



Universidade Federal da Paraíba
Centro de Tecnologia
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
- Mestrado - Doutorado -

**ANÁLISE EXERGO-ECONÔMICA DA MICROGERAÇÃO COM
O USO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA A
BIODIESEL NO ACIONAMENTO DO COMPRESSOR DO
SISTEMA POR COMPRESSÃO DE VAPOR**

Por

Gerson Barbosa da silva

*Tese de Doutorado apresentada à Universidade Federal da Paraíba para a
obtenção do grau de Doutor*

João Pessoa – Paraíba
Universidade Federal da Paraíba

**Centro de Tecnologia
Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica**

GERSON BARBOSA DA SILVA

**ANÁLISE EXERGO-ECONÔMICA DA MICROGERAÇÃO COM
O USO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA A
BIODIESEL NO ACIONAMENTO DO COMPRESSOR DO
SISTEMA POR COMPRESSÃO DE VAPOR**

Tese apresentada ao Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica do Centro de Tecnologia da Universidade Federal da Paraíba, em cumprimento às exigências para obtenção do grau de Doutor.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Antonio Cabral dos Santos

João Pessoa – Paraíba

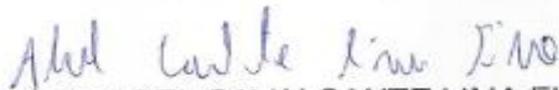
**ANÁLISE EXERGO-ECONÔMICA DA MICROGERAÇÃO
COM O USO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA A
BIODIESEL NO ACIONAMENTO DO COMPRESSOR DO
SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE
VAPOR**

Por

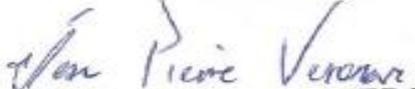
GERSON BARBOSA DA SILVA
Tese aprovada em 02 de maio de 2016


Prof. Dr. CARLOS ANTÔNIO CABRAL DOS SANTOS
Orientador - UFPB


Prof. Dr. FRANCISCO ANTÔNIO BELO
Examinador Interno - UFPB


Prof. Dr. ABEL CAVALCANTE LIMA FILHO
Examinador Interno - UFPB


Prof. Dr. LAURIVAN DA SILVA DENIZ
Examinador Externo - IFPB


Prof. Dr. JEAN PIERRE VERONESE
Examinador Externo - UFPB

**O coração do homem pode fazer planos,
mas a resposta certa dos lábios vem do
Senhor. (Provérbios 16:1)**

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho, em primeiro lugar, ao nosso Senhor e Salvador Jesus Cristo, o Filho de Deus, e em segundo aos meus pais, João Inácio da Silva e Terezinha Barbosa da Silva (in memoriam), que são os modelos da minha estrutura fisiológica e do meu caráter, a minha esposa Sandra Barbosa de Oliveira por sua compreensão e apoio, aos meus amados filhos: Daniel Barbosa de Oliveira, Danielly Barbosa de Oliveira e Bianca Barbosa de Oliveira, pelos abraços, beijos e pelos seus lindos sorrisos, aos meus familiares e amigos que contribuíram para formação da minha estrutura sentimental, e aos professores e amigos de estudo que participaram no desenvolvimento da minha estrutura intelectual.

AGREDECIMENTOS

A Deus