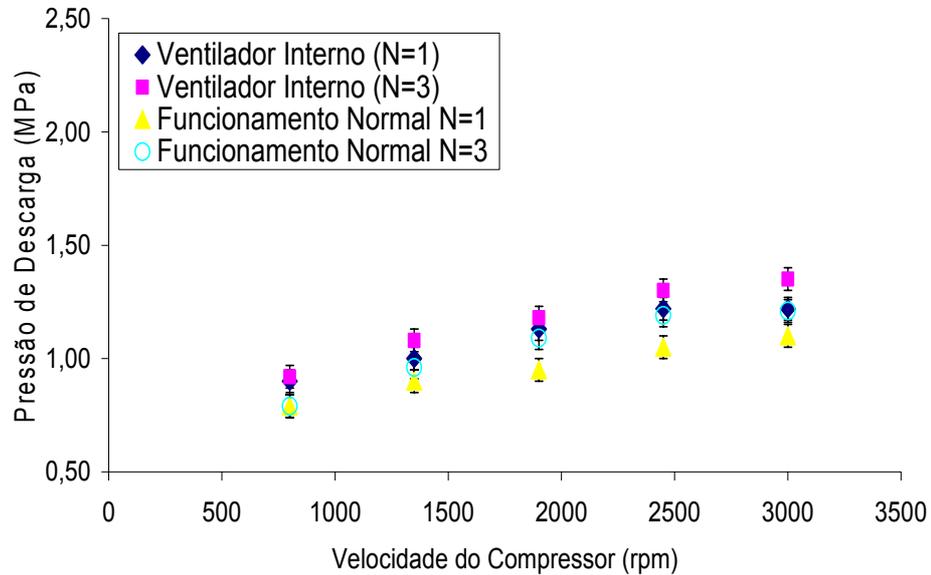


Figura III.17 – Comparação das pressões de descarga medidas Vs. Velocidade do Compressor.

Pressão de Sucção vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando sob Condição de CTEV)

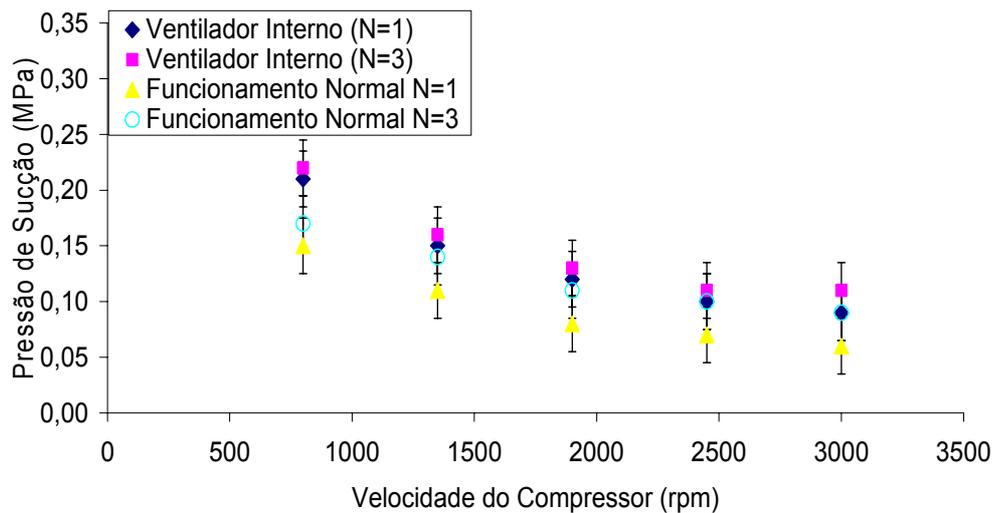


Figura III.18 – Comparação das pressões de sucção medidas Vs. Velocidade do Compressor.

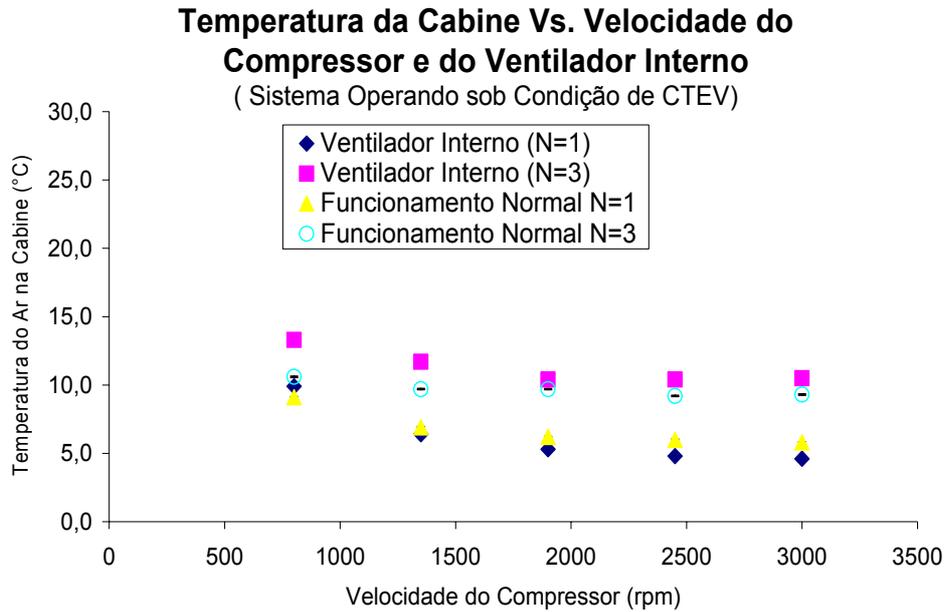


Figura III.19 – Comparação das temperaturas da cabine medidas Vs. Velocidade do Compressor.

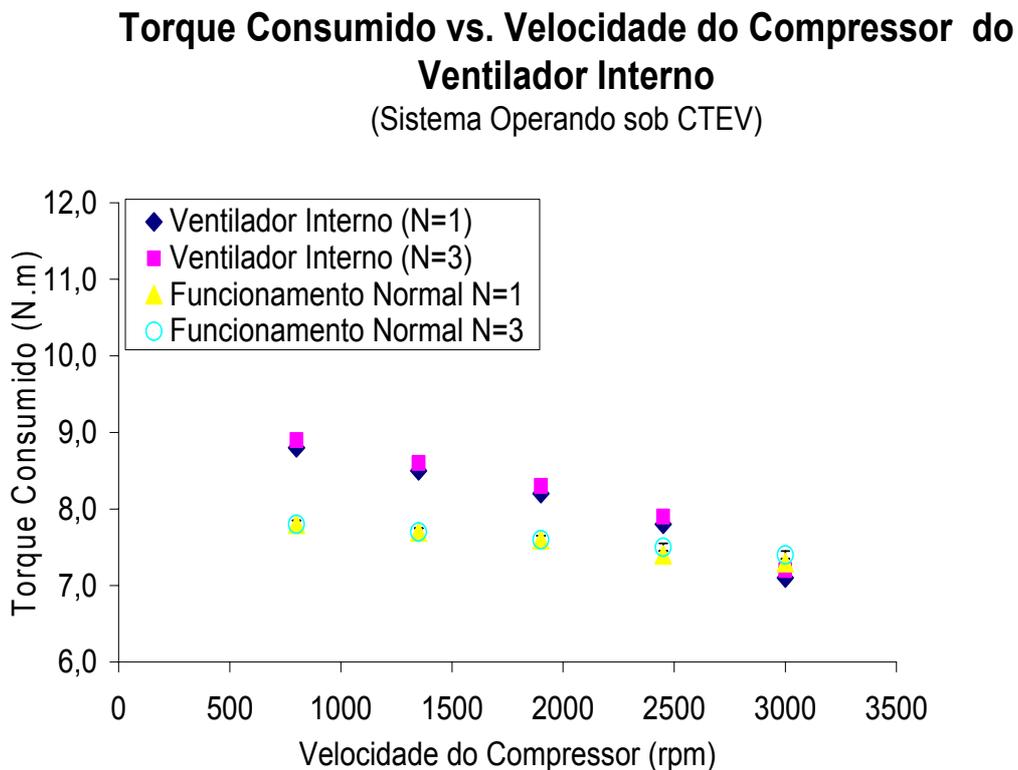


Figura III.20 – Comparação dos torques consumido medidos Vs. Velocidade do Compressor.

Como esperado, a influência do aumento da temperatura da cabine (CTEV), gera no sistema, um aumento na temperatura do ar na cabine, e no torque consumido pelo sistema.

As influências geradas pela simulação do aumento da temperatura do ar de troca de calor no condensador e do aumento da temperatura da cabine (CTCD e CTEV), comparando-os com o funcionamento normal do sistema, são mostrados nas figuras (III.21) a (III. 24).

Pressão de Descarga vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando Sob CTCD e CTEV)

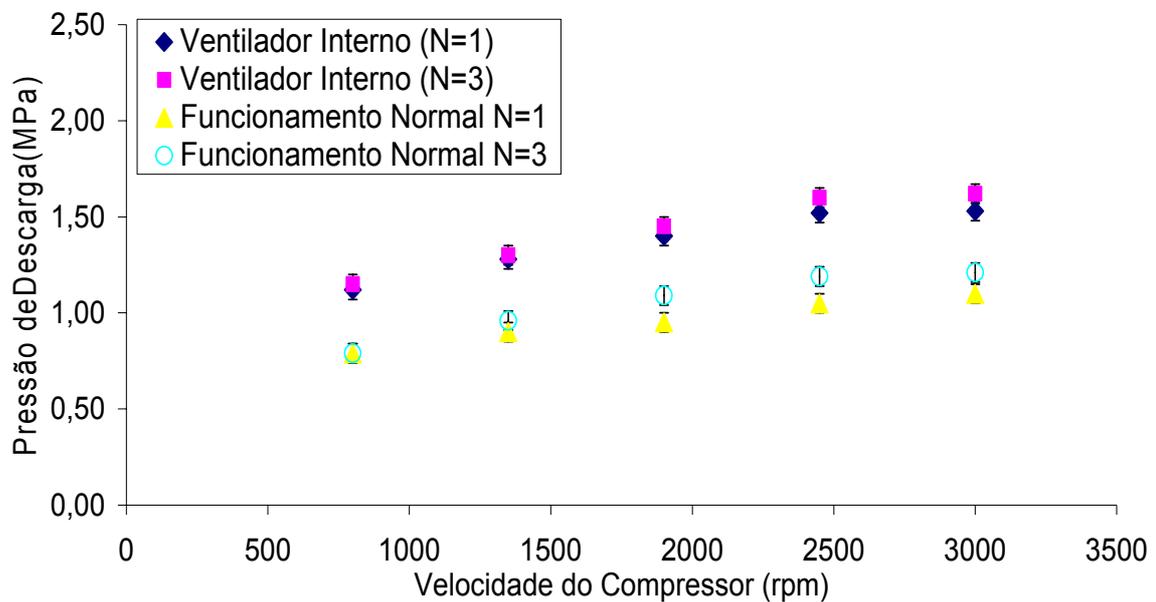


Figura III.21 – Comparação das pressões de descarga medidas Vs. Velocidade do Compressor.

Analisando-se as figuras (III.21) a (III.24) podemos observar pelos mesmos motivos já citados nos casos em que o sistema operou diante de (CTCD) e (CTEV) separadamente, que as grandezas estudadas se comportam neste caso (CTCD e CTEV) de forma semelhante as já comentadas.

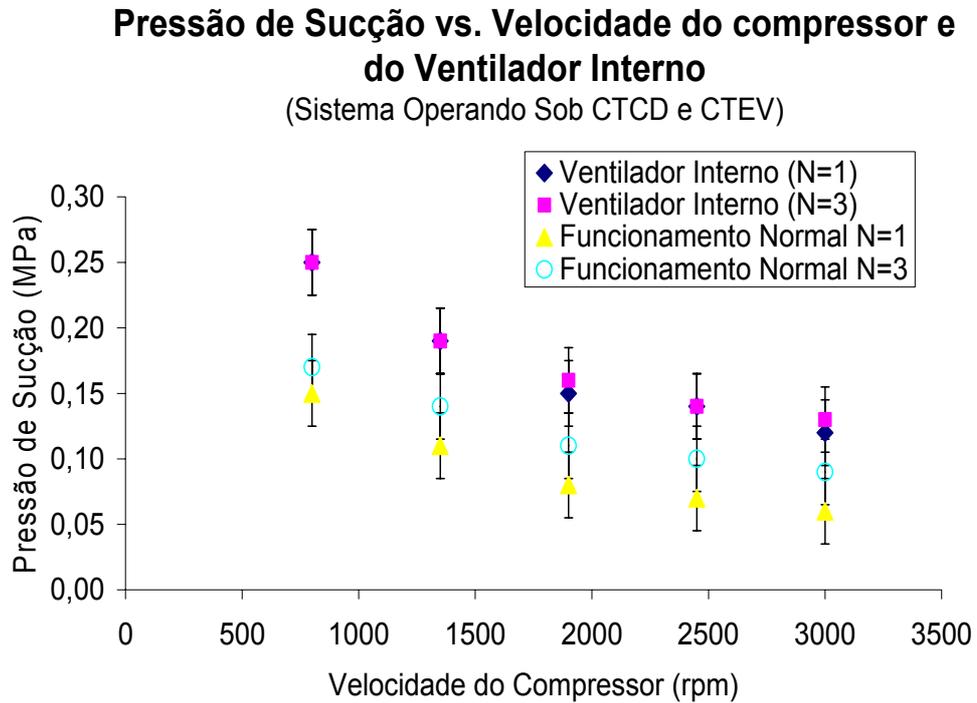


Figura III.22 – Comparação das pressões de sucção medidas Vs. Velocidade do Compressor.

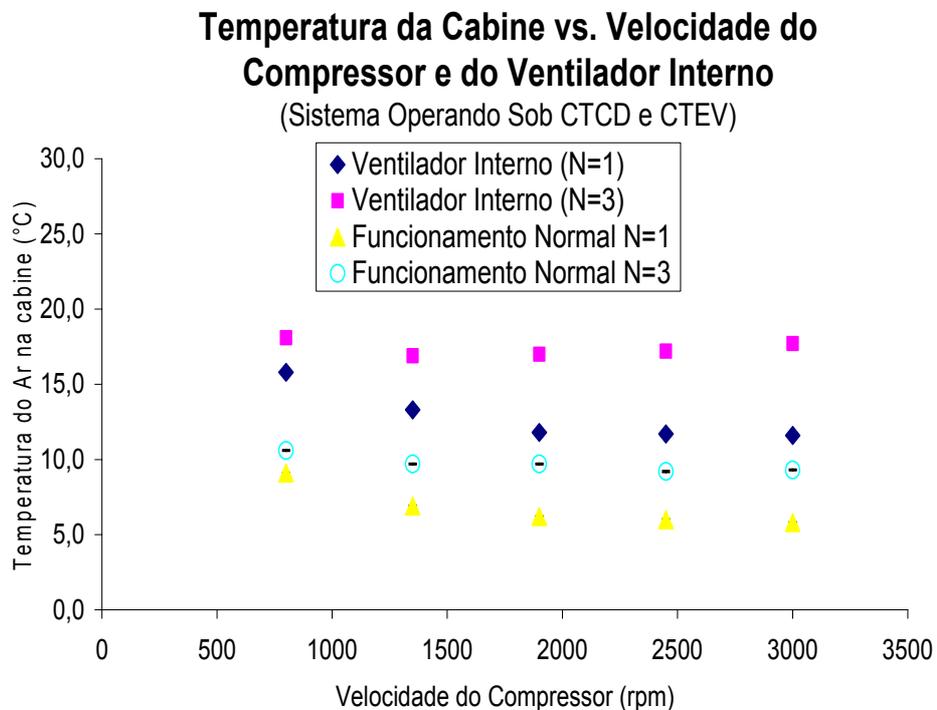


Figura III.23 – Comparação das temperaturas da cabine medidas Vs. Velocidade do Compressor.

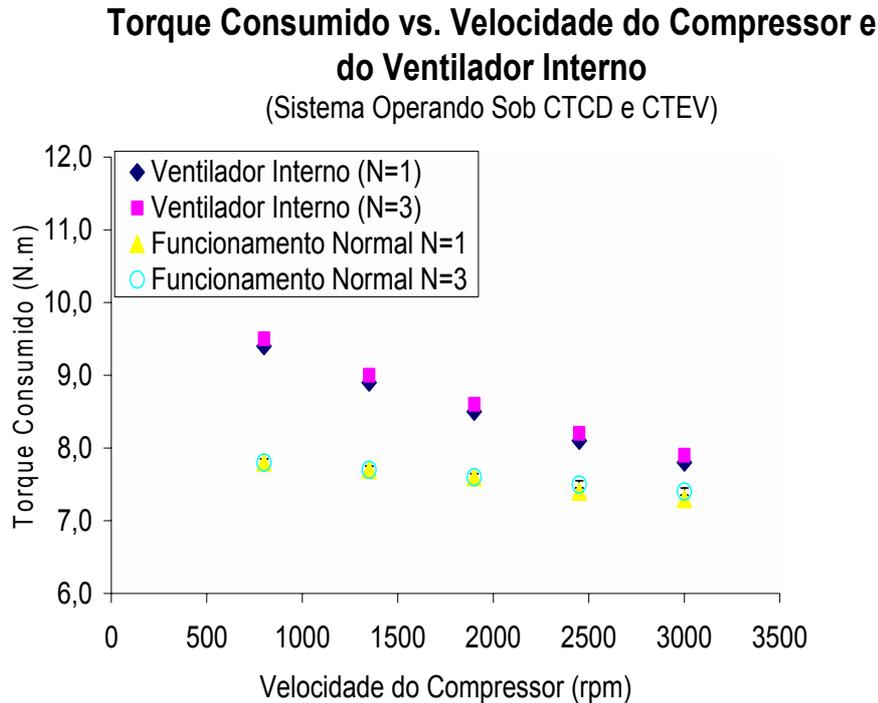


Figura III.24 – Comparação dos torques consumido medidos Vs. Velocidade do Compressor.

Conforme esperado, o aumento das temperaturas do ar de troca de calor no condensador e da temperatura da cabine (CTCD e CTEV) gera no sistema um aumento das pressões de descarga (P_1), de sucção (P_4), da temperatura do ar na cabine (T_6) e no torque consumido pelo sistema (TOR).

Após analisarmos os dados obtidos nesta etapa do trabalho, podemos observar que a temperatura do ar da cabine foi aumentada com o aumento da velocidade do ventilador interno, com o sistema funcionando sob impurezas e carga térmica no condensador, e carga térmica no evaporador, gerando assim uma redução da capacidade de refrigeração do sistema.

III.2 – Análise Estatística

Aplicou-se o software “Statistica 7.0” na análise dos resultados obtidos. Assim a matriz de Yates completa, mostrada na Tabela (III.3), foi gerada e foi utilizada pelo aplicativo para produzir as equações da análise de experimentos das variáveis de resposta consideradas.

Tabela - III.3 - Matriz de YATES 2⁶ Experimentos em Ordem Aleatória.

Nº Teste	X ₁ (RPM)	X ₂ CTCD	X ₃ CTEV	X ₄ N	X ₅ IMPCD	X ₆ IMPEV	TOR. (N m)	P ₁ (MPa)	P ₄ (MPa)	T ₆ (°C)
6	1	-1	1	-1	-1	-1	7,1	1,22	0,09	4,6
26	1	-1	-1	1	1	-1	7,9	1,60	0,14	17,6
13	-1	-1	1	1	-1	-1	8,9	0,92	0,22	13,3
15	-1	1	1	1	-1	-1	9,5	1,15	0,25	18,1
2	1	-1	-1	-1	-1	-1	7,3	1,10	0,06	5,8
60	1	1	-1	1	1	1	7,1	1,85	0,14	18,7
41	-1	-1	-1	1	-1	1	7,8	0,83	0,18	6,9
37	-1	-1	1	-1	-1	1	8,0	0,89	0,19	8,7
46	1	-1	1	1	-1	1	6,6	1,20	0,07	3,8
9	-1	-1	-1	1	-1	-1	7,8	0,79	0,17	10,6
48	1	1	1	1	-1	1	7,6	1,42	0,10	9,3
39	-1	1	1	-1	-1	1	9,0	1,08	0,21	13,0
38	1	-1	1	-1	-1	1	6,5	1,12	0,05	1,7
30	1	-1	1	1	1	-1	8,1	1,68	0,14	20,1
32	1	1	1	1	1	-1	9,1	2,02	0,18	28,7
14	1	-1	1	1	-1	-1	7,2	1,35	0,11	10,5
58	1	-1	-1	1	1	1	7,8	1,50	0,11	10,1
31	-1	1	1	1	1	-1	9,9	1,30	0,26	25,1
44	1	1	-1	1	-1	1	7,1	1,32	0,09	6,8
4	1	1	-1	-1	-1	-1	7,5	1,40	0,10	8,3
45	-1	-1	1	1	-1	1	9,3	0,92	0,20	10,0
25	-1	-1	-1	1	1	-1	9,1	1,05	0,23	16,8
63	-1	1	1	1	1	1	9,7	1,29	0,24	17,5
49	-1	-1	-1	-1	1	1	9,0	0,98	0,20	11,0
11	-1	1	-1	1	-1	-1	8,4	1,01	0,23	15,5
62	1	-1	1	1	1	1	7,7	1,50	0,11	10,0
53	-1	-1	1	-1	1	1	9,1	1,00	0,21	12,0
1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	7,8	0,79	0,15	9,1
16	1	1	1	1	-1	-1	7,9	1,62	0,13	17,7
8	1	1	1	-1	-1	-1	7,8	1,53	0,12	11,6
27	-1	1	-1	1	1	-1	10,0	1,12	0,24	19,5
47	-1	1	1	1	-1	1	8,9	1,00	0,22	11,7
22	1	-1	1	-1	1	-1	8,0	1,60	0,13	14,3
36	1	1	-1	-1	-1	1	7,0	1,32	0,09	5,7
55	-1	1	1	-1	1	1	9,6	1,18	0,24	15,5
12	1	1	-1	1	-1	-1	7,4	1,52	0,13	15,7
34	1	-1	-1	-1	-1	1	6,6	1,05	0,04	1,0
20	1	1	-1	-1	1	-1	8,4	1,80	0,14	19,1
19	-1	1	-1	-1	1	-1	10,0	1,22	0,24	18,5
17	-1	-1	-1	-1	1	-1	8,9	1,00	0,22	13,3
29	-1	-1	1	1	1	-1	9,4	1,10	0,24	19,0
35	-1	1	-1	-1	-1	1	9,2	0,90	0,21	10,3
50	1	-1	-1	-1	1	1	7,7	1,38	0,09	6,1
61	-1	-1	1	1	1	1	9,2	1,05	0,22	13,2
3	-1	1	-1	-1	-1	-1	8,4	0,96	0,21	12,6
24	1	1	1	-1	1	-1	9,0	1,88	0,16	21,6
59	-1	1	-1	1	1	1	9,6	1,25	0,24	17,3
5	-1	-1	1	-1	-1	-1	8,8	0,90	0,21	9,9

54	1	-1	1	-1	1	1	7,6	1,49	0,11	8,3
18	1	-1	-1	-1	1	-1	8,0	1,52	0,12	11,5
42	1	-1	-1	1	-1	1	6,6	1,10	0,05	1,0
64	1	1	1	1	1	1	8,4	1,81	0,15	18,5
10	1	-1	-1	1	-1	-1	7,4	1,21	0,09	9,3
57	-1	-1	-1	1	1	1	9,0	1,10	0,23	13,6
7	-1	1	1	-1	-1	-1	9,4	1,12	0,25	15,8
51	-1	1	-1	-1	1	1	9,6	1,09	0,22	13,9
28	1	1	-1	1	1	-1	8,5	1,79	0,15	23,1
33	-1	-1	-1	-1	-1	1	7,8	0,81	0,17	7,1
21	-1	-1	1	-1	1	-1	9,3	1,08	0,23	15,1
23	-1	1	1	-1	1	-1	9,6	1,19	0,24	18,2
43	-1	1	-1	1	-1	1	9,3	1,01	0,22	12,6
56	1	1	1	-1	1	1	8,4	1,79	0,14	16,7
52	1	1	-1	-1	1	1	8,1	1,78	0,14	17,1
40	1	1	1	-1	-1	1	7,6	1,35	0,09	6,1

As soluções da matriz de Yates, equação (I.13), para os dados inseridos, oriundos dos experimentos, são mostrados nas equações (III.1) a (III.4).

$$Y_{TOR} = 8,3687 - 0,6016X_{RPM} + 0,3281X_{CTCD} + 0,1781X_{CTEV} + 0,4062X_{IMPCD} - 0,1656X_{IMPEV} - 0,1296 X_{RPM} X_N - 0,2015X_{RPM} \cdot X_{IMPEV} \quad (III.1)$$

$$Y_{P1} = 1,2578 + 0,1968X_{RPM} + 0,1069X_{CTCD} + 0,0344X_{CTEV} + 0,0353X_N + 0,1481X_{IMPCD} - 0,0278X_{IMPEV} + -0,0322X_{RPM} \cdot X_{CTEV} + 0,0407 \cdot X_{RPM} X_N + 0,0841X_{RPM} X_{IMPCD} \quad (III.2)$$

$$Y_{P4} = +0,1665 - 0,0456X_{RPM} + 0,0171X_{CTCD} + 0,0091X_{CTEV} + 0,0163X_{IMPCD} - 0,0112X_{IMPEV} + +0,0094X_{RPM} \cdot X_{CTCD} + 0,0069X_{RPM} X_{CTEV} - 0,0075X_{RPM} \cdot X_N - 0,0115X_{RPM} \cdot X_{IMPEV} \quad (III.3)$$

$$Y_{T6} = 12,9342 - 0,8469X_{RPM} + 2,7686X_{CTCD} + 0,8873X_{CTEV} + 1,4907X_N + 3,3470X_{IMPCD} + - 2,4592X_{IMPEV} + 0,8374X_{RPM} \cdot X_{CTCD} + 0,9094X_{RPM} \cdot X_{IMPCD} - 0,8217X_{RPM} \cdot X_{IMPEV} + - 0,3623X_{CTEV} \cdot X_{IMPEV} - 0,6532X_N \cdot X_{IMPEV} \quad (III.4)$$

Além das equações apresentadas o software “Statistica” também nos fornece informações de análise de experimento, em forma de gráficos, que são apresentados a seguir:

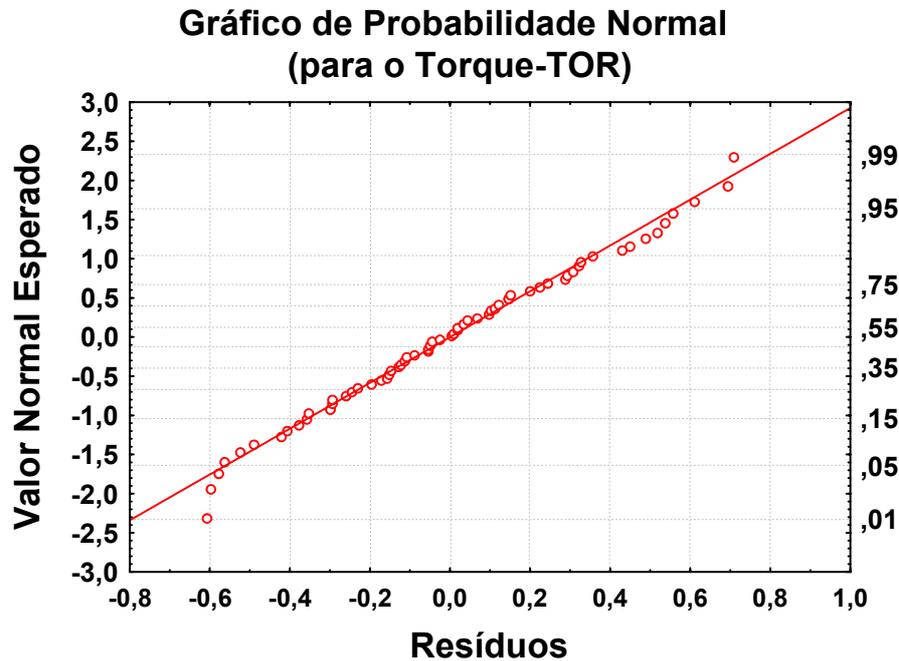


Figura III.25 – Valores Normais Esperados vs. Resíduo para o torque (TOR).

A figura (III.25), nos mostra a distribuição dos valores da variável de resposta, torque consumido pelo sistema. Verifica-se que não foram observados desvios acentuados de normalidade, validando assim o método aplicado neste estudo.

Na figura (III.26), podemos observar, diante dos resultados da análise estatística, que as variáveis velocidade do compressor (RPM), carga térmica no condensador (CTCD), carga térmica no evaporador (CTEV) e impurezas no evaporador (IMPEV) foram as variáveis que mais influenciaram na variação do torque consumido pelo sistema.

As variáveis que se encontram sobre a reta da figura (III.26), admitem hipótese nula, ou seja, são rejeitadas para efeito de estudo, pois não possuem significância na variação do torque.

A figura (III.27), mostra a comparação entre os valores obtidos experimentalmente com os valores preditos no cálculo da análise de regressão estatística aqui aplicada. Este gráfico exemplifica a equação (III.1).

Na figura (III.28) podemos observar que a variação a pressão de descarga (P_1), também pode ser considerada uma distribuição normal, pois, verifica-se que não foram observados desvios acentuados de normalidade, validando assim o método estatístico aplicado neste trabalho.

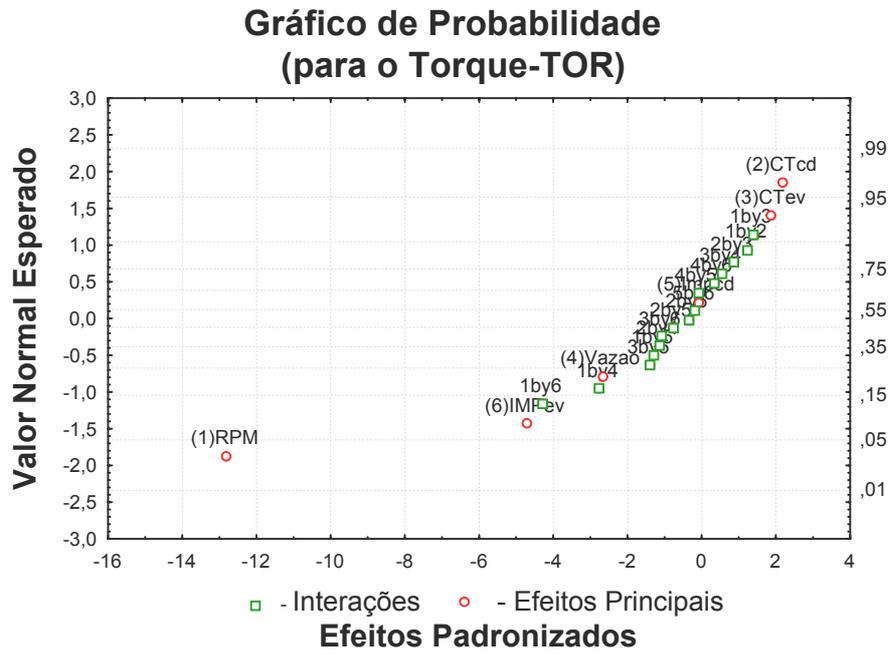


Figura III.26 – Valores Normais Esperados vs. Efeitos Padronizados.

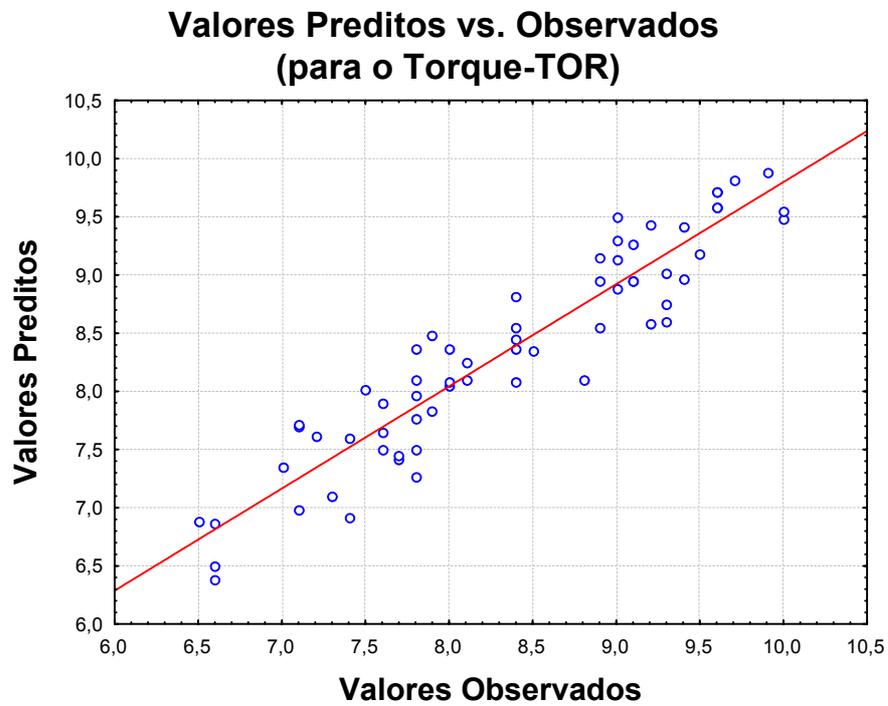


Figura III.27 – Valores Preditos vs. Valores Observados.

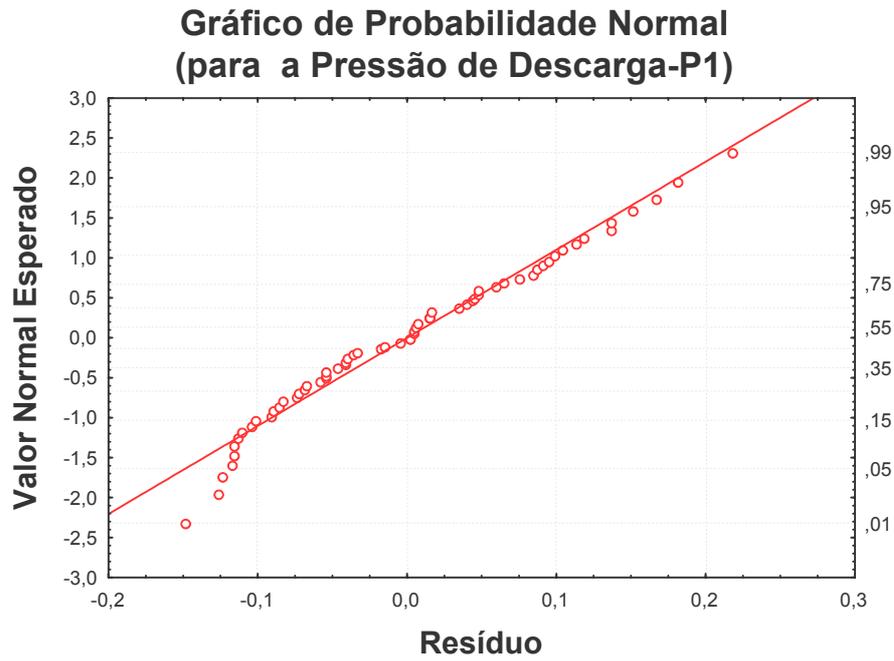


Figura III.28 – Valores Normais Esperados vs. Resíduo para a pressão de descarga (P₁).

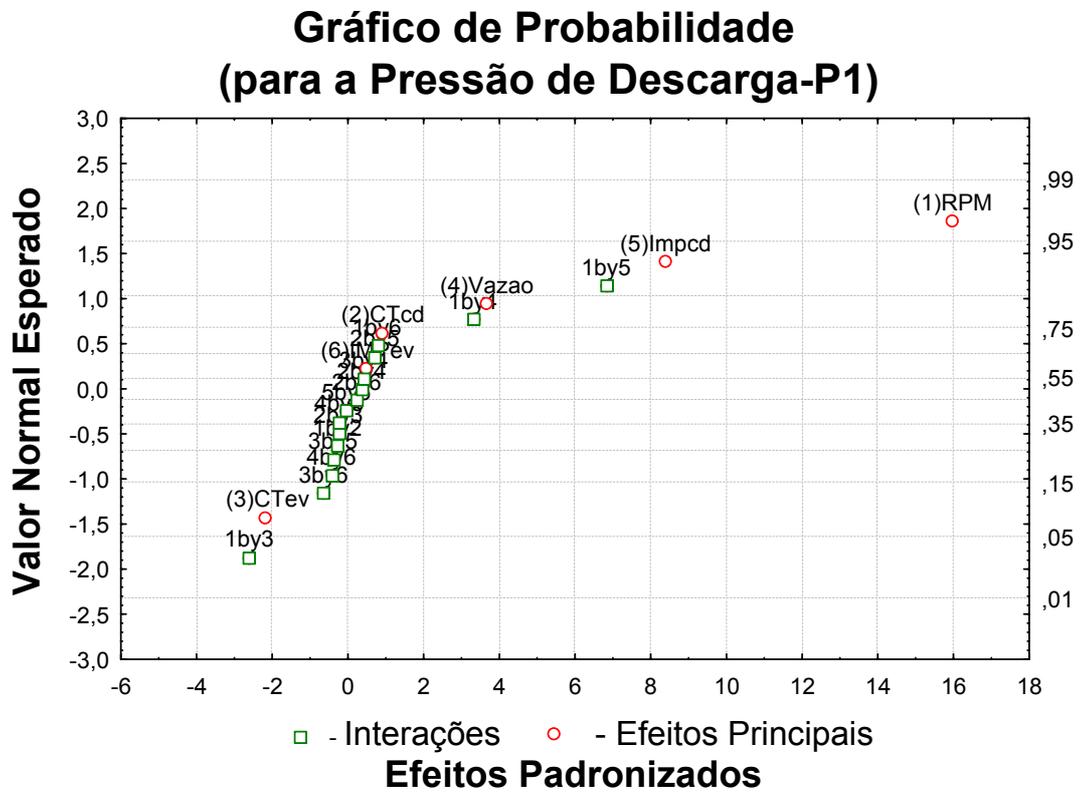


Figura III.29 – Valores Normais Esperados vs. Efeitos Padronizados - pressão de descarga (P₁).

Na figura (III.29), também podemos observar que, diante dos resultados da análise estatística, as variáveis velocidade do compressor (RPM), carga térmica no evaporador (CTEV), impurezas no condensador (IMPCD), velocidade do ventilador interno (N), a interação da velocidade do compressor (RPM) com impurezas no condensador (IMPCD), a interação da velocidade do compressor (RPM) com carga térmica no evaporador (CTEV) e a interação da velocidade do compressor (RPM) com a velocidade do ventilador interno (N), foram as variáveis que mais influenciaram na variação da pressão de descarga (P_1) do sistema.

Para as variáveis que se encontram sobre a reta da figura (III.29), admitimos a hipótese nula, ou seja, são rejeitadas para efeito de estudo, pois não possuem significância na variação da pressão de descarga do compressor (P_1).

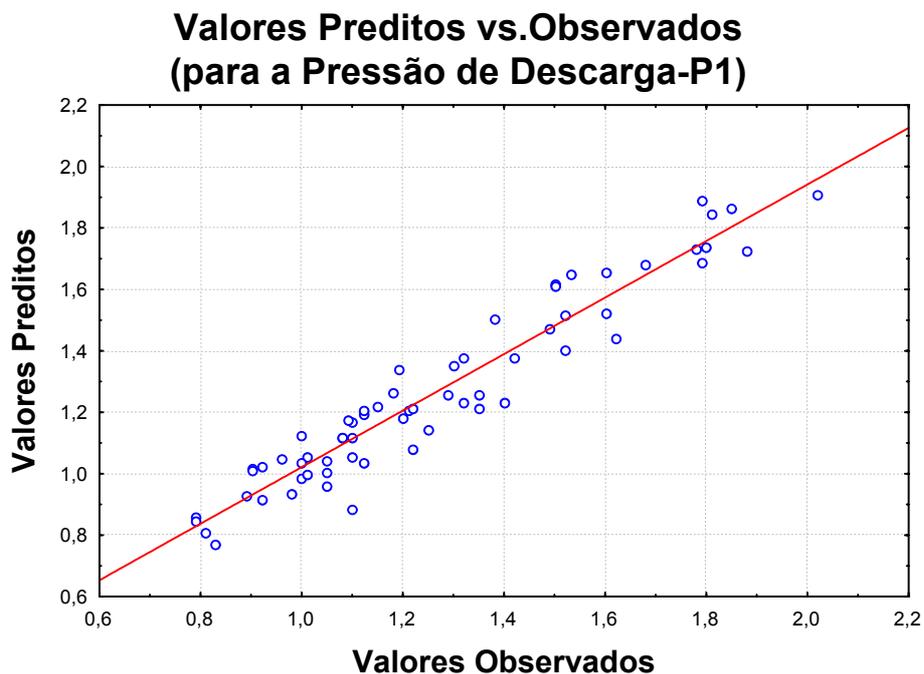


Figura III.30 – Valores Preditos vs. Valores Observados para a pressão de descarga (P_1).

A figura (III.30), mostra a comparação entre os valores obtidos experimentalmente com os valores preditos no cálculo da análise de regressão estatística aqui aplicada. O gráfico exemplifica a equação (III.2).

A figura (III.31) mostra que, pelos mesmos motivos já explanados, a variação da pressão de sucção do compressor (P_4), pode ser considerada como uma distribuição normal, pois verifica-se que não foram observados desvios acentuados de normalidade, validando assim o método aplicado neste trabalho.

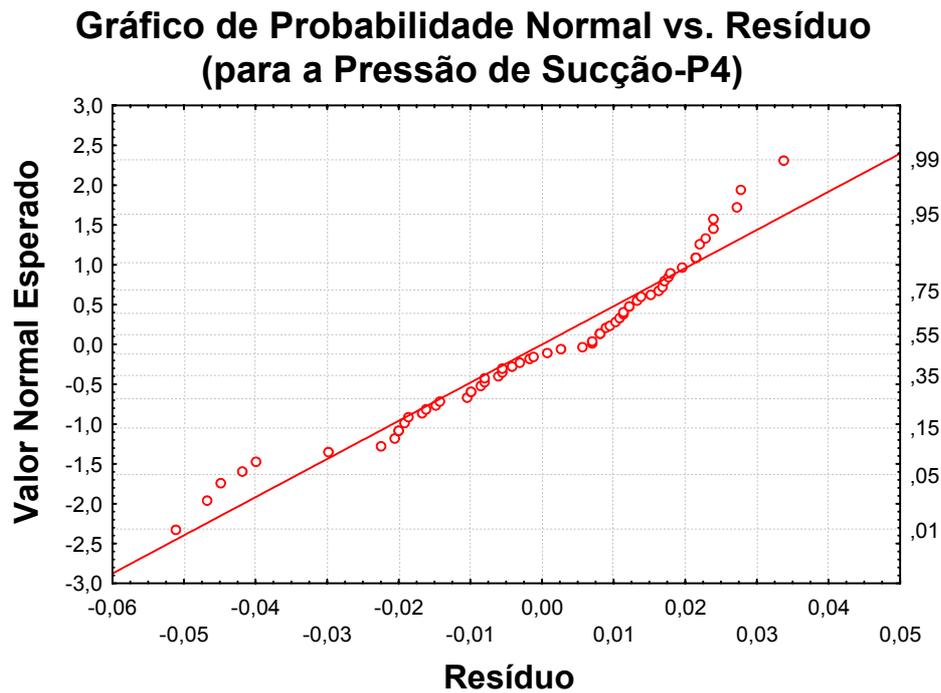


Figura III.31 - Valores Normais Esperados vs. Resíduo para a pressão de sucção (P_4).

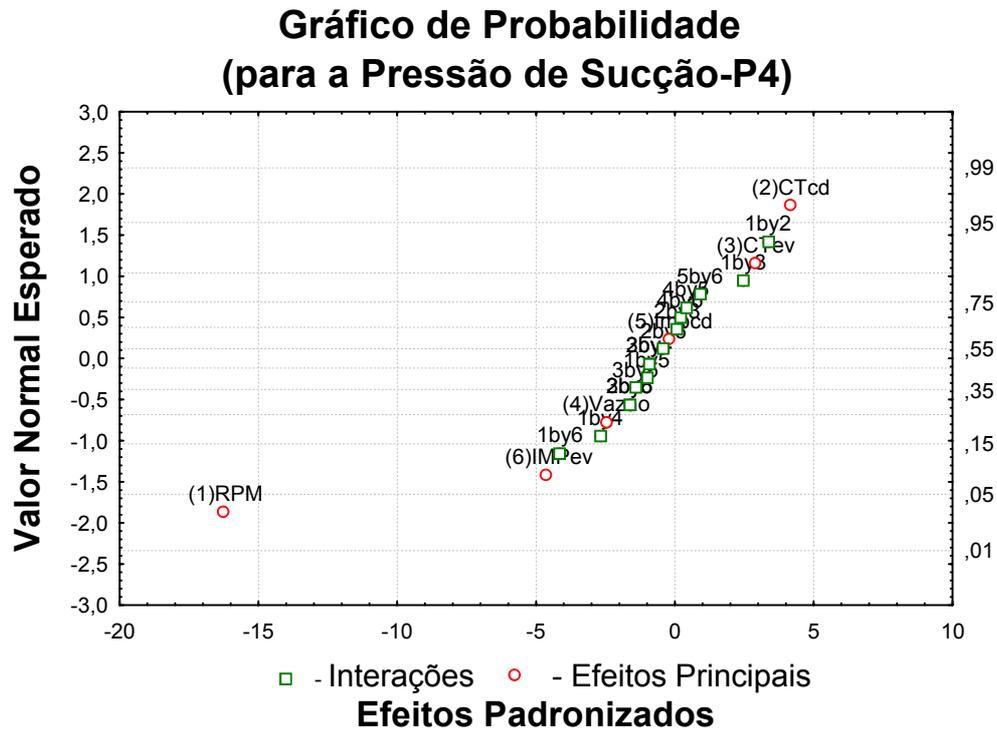


Figura III.32 – Valores Normais Esperados vs. Efeitos Padronizados - pressão de sucção (P₄).

A figura (III.32) mostra que, diante a análise estatística utilizada neste trabalho, as variáveis, velocidade do compressor (RPM), carga térmica no condensador (CTCD), carga térmica no evaporador (CTEV), impurezas no condensador (IMPCD) e impurezas no evaporador (IMPEV), foram as variáveis que mais influenciaram na variação da pressão de sucção do compressor (P₄) e assim como já mencionado, as variáveis que se encontram sobre a reta da figura (III.32) são desprezadas devido seus efeitos serem insignificantes na variação da pressão de sucção (P₄).

A figura (III.33) mostra a comparação entre os valores obtidos experimentalmente com os valores preditos no cálculo da análise de regressão estatística utilizada neste trabalho. Esse gráfico exemplifica a equação (III.3).

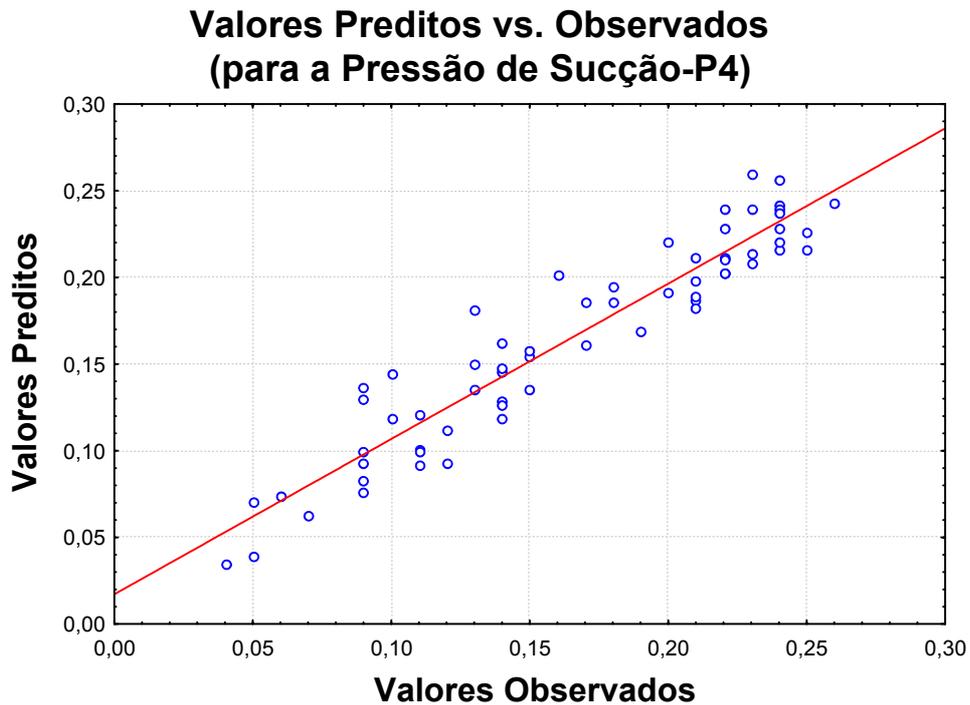


Figura III.33 – Valores Preditos vs. Valores Observados para a pressão de sucção (P_4).

Pelos mesmos motivos já comentados a figura (III.34), mostra que podemos considerar como uma distribuição normal, a variação medida nos experimentos, da temperatura do ar na cabine (T_6), pois, verifica-se que não foram observados desvios acentuados de normalidade, validando assim o método aplicado neste estudo.

Na figura (III.35) podemos observar as variáveis que mais influenciaram na variação da temperatura do ar da cabine (T_6), nos experimentos realizados neste trabalho. Como já foi dito, as variáveis que se encontram sobre a reta serão desprezadas.

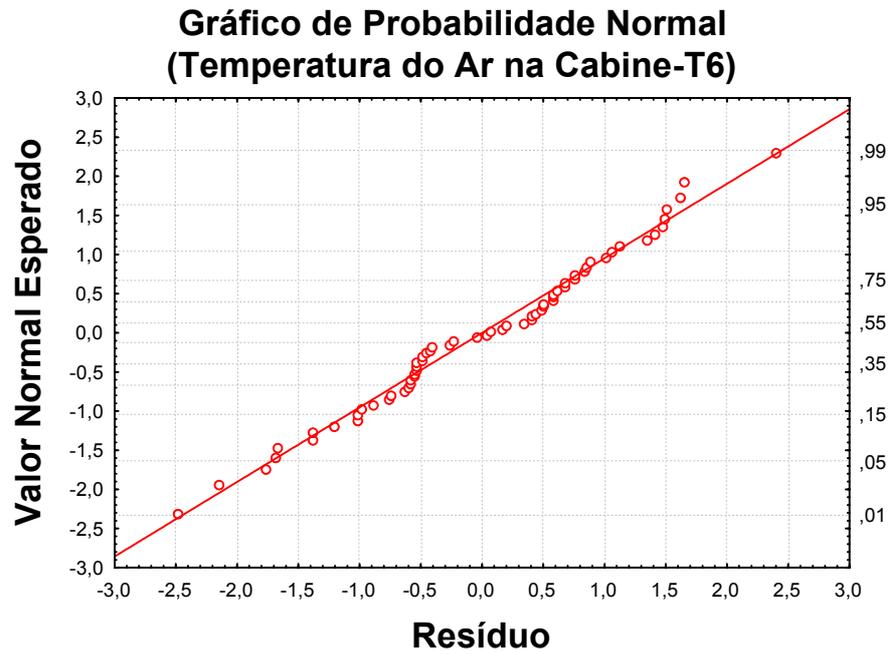


Figura III.34 – Valores Normais Esperados vs. Resíduo para a temperatura do ar na cabine (T_6).

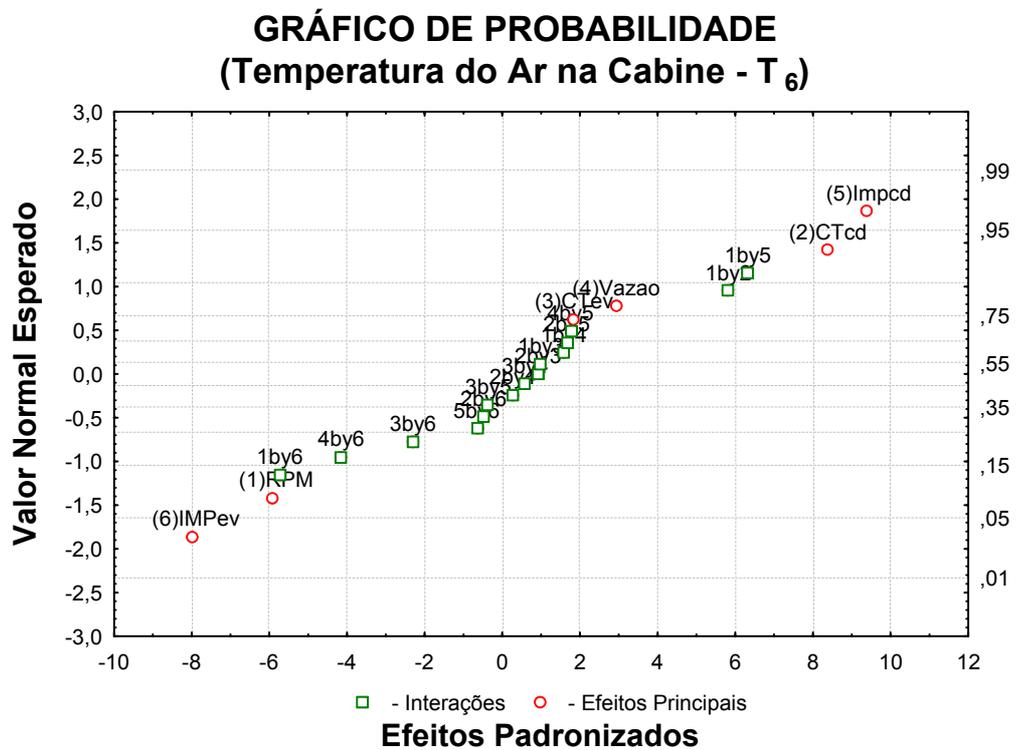
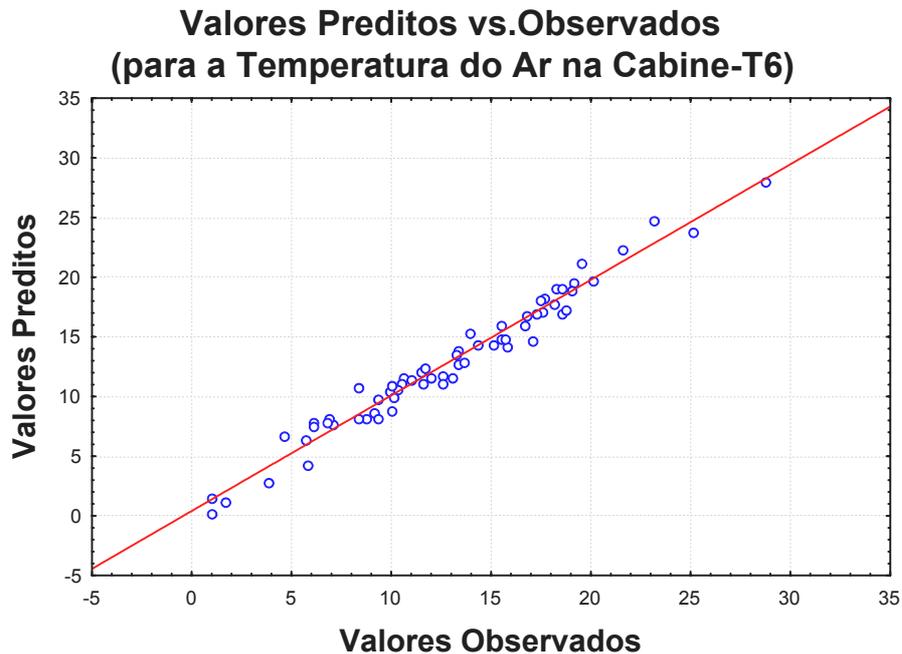


Figura III.35 – Valores Normais Esperados vs. Efeitos Padronizados.



A figura (III.36) mostra a variação dos valores preditos no cálculo da análise de regressão estatística aqui utilizada em relação aos valores obtidos nos experimentos. Este gráfico exemplifica a equação (III.4).

III.3 – Simulação Numérica

A simulação numérica foi realizada em três etapas. Na primeira, de levantamento de dados experimentais, objetivando calcular os valores de determinadas variáveis do ciclo de compressão de vapor utilizados no programa. Foram eles; (a) expoente politrópico n da compressão politrópica considerada; (b) coeficiente volumétrico do compressor utilizado C_V ; (c) rendimento do compressor utilizado η_{CP_exp} ; (d) Perda de pressão no condensador utilizado (ΔP_{CD}); (e) perda de pressão no evaporador utilizado ΔP_{EV} ; (f) Grau de sub-resfriamento do condensador ΔT_{sresf} ; (g) grau de superaquecimento do evaporador ΔT_{saq} ; (h) efetividade do condensador ϵ_{CD} e (i) efetividade do evaporador ϵ_{EV} .

Na segunda etapa da simulação numérica foram calculadas, empiricamente, frente aos resultados da análise estatística, e aos dados de entrada, as variações da pressão de condensação (P_{CD}), pressão de evaporação (P_{EV}), pressão de sucção (P_S), pressão do refrigerante na saída do condensador (P_2), temperatura de descarga (T_1), temperatura de evaporação (T_{EV}),

temperatura de sucção (T_4), temperatura do refrigerante na saída do condensador (T_2), temperatura do ar na saída do condensador (T_7) e a temperatura do ar na cabine (T_6) do ciclo utilizado.

Na terceira etapa, por meio de análise paramétrica, foi avaliado o funcionamento do ciclo de compressão de vapor, utilizado neste trabalho, operando diante de vazamentos internos no compressor, falha esta, comum em sistemas condicionadores de ar automotivos e que não pôde ser ensaiada nos experimentos devido à impossibilidade técnica.

Este tipo de falha nos sistemas condicionadores de ar altera consideravelmente o coeficiente volumétrico do compressor. Esta grandeza foi variada nesta fase da simulação, simulando a falha considerada.

III.3.1 – Dados de Entrada

Resultados obtidos nos 64 experimentos, realizados na análise experimental, geraram alguns dados de entrada para o aplicativo “EES”. Os resultados desta simulação são mostrados, nas figuras (III.37) a (III.41). O programa utilizado pode ser visto no anexo 3.

Os valores das pressões manométricas, medidas durante os experimentos foram transformados em valores absolutos conforme mostram as equações (III.5) a (III.8).

Pressões Absolutas

$$P_{a,exp}[1]=P[1] + 0,101325 \text{ (MPa)} \quad (III.5)$$

$$P_{a,exp}[2]=P[2] + 0,101325 \text{ (MPa)} \quad (III.6)$$

$$P_{a,exp}[3]=P[3] + 0,101325 \text{ (MPa)} \quad (III.7)$$

$$P_{a,exp}[4]=P[4] + 0,101325 \text{ (MPa)} \quad (III.8)$$

O expoente politrópico foi calculado através dos dados experimentais, obtidos nos 64 experimentos. A figura (III.33), mostra a variação do expoente politrópico n experimental vs. velocidade do compressor e para tal foi utilizada a equação da compressão politrópica (III.9).

$$P_{ev} \cdot v_{4n}^n = P_{cd} \cdot v_{1n}^n \quad (III.9)$$

O cálculo dos volumes específicos do refrigerante na saída e na entrada do compressor, utilizando funções embutidas no programa utilizado, é dado por,

$$v_{1n} = \text{volume}(\text{R134a}; T=T_{1n}; P=P_{cd}) \quad (III.10)$$

$$v_{4n} = \text{volume}(R134a; T=T_{4n}; P=P_{ev}) \quad (III.11)$$

As equações (III.10) e (III.11) são representações indicando, para vapor superaquecido, o cálculo do volume específico a partir da pressão e temperatura do gás.

Para os valores das pressões de condensação (P_{cd}) e de evaporação (P_{ev}) foram utilizadas nesta simulação os valores das pressões absolutas (III.5) e (III.8), respectivamente.

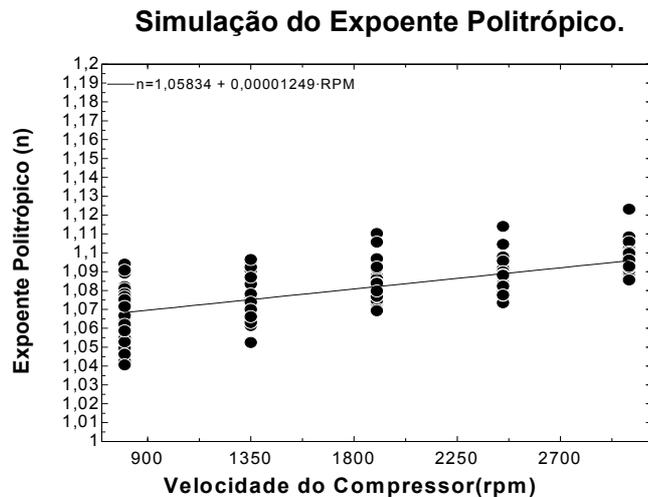


Figura III.37 - Simulação do Expoente Politrópico vs. Velocidade do Compressor.

A figura (III.38), mostra a variação do expoente politrópico n em função da razão de compressão do compressor (R_c).

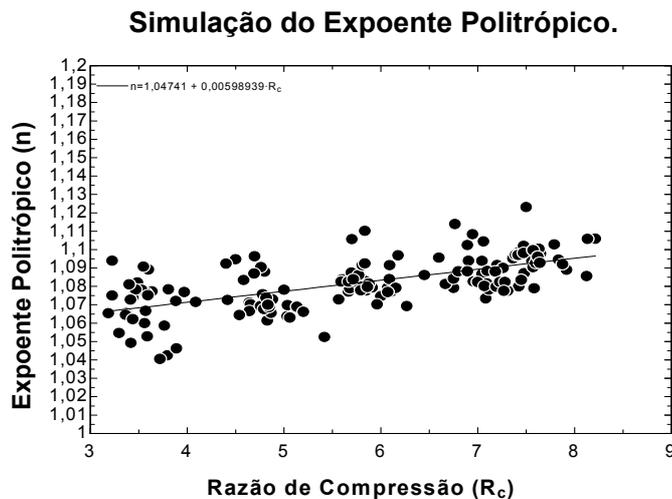


Figura III.38 - Simulação do Expoente Politrópico vs. Razão de Compressão do Compressor.

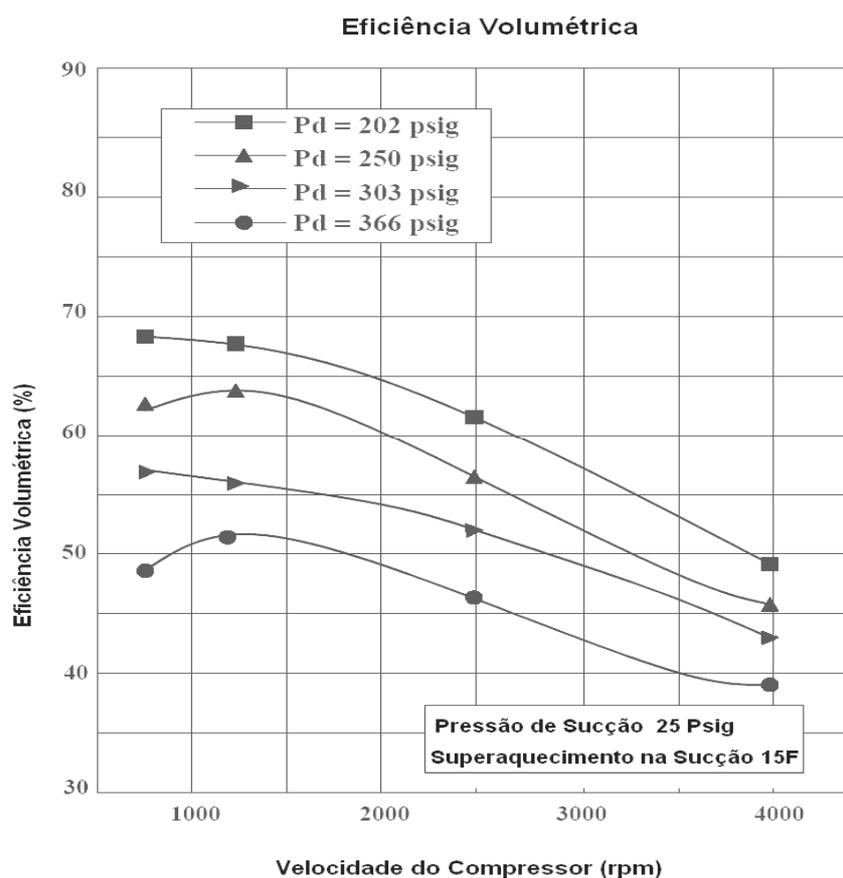
A razão de compressão experimental é dada por:

$$R_{c,exp} = P_{a,exp}[1] / P_{a,exp}[4] \quad (III.12)$$

Após a análise do comportamento do expoente politrópico nas figuras (III.37) e (III.38), foi definido o valor desta variável, obtido experimentalmente, como sendo aproximadamente igual a 1,08, valor este que se encontra próximo da média dos valores encontrados em ambos os gráficos.

A variação do coeficiente volumétrico do compressor utilizado foi avaliada, a partir de dados experimentais fornecidos pelo fabricante do compressor, mostrados na figura (III.39).

Compressor: SD5H14
Refrigerant: R134a



Sanden Engineering Labs
Tested to Standards: ASHRAE 23-78, ISO 917, JIS B8606

Figura III.39 – Eficiência Volumétrica do Compressor, (SANDEN, 2003).

A figura (III.40) mostra a variação do coeficiente volumétrico do compressor (C_v) em função da velocidade do compressor (RPM), o gráfico foi construído com os valores obtidos na figura (III.39) e inseridos numa planilha do Excel, elaborando-se uma tabela de dados. O cálculo do coeficiente volumétrico é dado pela equação (III.13).

$$C_v = \frac{h_v}{1-r \left[\left(\frac{P_D}{P_S} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]} \quad (III.13)$$

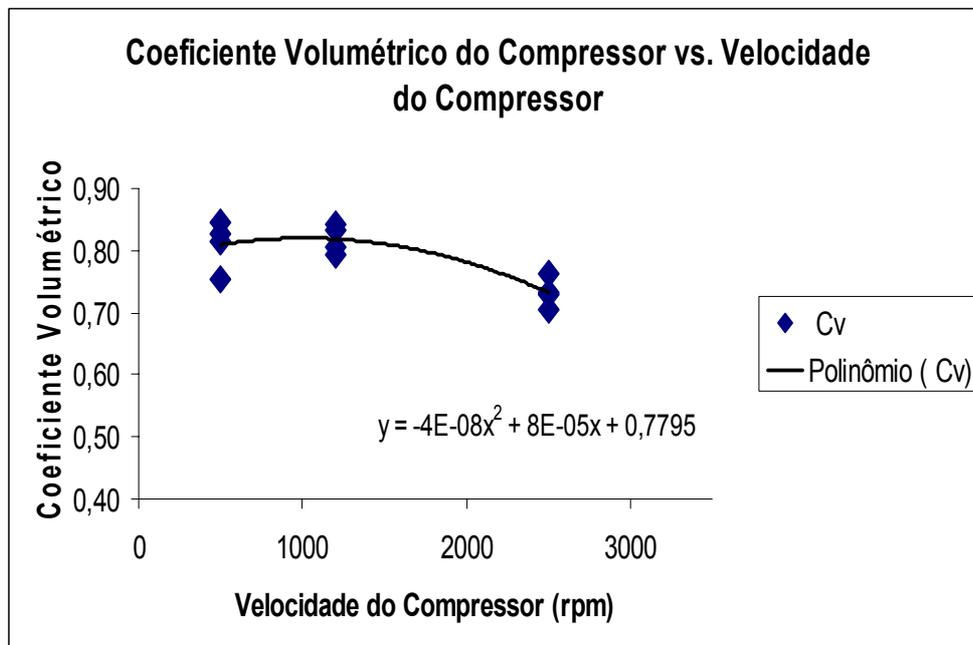


Figura III.40 – Coeficiente Volumétrico do Compressor Vs. Velocidade do Compressor.

Após a análise do gráfico da figura (III.40) obtido, a função polinomial de segunda ordem mostrada na figura foi utilizada como dado de entrada do valor do coeficiente volumétrico para a simulação.

O rendimento do compressor foi também calculado na simulação experimental utilizando-se os resultados encontrados nos 64 experimentos. O valor do rendimento adotado para a simulação experimental é dado pela função mostrada na figura (III.41), onde também podemos observar as variações do rendimento em função da velocidade do compressor.

O cálculo empírico da eficiência do compressor é mostrado pela equação (III.14) e o cálculo experimental pelas equações (III.14a), (III.14b) e (III.14c).

$$\eta_{CP} = 0,55432 + 0,000102082 \cdot \text{RPM} - 3,11467 \cdot 10^{-8} \cdot \text{RPM}^2 \quad (\text{III.14})$$

$$\eta_{CP,\text{exp}} = \dot{m}_{r,\text{exp}} \cdot \left(\frac{(h_1 - h_4)}{\dot{W}_{cp,\text{exp}}} \right) \quad (\text{III.14a})$$

Onde a vazão mássica de refrigerante é dada pela equação (III.14b) e a potência do compressor é dada pela equação (III.14c).

$$m_{r,\text{exp}} = \frac{v_c}{v_4} \cdot \text{RPS} \cdot \left[1 - r \left((R_c)^{\frac{1}{n}} - 1 \right) \right] \cdot C_v \quad (\text{III.14b})$$

$$\dot{W}_{cp,\text{exp}} = \frac{(\text{TOR} \cdot \text{RPM})^2 \cdot \pi}{(60 \cdot 1000)} \quad (\text{III.14c})$$

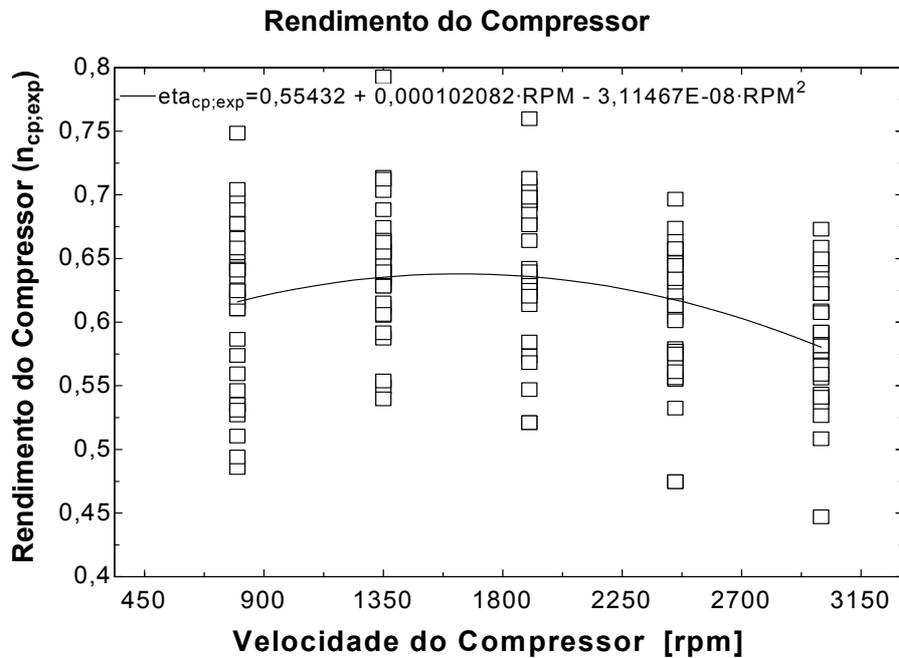


Figura III.41 – Rendimento do Compressor vs. Velocidade do Compressor.

A equação (III.14) é apenas uma primeira aproximação, visto que o espalhamento dos pontos, figura (III.41), é considerável, indicando a influência de outros parâmetros no rendimento do compressor.

Durante o levantamento experimental foi constatado que a temperatura de saturação, $T_{CD,Exp}$, relativa à pressão de saída do evaporador, $P_{a,exp}[1]$, era menor que na entrada, $T[1]$, indicando uma queda de pressão ao longo do condensador. Após análise dos dados experimentais, constatou-se que essa queda de pressão no interior do condensador (ΔP_{CD}) não poderia ser desprezada. Logo, a simulação experimental também contemplou esta perda, conforme é mostrado na figura (III.42). Podemos observar que, de fato, ΔP_{CD} aumenta com a velocidade do compressor, fazendo sentido a utilização destes valores na simulação.

Devido a variação da queda de pressão no interior do condensador com a velocidade do compressor e após análise dos valores obtidos, mostrados na figura (III.42), foi adotado como dado de entrada para esta queda de pressão a função da equação (III.16), pois, heurísticamente, foi a que melhor se adequou.

Queda de pressão no condensador:

$$\Delta P_{CD} = P_{a,exp}[1] - P_{a,exp}[2] \quad (III.15)$$

Cálculo empírico da queda de pressão do refrigerante ao longo do condensador

$$\Delta P_{CD,n} = 0,00675625 \cdot RPM^{0,397323} \quad (III.16)$$

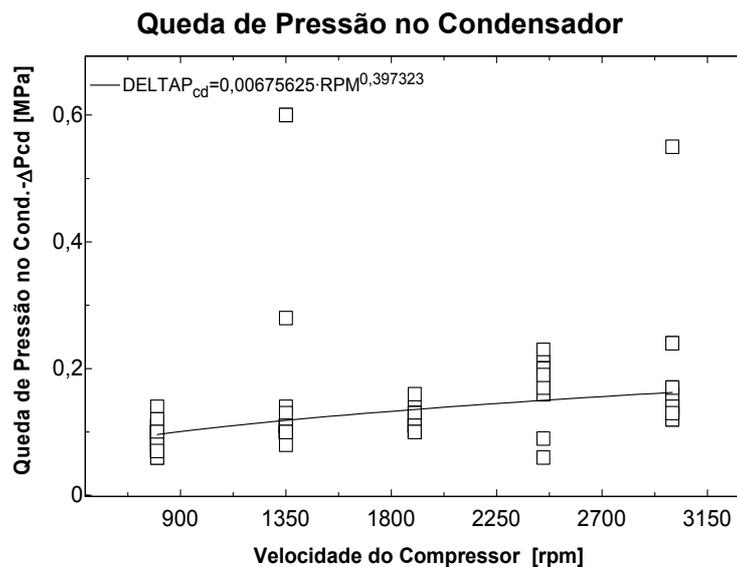


Figura III.42 – Queda de Pressão no Condensador vs. Velocidade do Compressor.

Da mesma forma, no evaporador foi encontrado uma queda de pressão e como já foi mencionado no condensador, a figura (III.43), mostra a variação da queda de pressão no interior do evaporador (ΔP_{EV}), que também não pode ser desprezada, visto que, também aumenta com a velocidade do compressor.

A função que mais se adequou para representar o efeito da variação desta queda de pressão em função da velocidade do compressor, figura (III.43), foi a função exponencial da equação (III.16).

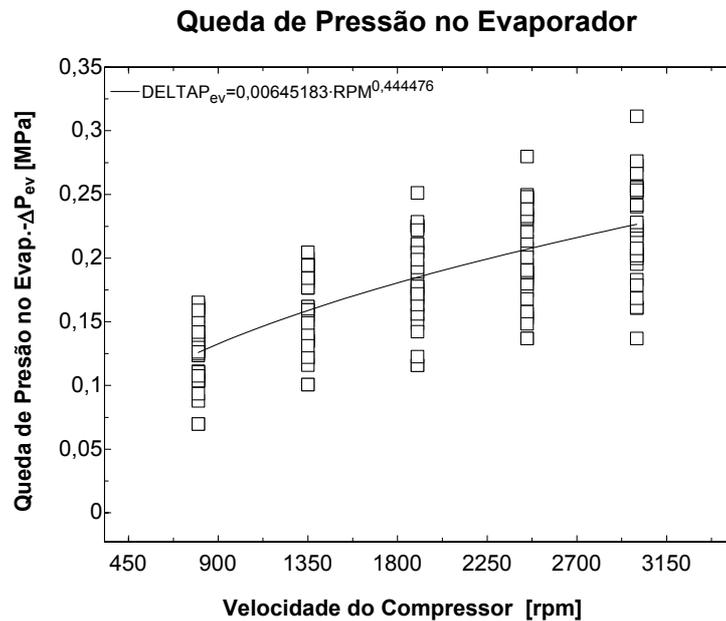


Figura III.43 – Queda de Pressão no Evaporador vs. Velocidade do Compressor.

Queda de pressão experimental no evaporador

$$\Delta P_{EV} = P_{ev,exp,ent} - P_{a,exp} [3] \quad (III.17)$$

Cálculo empírico da queda de pressão no evaporador

$$\Delta P_{EV,n} = 0,00645183 \cdot RPM^{0,444476} \quad (III.18)$$

O grau de sub-resfriamento do condensador (ΔT_{sresf}) é um dado de entrada de significância para a simulação numérica, pois identifica as condições termodinâmicas do refrigerante e as trocas de calor envolvidas. Na simulação experimental este sub-resfriamento foi

calculado pela equação (III.19) e sua variação com a razão de compressão é mostrada na figura (III.44).

Grau de Subresfriamento do Condensador

$$\Delta T_{Subresf.} = T_{cd,exp} - T[2] \quad (III.19)$$

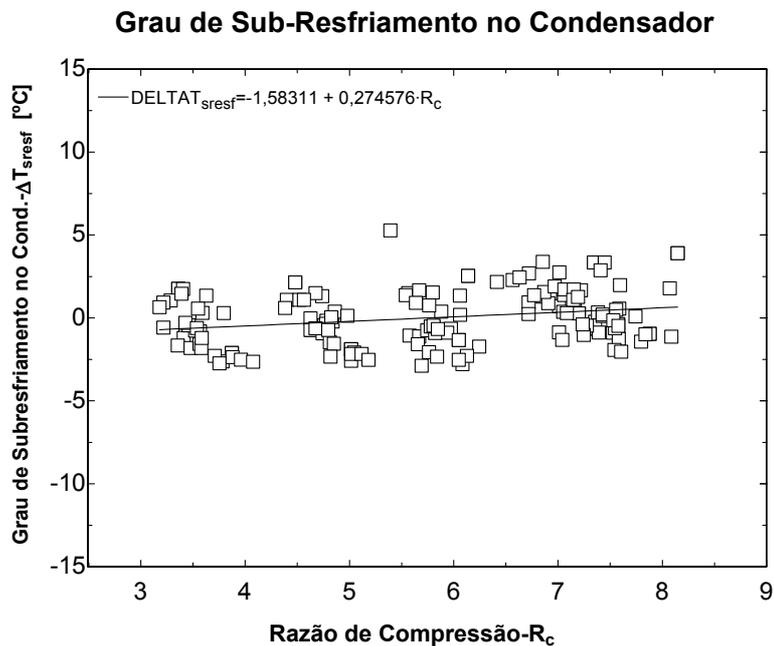


Figura III.44– Grau de Sub-Resfriamento no Condensador vs. Razão de Compressão.

Após a análise dos resultados obtidos para o grau de sub-resfriamento do condensador, o valor adotado como dado de entrada para esta variável foi de 0,5 °C, devido às variações de seus valores conforme mostrados na figura (III.44).

Pelos mesmos motivos do condensador, o grau de superaquecimento no evaporador também foi simulado experimentalmente através da equação (III.20) e suas variações diante da razão de compressão do compressor são mostradas na figura (III.45)

Grau de Superaquecimento no Evaporador

$$\Delta T_{Saq.} = T[3] - T_{ev,exp} \quad (III.20)$$

Onde $T[3]$ é a temperatura medida na entrada do evaporador e $T_{ev,exp}$ é a temperatura de evaporação calculada através da equação (III.21).

O cálculo da temperatura de evaporação baseada na pressão de saída do evaporador

$$T_{ev,exp} = \text{Temperatura}(\text{R134a}; x=1; P=P_{a,exp}[3]) \quad (\text{III.21})$$

A equação (III.21) utiliza uma das funções embutidas (Temperatura) no programa de simulação utilizado neste trabalho, o EES.

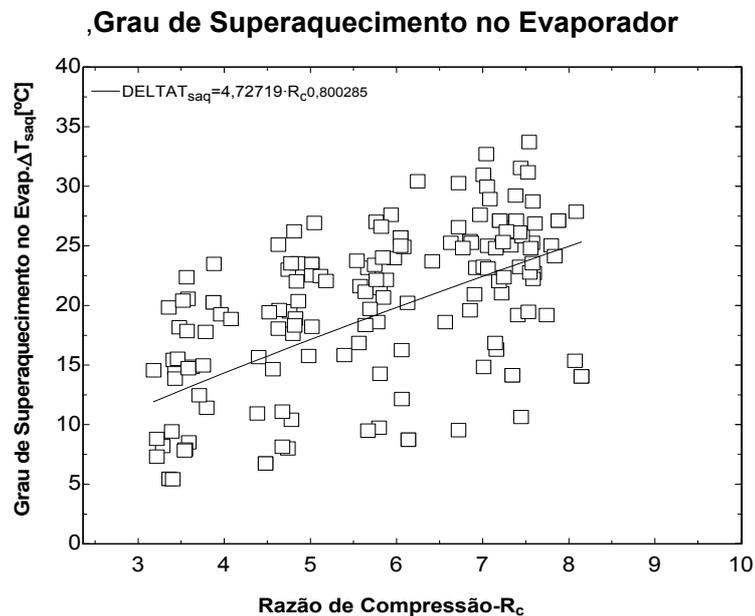


Figura III.45 – Grau de Superaquecimento vs. Razão de Compressão.

Após análise das variações ocorridas nos valores do grau de superaquecimento do evaporador foi adotada para ser utilizada, como dado de entrada, a função exponencial da equação (III.21).

$$\Delta T_{Saq.} = 4,72719 \cdot R_c^{0,800285} \quad (\text{III.21})$$

III.3.2 – Modelo Matemático

Um modelo matemático foi desenvolvido, utilizando-se os dados experimentais e os dados obtidos na análise de regressão mostrados pelas equações (III.2) e (III.4) com o objetivo de

calcular os valores das seguintes variáveis do ciclo de compressão de vapor utilizado; (a) pressão do refrigerante na descarga do compressor (P_{1n}); (b) Pressão de evaporação (P_{EV}) e (c) Temperatura do ar no evaporador ($T_{ar,ev}$).

A figura (III.46) mostra a comparação da pressão do refrigerante na descarga do compressor medida durante os experimentos com a simulada numericamente. As equações (III.5) e (III.23), foram utilizadas nesta simulação

A pressão de condensação é dada pela análise de regressão estatística

$$P_{cd} = Y_{P1} + 0,101325 \quad (III.22)$$

onde Y_{P1} é dada pela equação (III.2), obtida na análise de regressão estatística.

Analisando-se a figura (III.46), podemos verificar que os valores simulados encontram-se próximos dos valores medidos, validando assim, a simulação elaborada neste trabalho.

Igualmente a pressão de evaporação é dada por:

$$P_{4n} = Y_{P4} + 0,101325 \quad (III.23)$$

Onde Y_{P4} é obtido pela equação (III.3) resultante da análise de regressão estatística.

A figura III.47 mostra a comparação da pressão do refrigerante na sucção do compressor determinada pela equação (III.23) com a medida durante os experimentos.

Analisando-se a figura (III.47) podemos observar que os valores das variáveis analisadas encontram-se próximos dos valores medidos, indicando que esta simulação pode ser aplicada em ciclos de compressão de vapor automotivos

Comparação entre as Pressões de Descarga Medidas e Simuladas

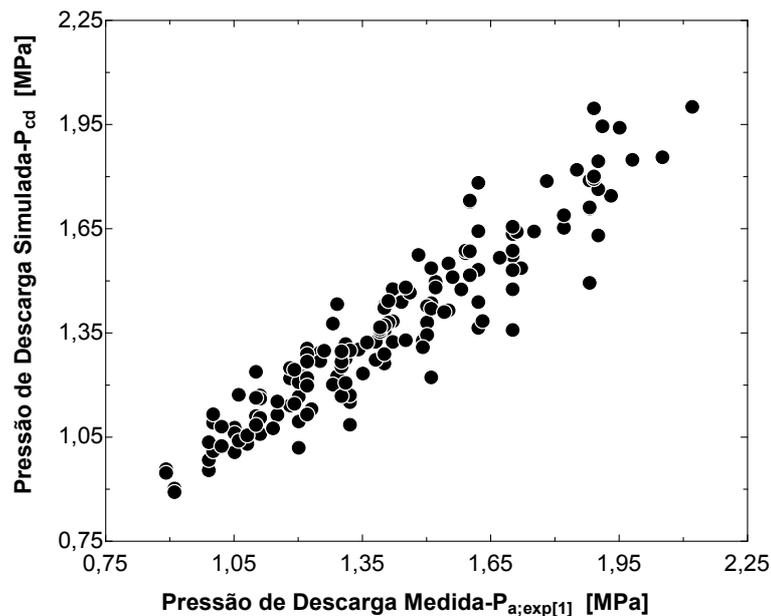


Figura III.46 – Comparação das pressões de Descarga Simuladas vs. Medidas.

Comparação entre as Pressões de Sucção Medidas e Simuladas

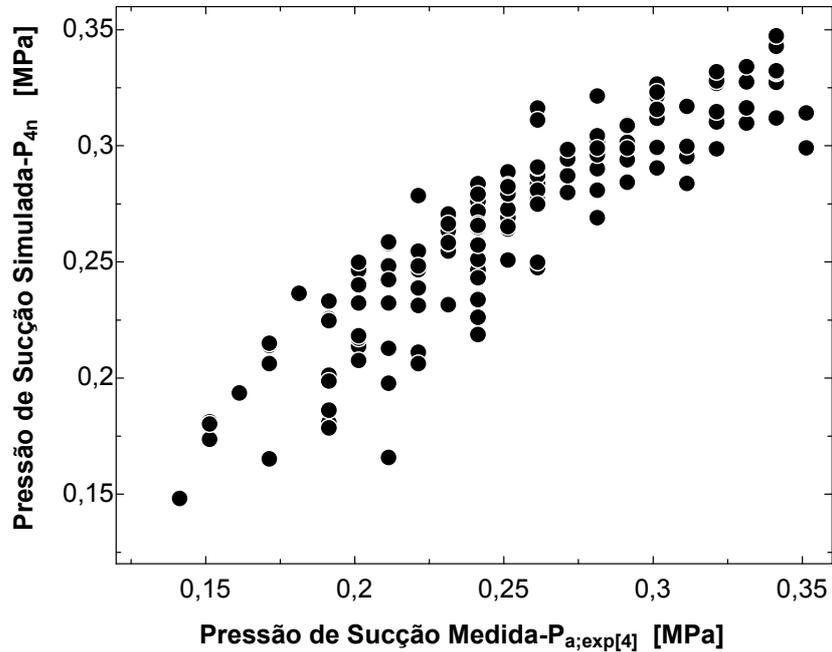


Figura III.47 – Comparação das pressões de Sucção Simuladas vs. Medidas

A figura (III.48) mostra a variação da pressão de evaporação simulada (P_{EV}) com a pressão de evaporação medida e corrigida com a queda de pressão no interior do evaporador ($P_{a,3c}$).

A pressão de evaporação simulada (P_{EV}) é calculada pela equação (III.24).

$$P_{EV} = P_{a,exp}[4] \quad (III.24)$$

A pressão de evaporação medida corrigida, que considera a queda de pressão do refrigerante ao longo do evaporador, foi calculada através da equação (III.25).

$$P_{a,ev,c} = (Y_{P4} + 0,101325) + \Delta P_{EV,n} \quad (III.25)$$

Analisando-se a figura (III.48) podemos observar uma tendência à linearidade na comparação destas pressões, indicando que a simulação aplicada neste trabalho pode ser utilizada para análise de diversos funcionamentos do ciclo de compressão de vapor .

Comparação entre as Pressões de Evaporação Medidas com Simuladas

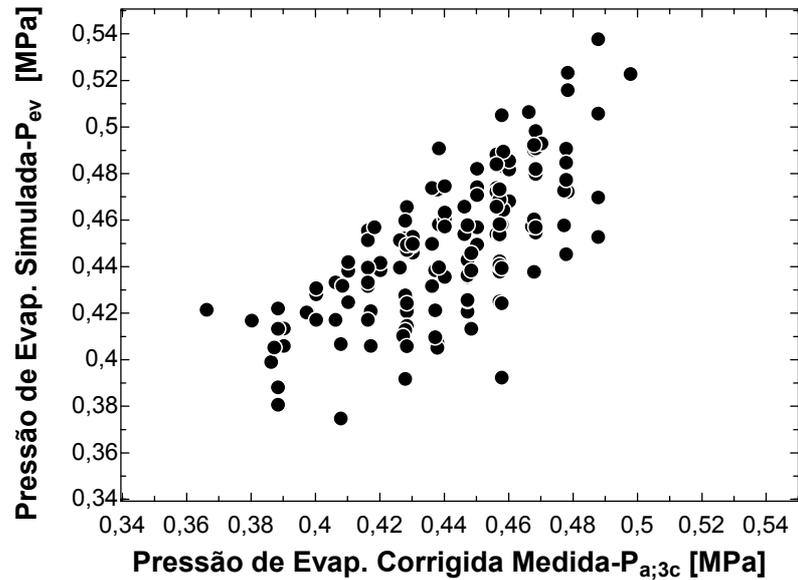


Figura III.48 – Comparação das Pressões de Evaporação Simuladas vs. Medidas.

A figura (III.49) mostra a comparação da pressão do refrigerante na saída do condensador simulada através da equação (III.24), com boa concordância.

A pressão de refrigerante na saída do condensador é calculada por:

$$P_{2n} = P_{cd} - \Delta P_{CD} \quad (III.24)$$

Comparação entre as Pressões na Saída do Condensador Medidas com Simuladas

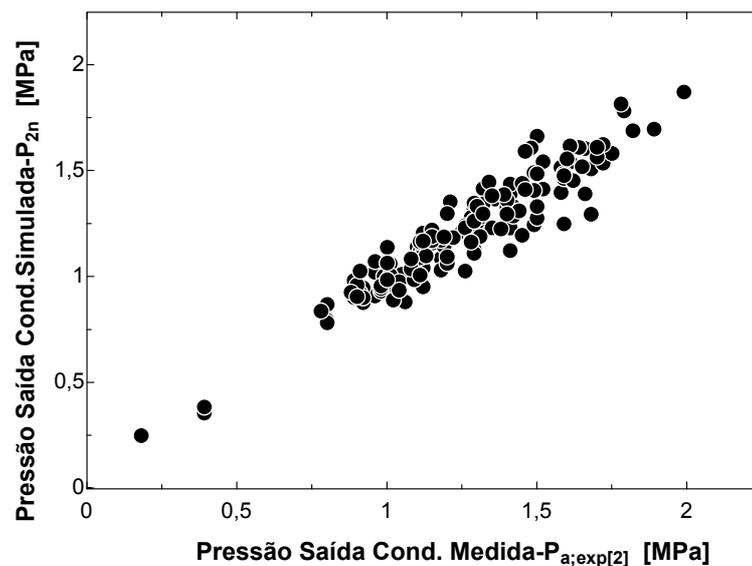


Figura III.49 – Comparação das Pressões na Saída do Condensador Simuladas vs. Medidas.

Analisando-se a figura (III.49), podemos observar que a comparação da pressão do refrigerante na saída do condensador simulada com a medida possui tendência a uma reta, indicando que podemos utilizar a metodologia aqui apresentada.

A figura (III.50) mostra a comparação da variação das temperaturas do refrigerante na descarga do compressor simulada (T_{1n}) com as temperaturas de descarga medidas (T_1)

A variação da temperatura T_{1n} foi calculada através das equações (III.25) a (III.27).

Balço de Energia do Refrigerante no condensador

$$\dot{Q}_{CD} = (h_{1n} - h_{2n}) \times \dot{m}_R \quad (III.25)$$

Balço de Energia do ar no condensador

$$\dot{Q}_{CD} = \dot{m}_{ar,CD} \cdot c_{P,ar,CD} \cdot (T_{ar,CD,out} - T_{amb}) \quad (III.26)$$

Equação da efetividade no Condensador

$$\dot{Q}_{CD} = \varepsilon_{CD} \cdot \dot{m}_{ar,CD} \cdot c_{P,ar,CD} \cdot (T_{1n} - T_{amb}) \quad (III.27)$$

Comparação entre as Temperaturas de Descarga Medidas com Simuladas

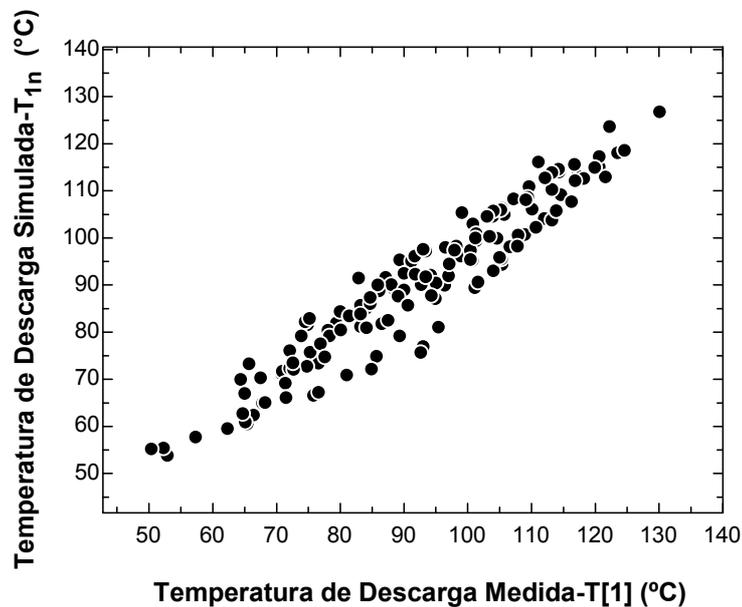


Figura III.50 – Comparação das Temperaturas de Descarga Simuladas vs. Medidas.

Após análise da figura (III.50), podemos verificar que os valores das temperaturas de descarga simuladas encontram-se próximos dos valores medidos, confirmando o já afirmado, que

o programa elaborado pode ser utilizado para a simulação das variáveis do ciclo de compressão utilizado.

A figura (III.51) mostra a comparação entre as pressões de evaporação simuladas e medidas, sabendo-se que a pressão de evaporação simulada foi calculada pela equação (III.28).

$$T_{ev} = \text{temperatura (R134a;P=P}_{ev}\text{;x=1)} \quad (\text{III.28})$$

A equação (III.28) utiliza uma das funções embutidas no programa de simulação utilizado neste trabalho o EES.

Comparação entre as Temperaturas de Evaporação Medidas com Simuladas

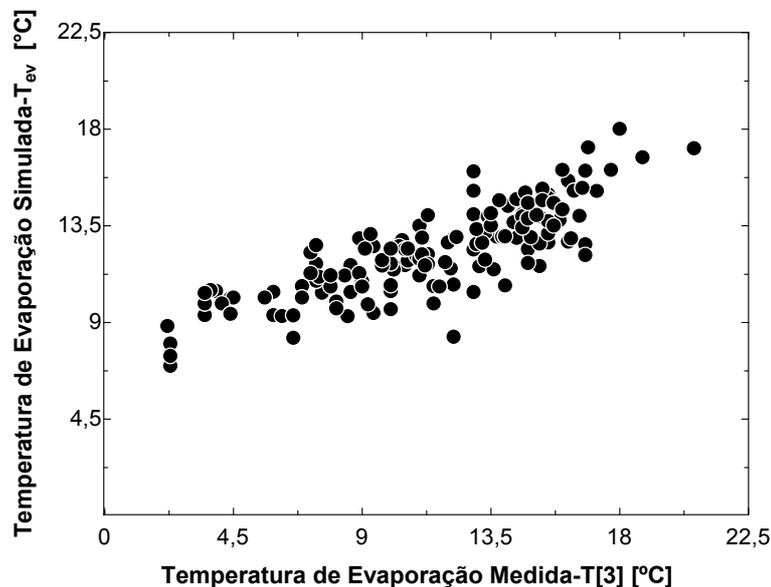


Figura III.51 – Comparação das Temperaturas de Evaporação Simuladas vs. Medidas

A figura (III.52) mostra a comparação entre as temperaturas de sucção simuladas com as medidas. A variação da temperatura de sucção simulada foi calculada pelas equações (III.29) a (III.31).

Após a análise dos resultados obtidos podemos concluir, mais uma vez, que a simulação utilizada neste trabalho pode ser aplicada para os ciclos de compressão de vapor automotivos.

Pressão do refrigerante na entrada do compressor

$$P_{4n} = Y_{P4} + 0,101325 \quad (\text{III.29})$$

Volume específico do refrigerante na entrada do compressor

$$v_{4n} = \text{volume}(\text{R134a}; T=T_{4n}; P=P_{4n}) \quad (\text{III.30})$$

Entalpia específica do refrigerante na entrada do compressor

$$h_{4n} = \text{entalpia}(\text{R134a}; T=T_{4n}; P=P_{4n}) \quad (\text{III.31})$$

A temperatura do refrigerante na entrada do compressor é calculada utilizando as funções embutidas no programa EES.

Comparação entre as Temperaturas de Sucção Medidas com Simuladas

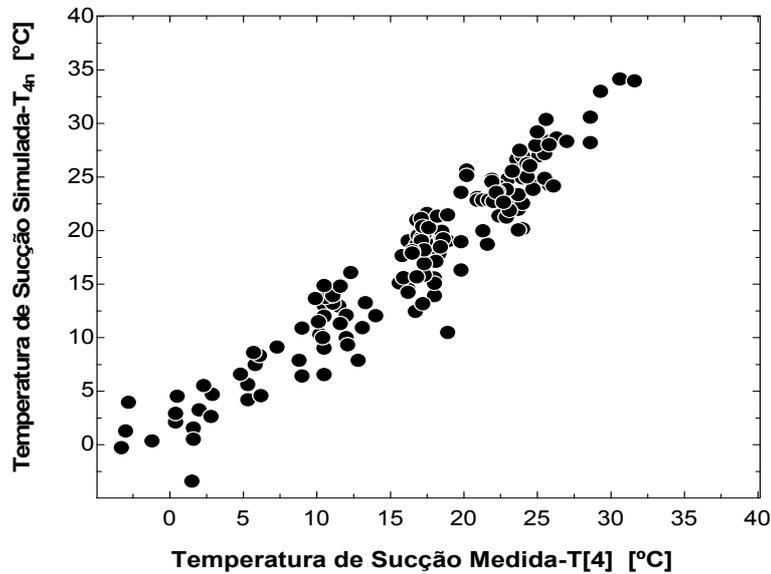


Figura III.52 – Comparação das Temperaturas de Sucção Simuladas vs. Medidas

A figura (III.53) mostra a comparação entre as temperaturas do ar na saída do condensador simuladas com as medidas. A temperatura do ar na saída do condensador simulada, foi calculada através das equações da efetividade do condensador (III.25) e (III.26)., já mencionadas, onde :

$$T_{ar,CD,out} = T_{7n} \quad (\text{III.32})$$

**Comparação entre as Temperaturas do Ar na Saída do Condensador
Medidas com Simuladas**

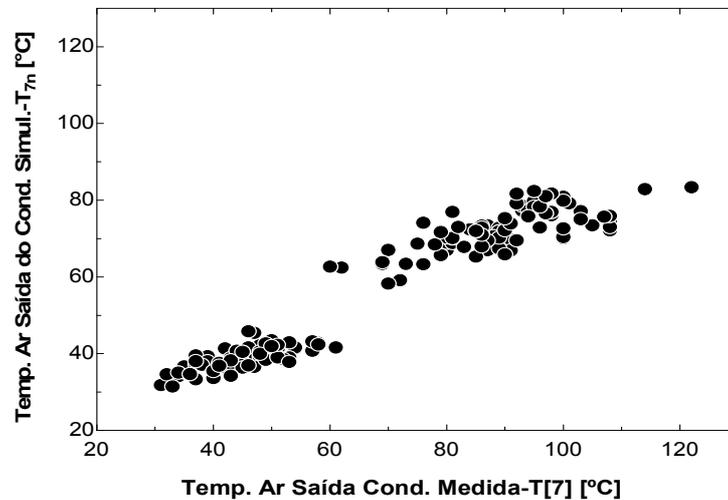


Figura III.53 – Comparação das Temperaturas do Ar na Saída do Condensador Simuladas vs. Medidas.

Após a análise da figura (III.53) podemos concluir que existe uma tendência de linearidade na comparação destas temperaturas validando assim, a metodologia aqui empregada.

III.3.3 – Simulação Numérica Empírica

Uma vez calculado experimentalmente os dados de entrada necessários para a simulação do ciclo de compressão de vapor utilizado neste trabalho, foram calculadas, empiricamente, as pressões de descarga (P_1) e de sucção (P_4), utilizando as equações (III.2) e (III.3) obtidas na análise de regressão estatística do planejamento de experimento fatorial.

O programa utilizado para a simulação desta etapa pode ser visualizado no anexo 3. As figuras (III.54) a (III.56), mostram os resultados obtidos nesta etapa da simulação.

A pressão de descarga Y_{P_1} , foi calculada empiricamente através da equação (III.2), gerada pela análise de regressão estatística, aplicada neste trabalho.

Comparação entre as Pressões de Descarga Medidas e Simuladas

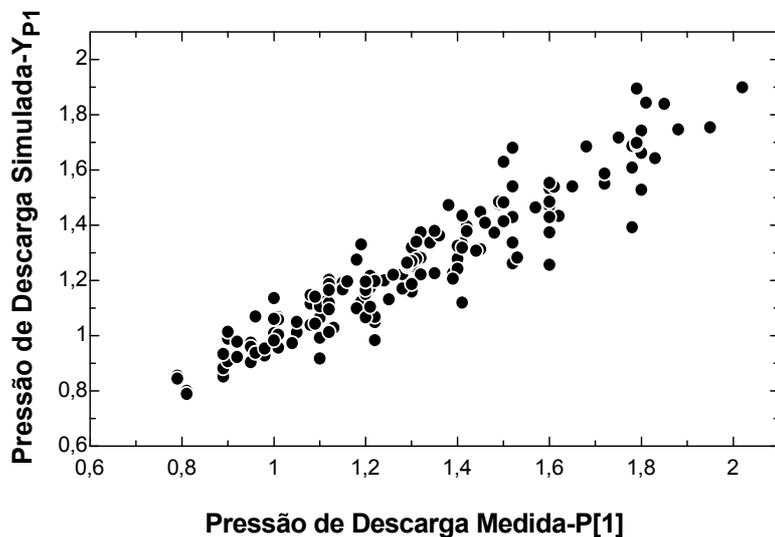


Figura III.54 - Pressão de Descarga Simulada vs. Medidas.

Analisando-se a figura (III.54) podemos verificar que os valores da pressão de descarga obtidos na simulação empírica, encontram-se próximos aos valores medidos, indicando que esta simulação pode ser utilizada nos ciclos de compressão de vapor automotivos

A figura (III.55) nos mostra também, que a simulação empírica da pressão de sucção, através da equação (III.3) gerada pela análise de regressão estatística, pelos mesmos motivos apresentados na figura (III.54), pode ser utilizada nos ciclos de compressão de vapor automotivos.

Comparação entre as Pressões de Sucção Medidas e Simuladas

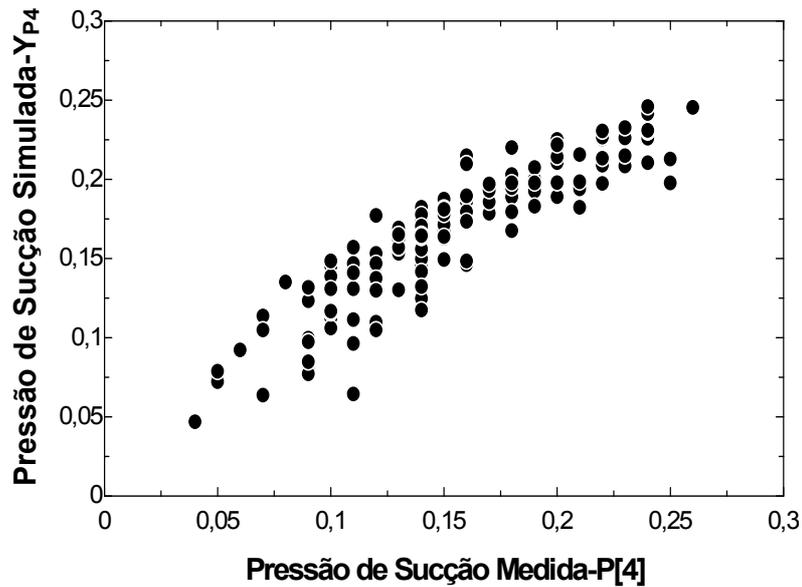


Figura III.55 - Pressão de Sucção Simulada vs. Medida.

A figura (III.56) mostra a comparação entre as temperaturas do ar na cabine medidas com as simuladas empiricamente, através da equação (III.4) obtida na análise de regressão estatística.

Após análise da figura podemos concluir que a simulação empírica desta temperatura também valida o método utilizado, conforme já mencionado, podendo ser aplicado nos ciclos de compressão de vapor automotivos.

Comparação entre as Temperaturas do Ar na Cabine Medidas e Simuladas

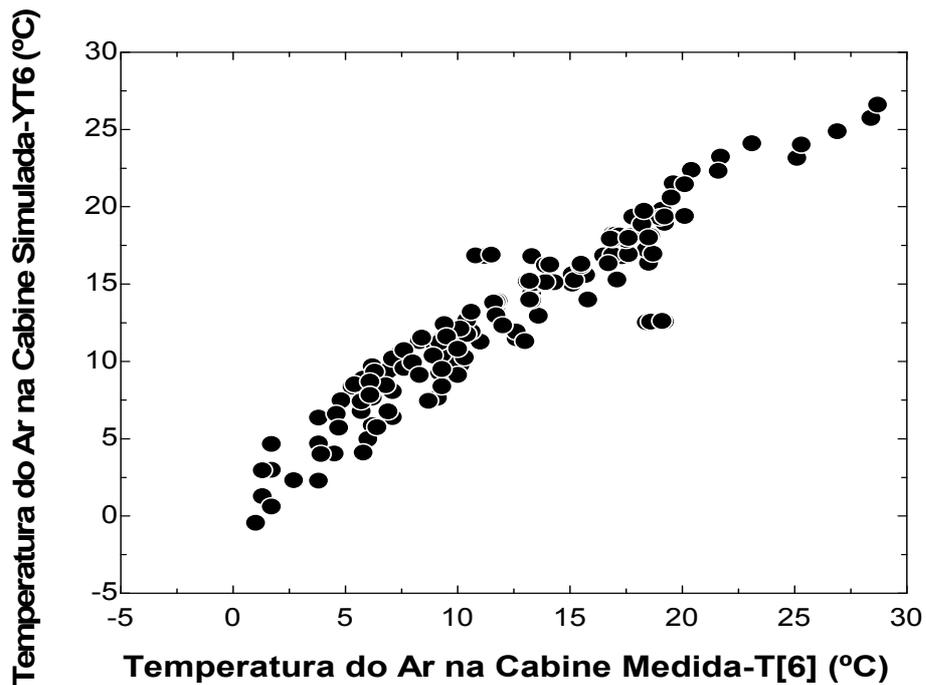


Figura III.56 – Temperatura do Ar na Cabine Simulada vs. Medida.

Analisando-se os resultados mostrados nas figuras (III.55) e (III.56), podemos observar que os valores obtidos indicam que o método aqui utilizado pode ser aplicado nos sistemas condicionadores de ar automotivos, pois, os valores simulados encontram-se próximos aos valores medidos, conforme **KHAMSI e PETITJEAN (2000)**.

III.3.4 - Análise Paramétrica

Nesta análise foram mantidos os valores dos dados de entrada e uma tabela paramétrica foi montada diante da variação do coeficiente volumétrico do compressor ($C_{v,vaz.}$), simulando vazamentos internos em seus componentes, tais como, anéis de segmento gastos, cilindro danificados, válvulas de descarga e de sucção com vedação deficiente, etc. gerando alterações dos valores das pressões de condensação (P_{CD}), de evaporação (P_{EV}), conforme **HERNANDEZ e ADAMS (2001 a)** e **CAMPOS et al. (2006)**. A figura (III.57) mostra a variação da pressão de condensação P_{CD} diante da variação obtida da razão de compressão e da efetividade do evaporador.

Para a obtenção da variação da razão de compressão foi utilizada a equação (III.33), sendo fixada a rotação do compressor em 1900 rpm.

$$C_v = - 4 \times (10^{-8}) \times RPM^2 + 8 \times (10^{-5}) \times RPM + C_{v,vaz} \quad (III.33)$$

Varição da Pressão de Condensação com a Simulação de Vazamentos

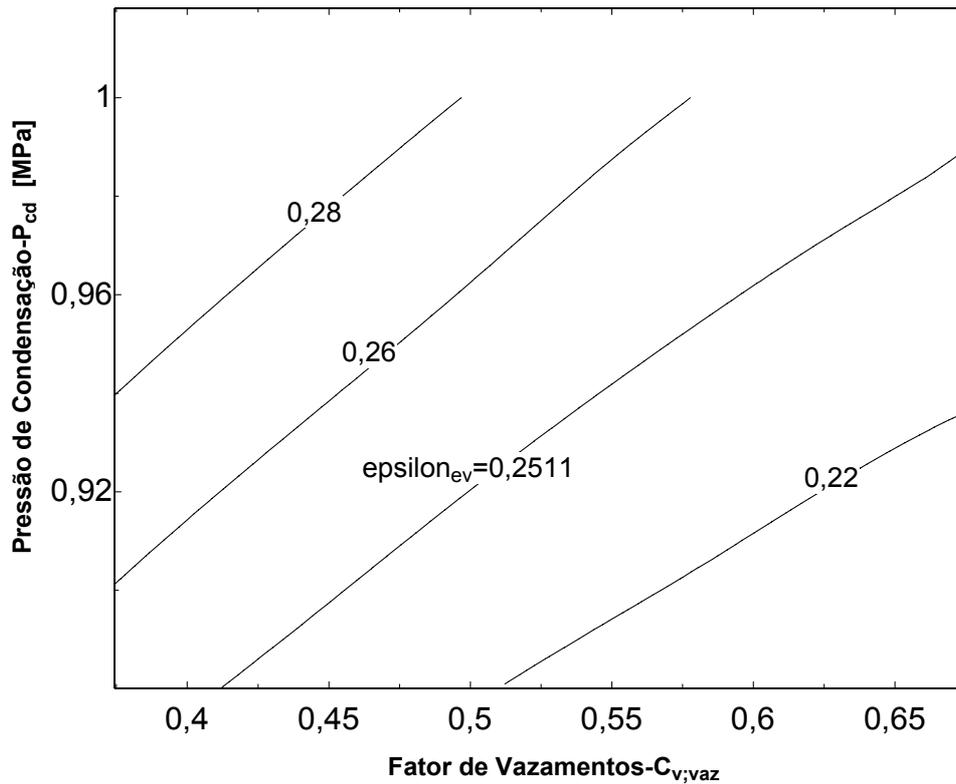


Figura III.57 - Pressão de Condensação vs. Fator de Vazamentos.

Da mesma forma que a pressão de condensação a pressão de evaporação foi avaliada com a utilização da análise paramétrica já apresentada, utilizando-se a equação (III.33), fixando-se a rotação do compressor em 900 rpm.

A variação da pressão de evaporação em relação à razão de compressão com vazamentos e a variação da efetividade do evaporador é mostrada na figura (III.58).

Varição da Pressão de Evaporação com a Simulação de Vazamentos

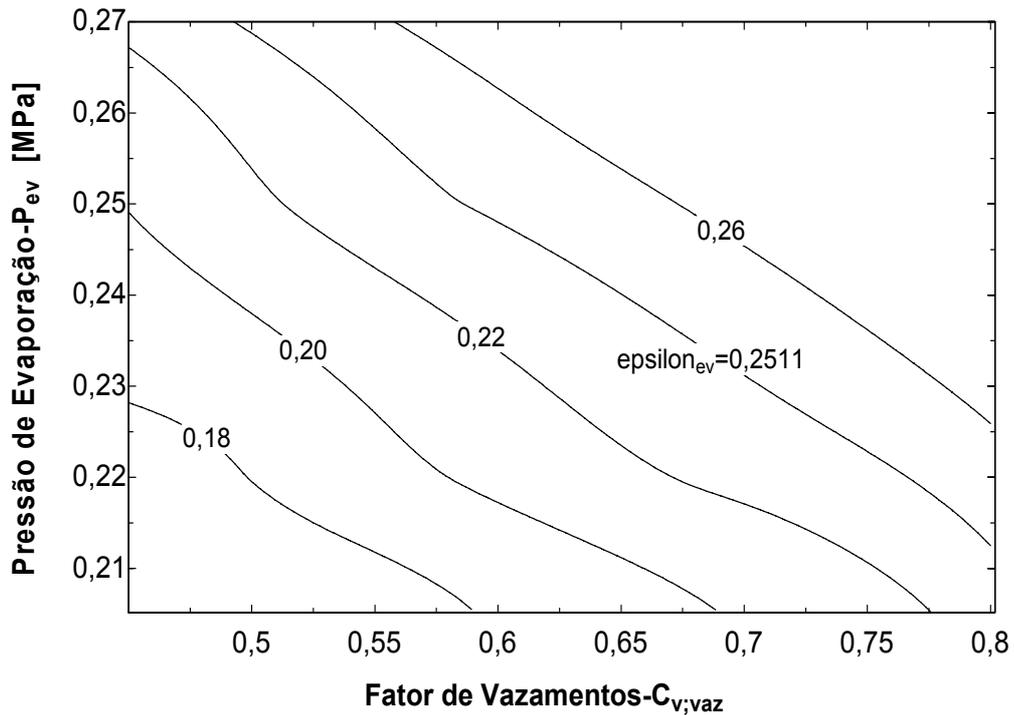


Figura III.58 - Pressão de Evaporação Vs. Fator de Vazamentos

Após a análise das figuras (III.57) e (III.58), podemos observar que, com a redução da razão de compressão, devido à vazamentos internos no compressor, a pressão de descarga e a de sucção são diminuídas, conforme **HERNANDEZ e ADAMS (2001 a)**.

Estas pressões sofrem variações diante da variação da efetividade do evaporador, conforme esperado (**PARISE, 2005**). Diante dos resultados apresentados por esta análise, verificamos que é possível simular diversas falhas no funcionamento de um sistema condicionador de ar automotivo, gerando os dados necessários para uma previsão de diagnóstico desses sistemas.

IV - DISCUSSÃO

A partir da revisão bibliográfica, notadamente, **COMSTOCK e BRAUN (1999)** sobre o funcionamento de sistemas de refrigeração e de sistemas condicionadores de ar automotivos, operando sob falhas e isento delas, foi possível observar que esses sistemas vêm sendo estudados com o objetivo de gerar informações teóricas e práticas, sobre a variação da performance, sobre a variação da capacidade de refrigeração. Trabalhos realizados com estudos utilizando bancada de testes, veículos reais, simulações numéricas e análise de variância foram apresentados por **DROZDECK et al. (2000)**, **KHANSI e PETITJEAN (2000)**, entre outros conforme já citados no capítulo I deste trabalho.

Porém encontrou-se uma lacuna na literatura de estudos como o aqui desenvolvido, utilizando sistematicamente análise experimental, análise estatística e simulação numérica.

O método apresentado neste trabalho mostrou-se confiável, diante da comparação dos resultados obtidos com os resultados apresentados pelos autores pesquisados no capítulo I, deste trabalho.

O modelo pode ser utilizado nos diagnósticos das falhas estudadas como também para previsões das alterações no funcionamento dos sistemas condicionadores de ar automotivos. Falhas diversas poderão ser simuladas através da análise paramétrica.

As figuras (III.46) a (III.50) mostram as comparações das pressões do refrigerante no ciclo de compressão de vapor estudado no presente trabalho e comparando-se com os resultados dos estudos apresentados por **HERNANDEZ e ADAMS (2001b)** e **KAYNAKLI e HORUZ (2003)**, podemos verificar que os resultados aqui obtidos encontram-se em conformidade com os resultados obtidos pelos autores citados.

As temperaturas do refrigerante e do ar na saída do evaporador, e na saída do condensador foram também analisadas neste trabalho. As figuras (III.51) a (III.55) mostram as comparações dos valores obtidos nos experimentos com os valores obtidos na simulação numérica apresentada nesse trabalho.

Comparando-se os resultados obtidos nesse estudo com os valores obtidos nos trabalhos realizados por **KAYNAKLI e HORUZ (2003)** e **SADEK et al. (2003)**, podemos observar que os resultados obtidos nesse trabalho possuem as mesmas tendências que os resultados apresentados pelos autores ora citados.

Pesquisa em componente de sistemas condicionadores de ar automotivo utilizando simulação numérica foi realizada por **TIAN et al. (2004)**, os valores das comparações do trabalho realizado são apresentados na figura (I.28) comparando-se com os resultados obtidos nesse trabalho, figuras (III.46) a (III.55), podemos notar que as tendências das variações obtidas são semelhantes.

Com os resultados obtidos neste trabalho foi possível a elaboração de uma tabela de falhas e seus efeitos no sistema, auxiliando assim, os técnicos no momento do diagnóstico como também no momento da manutenção desses sistemas.

Com o objetivo de facilitar a visualização das variáveis mais relevantes na alteração do sistema operando sob falhas e condições severas foi elaborada a Tabela (IV.1) que relaciona as variáveis de controle com as variáveis de respostas, aqui selecionadas, mostradas nas Tabelas (I.4) e (I.5) .

Tabela IV.1 – Parâmetros mais relevantes para as variáveis de controle.

Variáveis de Resposta	RPM	CT _{CD}	CT _{EV}	N	IMP _{CD}	IMP _{EV}
Torque Consumido (Tor) (N.m)	X	X	X		X	X
Pressão de Descarga (P ₁) (MPa)	X	X	X	X	X	X
Pressão de Sucção (P ₄) (MPa)	X	X	X		X	X
Temperatura do Ar na Cabine (T ₆) (°C)	X	X	X	X	X	X

Onde: RPM é a velocidade do compressor, CT_{CD} é a carga térmica no condensador, CT_{EV} é a carga térmica no evaporador, N é a velocidade do ventilador interno, IMP_{CD} são as impurezas no condensador, IMPEV as impurezas no evaporador e **X** – Fator único.

A Tabela (IV.1) mostra que as variáveis de controle mais relevantes para a alteração do comportamento das variáveis da resposta no sistema condicionador de ar veicular operando sob as condições pré-estabelecidas são as indicadas pelos fatores únicos (X).

Diante do exposto, fica visível o meio mais indicado para a realização do diagnóstico de falhas nestes sistemas, quando estes são submetidos às falhas consideradas neste trabalho que, **GLEHM e BADAN (1999)** listam como falhas comuns em sistemas condicionadores de ar veicular.

Considerando que o método de planejamento de experimentos fatorial foi satisfatório para caracterizar não só os parâmetros ótimos para cada variável resposta, como também na organização e na redução considerável da quantidade de experimentos a serem realizados.

No presente trabalho verificou-se que a função de probabilidade normal atendia bem, para os dados experimentalmente obtidos.

Verifica-se nas figuras (III.25), (III.28) e (III.31) que os dados experimentais estão próximos da reta que representa a função de densidade acumulada, normal. Estas verificações foram feitas de forma visual, somente para a distribuição acima citada conforme **FERNANDES et al., 2005a**.

Faz-se necessário para uma avaliação mais precisa da função de densidade de probabilidade dos dados a serem testados a utilização de outras funções de probabilidade como, por exemplo, de distribuição log normal e / ou Weibul.

Além do mais é também sugerido que sejam executados testes, como Kolmogorov – Smirnof ou Qui-quadrado, para verificar-se de forma quantitativa, o quanto os dados experimentais, estão próximos ou não da função de distribuição de probabilidade especificada.

Cada variável de controle a ser usada no planejamento de experimentos, depende de um intervalo que é identificado por um processo heurístico, ou seja, depende da experiência do experimentador.

Neste trabalho considerou-se que a variação entre os limites das variáveis (entre o ponto mínimo e o ponto máximo) era linear. Fato este que é uma premissa para se desenvolver o planejamento fatorial 2^k , conforme mostrado no item (I.4.5).

Observando as figuras (III.26), (III.29) e (III.32), as variáveis que se encontram sobre a reta, não são consideradas significativas. Em linguagem estatística considera-se que para estas variáveis que a hipótese nula (H_0) foi aceita, uma vez que elas se encontram no intervalo de confiança.

Porém as variáveis que se afastam da reta, são consideradas significativas, ou seja, rejeita-se a hipótese nula (H_0) e se aceita a hipótese alternativa (H_1), pois estas encontram-se fora do intervalo de confiança.

Os gráficos (III.25), (III.28), (III.31) e (III.34), nos mostram que as variáveis resposta, Torque consumido (TOR), Pressão de descarga do compressor (P_1), Pressão de sucção do compressor (P_4) e a Temperatura dor na cabine (T_6), do sistema melhor se ajustam a uma distribuição normal.

Utilizando a análise paramétrica e os dados obtidos na análise numérica experimental, foi possível avaliar o comportamento de variáveis do sistema quando este opera sob falhas não simuladas experimentalmente, tais como, vazamento interno no compressor. As figuras (III.59) e (III.60) mostram o comportamento da pressão de condensação (P_1) e de evaporação (P_4) quando o sistema opera sob a falha selecionada, que segundo **GLEHM e BADAN (1999)**, são falhas comuns nos sistemas condicionadores de ar automotivos.

Comparando-se os dados obtidos nesta simulação com os dados obtidos por **HERNANDEZ e ADAMS (2001a)**, podemos verificar que os resultados obtidos neste trabalho seguem as mesmas tendências dos resultados obtidos no estudo dos autores ora citados.

CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES

Diante do já exposto, as falhas e condições severas simuladas, experimentalmente, acarretaram mudanças na performance do sistema, reduzindo sua capacidade de refrigeração e aumentando a potência consumida para o seu funcionamento, conforme mostrado nas figuras (III.1) a (III.24).

Com a análise estatística foi possível selecionar, dentre todas as variáveis envolvidas, as variáveis mais significativas para as mudanças ocorridas no funcionamento do sistema, gerando uma orientação no diagnóstico das falhas simuladas, conforme mostrado nas equações (III.1) a (III.4).

A simulação numérica foi utilizada como ferramenta para a certificação do método aqui utilizado, confirmando assim, as tendências dos valores das variáveis estudadas, além de nos fornecer condições de estudar o comportamento de outras variáveis do sistema que, por motivos técnicos não puderam ser simuladas nos experimentos, conforme foi mostrado nas figuras (III.57) a (III.58).

Atendendo o objetivo principal deste trabalho foi elaborada a Tabela (IV.1) que nos mostra a significância das variáveis envolvidas na mudança da performance do sistema, quando este opera sob as falhas consideradas, fornecendo aos técnicos de reparação destes sistemas, informações objetivas e precisas, no momento do diagnóstico de falhas e da reparação dos sistemas condicionadores de ar veiculares.

Nos experimentos realizados neste estudo, não foi possível medir a umidade relativa do ar durante os ensaios, logo, as efetividades do condensador e do evaporador foram simuladas precariamente.

Fica recomendado pra trabalhos futuros, que novos experimentos sejam realizados e que nestes seja realizada a medida da umidade relativa do ar para possibilitar a determinação, através da simulação, dos valores reais das efetividades dos trocadores de calor envolvidos (condensador e evaporador), seja ensaiada a variação da massa de refrigerante no sistema, seja executada a fixação em duto do termopar para medidas de $T[7]$, aumentando assim a precisão da medição desta temperatura e que seja executada a medição das vazões de ar por meio de duto e tubo de Pitot, por exemplo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANDERSON, R.L.; *Complete Factorials, Fractional Factorials and Confounding*, Wiley, 1957.
- BARKER, T.B.; *Quality by Experimental Design*, 2ª ed. New York, Marcel Dekker Milwaukee, ASQC Quality Press, 1985.
- BENETT, D.; *Aleatoridade*, Ed. Martins Fontes, 2003.
- BHATTI, M.S.; “Evolution of Automotive Air Conditioning – Riding in Comfort: Part II”, *ASHRAE Journal*, 41(9), Set. 1999.
- BOX, G.E.P.; BISGAARD, S.; “The Scientific Context of Quality Improvement”, *Quality Progress*, v.20, n.6, pp. 54-61, Jun. 1987.
- BROWN, J.S.; YANA-MOTTA, S.F., DOMANSKI, P.A.; “Comparative analysis of an automotive air conditioning system operating with CO₂ and R134a”, *International Journal of Refrigeration*, vol. 25, pp. 19-32, 2002.
- CALDAS, V.A.F.; *A utilização da Metodologia de Superfície de Resposta na Determinação de Parâmetros Ótimos na Soldagem do Aço API 5L X 60*, Dissertação de Mestrado Rio de Janeiro, Cefet-RJ – Mestrado em Tecnologia, Abr. 2006.
- CAMPOS, S.L; FERNANDES, J.L.; PARISE, J.A.R.; “Mechanical Failure Diagnosis in Automotive Air Conditioning Systems through Thermal Measurements”, *XVIII Imeko World Congress, Metrology for a Sustainable Development*, Rio de Janeiro, Brazil, Set. 17-22, 2006.
- CAMPOS, S.L; FERNANDES, J.L.; PARISE, J.A.R.; “The Application of the Statistical Reliability Method in Fault Diagnosis in Automotive Air Conditioning Systems”, *19º International Congress of Mechanical Engineering*, Brasília, DF, Nov. 5-9, 2007.
- COCHRAN, W.G.; COX, G.M.; *Experimental Designs*, 2ª ed., John Wiley & Sons, 1957.
- COLEMAN, D.E.; MONTGOMERY, D.C.; “A Systematic Approach to Planning for a Design Industrial Experiment”, *Technometrics*, v.35, n.1, pp. 1-12, Feb.1993.
- COMSTOCK, M.C.; BRAUN, J.E.; *Literature Review For Application Of Fault Detection And Diagnostic Methods To Vapor Compression Cooling Equipment*, Ray W. Herrick Laboratories Purdue University, Dec., 1999.
- DANIEL, C.; *Applications of statistics to industrial experimentation*, Wiley, (1976).
- DAVÉ, V.R.; BEYERLEIN, I.J.; HARTMAN, D.A.; BARBIERI, J.M.; “A Probabilistic Diffusion Weld Modeling Framework”, *Welding Journal*, Jul. 2003.
- DEVOR, R.E.; CHANG, T.; SUTHERLAND, J.W.; *Statistical Quality Design and Control – Contemporary Concepts and Methods*, New Jersey, Prentice Hall, 1992.
- DIAS, A.; *Projeto para a Confiabilidade Aplicado ao Processo de Implantação de uma Rede de Gás*, Revista Brasileira de Gestão e Desenvolvimento de Produto, a.2, n.2, Mar. 2002.
- DIDACTA; “Manual de Operação do Equipamento T66-D, 2003

DOSSAT, R.J.; *Princípios de Refrigeração*, 1ª ed. , Ed. Hemus , 1961.

DRAPER, N.R.; *Applied Regression Analysis*, Wiley, 1998.

DROZDEK, J.; CHAPPEL, J.; CUSANO, C.; HRNJAK, P.; MILLER, N.; NEWELL, T.; “Methods for Detection of Lubrication Failure Applied to a Swashplate Compressor”, *SEA World Congress*, Detroit, Michigan, Mar. 6 – 9, 2000.

ENGINEERING EQUATION SOLVER (EES), version V7, 258-3D, F-Chart Software, LLC, 2004.

FERNANDES, J.L.; “Soldagem de Reparo TIG com Arame Pulsado (DABBER – TIG) em Faca de Selo de Inconel 718 Empregado em Turbina de Alta Pressão do Motor a Jato CF6 – 50”, *Dissertação de Mestrado*, COPPEFR/ Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 1996.

FERNANDES, J.L., MELO, P.F.F., Payão, J.C. e Carvajal, S.R.; “Comparative Study of Factorial Design Experiments of Optimal Welding Parameters for Commercial Aircraft Components”, *59º Congresso Internacional da Associação Brasileira de Metalurgia e Materiais (ABM)*, São Paulo (SP), Brasil, 19 a 22 de julho, 2004

FERNANDES, J.L., MELO, P.F.F., CARVAJAL, S.R.; “A model of fractional design experiments in aircraft components engine”, *18th International Congress of Mechanical Engineering*, Ouro Preto, MG, 6-11, Nov. 2005a.

FERNANDES, J.L., MELO, P.F.F.; CARJAL, S.R.; “Um Estudo Usando Planejamento de Experimentos Para Identificação de parâmetros Ótimos para a Soldagem” *60º Congresso da Associação Brasileira de Metalurgia (ABM)*, Rio de Janeiro, 25-28 Jul., 2005b.

GLEHN, von.F.R., BADAN, M.A.B.C.; *Ar Condicionado para Veículos*, 1ª ed., Ciclo Engenharia, Goiânia, GO, Brasil, Out. 1999.

HERBAS, T.B., BERLINCK, E.C., URIU, C.A.T.; MARQUES, R.P. PARISE, J.A.R., “Steady-state simulation of vapour compression heat pumps”, *International Journal of Energy Research*, vol. 17, pp 801-816, 1993.

HERNANDEZ, C.A.; ADAMS, A.J., “Application of Mathematical Models to Detect and Diagnose Reciprocating Compressor Valve Leakage”, *Vehicle Thermal Management Systems, Conference & Exhibition*, Nashville, May 14-17, 2001.

HERNANDEZ, C.A.; ADAMS, A.J., “Model Based Analysis of Compressor Valve Leakage and its Effects on the Efficiency of the Motor-Compressor”, *Vehicle Thermal Management Systems, Conference & Exhibition*, Nashville, May 14-17, 2001.

HOLMAN, J.P., *Experimental Methods For Engineers*, 2ª ed. Ed. McGraw-Hill, 1971.

JURAN, J.M.; *Juran’s Quality Control Handbook*, 4ª ed. New York: McGraw-Hill, 1998.

KANG, M.J.; RHEE; “The Statistical Models for Estimating the Amount of spatter in the Short Circuit Transfer Mode of GMAW”, *Welding Journal*, pp.1-8, Jan. 2001.

KAYNAKLI, Ö; HORUZ, I.; “An Experimental Analysis of Automotive Air Conditioning System”, *International Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 30, N°2, 2003, pp. 273-284.

KHAMSI, Y.; PETITJEAN, C.; "Validation Results of Automotive Passenger Compartment and its Air Conditioning System Modeling", *SAE World Congress*, Detroit, Michigan, Mar. 6 -9 , 2000.

KIATSIRIOROAT, T., EUAKIT, T.; "Performance Analysis of an Automobile Air-conditioning System with R22/R124/R152a Refrigerant", *Applied Thermal Engineering*, vol. 17, no. 11, pp. 1085-1097, 1997.

LAFRAIA, J.R.B.; *Manual de Confiabilidade, Manutenibilidade e Disponibilidade*, Rio de Janeiro, Qualitymark, 2001.

LEWIS, E.E.; *Introduction to Reliability Engineering*, New York, Jhon Wiley & Sons, 1987.

MEYER, P.L.; *Probabilidade: aplicações à estatística*, tradução de Ruy de C.B.L. Filho, 2ª ed. Rio de Janeiro. Ed.LTC, 1983.

MONTGOMERY, D.C.; *Estatística Aplicada e Probabilidade para Engenheiros*, 2ª ed., Ed. LTC, Rio de Janeiro, RJ, 2003.

MONTGOMERY, D.C.; *Design and Analysis of Experiments*, 6ª ed., Wiley, 2004.

NETO, P.L.O.C.; CIMBALISTA, M.; *Probabilidades*, Ed. Edgard Blucher, 2002.

OLIVEIRA, L.C.; *Uso Integrado do Método QFD e de Técnicas Estatísticas de Planejamento e Análise de Experimentos na Etapa do Projeto do Produto e do Processo*, Dissertação de Mestrado, Belo Horizonte, 1999.

PARISE, J.A.R.; *Modeling of refrigeration Systems*, Material Didatico do Curso de Refrigeração Mestrado PUC-RIO, 2005.

PEREIRA, R.P.F.; *Metodologia de Planejamento da Capacidade em Informática com Ênfase em Confiabilidade*, Dissertação de Mestrado Rio de Janeiro, Cefet-RJ – Mestrado em Tecnologia, Mar. 2006.

RAMASAMY, J.G.; "Design of Experiments Study to Examine the Effect of Polarity on Stud Welding", *Supplement to the Welding Journal*, Feb. 2002.

SADEK, R.; RAGAZZI, F.; SUN, R. L.; BATHLA, P. S.; "Modeling of an Automotive Air Conditioning System and Validation With Experimental Data", *SAE World Congress*, Detroit, Michigan, Mar. 3-6, 2003.

SADEK, R.; BATHLA, P. S.; SINGH, K.; SUN, R. L.; "A Computer Model Based Sensitivity Analysis of Parameters of an Automotive Air Conditioning", *SAE World Congress*, Detroit, Michigan, Mar. 8-11 2004.

SHUJUN, W.; GU, J.; DICKSON, T.; DEXTER, J.; MCGREGOR, I.; "Vapor Quality and Performance of an Automotive Air Conditioning System", *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 30, pp. 59-66, 2005.

SANDEN; "Catálogo de Especificações Técnicas do Compressor S-D5H09, 2003".

TAGUCHI, G.; *Taguchi on Robust Technology Development*, Bringing Quality Upstream by Genichi Taguchi, New York, ASME, 1993.

TIAN, C. ; DOU, C.; YANG, X.; LI, X.; "A Mathematical Model of Variable Displacement Wobble Plate Compressor for Automotive Air Conditioning System", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, pp. 2467-2486, 2004.

TRIVEDI, K.S.; *Probability and Statistics with Reliability, Queuing, and Computer Science Applications*, 2^a ed. Englewood Cliffs, New Jersey, Prentice-Hall, 2001.

VIEIRA, S.R.B.; *Um Sistema de Gerenciamento da Qualidade para Fábricas Montadoras com Ênfase no Método Taguchi*, Dissertação de Mestrado, Florianópolis 1996.

WERKEMA, M.C.C.; AGUIAR, S.; *Planejamentos e Análise de Experimentos: Como Identificar as Principais Variáveis Influentes em um Processo*, Belo Horizonte, Fundação Cristiano Ottoni, V.8, 1996.

ANEXO 1
Tabelas dos Valores dos Dados Experimentais

Tabelas dos Valores dos Dados Experimentais

Tabela A.1 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições normais

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)							
800	7,8	50	15	0,79	0,7	0,16	0,15	52	34,6	6,2	6,3	27	9,1	31	26
1350	7,7	70	16	0,9	0,79	0,12	0,11	66	38,1	4,4	5	28	6,9	32	25
1900	7,6	110	15	0,95	0,81	0,08	0,08	77	39,7	3,9	4,5	29	6,2	35	25
2450	7,4	137	15	1,05	0,88	0,08	0,07	85	42	3,7	4	31	6	37	25
3000	7,3	169	18	1,1	0,91	0,07	0,06	93	43	3,5	3,8	29	5,8	37	27

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 26,5°C, com o sistema operando isento de falhas e cargas térmicas, com o ventilador “N” na velocidade 1 (mínima = 6,50 m/s).

Tabela A.2 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições normais.

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
800	7,8	49,9	15,5	0,79	0,68	0,17	0,17	50,4	34,1	7,6	7,7	26,8	10,6	33,0	25,0
1350	7,7	80,0	16,8	0,96	0,82	0,15	0,14	70,9	40,5	7,4	8,1	28,2	9,7	34,0	26,0
1900	7,6	109,0	16,2	1,09	0,96	0,13	0,11	84,9	44,9	7,1	7,7	29,0	9,7	34,0	26,0
2450	7,5	138,0	15,1	1,19	1,00	0,12	0,10	95,0	47,0	6,8	7,5	29,9	9,2	39,0	27,0
3000	7,4	166,0	14,9	1,21	1,05	0,11	0,09	104,0	48,5	6,5	7,1	30,3	9,3	43,0	27,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 26,5°C, com o sistema operando isento de falhas e cargas térmicas, com o ventilador “N” na velocidade 3 (máxima = 14,10 m/s).

Tabela A.3 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de impurezas no evaporador.(IMPEV)

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)							
800	7,8	50,0	16,2	0,81	0,70	0,19	0,17	52,9	34,2	5,9	6,0	27,9	7,1	33,0	27,0
1350	7,4	79,0	16,0	0,89	0,29	0,13	0,12	65,4	36,9	3,5	4,6	27,5	3,8	34,0	27,0
1900	7,2	109,0	14,9	0,95	0,82	0,10	0,07	75,8	38,7	2,2	4,3	27,9	1,7	35,0	27,0
2450	7,0	137,0	14,0	1,01	0,86	0,08	0,05	85,7	40,0	2,3	4,2	28,0	1,3	36,0	27,0
3000	6,6	167,0	13,2	1,05	0,90	0,08	0,04	93,0	40,8	2,3	4,1	28,6	1,0	36,0	27,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 27,0°C, com o sistema operando sob impurezas no evaporador o com o ventilador “N” na velocidade 1 (mínima= 4,50 m/s).

Tabela A.4 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de impurezas no evaporador.(IMPEV)

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)							
800	7,8	51,0	15,9	0,83	0,71	0,20	0,18	59,4	34,5	8,1	8,6	27,2	6,9	32,0	28,0
1350	7,5	79,0	17,2	0,92	0,82	0,15	0,13	70,5	38,5	5,5	8,4	28,0	3,9	34,0	28,0
1900	7,3	110,0	15,3	1,00	0,88	0,12	0,08	81,2	41,1	4,6	8,3	28,2	2,3	35,0	28,0
2450	7,0	139,0	14,1	1,09	0,90	0,10	0,06	92,0	42,4	4,5	8,1	28,6	1,2	36,0	28,0
3000	6,6	169,0	13,2	1,10	0,93	0,10	0,05	98,0	43,6	4,8	8,2	29,0	1,0	36,0	28,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 27,0°C, com o sistema operando sob impurezas no evaporador o com o ventilador “N” na velocidade 3 (máxima = 9,60 m/s).

Tabela A.5- Dados experimentais com o sistema operando sob condições de impurezas no condensador.(IMPCD)

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
800	8,9	50,0	17,1	1,00	0,90	0,23	0,22	70,8	43,5	13,0	18,2	31,0	13,3	36,0	28,0
1350	8,8	80,0	18,9	1,20	1,09	0,19	0,18	82,7	49,5	12,2	17,9	31,8	11,2	39,0	28,0
1900	8,7	109,0	17,8	1,30	1,19	0,16	0,15	94,3	53,5	12,0	17,5	32,6	10,8	42,0	28,0
2450	8,4	137,0	17,0	1,50	1,29	0,15	0,13	104,6	56,6	12,5	18,0	33,6	11,0	43,0	28,0
3000	8,0	166,0	16,3	1,52	1,40	0,14	0,12	112,0	59,1	13,1	18,2	34,5	11,5	48,0	28,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 28,0°C, com o sistema operando sob impurezas no condensador o com o ventilador “N” na velocidade 1 (mínima = 6,50 m/s).

Tabela A.6 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de impurezas no condensador (IMPCD).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
800	9,1	53,0	18,5	1,05	0,08	0,24	0,23	77,7	45,2	14,0	23,8	29,5	16,8	37,0	28,0
1350	8,9	80,0	19,1	1,25	1,12	0,20	0,19	87,6	50,9	13,9	23,9	30,2	16,5	41,0	28,0
1900	8,7	110,0	18,9	1,39	1,28	0,17	0,15	99,4	55,5	14,1	24,2	31,2	16,4	44,0	28,0
2450	8,3	137,0	18,0	1,58	1,38	0,17	0,15	110,0	58,5	14,5	24,5	31,7	16,8	46,0	28,0
3000	7,9	166,0	17,0	1,60	1,45	0,16	0,14	117,8	60,3	14,8	25,0	32,5	17,6	49,0	28,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 28,0°C, com o sistema operando sob impurezas no condensador o com o ventilador “N” na velocidade 3 (máxima = 14,10 m/s).

Tabela A.7 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de impurezas no condensador e no evaporador (IMPCD e IMPEV).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
800	9,0	52,0	17,9	0,98	0,88	0,21	0,20	67,8	42,0	10,5	10,2	31,6	11,0	42,0	29,0
1350	8,8	80,0	17,0	1,10	1,00	0,16	0,15	76,6	46,5	8,6	9,1	31,9	7,4	47,0	29,0
1900	8,5	110,0	17,0	1,24	1,12	0,13	0,12	86,5	50,5	8,4	8,9	32,5	6,2	50,0	29,0
2450	8,2	137,0	15,9	1,34	1,18	0,12	0,10	96,4	52,7	8,6	8,7	33,4	5,8	54,0	29,0
3000	7,7	167,0	15,0	1,38	1,22	0,11	0,09	105,4	54,6	9,4	10,5	34,2	6,1	57,0	29,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 28,0°C, com o sistema operando sob impurezas no condensador e no evaporador o com o ventilador “N” na velocidade 1 (mínima = 4,50 m/s).

Tabela A.8 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de impurezas no condensador e no evaporador (IMPCD e IMPEV).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)							
800	9,1	52,0	18,3	1,10	0,96	0,23	0,23	75,3	45,0	13,0	18,3	32,6	13,6	45,0	28,0
1350	8,7	80,0	18,6	1,19	1,08	0,17	0,17	84,1	49,6	11,3	17,4	33,2	10,5	44,0	29,0
1900	8,4	109,0	17,5	1,30	1,19	0,15	0,14	94,2	53,0	11,0	17,3	33,6	9,2	46,0	29,0
2450	8,1	136,0	17,9	1,45	1,39	0,14	0,12	104,6	55,9	11,5	18,0	34,3	9,1	54,0	29,0
3000	7,8	166,0	16,0	1,50	1,38	0,13	0,11	113,2	58,3	12,2	18,9	35,3	10,1	57,0	29,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 28,0°C, com o sistema operando sob impurezas no condensador e no evaporador o com o ventilador “N” na velocidade 3 (máxima = 9,60 m/s).

Tabela A.9 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de carga térmica no evaporador (CTCD).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(Mpa)	(Mpa)	(Mpa)	(Mpa)	(°C)							
800	8,4	52,0	17,5	0,96	0,86	0,22	0,21	64,4	42,8	12,9	18,0	54,4	12,6	72,0	27,0
1350	8,3	80,0	18,2	1,11	1,00	0,16	0,16	79,4	47,4	10,6	16,5	55,7	9,7	76,0	27,0
1900	8,1	110,0	16,8	1,21	1,10	0,13	0,13	92,7	50,9	10,4	16,8	57,2	8,4	80,0	27,0
2450	7,8	139,0	16,0	1,39	1,19	0,12	0,11	101,3	53,6	11,0	17,5	58,1	8,4	87,0	27,0
3000	7,5	166,0	15,4	1,40	1,25	0,11	0,10	108,9	55,7	11,3	17,1	58,5	8,3	91,0	27,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 26,5°C, com o sistema operando sob carga térmica no evaporador o com o ventilador “N” na velocidade 1 (mínima = 6,50 m/s).

Tabela A.10 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de carga térmica no evaporador (CTCD).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)							
800	8,4	51,0	18,0	1,01	0,91	0,22	0,23	72,1	45,0	13,6	22,4	53,2	15,5	70,0	29,0
1350	8,2	80,0	19,0	1,20	1,09	0,17	0,18	85,9	50,2	12,9	23,0	55,6	15,2	73,0	29,0
1900	8,0	109,0	18,0	1,32	1,35	1,22	0,15	97,8	54,6	13,3	23,2	57,3	14,4	78,0	29,0
2450	7,8	136,0	17,8	1,52	1,31	0,13	0,14	107,2	57,5	13,7	23,9	58,5	15,1	80,0	29,0
3000	7,4	166,0	16,8	1,52	1,39	0,13	0,13	114,6	59,3	13,9	24,6	58,8	15,7	81,0	29,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 26,5°C, com o sistema operando sob carga térmica no evaporador o com o ventilador “N” na velocidade 3 (máxima = 14,10 m/s).

Tabela A.11 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de carga térmica no evaporador (CTEV).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
800	8,8	50,0	17,0	0,90	0,79	0,21	0,21	62,3	38,5	8,2	9,0	29,3	9,9	40,0	26,0
1350	8,5	80,0	17,1	1,00	0,89	0,14	0,15	71,4	42,4	7,4	9,2	29,5	6,4	45,0	26,0
1900	8,2	108,0	17,0	1,13	1,00	0,13	0,12	83,2	45,8	7,4	10,5	30,4	5,3	48,0	26,0
2450	7,8	137,0	15,5	1,22	1,02	0,12	0,10	94,9	47,8	7,3	10,2	31,8	4,8	50,0	26,0
3000	7,1	167,0	14,5	1,22	1,08	0,10	0,09	101,1	49,2	7,4	10,6	31,2	4,6	51,0	26,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 26,5°C, sem carga térmica no condensador e com carga máxima no evaporador, com o ventilador "N", na posição 1 gerando uma velocidade do ar de 6,50 m/s.

Tabela A.12 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de carga térmica no evaporador (CTEV).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
800	8,9	50,0	17,2	0,92	0,80	0,23	0,22	65,0	39,5	11,5	18,0	28,7	13,3	37,0	27,0
1350	8,6	80,0	18,2	1,08	0,95	0,18	0,16	78,1	44,6	10,1	18,3	30,0	11,7	38,0	27,0
1900	8,3	110,0	17,0	1,18	1,02	0,14	0,13	88,3	47,5	9,8	18,5	30,2	10,4	43,0	27,0
2450	7,9	138,0	16,0	1,30	1,10	0,13	0,11	98,9	50,0	10,0	18,9	31,2	10,4	45,0	27,0
3000	7,2	166,0	15,5	1,35	1,18	0,13	0,11	105,6	52,3	10,7	18,9	31,4	10,5	41,0	27,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 26,5°C, sem carga térmica no condensador e com carga máxima no evaporador, com o ventilador "N", na posição 3 gerando uma velocidade do ar de 14,10 m/s

Tabela A.13 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de carga térmica e impurezas no evaporador (CTEV e IMPEV).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)							
800	8,0	51	15,9	0,89	0,78	0,20	0,19	57,3	37,3	8,1	8,3	29,8	8,7	43,0	28,0
1350	7,7	80	16,0	0,98	0,88	0,14	0,13	71,5	40,8	5,6	6,9	29,9	6,4	47,0	28,0
1900	7,4	110	15,5	1,04	0,94	0,12	0,10	81,0	42,7	4,5	7,3	30,4	4,5	49,0	28,0
2450	7,0	138	14,2	1,10	0,94	0,08	0,07	89,3	43,6	4,1	7,2	30,9	2,7	51,0	28,0
3000	6,5	169	13,5	1,12	0,99	0,08	0,05	95,4	45,2	4,4	7,4	31,2	1,7	53,0	28,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 27,0°C, com o sistema operando sob carga térmica e impurezas no evaporador o com o ventilador "N" na velocidade 1 (mínima = 4,50 m/s).

Tabela A.14 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de carga térmica e impurezas no evaporador (CTEV e IMPEV).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
800	8,2	52,0	16,9	0,92	0,80	0,22	0,20	64,7	38,7	10,0	12,0	30,0	10,0	36,0	28,0
1350	7,8	80,0	16,9	1,00	0,90	0,15	0,14	74,8	41,9	6,9	10,5	30,1	5,7	46,0	28,0
1900	7,5	109,0	16,1	1,09	0,98	0,13	0,11	84,1	45,1	6,9	12,0	30,7	4,7	52,0	28,0
2450	7,1	137,0	15,0	1,21	1,01	0,12	0,09	94,3	46,4	6,6	12,1	31,3	3,9	51,0	28,0
3000	6,6	167,0	14,1	1,20	1,03	0,10	0,07	101,6	47,5	6,6	12,4	31,3	3,8	53,0	28,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 27,0°C, com o sistema operando sob carga térmica e impurezas no evaporador o com o ventilador “N” na velocidade 3 (máxima = 9,60 m/s).

Tabela A.15 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de carga térmica no evaporador.e impurezas no condensador (CTEV e IMPCD).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)							
800	9,3	54,0	18,5	1,08	1,00	0,23	0,23	76,9	46,5	13,3	21,3	32,8	15,1	41,0	28,0
1350	9,0	80,0	19,1	1,26	1,15	0,18	0,18	88,0	51,5	13,3	20,9	33,2	13,5	44,0	28,0
1900	8,8	110,0	18,2	1,40	1,30	0,17	0,16	100,4	56,0	13,4	21,3	34,0	13,4	50,0	28,0
2450	8,5	137,0	17,7	1,60	1,40	0,16	0,15	110,1	59,1	14,1	21,7	34,9	13,9	47,0	28,0
3000	8,0	167,0	16,8	1,60	1,48	0,15	0,13	116,3	60,7	14,4	22,0	35,3	14,3	46,0	28,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 27,0°C, com o sistema operando sob carga térmica no evaporador e impurezas no condensador, com o ventilador “N” na velocidade 1 (mínima = 6,50 m/s).

Tabela A.16 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de carga térmica no evaporador.e impurezas no condensador (CTEV e IMPCD).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)							
800	9,4	53,0	18,9	1,10	1,01	0,24	0,24	80,3	47,1	14,4	24,7	30,4	19,0	40,0	28,0
1350	9,1	80,0	19,5	1,29	1,18	0,20	0,19	90,0	52,5	14,3	24,3	30,6	18,1	43,0	28,0
1900	8,9	109,0	18,9	1,42	1,31	0,17	0,16	101,3	56,7	14,6	24,5	31,3	17,8	48,0	29,0
2450	8,6	136,0	18,0	1,65	1,42	0,17	0,15	113,2	59,8	15,2	25,5	32,8	19,2	49,0	29,0
3000	8,1	167,0	17,0	1,68	1,51	0,16	0,14	121,6	62,1	15,9	26,1	33,6	20,1	53,0	29,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 27,0°C, com o sistema operando sob carga térmica no evaporador e impurezas no condensador, com o ventilador “N” na velocidade 3 (máxima = 14,10 m/s).

Tabela A.17 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de carga térmica no evaporador.e impurezas no condensador e no evaporador (CTEV,IMPCD e IMPEV).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)							
800	9,1	51,0	18,1	1,00	0,90	0,22	0,21	68,2	43,6	11,0	10,4	32,0	12,0	41,0	28,0
1350	8,7	80,0	17,8	1,12	1,02	0,17	0,16	77,6	47,6	9,1	9,0	32,7	8,4	48,0	28,0
1900	8,2	109,0	17,3	1,30	1,19	0,15	0,14	90,6	52,9	10,0	10,1	33,6	7,6	51,0	28,0
2450	7,9	137,0	16,2	1,48	1,30	0,14	0,12	100,4	56,3	11,1	11,6	33,8	8,0	58,0	28,0
3000	7,6	166,0	15,8	1,49	1,35	0,13	0,11	107,8	57,8	11,3	13,1	34,9	8,3	57,0	28,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 28,0°C, com o sistema operando sob carga térmica no evaporador e impurezas no condensador e evaporador, com o ventilador “N” na velocidade 1 (mínima = 4,50 m/s).

Tabela A.18 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de carga térmica no evaporador.e impurezas no condensador e no evaporador(CTEV,IMPCD e IMPEV).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
800	9,2	52,0	19,0	1,05	0,98	0,22	0,22	72,6	45,9	12,3	17,3	32,9	13,2	37,0	28,0
1350	8,8	80,0	18,9	1,20	1,09	0,18	0,17	83,2	50,2	11,1	16,5	33,0	10,6	45,0	28,0
1900	8,3	108,0	17,8	1,31	1,20	0,15	0,14	93,4	53,4	10,6	16,5	33,4	9,4	50,0	28,0
2450	8,0	135,0	17,0	1,49	1,29	0,14	0,12	103,4	56,4	11,2	16,8	34,0	9,5	58,0	28,0
3000	7,7	165,0	16,2	1,50	1,36	0,13	0,11	110,7	58,4	11,7	17,2	34,5	10,0	61,0	28,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 28,0°C, com o sistema operando sob carga térmica no evaporador e impurezas no condensador e evaporador, com o ventilador “N” na velocidade 3 (máxima = 9,60 m/s).

Tabela A.19 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de carga térmica no condensador e impurezas no evaporador (CTCD e IMPEV).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
800	9,2	53,0	16,1	0,90	0,81	0,21	0,21	60,1	40,0	10,0	10,5	57,8	10,3	85,0	27,0
1350	8,6	81,0	16,9	1,20	0,92	0,14	0,14	75,2	44,2	7,5	10,6	59,6	6,9	83,0	27,0
1900	7,9	110,0	15,9	1,12	1,02	0,12	0,11	87,5	47,5	7,2	11,1	61,3	5,4	95,0	27,0
2450	7,4	138,0	15,2	1,28	1,10	0,10	0,09	97,0	50,2	7,9	11,1	62,0	6,2	86,0	27,0
3000	7,0	167,0	13,7	1,32	1,19	0,10	0,09	105,3	52,9	9,0	13,3	63,8	5,7	86,0	27,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 26,0°C, com o sistema operando sob carga térmica no condensador e impurezas no evaporador, com o ventilador “N” na velocidade 1 (mínima = 4,50 m/s).

Tabela A.20 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de carga térmica no condensador e impurezas no evaporador (CTCD e IMPEV).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
800	9,3	53,0	17,9	1,01	0,91	0,22	0,22	72,1	43,8	12,1	18,1	60,1	12,6	85,0	28,0
1350	8,7	80,0	18,0	1,12	1,01	0,15	0,15	81,4	46,6	9,7	16,2	59,8	9,0	89,0	28,0
1900	8,0	109,0	16,5	1,20	1,08	0,13	0,12	90,0	49,1	8,9	15,8	60,7	7,1	92,0	28,0
2450	7,5	137,0	15,5	1,32	1,12	0,12	0,10	100,7	51,3	9,0	15,6	61,4	6,3	89,0	28,0
3000	7,1	167,0	14,9	1,32	1,19	0,10	0,09	106,6	52,8	9,2	16,2	61,8	6,8	87,0	28,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 26,0°C, com o sistema operando sob carga térmica no condensador e impurezas no evaporador, com o ventilador “N” na velocidade 3 (máxima = 9,60 m/s).

Tabela A.21 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de carga térmica e impurezas no condensador (CTCD e IMPCD).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
800	10,0	52,0	20,0	1,22	1,16	0,23	0,24	83,2	52,2	15,2	23,7	61,6	18,5	91,0	28,0
1350	9,5	80,0	21,0	1,41	1,31	0,19	0,20	93,5	57,4	14,8	23,3	62,1	18,4	100,0	28,0
1900	8,9	10,0	19,9	1,60	1,49	0,17	0,18	105,4	61,8	15,5	23,6	62,5	18,6	108,0	28,0
2450	8,7	137,0	19,0	1,78	1,58	0,16	0,16	114,3	64,5	16,2	24,0	64,2	19,2	108,0	28,0
3000	8,4	165,0	18,0	1,80	1,56	0,16	0,14	120,6	66,2	16,8	24,0	65,3	19,1	103,0	28,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 27,0°C, com o sistema operando sob carga térmica no condensador e impurezas no evaporador, com o ventilador “N” na velocidade 1 (mínima = 6,50 m/s).

Tabela A.22 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de carga térmica e impurezas no condensador (CTCD e IMPCD).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)							
800	10,0	52,0	18,4	1,12	1,05	0,23	0,24	74,9	48,8	14,5	24,0	61,4	19,5	86,0	28,0
1350	9,5	81,0	21,0	1,36	1,26	0,20	0,20	91,2	55,7	14,8	24,3	62,1	19,6	88,0	28,0
1900	9,0	110,0	19,1	1,52	1,42	0,17	0,18	103,9	60,5	15,5	24,9	63,1	20,4	105,0	28,0
2450	8,8	138,0	18,9	1,75	1,54	0,16	0,16	114,2	63,8	16,4	25,8	64,0	21,7	103,0	28,0
3000	8,5	166,0	17,8	1,79	1,24	0,15	0,15	123,5	65,9	17,2	27,0	65,1	23,1	107,0	28,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 27,0°C, com o sistema operando sob carga térmica no condensador e impurezas no evaporador, com o ventilador “N” na velocidade 3 (máxima = 14,10 m/s).

Tabela A.23 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de carga térmica no condensador e impurezas no condensador e no evaporador (CTCD,IMPCD e IMPEV).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)							
800	9,6	51,0	18,5	1,09	1,01	0,23	0,22	65,7	48,3	13,2	15,9	63,3	13,9	75,0	26,0
1350	9,1	81,0	19,4	1,31	1,21	0,18	0,18	86,1	54,9	13,0	17,1	66,0	13,1	76,0	26,0
1900	8,7	110,0	18,5	1,50	1,39	0,16	0,16	98,2	60,2	13,5	17,1	67,2	13,2	81,0	26,0
2450	8,3	137,0	18,0	1,72	1,52	0,15	0,14	109,4	64,0	14,6	18,6	68,3	15,2	93,0	26,0
3000	8,1	166,0	17,2	1,78	1,61	0,14	0,14	118,2	66,2	15,5	19,8	70,2	17,1	95,0	26,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 26,0°C, com o sistema operando sob carga térmica no condensador e impurezas no evaporador e no condensador, com o ventilador “N” na velocidade 1 (mínima = 4,50 m/s).

Tabela A.24 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de carga térmica no condensador e impurezas no condensador e no evaporador (CTCD,IMPCD e IMPEV).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)							
800	9,6	54,0	20,0	1,25	1,18	0,23	0,24	84,7	53,5	15,5	22,7	66,3	17,3	85,0	28,0
1350	9,1	81,0	20,8	1,44	1,34	0,19	0,20	93,4	58,5	14,8	22,3	67,0	16,5	90,0	28,0
1900	8,7	110,0	19,8	1,60	1,49	0,17	0,18	104,0	63,0	15,7	22,9	67,7	16,9	94,0	28,0
2450	8,4	136,0	19,2	1,80	1,60	0,16	0,16	113,2	65,7	16,3	23,1	68,7	17,6	95,0	28,0
3000	8,2	165,0	18,0	1,85	1,69	0,15	0,14	120,6	67,5	16,8	23,7	68,6	18,7	98,0	28,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 26,0°C, com o sistema operando sob carga térmica no condensador e impurezas no evaporador e no condensador, com o ventilador “N” na velocidade 3 (máxima = 9,60 m/s).

Tabela A.25 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de carga térmica no condensador e no evaporador (CTCD e CTEV).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
800	9,4	50,0	19,5	1,12	1,02	0,23	0,25	78,3	48,8	14,0	21,6	58,7	15,8	69,0	32,0
1350	8,9	80,0	19,9	1,28	1,17	0,17	0,19	87,1	52,8	13,0	20,9	60,0	13,3	83,0	32,0
1900	8,5	108,0	18,5	1,40	1,28	0,15	0,15	96,5	55,9	12,9	19,8	61,0	11,8	88,0	32,0
2450	8,1	135,0	17,8	1,52	1,35	0,13	0,14	105,7	58,2	12,9	20,2	61,2	11,7	87,0	32,0
3000	7,8	165,0	16,8	1,53	1,39	0,13	0,12	113,9	59,3	12,9	20,2	59,7	11,6	89,0	32,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 28,0°C, com o sistema operando sob carga térmica no condensador e no evaporador, com o ventilador “N” na velocidade 1 (mínima = 6,50 m/s).

Tabela A.26 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de carga térmica no condensador e no evaporador (CTCD e CTEV).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
800	9,5	53,0	19,5	1,15	1,06	0,23	0,25	80,0	49,5	14,8	25,8	57,4	18,1	62,0	30,0
1350	9,0	80,0	20,0	1,30	1,20	0,18	0,19	89,3	53,9	14,5	25,1	57,7	16,9	79,0	30,0
1900	8,6	110,0	19,1	1,45	1,32	0,17	0,16	100,8	57,5	14,6	25,5	59,8	17,0	81,0	31,0
2450	8,2	137,0	18,5	1,60	1,40	0,15	0,14	109,6	60,1	14,8	25,8	60,3	17,2	89,0	31,0
3000	7,9	166,0	17,4	1,62	1,48	0,14	0,13	117,2	61,6	15,3	26,3	61,0	17,7	96,0	32,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 28,0°C, com o sistema operando sob carga térmica no condensador e no evaporador, com o ventilador “N” na velocidade 3 (máxima = 14,10 m/s).

Tabela A.27 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de carga térmica no condensador, no evaporador e impurezas no condensador (CTCD, CTEV e IMPCD).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
800	9,8	54,0	17,9	1,19	1,11	0,25	0,24	74,5	51,8	14,9	22,9	61,8	18,2	87,0	26,0
1350	9,7	82,0	20,6	1,41	1,31	0,20	0,20	91,7	58,1	15,5	23,3	64,2	18,3	100,0	26,0
1900	9,6	110,0	19,3	1,61	1,51	0,18	0,18	105,2	63,5	16,0	23,8	65,0	19,5	98,0	26,0
2450	9,3	137,0	19,0	1,83	1,62	0,17	0,16	116,7	66,8	16,9	25,0	66,3	20,1	101,0	26,0
3000	9,0	166,0	18,0	1,88	1,72	0,16	0,16	124,6	68,3	18,0	25,6	67,3	21,6	100,0	26,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 26,0°C, com o sistema operando sob carga térmica no condensador, no evaporador e impurezas no condensador, com o ventilador “N” na velocidade 1 (mínima = 6,50 m/s).

Tabela A.28 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de carga térmica no condensador, no evaporador e impurezas no condensador (CTCD, CTEV e IMPCD).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
800	9,9	50,0	21,0	1,30	1,22	0,25	0,26	82,9	54,8	16,6	28,6	67,8	25,1	86,0	29,0
1350	9,7	80,0	22,0	1,57	1,49	0,21	0,23	99,1	61,8	16,7	28,6	68,5	25,3	93,0	29,0
1900	9,6	110,0	21,5	1,78	1,65	0,18	0,20	111,1	66,5	17,7	29,3	68,8	26,9	100,0	29,0
2450	9,4	136,0	20,5	1,95	1,79	0,17	0,19	122,2	69,9	18,8	30,6	70,5	28,4	114,0	29,0
3000	9,1	165,0	19,3	2,02	1,89	0,17	0,18	130,1	72,0	20,6	31,6	70,9	28,7	122,0	29,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 26,0°C, com o sistema operando sob carga térmica no condensador, no evaporador e impurezas no condensador, com o ventilador “N” na velocidade 3 (máxima = 14,10 m/s).

Tabela A.29 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de carga térmica no condensador, no evaporador e impurezas no evaporador (CTCD, CTEV e IMPEV).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
800	9,0	52,0	18,5	1,08	0,08	0,22	0,21	72,7	45,4	8,9	14,0	61,1	13,0	90,0	29,0
1350	8,8	80,0	18,1	1,15	1,05	0,15	0,15	80,1	47,8	9,7	14,8	60,4	9,3	86,0	29,0
1900	8,4	109,0	16,9	1,30	1,18	0,13	0,13	89,1	51,1	9,8	15,1	61,4	7,6	86,0	29,0
2450	8,2	136,0	16,0	1,39	1,19	0,11	0,10	97,1	52,1	10,2	15,8	61,5	6,1	90,0	29,0
3000	6,7	157,0	14,8	1,35	1,21	0,10	0,09	105,0	53,3	10,5	16,1	63,1	6,1	91,0	29,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 26,0°C, com o sistema operando sob carga térmica no condensador, no evaporador e impurezas no evaporador, com o ventilador "N" na velocidade 1 (mínima = 4,50 m/s).

Tabela A.30 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de carga térmica no condensador, no evaporador e impurezas no evaporador (CTCD, CTEV e IMPEV).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
800	8,9	51,0	17,2	1,00	0,90	0,23	0,22	67,5	43,3	11,9	17,3	58,8	11,7	69,0	28,0
1350	8,4	80,0	18,9	1,16	1,05	0,17	0,16	81,4	48,2	10,5	16,8	60,7	10,1	78,0	28,0
1900	8,3	110,0	17,2	1,29	1,16	0,14	0,14	91,8	51,4	10,3	16,9	60,7	9,2	81,0	28,0
2450	7,9	138,0	16,5	1,41	1,32	0,12	0,11	101,2	53,8	10,5	17,3	61,8	8,9	85,0	28,0
3000	7,6	167,0	15,9	1,42	1,30	0,12	0,10	107,9	55,3	10,9	17,3	62,9	9,3	84,0	28,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 26,0°C, com o sistema operando sob carga térmica no condensador, no evaporador e impurezas no evaporador, com o ventilador "N" na velocidade 3 (máxima = 9,60 m/s).

Tabela A.31 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de carga térmica no condensador, no evaporador e impurezas no evaporador e no condensador (CTCD, CTEV, IMPEV e IMPCD).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
800	9,6	54,0	19,2	1,18	1,10	0,23	0,24	73,9	51,6	14,0	18,4	66,4	15,5	79,0	27,0
1350	9,3	80,0	20,0	1,35	1,25	0,18	0,20	85,9	56,2	13,5	17,2	67,5	13,9	94,0	27,0
1900	9,0	110,0	19,0	1,50	1,40	0,17	0,18	97,9	60,8	13,8	17,6	68,8	14,1	92,0	27,0
2450	8,7	137,0	18,2	1,72	1,55	0,15	0,15	109,1	64,4	14,7	18,2	70,3	15,5	92,0	27,0
3000	8,4	165,0	17,5	1,79	1,62	0,14	0,14	116,8	66,0	15,3	18,9	70,4	16,7	98,0	27,5

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 26,0°C, com o sistema operando sob carga térmica no condensador, no evaporador e impurezas no evaporador e no condensador, com o ventilador "N" na velocidade 1 (mínima = 4,50 m/s).

Tabela A.32 - Dados experimentais com o sistema operando sob condições de carga térmica no condensador, no evaporador e impurezas no evaporador e no condensador (CTCD, CTEV, IMPEV e IMPCD).

RPM	TOR	V	I	P1	P2	P3	P4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
(rot/min)	(Nm)	(V)	(A)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(°C)							
800	9,7	54,0	20,8	1,29	1,22	0,23	0,24	84,7	54,8	15,1	22,3	67,4	17,5	82,0	28,0
1350	9,4	80,0	21,0	1,46	1,36	0,19	0,20	93,0	59,4	14,8	21,9	68,1	16,9	97,0	28,0
1900	9,1	109,0	21,0	1,60	1,50	0,17	0,19	103,0	62,8	15,3	21,9	68,1	16,8	96,0	29,0
2450	8,8	135,0	19,3	1,79	1,60	0,16	0,16	112,1	65,4	15,7	22,2	70,3	17,6	97,0	29,0
3000	8,4	165,0	18,0	1,81	1,68	0,15	0,15	119,9	67,5	16,0	22,7	72,3	18,5	95,0	29,0

Observação: O ensaio foi realizado em ambiente com temperatura de 26,0°C, com o sistema operando sob carga térmica no condensador, no evaporador e impurezas no evaporador e no condensador, com o ventilador “N” na velocidade 3 (máxima = 9,60 m/s).

ANEXO 2

Gráficos dos Resultados Experimentais

Pressão de Sucção Vs. Velocidades do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema operando Isento de Falhas)

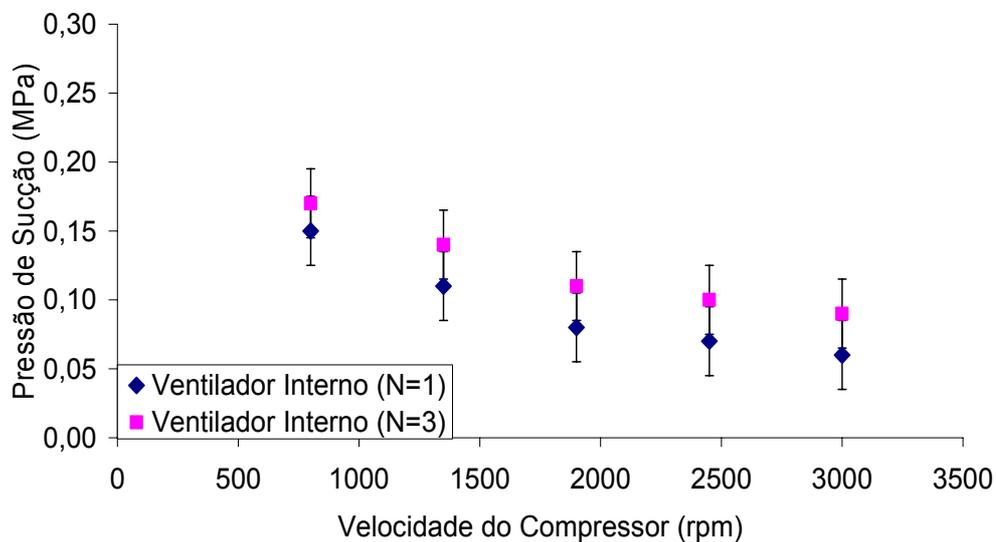


Figura A.1 – Pressão de Sucção (P_B) vs. Velocidade do Compressor (RPM) e Velocidade do Ventilador Interno(N).

Pressão de Descarga vs. Velocidades do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema operando Isento de Falhas)

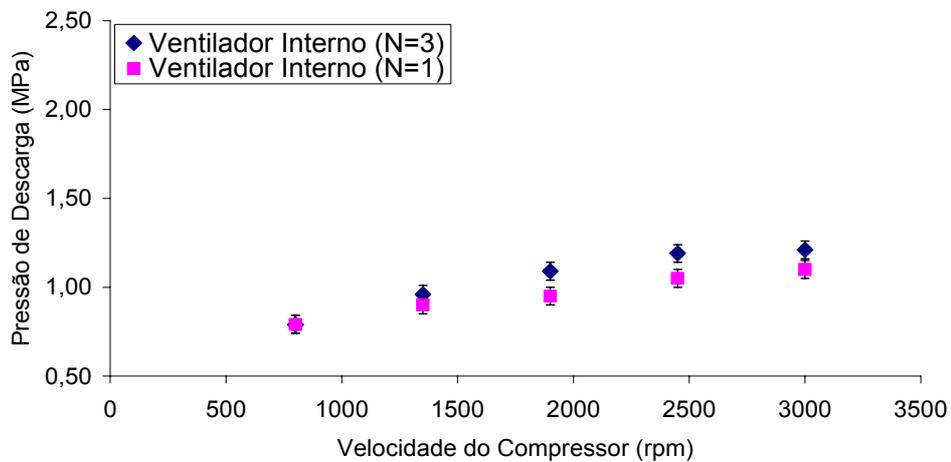


Figura A.2 – Pressão de Descarga (P_A) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e Velocidade do Ventilador Interno (N).

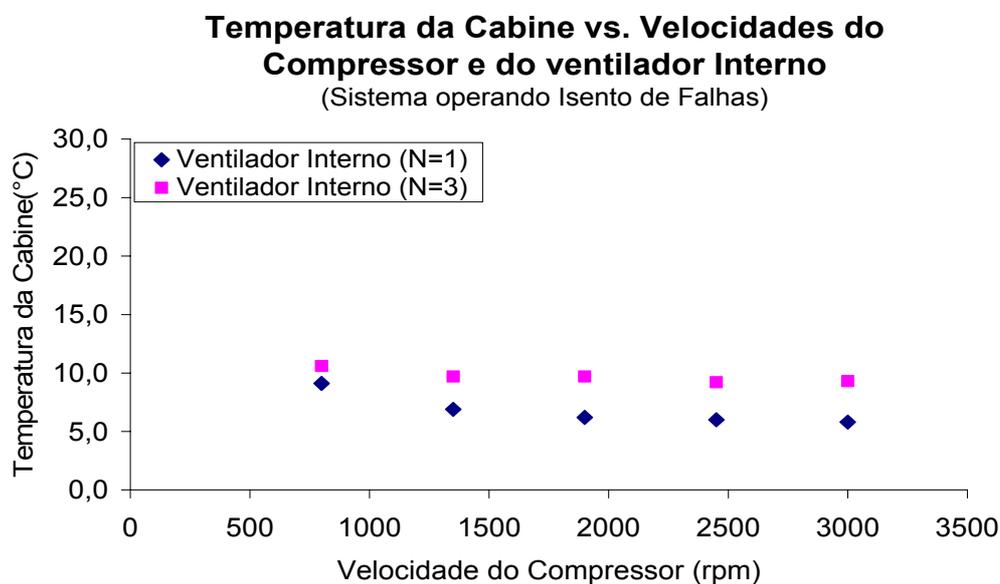


Figura A.3 – Temperatura da Cabine (T_{CAB}) vs. Velocidade do Compressor (RPM) e velocidade do Ventilador Interno (N).

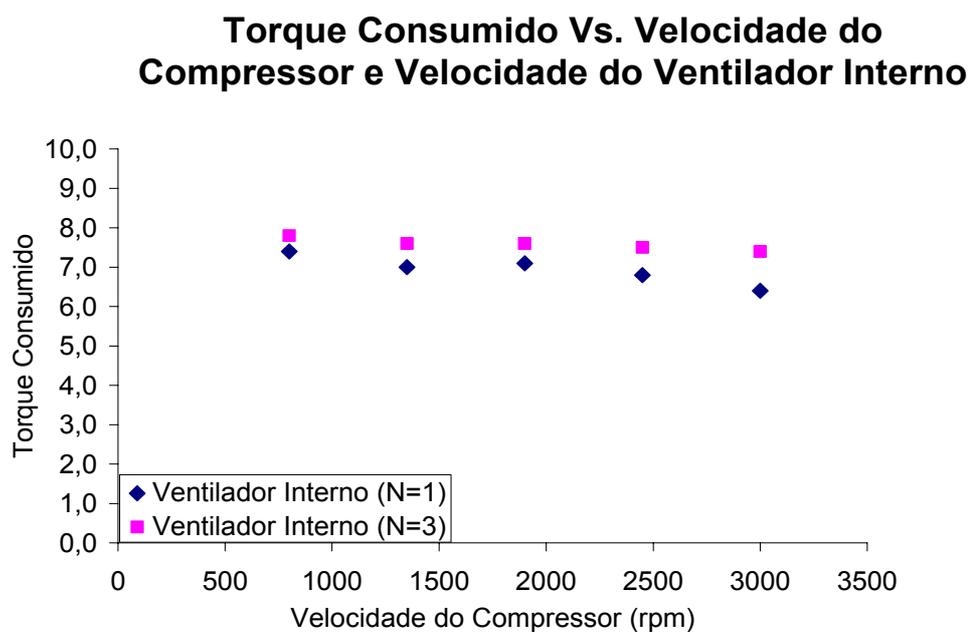


Figura A.4 – Torque Consumido (TOR) vs. velocidade do Compressor (RPM) e Velocidade do Ventilador Interno (N).

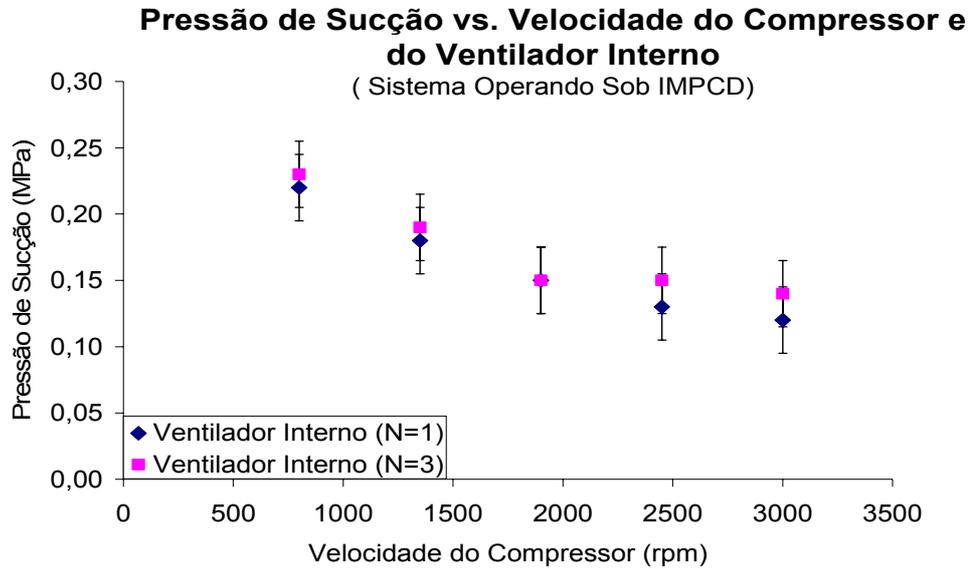


Figura A.5 – Pressão de Sucção (P_4) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

Pressão de Descarga vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando Sob IMPCD)

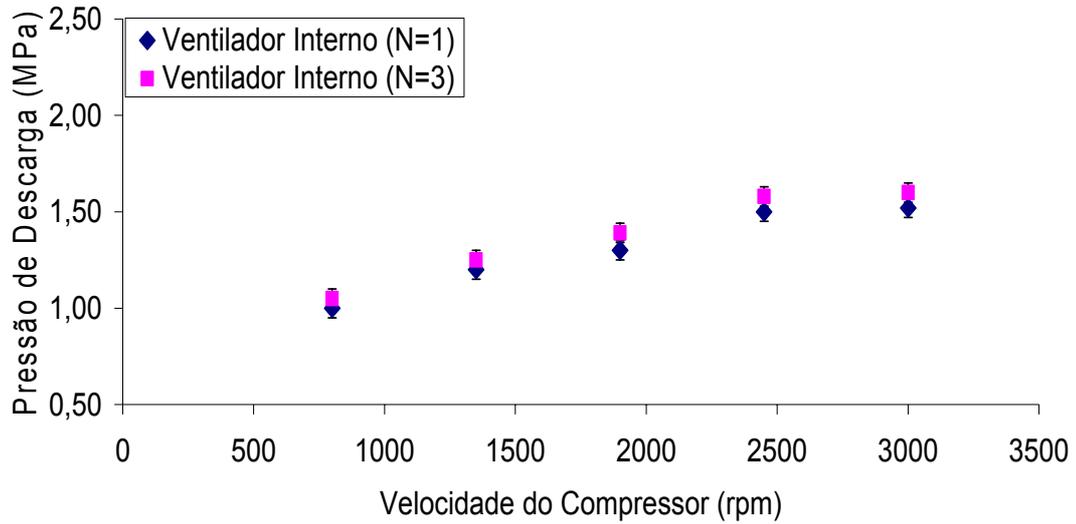


Figura A.6 – Pressão de Descarga (P_1) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

Temperatura da Cabine vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando Sob IMPCD)

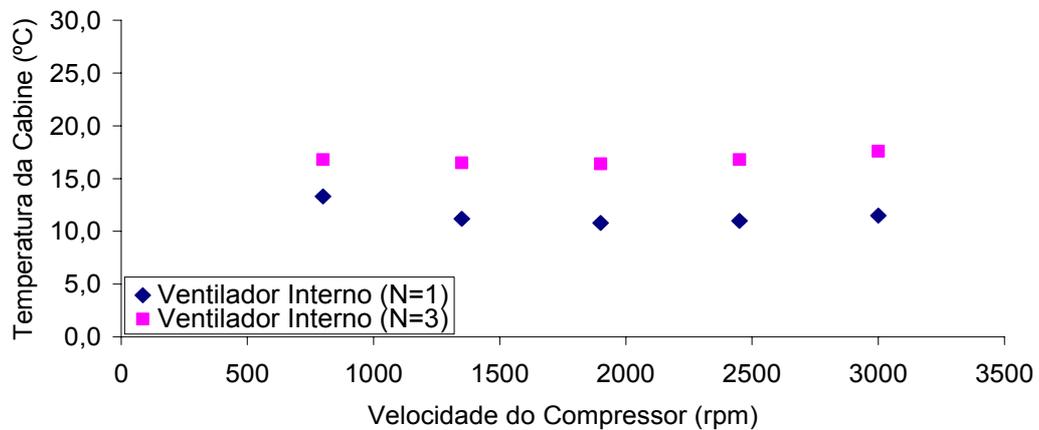


Figura A.7 – Temperatura da Cabine (T_{Cab}) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

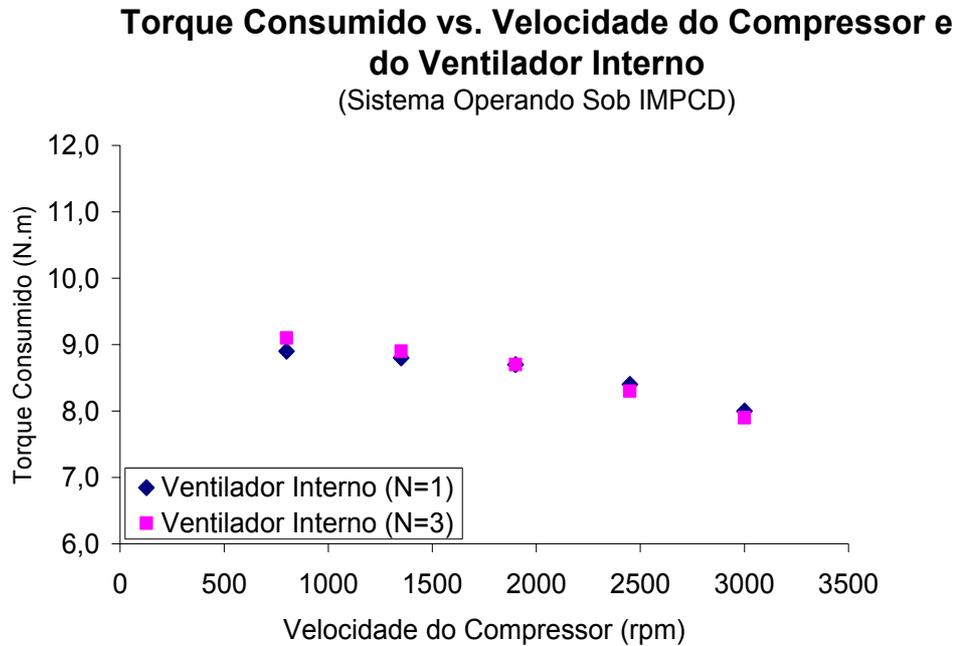


Figura A.8 – Torque Consumido (TOR) vs. velocidade do Compressor (RPM) e Velocidade do Ventilador Interno (N).

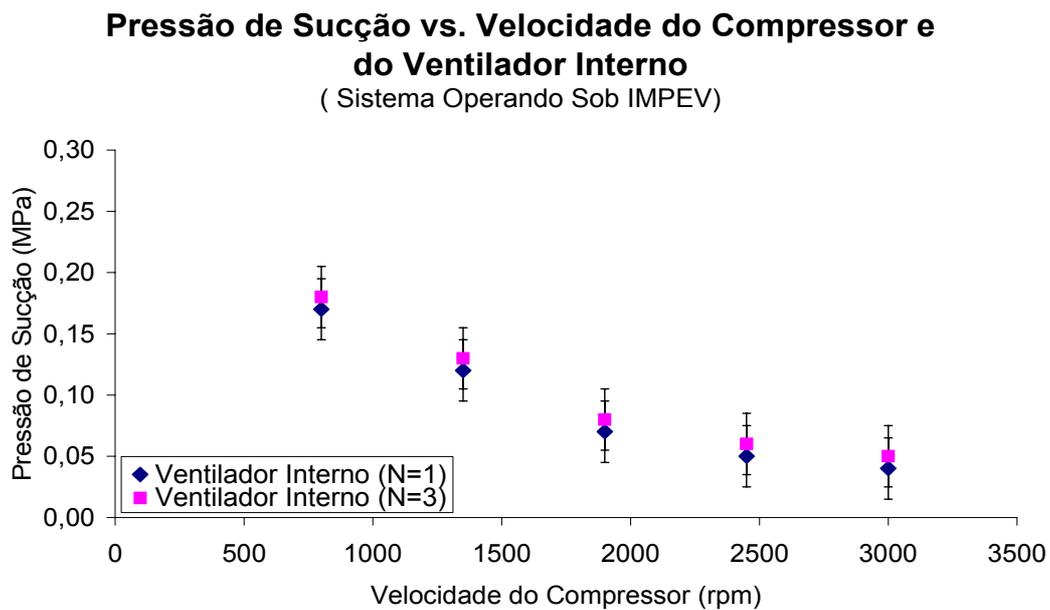


Figura A.9 – Pressão de Sucção(P_4) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

Pressão de Descarga vs. Rotação do Compressor e do Ventilador Interno
(Sistema Operando com IMPEV)

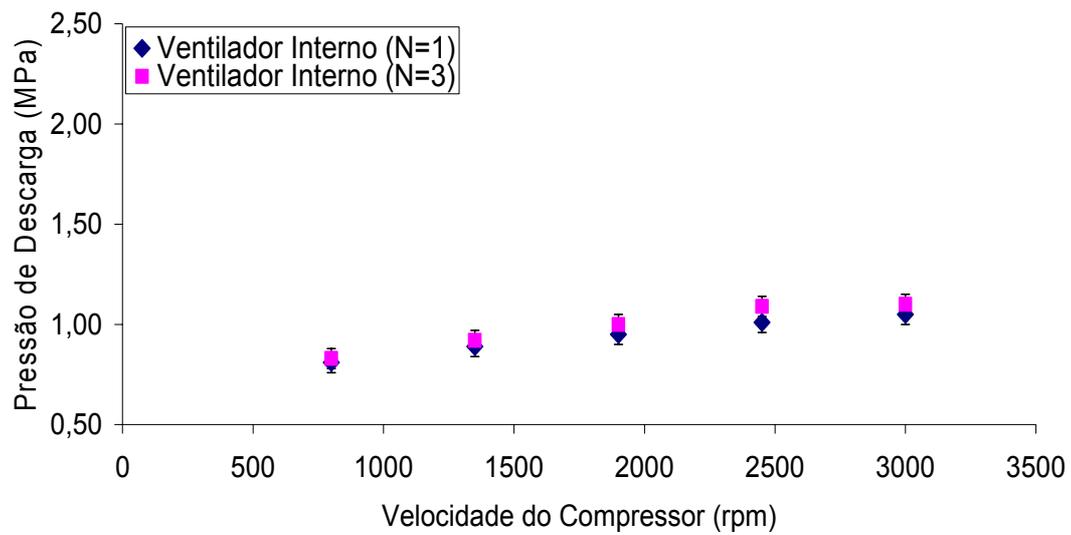


Figura A.10 – Pressão de Descarga(P_1) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

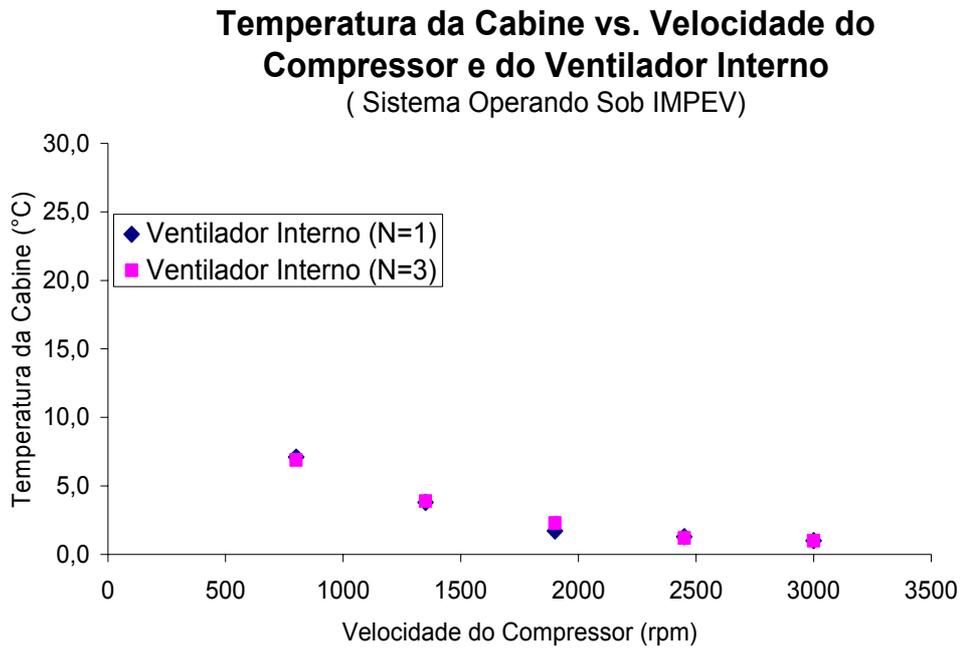


Figura A.11 – Temperatura da Cabine (T_{Cab}) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

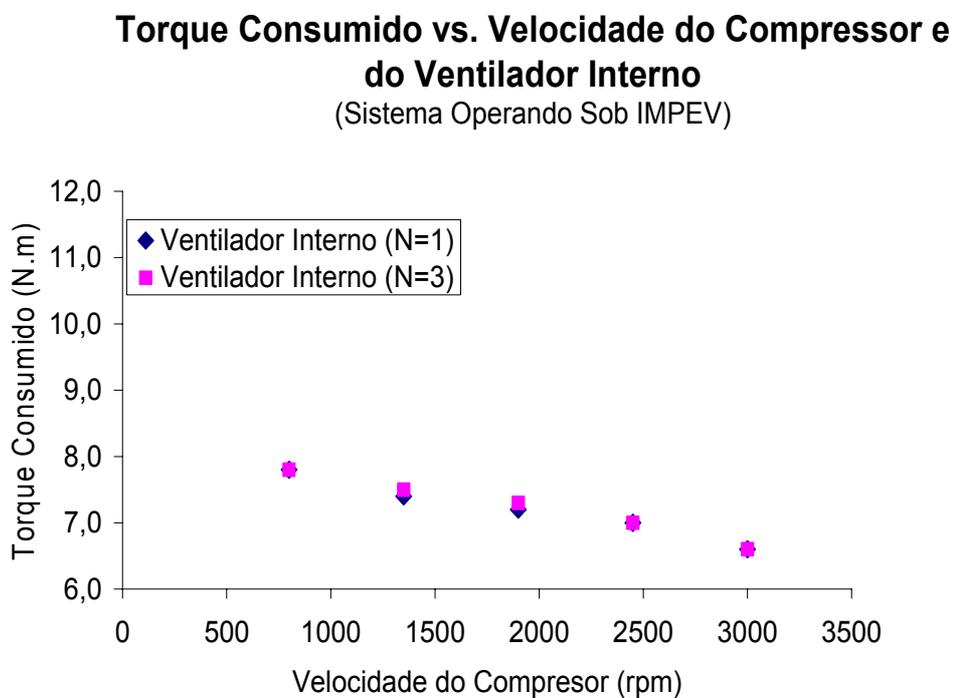


Figura A.12 – Torque Consumido (TOR) vs. velocidade do Compressor (RPM) e Velocidade do Ventilador Interno (N).

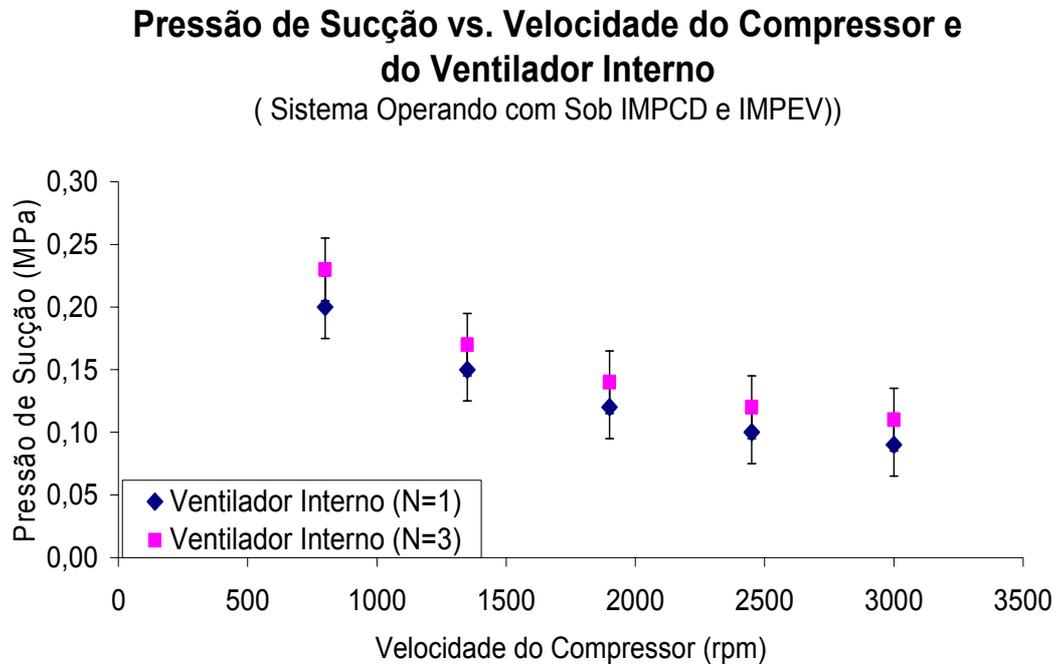


Figura A.13 – Pressão de Sucção(P_4) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

Pressão de Descarga vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando sob IMPCD e IMPEV))

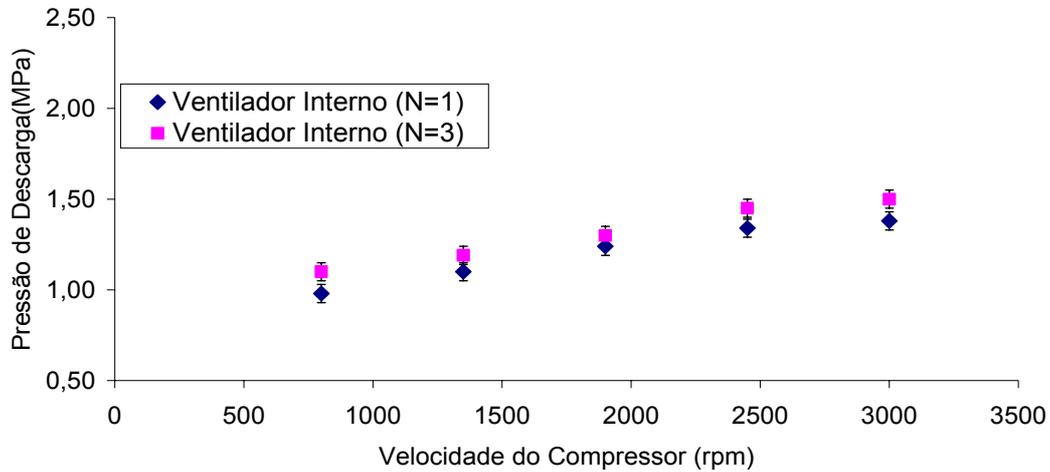


Figura A.14 – Pressão de Descarga(P_1) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

Temperatura da Cabine vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando com Sob IMPCD e IMPEV))

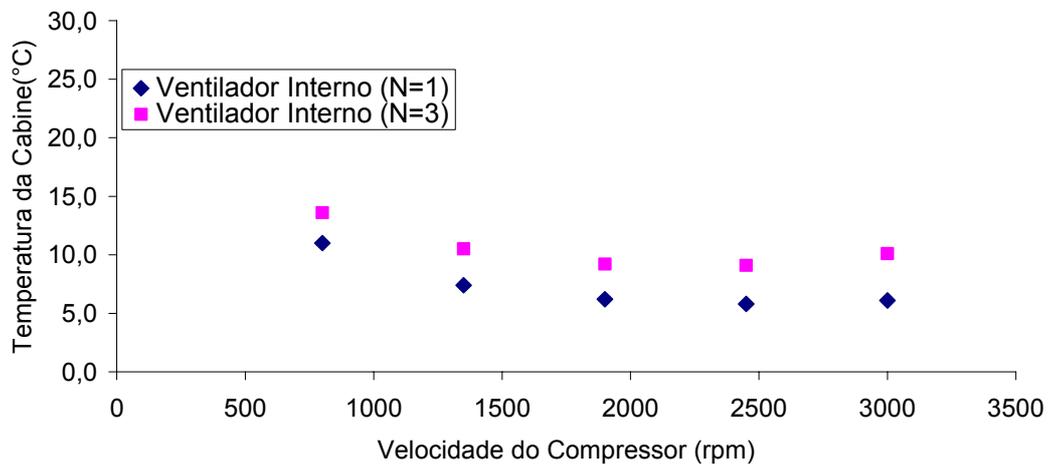


Figura A.15 – Temperatura da Cabine (T_{Cab}) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

Torque Consumido vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando Sob IMPCD e IMPEV)

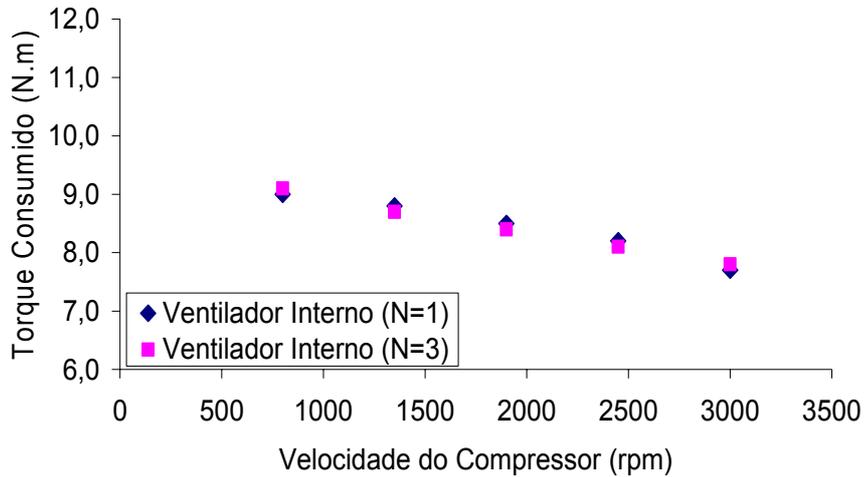


Figura A.16 – Torque Consumido (TOR) vs. velocidade do Compressor (RPM) e Velocidade do Ventilador Interno (N).

Pressão de Sucção vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando Sob CTCD)

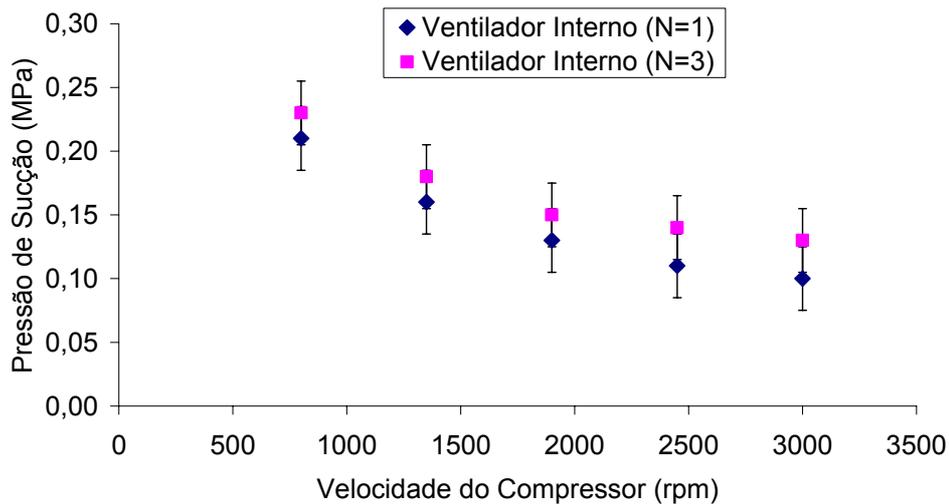


Figura A.17 – Pressão de Sucção (P_4) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

Pressão de Descarga vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando sob CTCD)

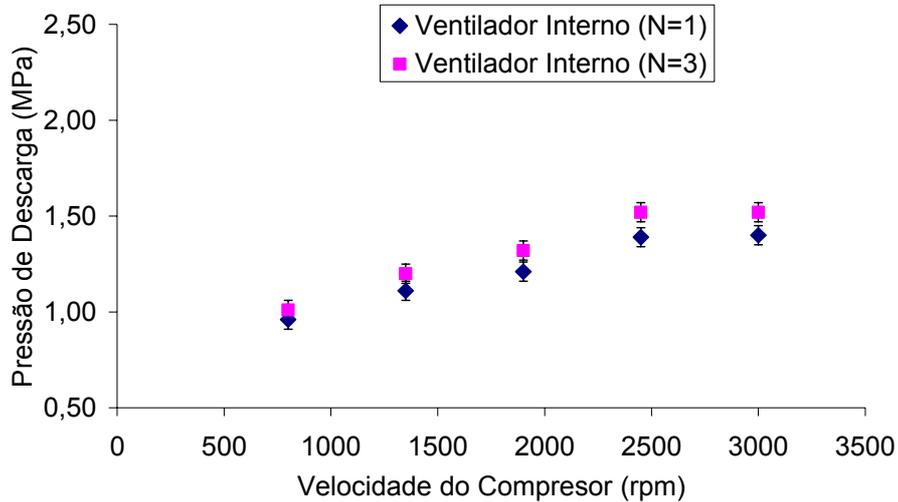


Figura A.18 – Pressão de Descarga(P_1) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

Temperatura da Cabine vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando Sob CTCD)

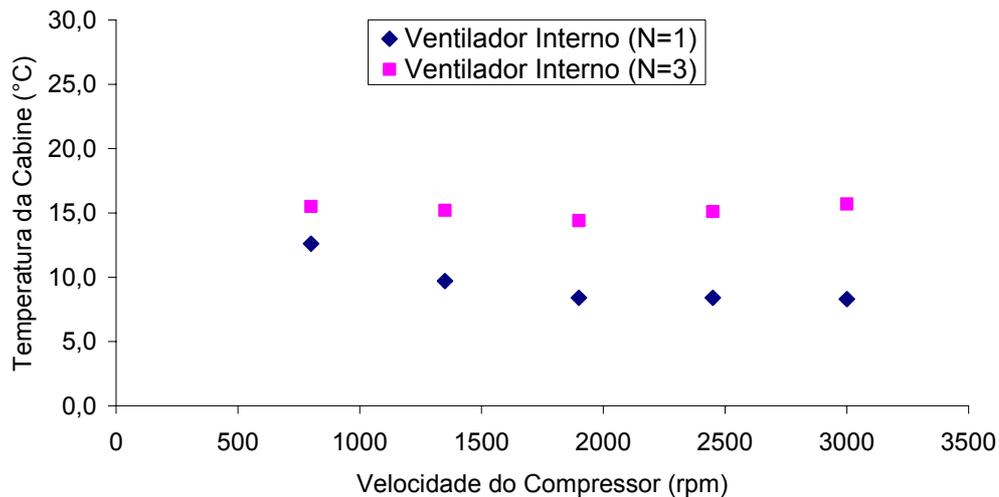


Figura A.19 – Temperatura da Cabine (T_{Cab}) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

**Torque Consumido vs. Velocidade do Compressor e
do Ventilador Interno**
(Sistema Operando sob CTCD)

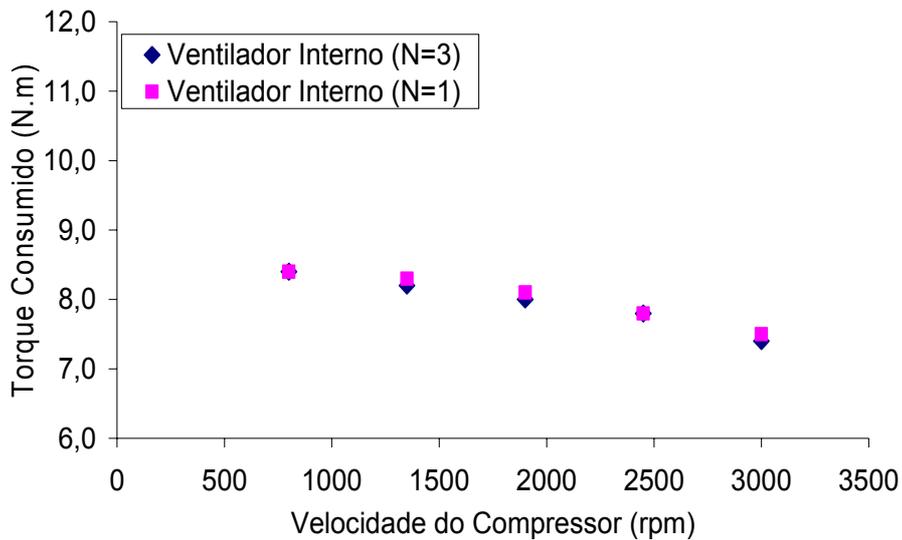


Figura A.20 – Torque Consumido (TOR) vs. velocidade do Compressor (RPM) e Velocidade do Ventilador Interno (N).

**Pressão de Sucção vs. Velocidade do Compressor e
do Ventilador Interno**
(Sistema Operando sob Condição de CTEV)

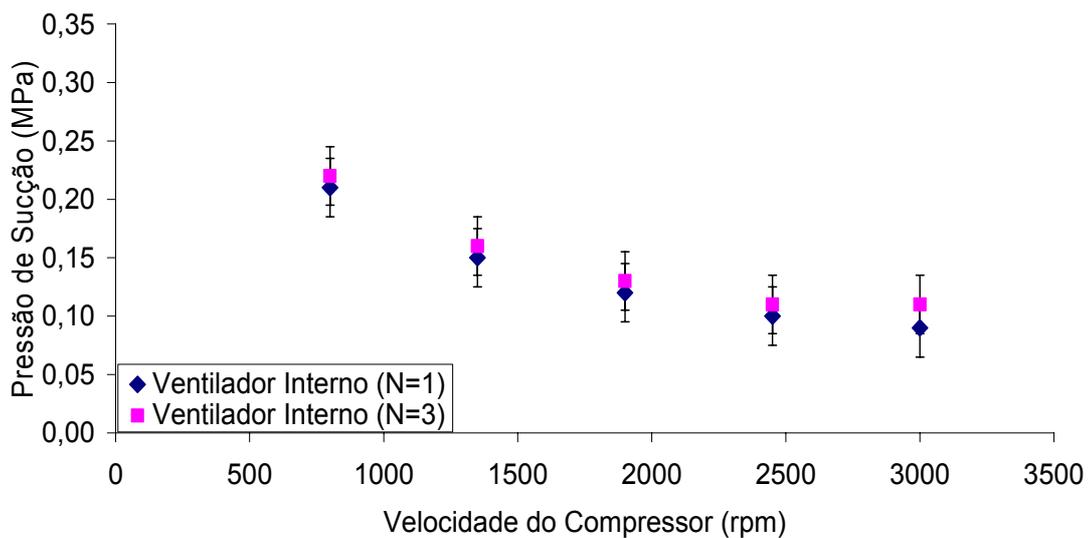


Figura A.21 – Pressão de Sucção(P_4) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

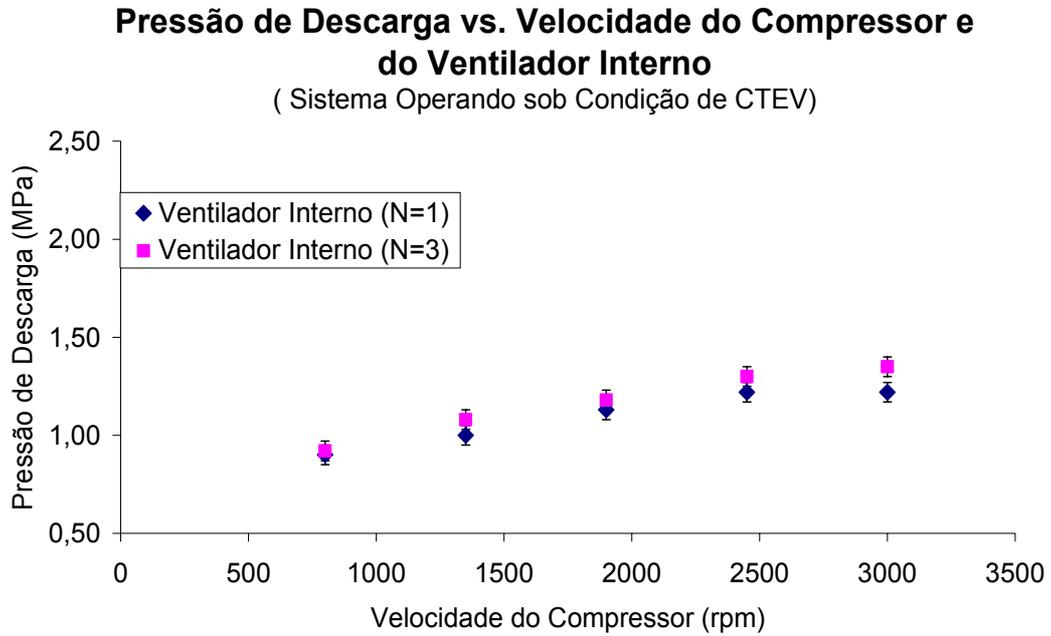


Figura A.22 – Pressão de Descarga(P_1) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

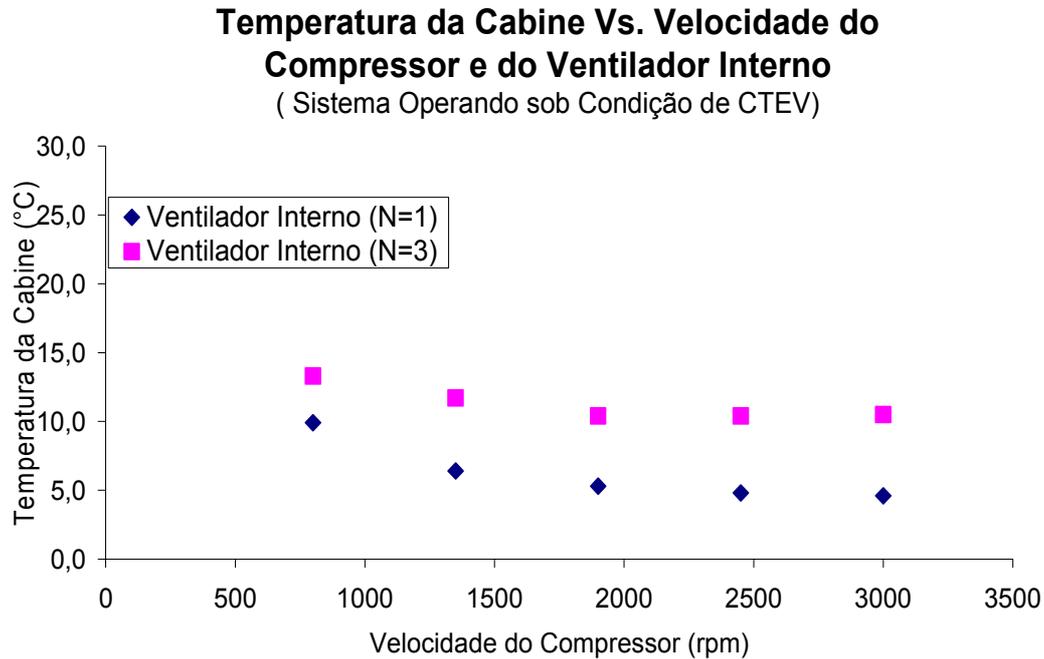


Figura A.23 – Temperatura da Cabine (T_{Cab}) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

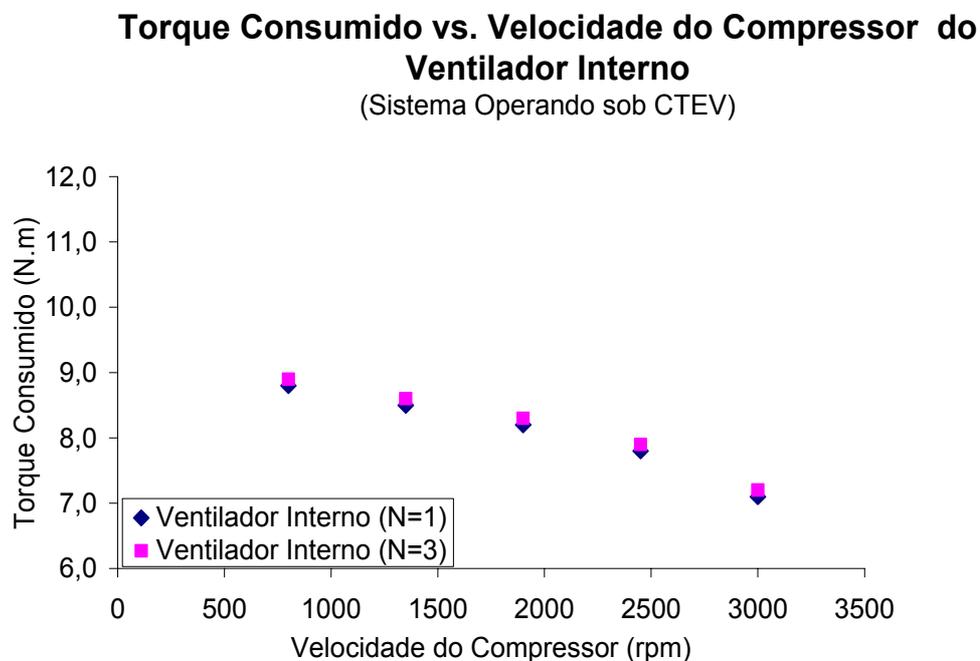


Figura A.24 – Torque Consumido (TOR) vs. velocidade do Compressor (RPM) e Velocidade do Ventilador Interno (N).

Pressão de Sucção vs. Velocidade do compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando Sob CTCD e CTEV)

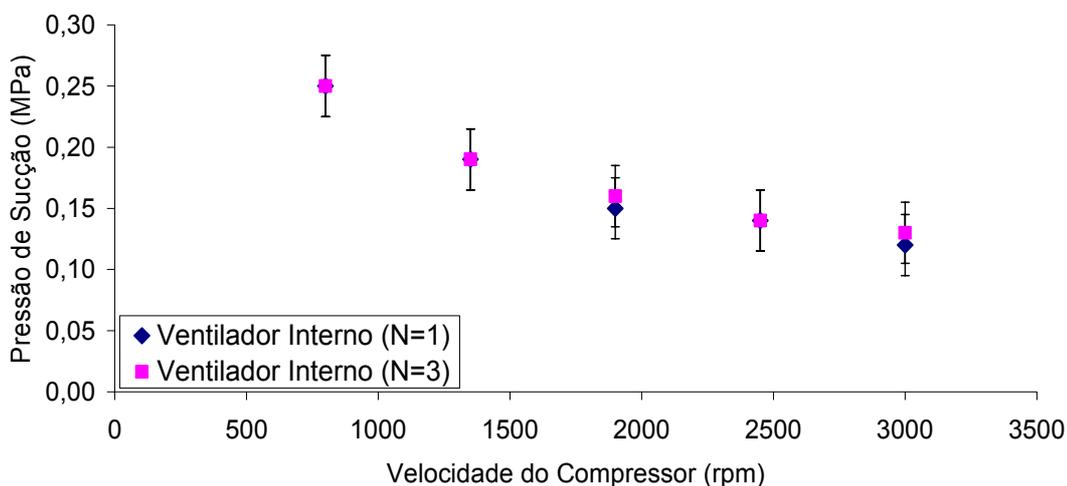


Figura A.25 – Pressão de Sucção(P_4) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

Pressão de Descarga vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando Sob CTCD e CTEV)

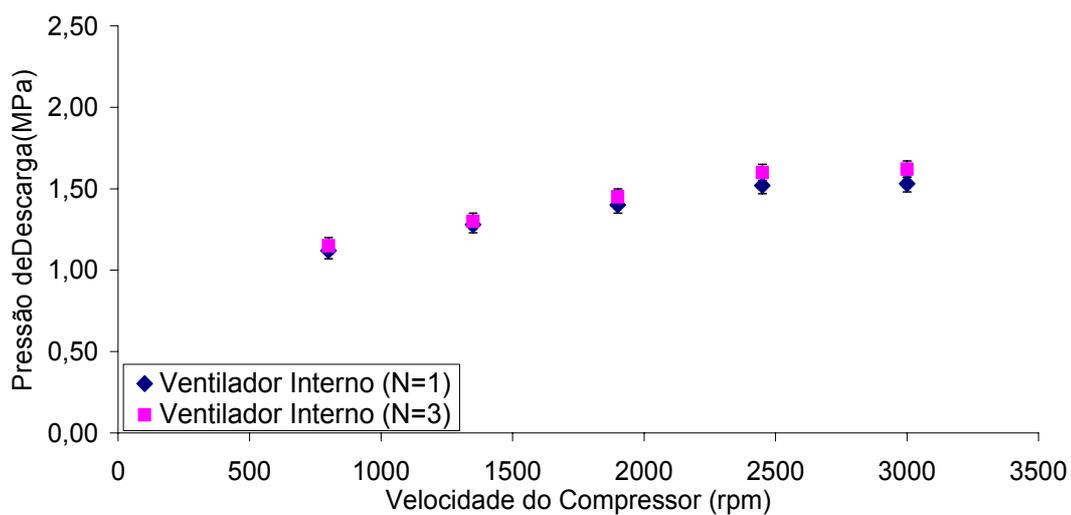


Figura A.26 – Pressão de Descarga(P_1) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

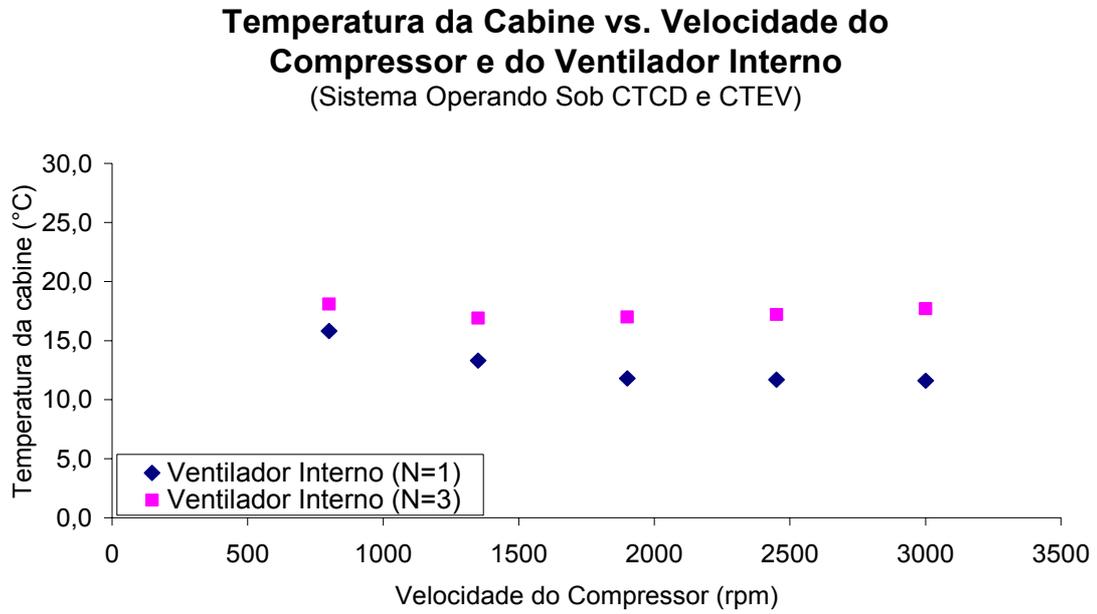


Figura A.27 – Temperatura da Cabine (T_{Cab}) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

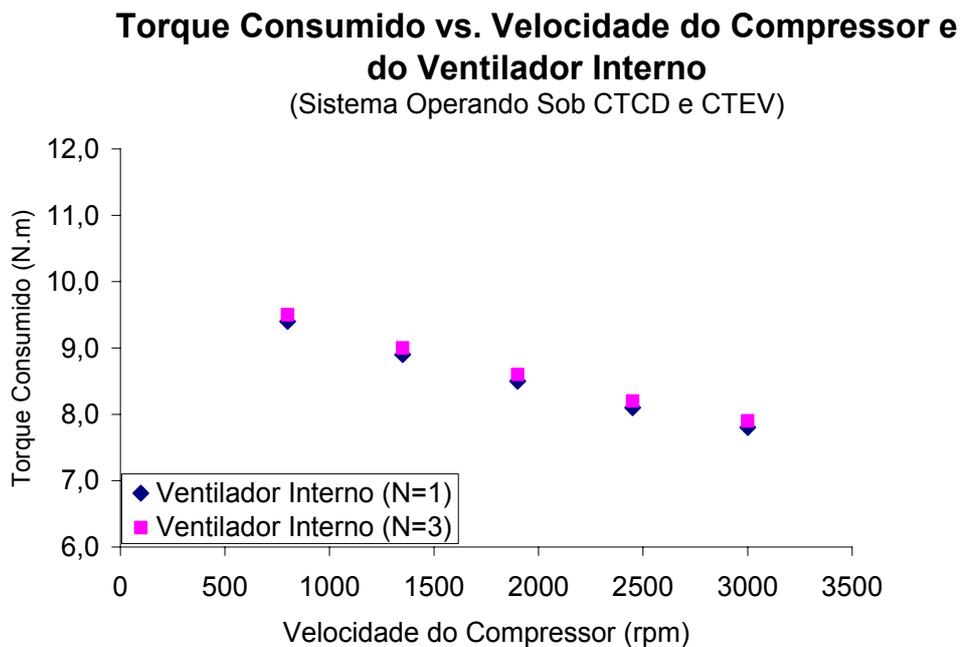


Figura A.28 – Torque Consumido (TOR) vs. velocidade do Compressor (RPM) e Velocidade do Ventilador Interno (N).

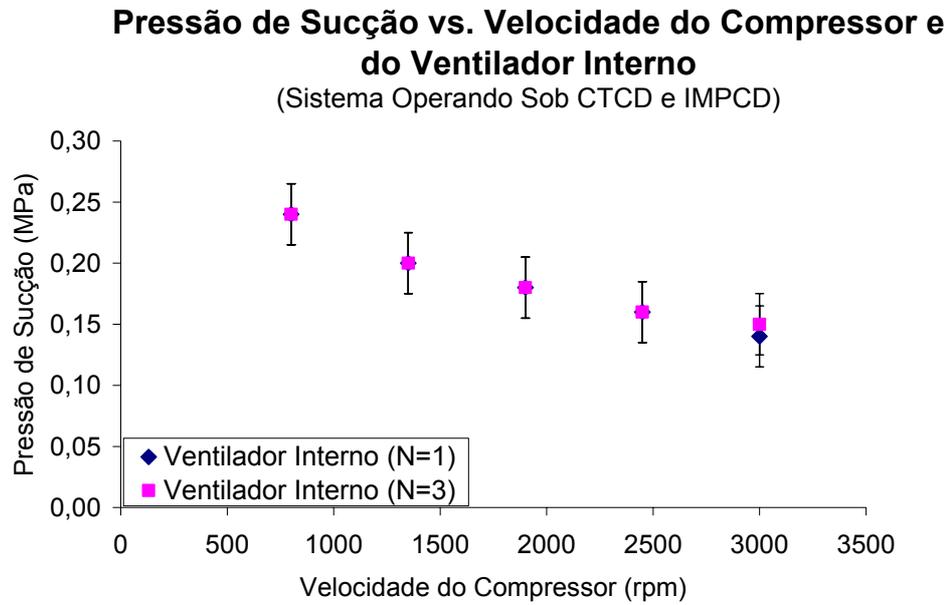


Figura A.29 – Pressão de Sucção(P_4) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

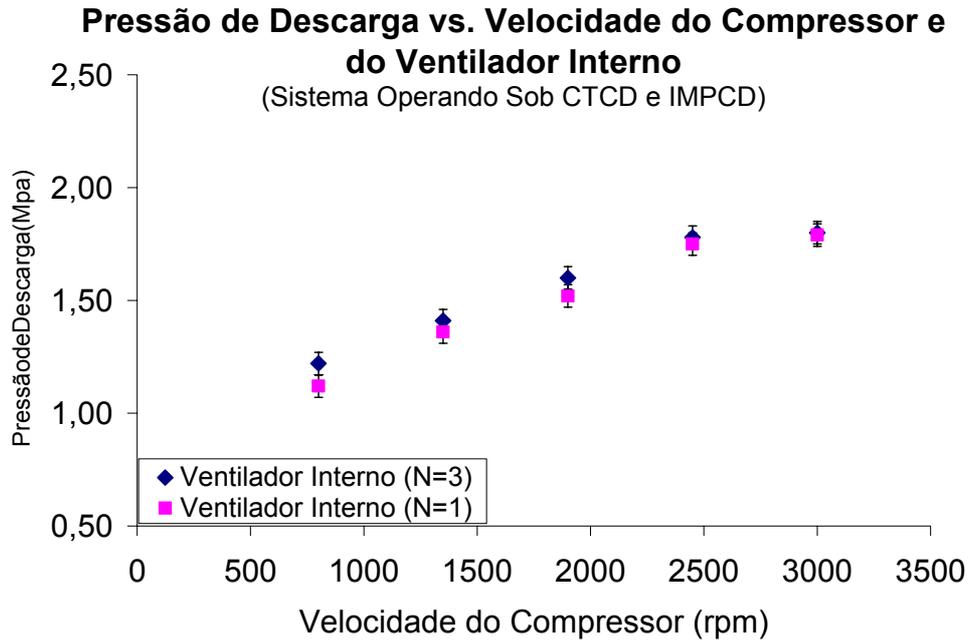


Figura A.30 – Pressão de Descarga(P_1) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

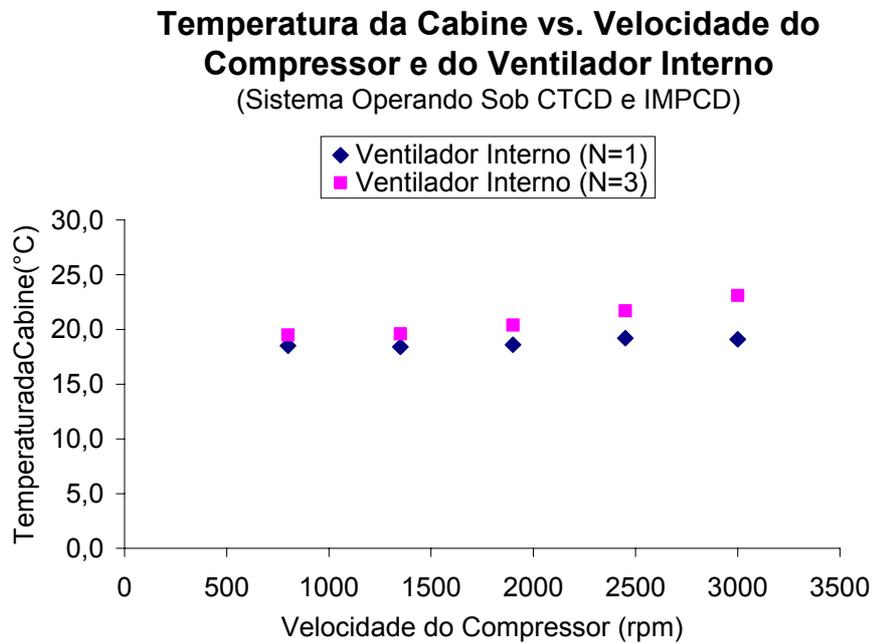


Figura A.31 – Temperatura da Cabine (T_{Cab}) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

Torque Consumido vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando sob CTCD e IMPCD)

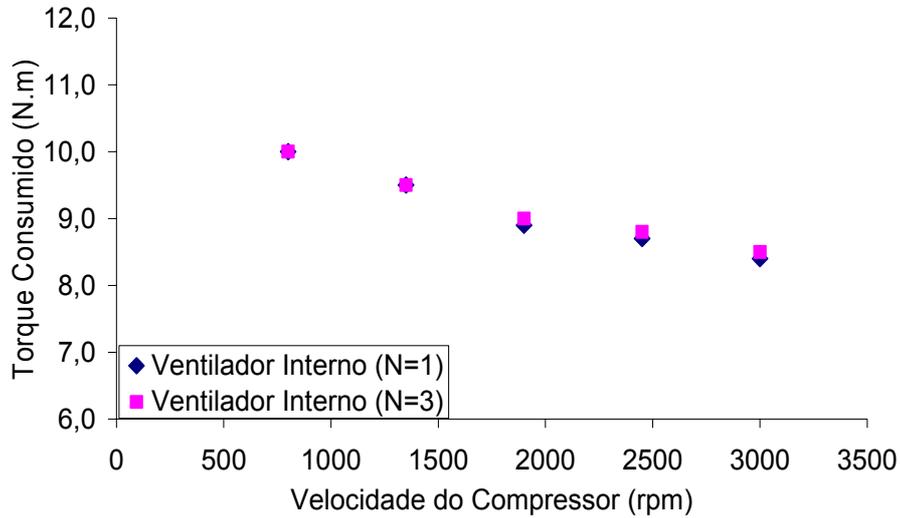


Figura A.32 – Torque Consumido (TOR) vs. velocidade do Compressor (RPM) e Velocidade do Ventilador Interno (N).

Pressão de Sucção vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando sob CTEV e IMPCD)

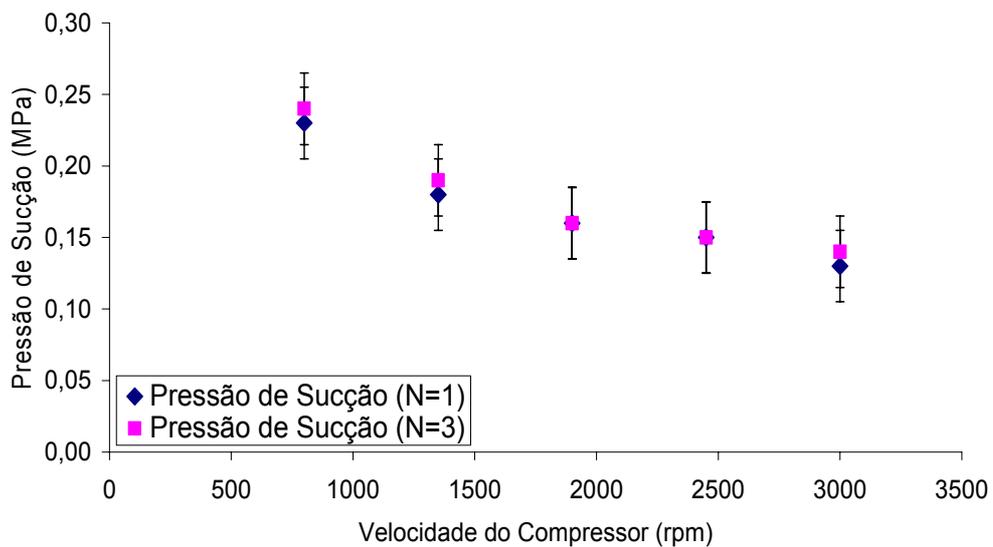


Figura A.33 – Pressão de Sucção(P_4) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

Pressão de Descarga vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando sob CTEV e IMPCD)

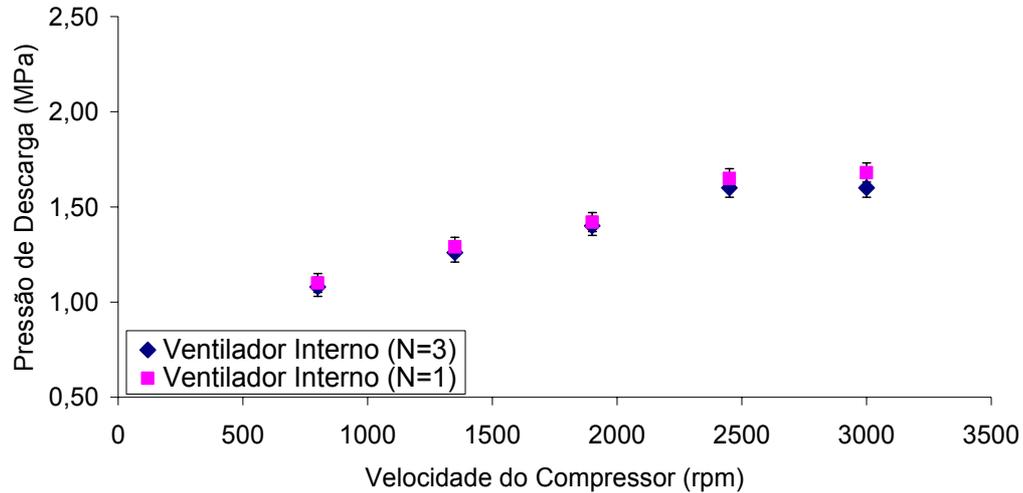


Figura A.34 – Pressão de Descarga(P_1) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

Temperatura da Cabine vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando sob CTEV e IMPCD)

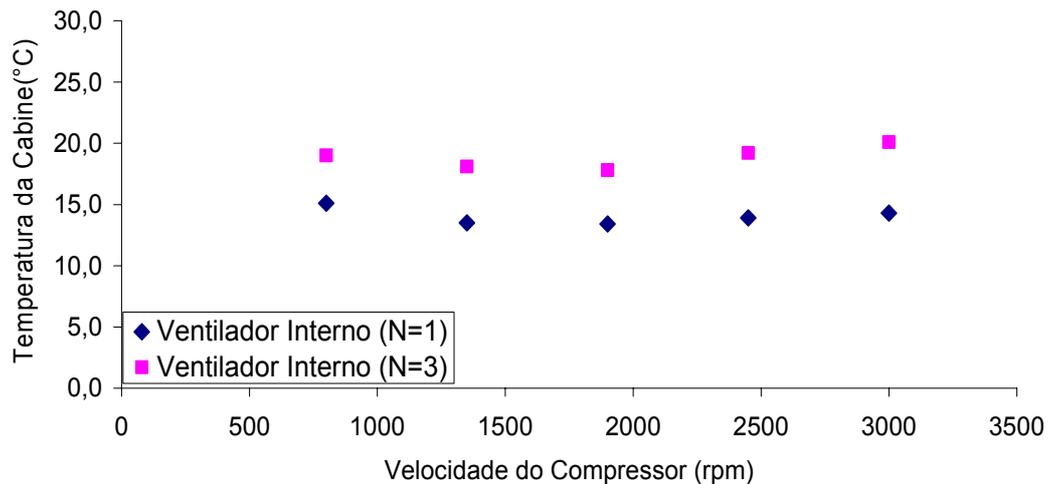


Figura A.35 – Temperatura da Cabine (T_{Cab}) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

Torque Consumido vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando Sob CTEV e IMPCD)

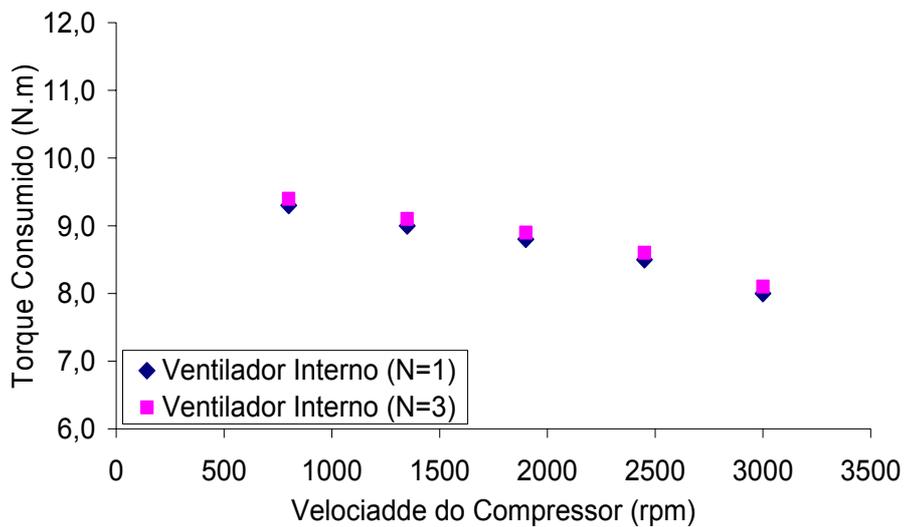


Figura A.36 – Torque Consumido (TOR) vs. velocidade do Compressor (RPM) e Velocidade do Ventilador Interno (N).

Pressão de Sucção vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando Sob Condição de CTCD,CTEV e IMPCD)

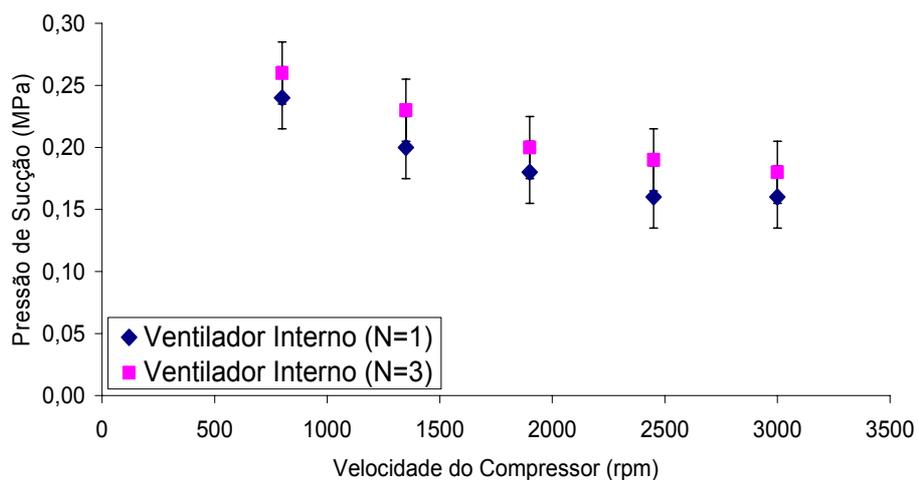


Figura A.37 – Pressão de Sucção(P_4) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

Pressão de Descarga vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando Sob Condição de CTCD,CTEV e IMPCD)

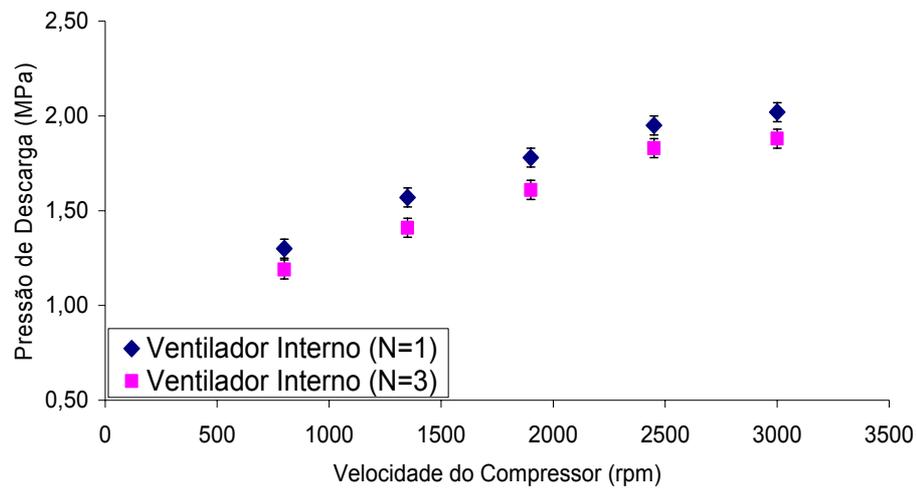


Figura A.38 – Pressão de Descarga(P_1) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

Temperatura da Cabine vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando Sob Condição de CTCD,CTEV e IMPCD)

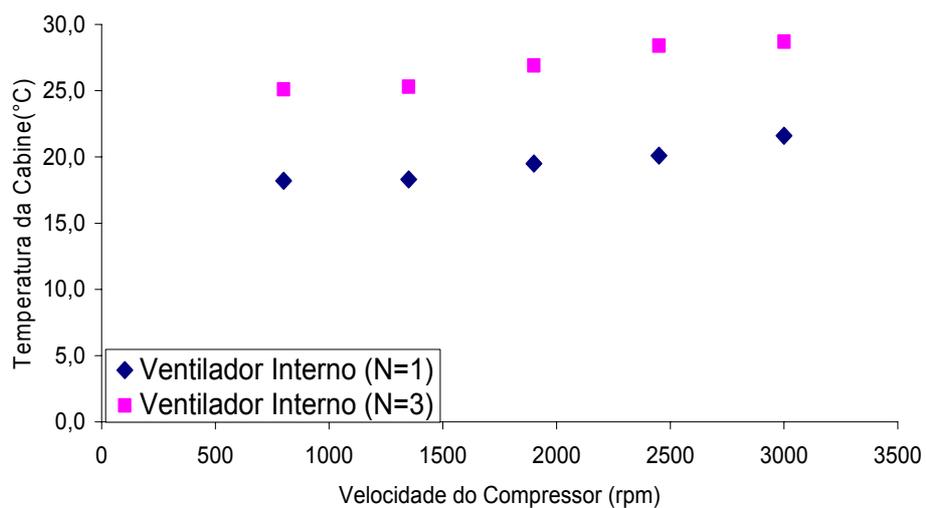


Figura A.39 – Temperatura da Cabine (T_{Cab}) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

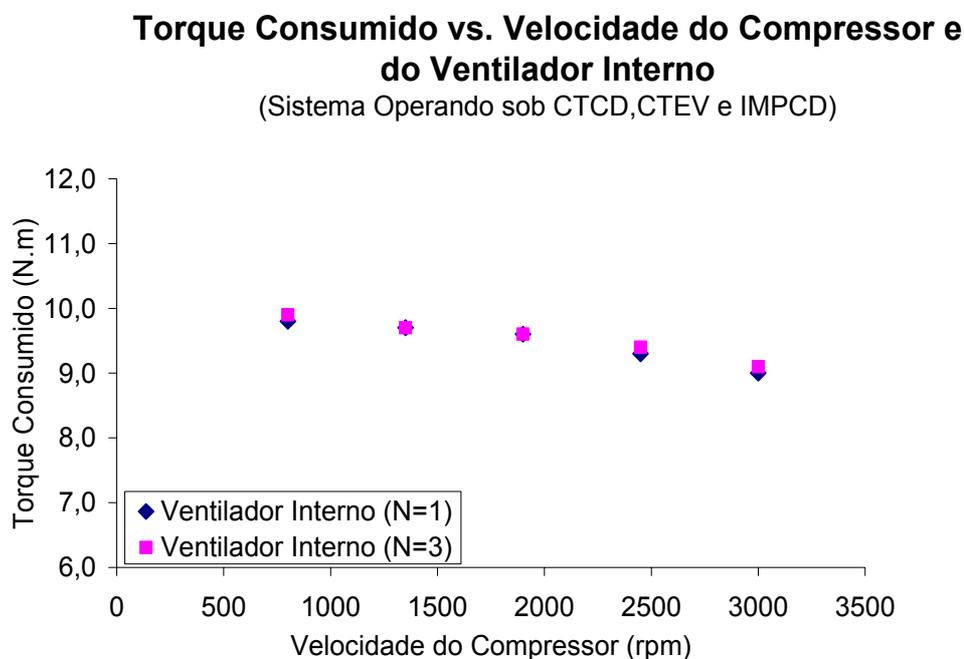


Figura A.40 – Torque Consumido (TOR) vs. velocidade do Compressor (RPM) e Velocidade do Ventilador Interno (N).

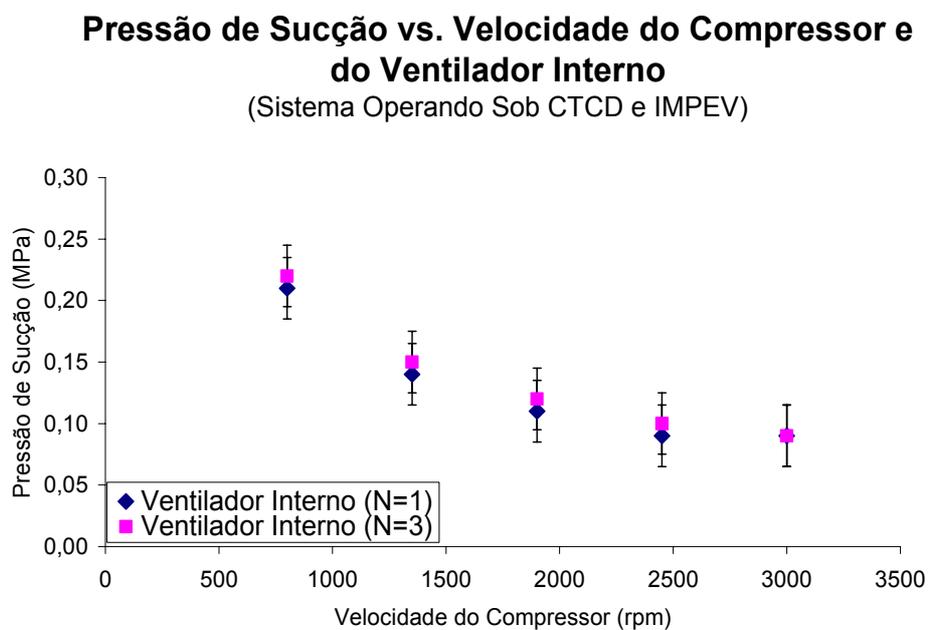


Figura A.41 – Pressão de Sucção(P_4) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

Pressão de Descarga vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno
(Sistema Operando Sob CTCD e IMPEV)

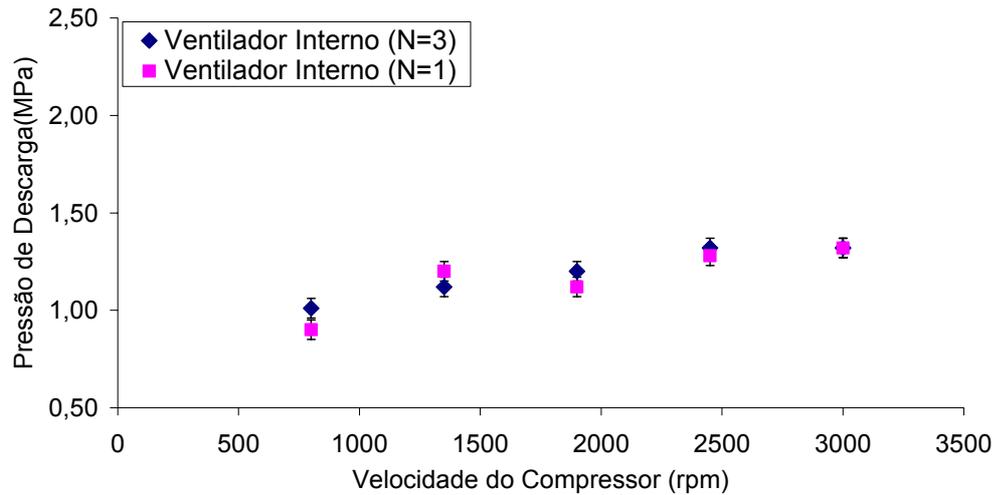


Figura A.42 – Pressão de Descarga(P_1) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

Temperatura da Cabine vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno
(Sistema Operando Sob CTCD e IMPEV)

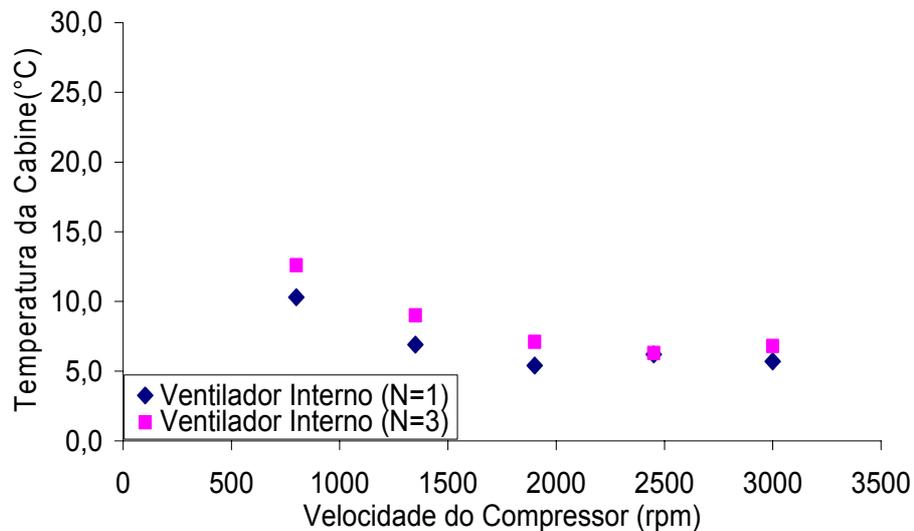


Figura A.43 – Temperatura da Cabine (T_{Cab}) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

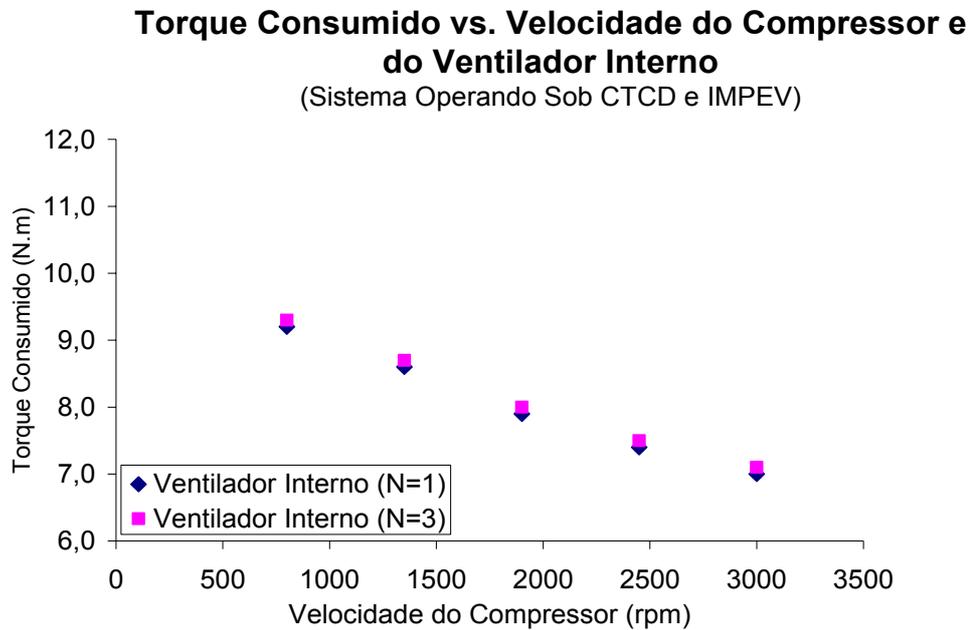


Figura A.44 – Torque Consumido (TOR) vs. velocidade do Compressor (RPM) e Velocidade do Ventilador Interno (N).

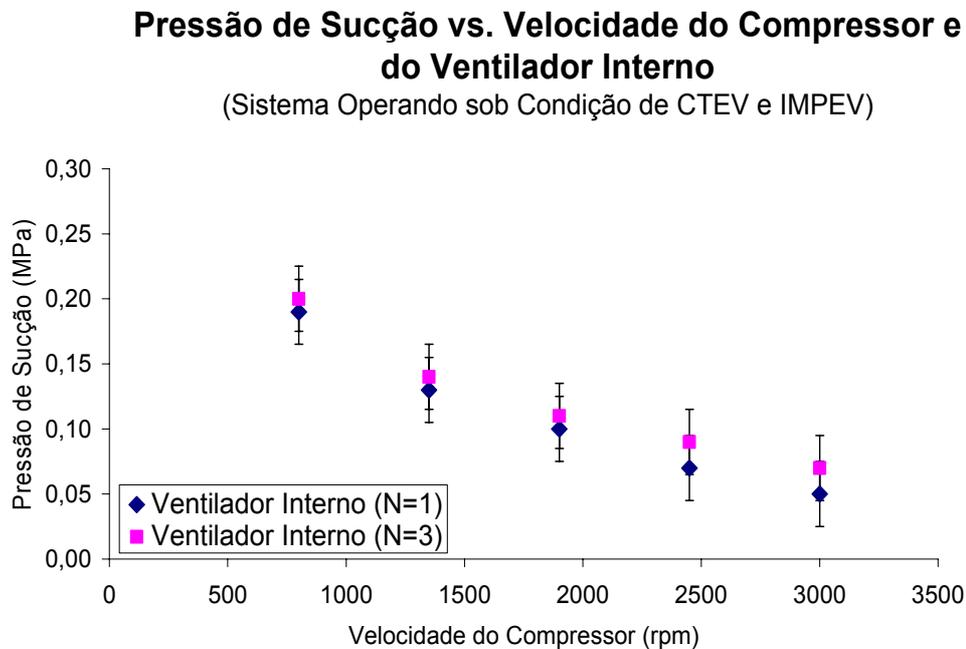


Figura A.45 – Pressão de Sucção(P_4) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

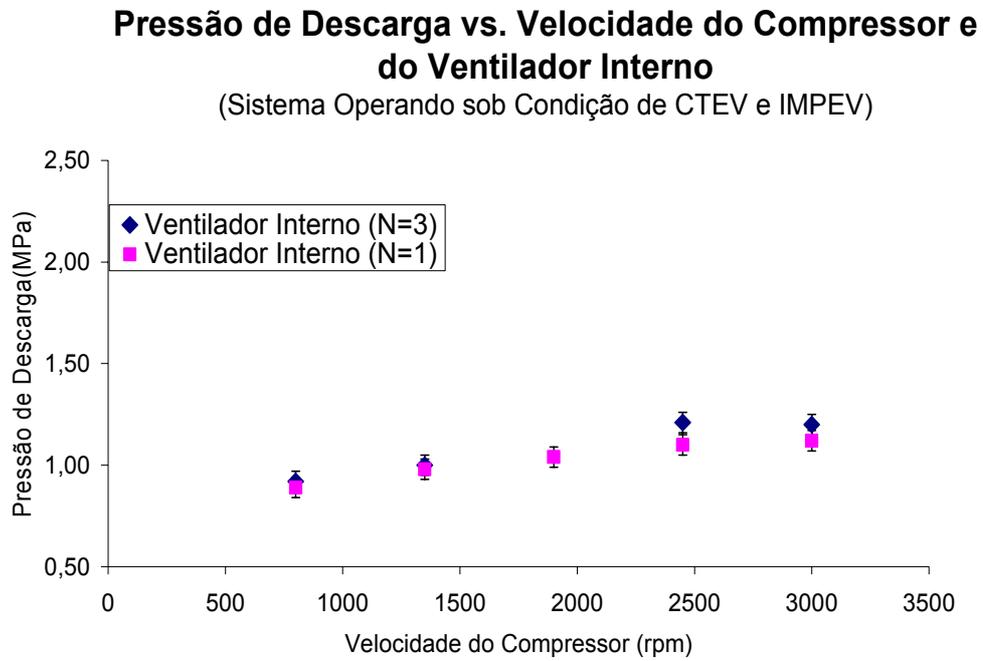


Figura A.46 – Pressão de Descarga(P_1) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

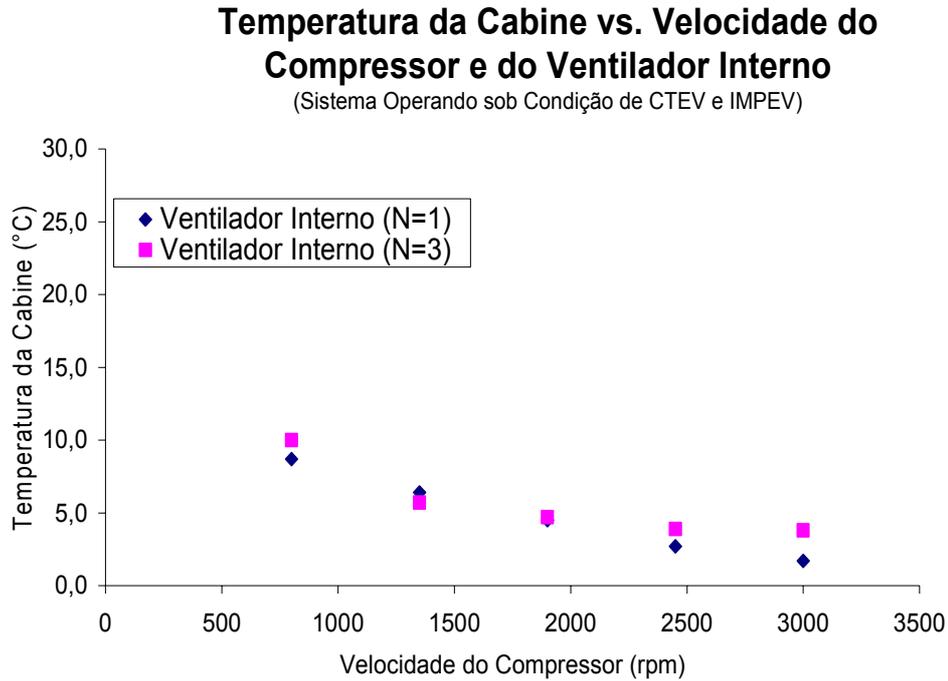


Figura A.47 – Temperatura da Cabine (T_{Cab}) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

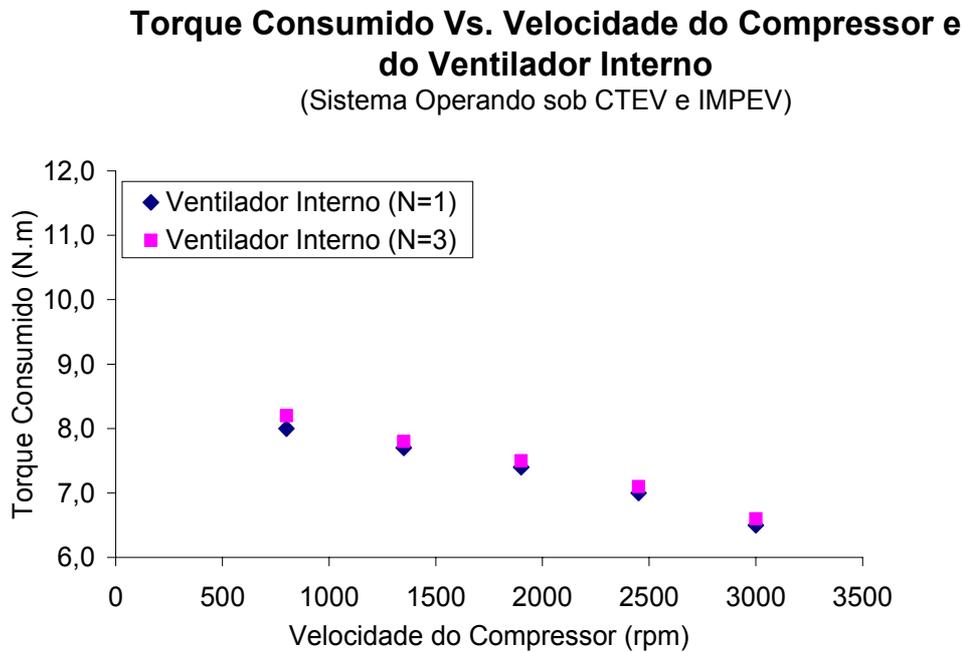


Figura A.48 – Torque Consumido (TOR) vs. velocidade do Compressor (RPM) e Velocidade do Ventilador Interno (N).

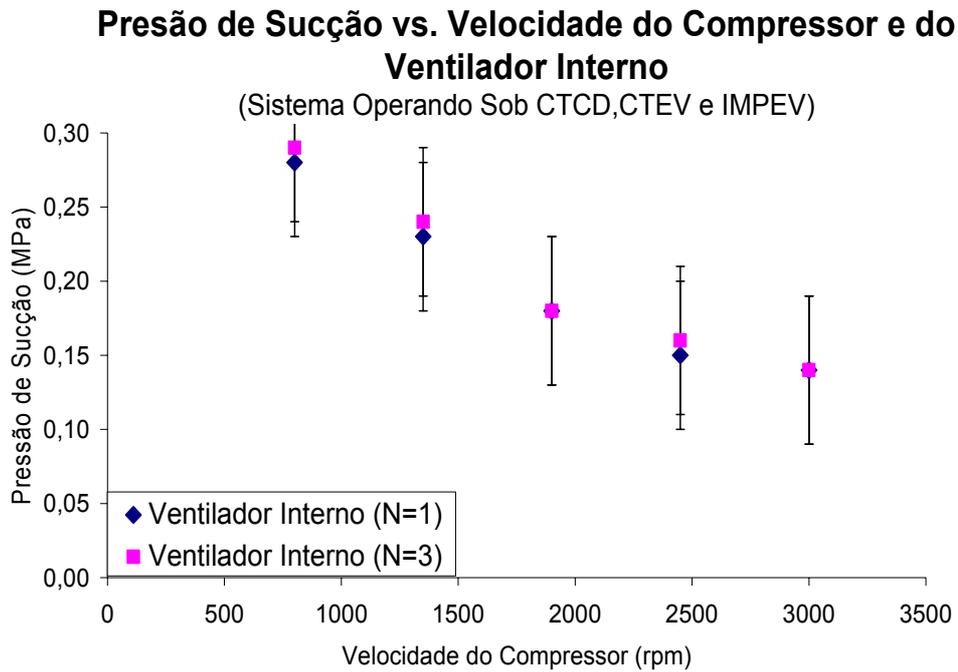


Figura A.49 – Pressão de Sucção(P_4) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

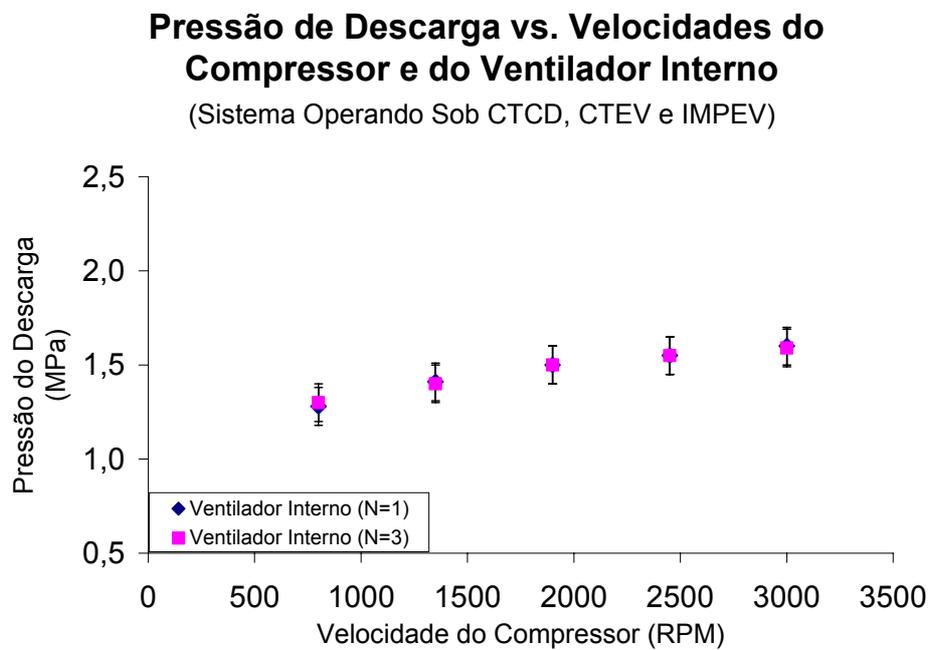


Figura A.50 – Pressão de Descarga(P_1) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

Temperatura da Cabine vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno
(Sistema Operando Sob CTCD, CTEV e IMPEV)

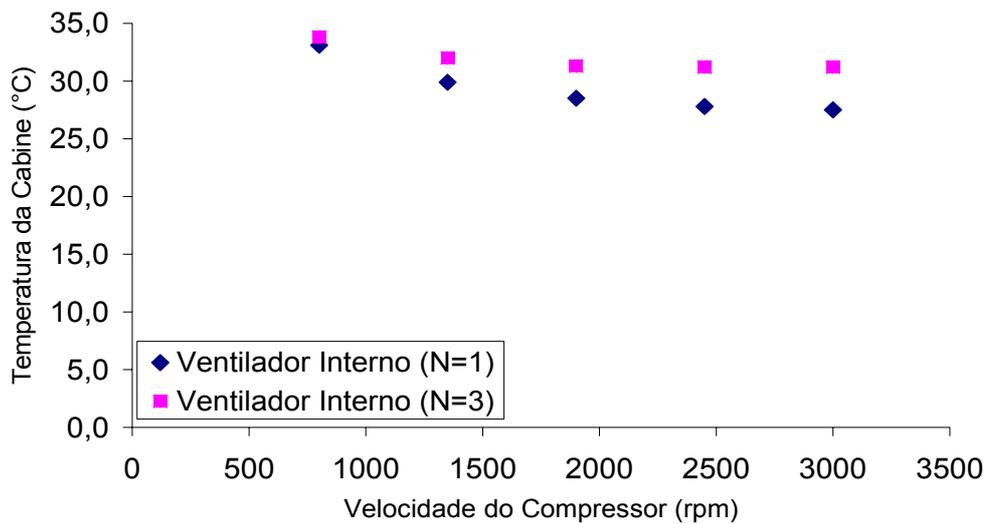


Figura A.51 – Temperatura da Cabine (T_{Cab}) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

Torque Consumido vs. Velocidade do Comprssor e do Ventilador Interno
(Sistema Operando Sob CTCD,CTEV e IMPEV)

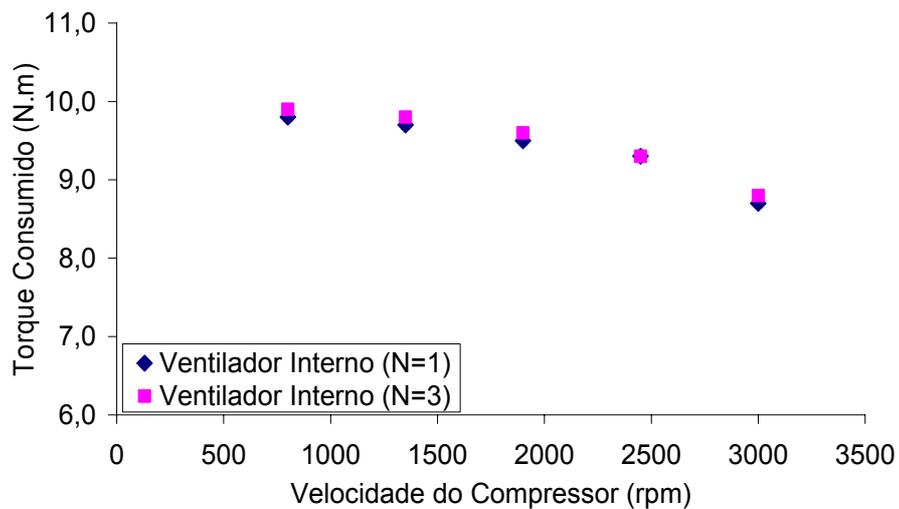


Figura A.52 – Torque Consumido (TOR) vs. velocidade do Compressor (RPM) e Velocidade do Ventilador Interno (N).

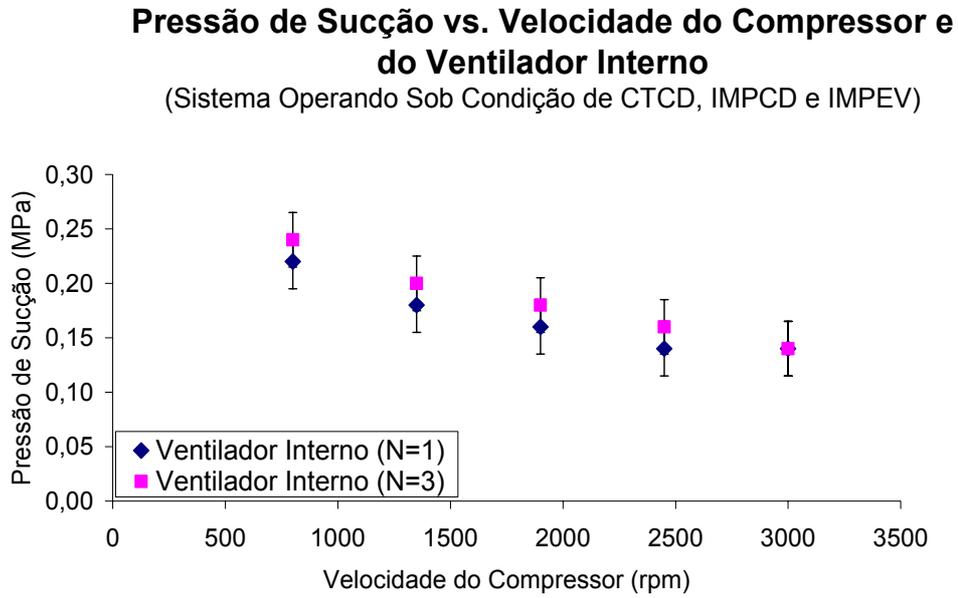


Figura A.53 – Pressão de Sucção(P_4) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

Pressão de Descarga vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando Sob CTCD, IMPCD e IMPEV)

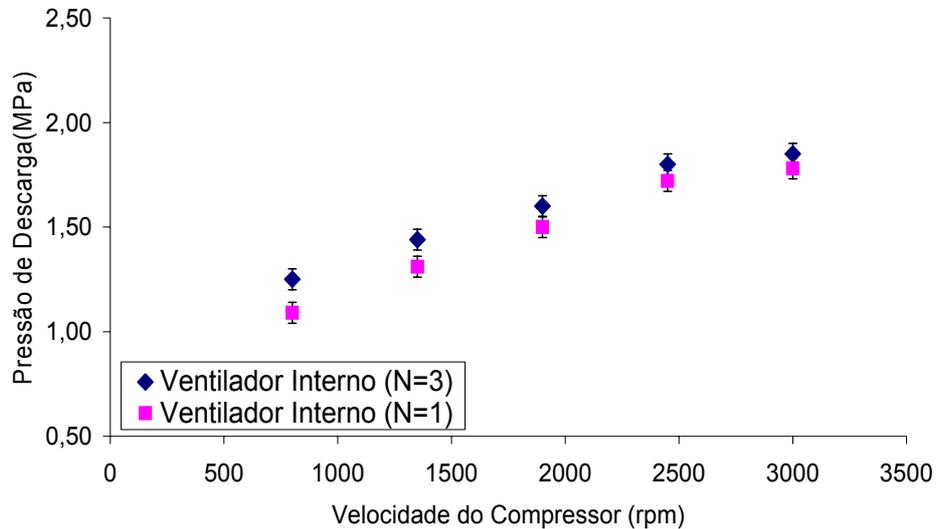


Figura A.54 – Pressão de Descarga(P_1) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

Temperatura da Cabine vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando Sob CTCD, IMPCD e IMPEV)

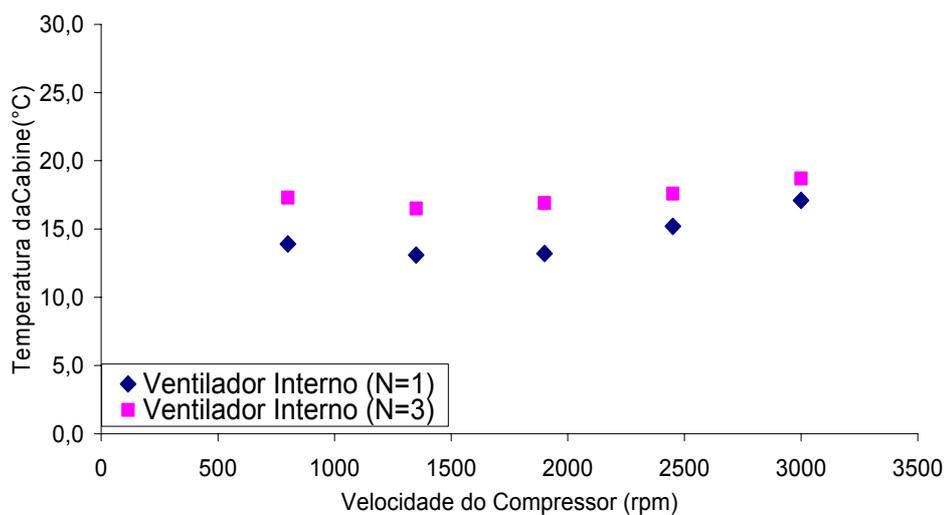


Figura A.55 – Temperatura da Cabine (T_{Cab}) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

Torque Consumido vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando Sob CTCD, IMPCD e IMPEV)

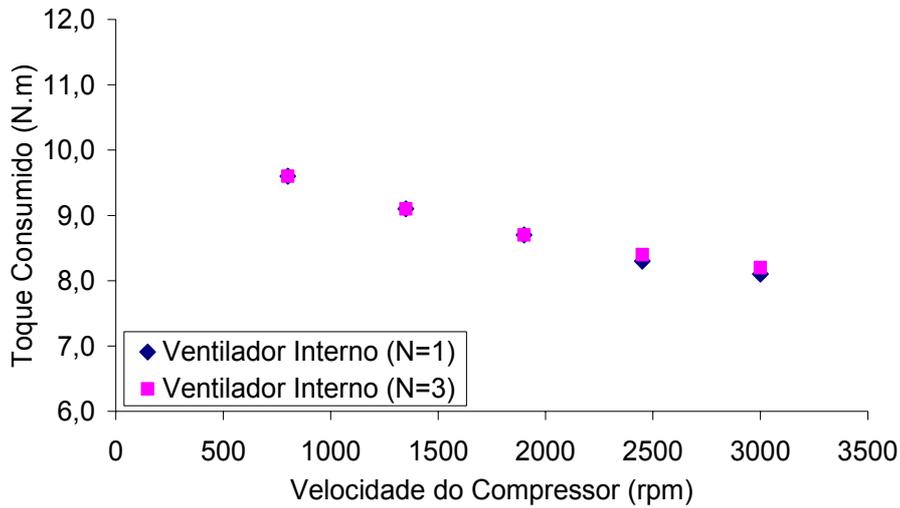


Figura A.56 – Torque Consumido (TOR) vs. velocidade do Compressor (RPM) e Velocidade do Ventilador Interno (N).

Pressão de Sucção vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando Sob CTEV, IMPCD e IMPEV)

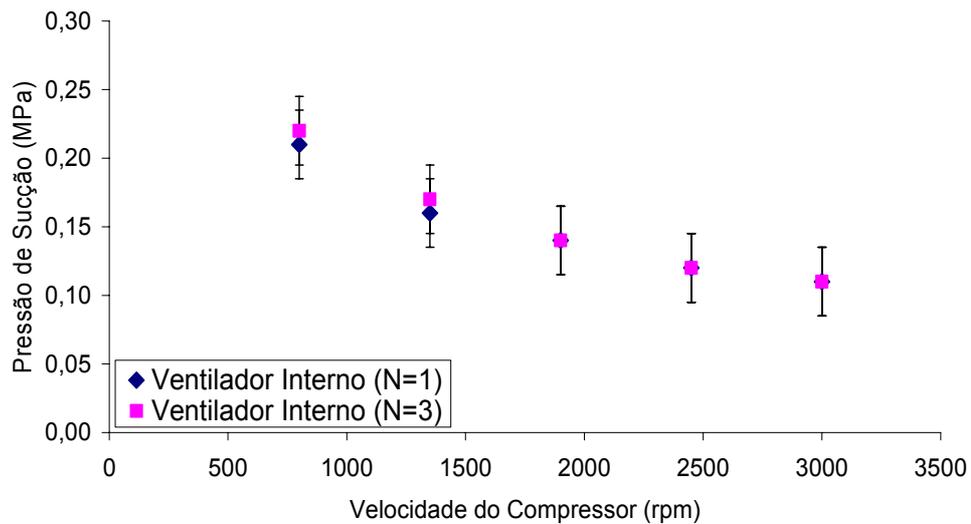


Figura A.57 – Pressão de Sucção(P_4) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

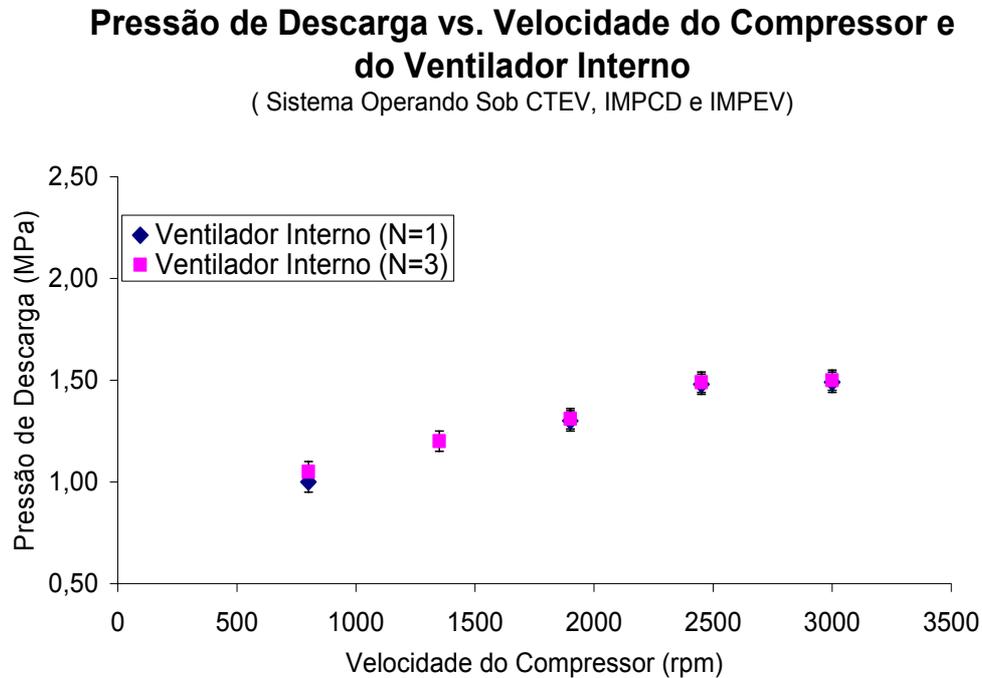


Figura A.58 – Pressão de Descarga(P_1) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

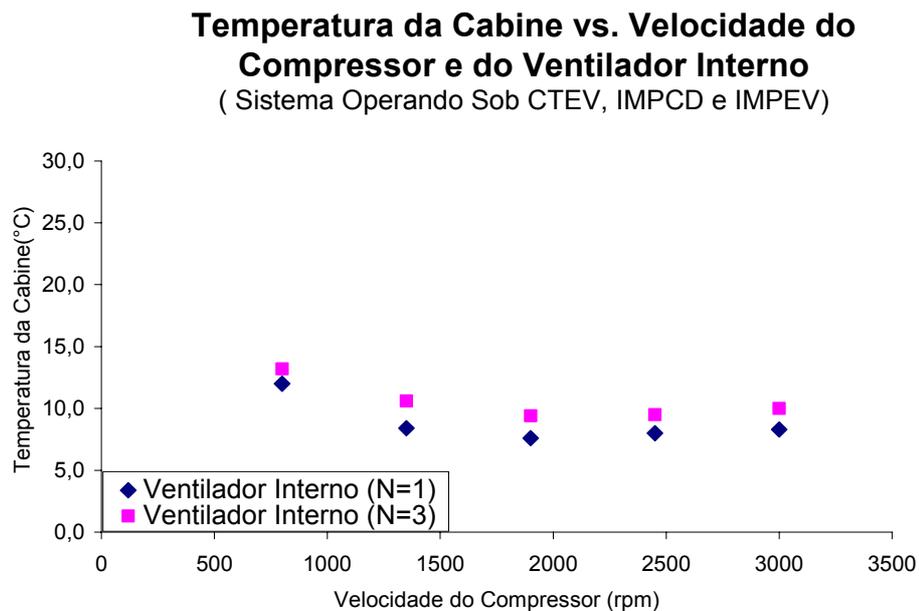


Figura A.59 – Temperatura da Cabine (T_{Cab}) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

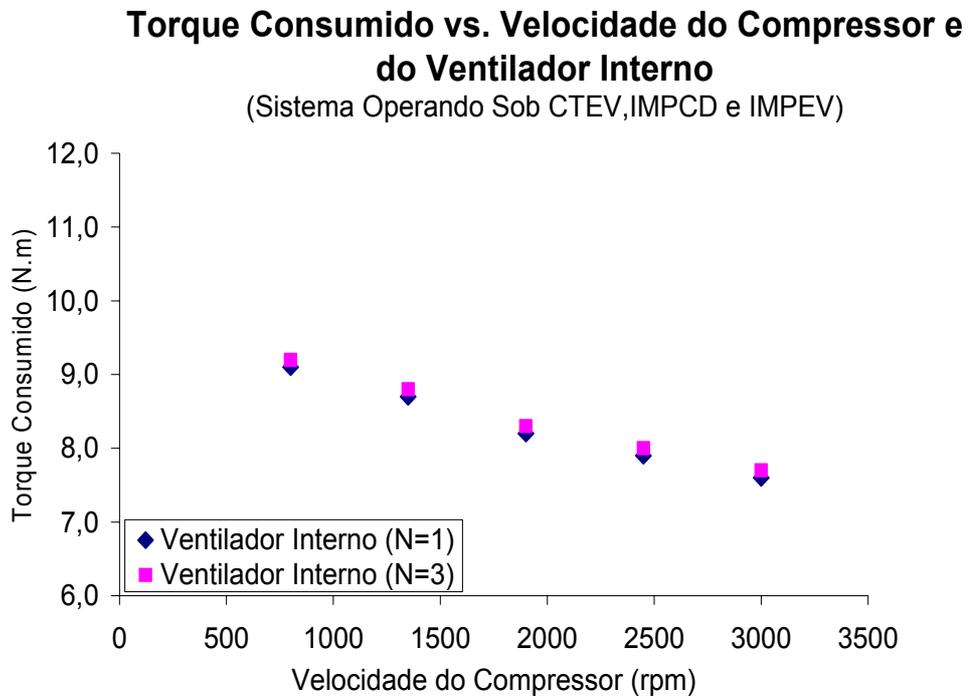


Figura A.60 – Torque Consumido (TOR) vs. velocidade do Compressor (RPM) e Velocidade do Ventilador Interno (N).

Pressão de Sucção vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando Sob CTCD,CTEV,IMPCD e IMPEV)

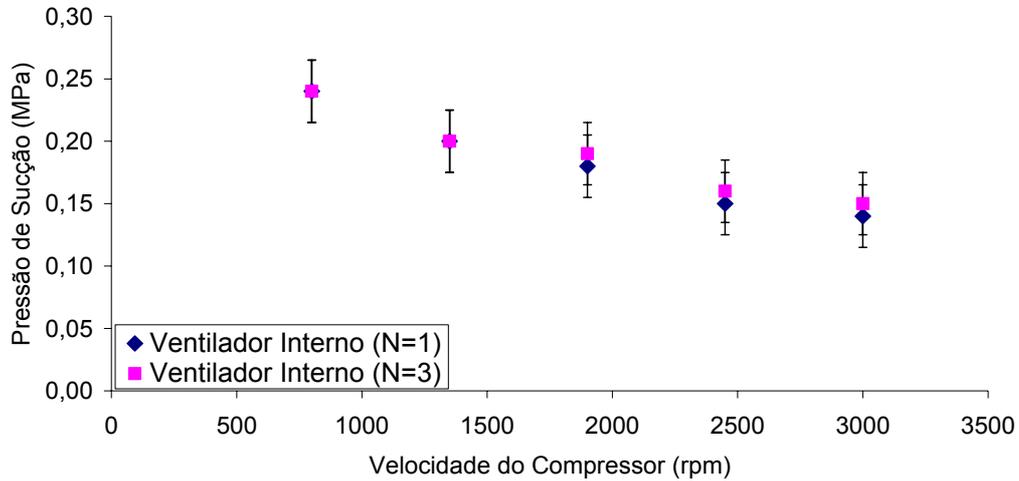


Figura A.61 – Pressão de Sucção(P_4) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

Pressão de Descarga vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno

(Sistema Operando Sob CTCD,CTEV,IMPCD e IMPEV)

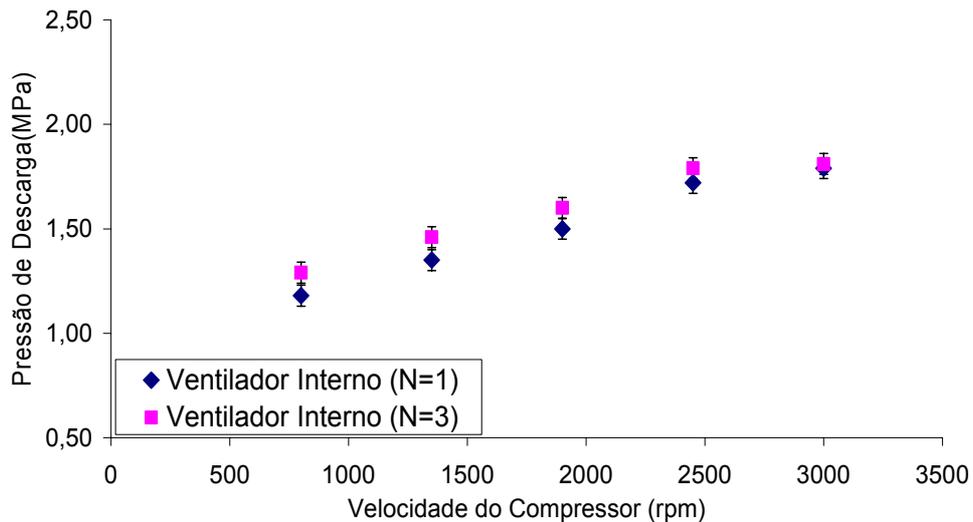


Figura A.62 – Pressão de Descarga(P_1) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

Temperatura da Cabine vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno
(Sistema Operando Sob CTCD,CTEV,IMPCD e IMPEV)

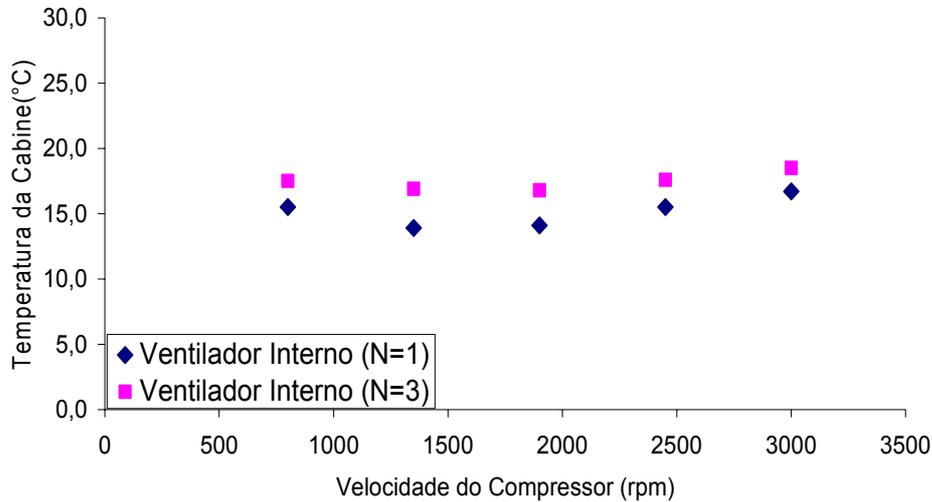


Figura A.63

– Temperatura da Cabine (T_{Cab}) vs. Velocidade do Compressor(RPM) e do Ventilador Interno(N)

Torque Consumido Vs. Velocidade do Compressor e do Ventilador Interno
(Sistema Operando Sob CTCD,CTEV,IMPCD e IMPEV)

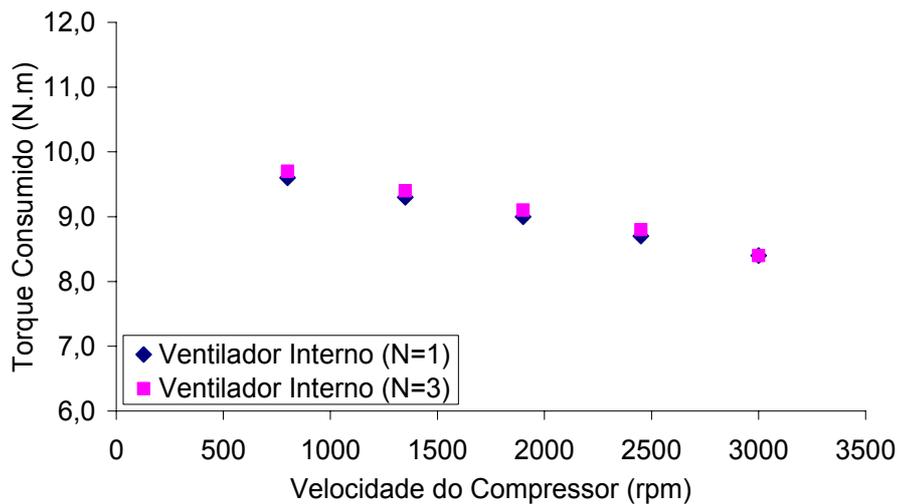


Figura A.64 – Torque Consumido (TOR) vs. velocidade do Compressor (RPM) e Velocidade do Ventilador Interno (N).

ANEXO 3
Simulação no EES

Simulação de um Ciclo de Compressão de Vapor Automotivo

"Dados de Entrada"

$P_{atm}=100[\text{kPa}]$	
$\{P_{ev}=200[\text{kPa}]\}$	"Pressão de evaporação"
$n=1,08$	"Expoente Politrópico"
$\text{DELTA}T_{sresf}=2[^\circ\text{C}]$	"Grau de Sub-resfriamento do Condensador"
$\text{DELTA}T_{saq}=15[^\circ\text{C}]$	"Grau de Superaquecimento no Evaporador"
$m_{dot_arcd}=0,90[\text{kg/s}]$	"Vazão do Ar no Condensador"
$m_{dot_arev}=0,80[\text{kg/s}]$	"Vazão do Ar no Evaporador"
$\{T_{amb}=40[^\circ\text{C}]\}$	"Temperatura Ambiente"
$r=0,0336$	"Razão de espaço nocivo do compressor"
$V_c=147,1 \cdot 10^{-6}$	"Cilindrada do compressor"
$\{C_v=0,75\}$	"Coeficiente volumétrico do compressor"
$\text{RPS}=50$	"Rotação do compressor"
$T_{frio}=20[^\circ\text{C}]$	"Temperatura do ar de retorno"
$\text{epsilon}_{cd}=0,85$	"Efetividade do Condensador"
$\text{epsilon}_{ev}=0,8$	"Efetividade do Evaporador"
$P_{cd}=\text{pressure}(\text{R134a};T=T_{cd};x=1)$	"Calcula a temperatura de condensação"
$P_{ev}=\text{pressure}(\text{R134a};T=T_{ev};x=1)$	"Calcula a temperatura de evaporação"
$\{T_{ev}=\text{temperature}(\text{R134a};P=P_{ev};x=1)$	"Calcula a temperatura de evaporação"

"Compressor"

$P_{ev} \cdot v_1^n = P_{cd} \cdot v_2^n$	"Compressão politrópica"
$v_1 = \text{volume}(\text{R134a};T=T_1;P=P_{ev})$	"Volume na entrada do compressor"
$h_1 = \text{enthalpy}(\text{R134a};T=T_1;P=P_{ev})$	"Entalpia na Entrada do Compressor"
$v_2 = \text{volume}(\text{R134a};s=s_2;P=P_{cd})$	"Calcula entropia na saída do compressor"
$h_2 = \text{enthalpy}(\text{R134a};s=s_2;P=P_{cd})$	"Entalpia na Entrada do Compressor"
$m_{dot_r} = (V_c/v_1) \cdot \text{RPS} \cdot (1 - r \cdot ((P_{cd}/P_{ev})^{(1/n)} - 1)) \cdot C_v$	"Vazão mássica de refrigerante"
$\{s_2 = \text{entropy}(\text{R134a};T=T_2;P=P_{cd})$	"Calcula a temperatura na saída do
compressor"	

"Condensador"

$\text{DELTA}T_{sresf} = T_{cd} - T_3$	"Grau de Subresfriamento na Saída do Condensador"
$h_3 = \text{enthalpy}(\text{R134a};T=T_3;P=P_{cd})$	"Entalpia na saída do condensador"
$Q_{dot_cd} = (h_2 - h_3) \cdot m_{dot_r}$	"Balanço de Energia do Refrigerante no condensador"
$c_{par_cd} = \text{SPECHEAT}(\text{AIRH2O};P=P_{atm};T=T_{amb};R=0,8)$	"cp para o Ar Úmido"
$Q_{dot_cd} = \text{epsilon}_{cd} \cdot m_{dot_arcd} \cdot c_{par_cd} \cdot (T_{cd} - T_{amb})$	"Equação da efetividade no Condensador"
$q_{cd} = h_2 - h_3$	"Calor do condensador"

"Válvula de Expansão - TXV"

$h_3 = h_4$	"Balanço de Energia na Válvula TXV"
$\text{DELTA}T_{saq} = T_1 - T_{ev}$	"Grau de Superaquecimento na Saída do Evaporador"

"Evaporador"

{T_ev=T_frio-30}	"Efeito Refrigerante"
q_ev=h_1-h_4	"Balanço de Energia no
Q_dot_ev=m_dot_r*q_ev	
Refrigerante no evaporador"	
epsilon_ev=(T_frio-T_ar_ev)/(T_frio-T_ev)	"Equação da Efetividade"
Q_dot_ev=m_dot_arev*(h_ar_frio-h_ar_ev)	"Balanço de energia no ar do
evaporador"	
h_ar_frio=enthalpy(AIRH2O;T=T_frio;P=P_atm;R=0,80)	"Entalpia do Ar Úmido na Entrada
do Evaporador "	
h_ar_ev=enthalpy(AIRH2O;T=T_ar_ev;P=P_atm;R=0,75)	"Entalpia do Ar na Saída do
Evaporador Úmidecido"	
{Q_dot_ev=m_dot_arev*c_par_ev*(T_frio-T_ar_ev)	"Balanço Aproximado de energia
no ar do evaporador"	
c_par_ev=SPECHEAT(AIRH2O;P=P_atm;T=T_frio;R=0,8)	"cp para o Ar Úmido"
{Q_dot_ev=m_dot_arev*epsilon_ev*(h_ar_frio-h_arev)	"Equação da Efetividade para o
Ar Úmido à Temp. de Evap. do R134a"}	
{Q_dot_ev=m_dot_arev*c_par_ev*epsilon_ev*(T_frio-T_ev)	"Equação da Efetividade para o
Ar Úmido à Temp. de Evap. do R134a"	
c_par_ev=SPECHEAT(AIRH2O;P=P_atm;T=T_frio;R=0,8)	"cp para o Ar Úmido"
"Balanço Global de Energia"	
Res=q_cd-q_ev-(h_2-h_1)	
{Q_dot_ev=m_dot_arev*epsilon_ev*(h_ear-h_arev)	"Equação da Efetividade para o
Ar Úmido à Temp. de Evap. do R134a"}	

ANEXO 4
Relatórios de Aferição de Instrumentos

Livros Grátis

(<http://www.livrosgratis.com.br>)

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)
[Baixar livros de Matemática](#)
[Baixar livros de Medicina](#)
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)
[Baixar livros de Meteorologia](#)
[Baixar Monografias e TCC](#)
[Baixar livros Multidisciplinar](#)
[Baixar livros de Música](#)
[Baixar livros de Psicologia](#)
[Baixar livros de Química](#)
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)
[Baixar livros de Serviço Social](#)
[Baixar livros de Sociologia](#)
[Baixar livros de Teologia](#)
[Baixar livros de Trabalho](#)
[Baixar livros de Turismo](#)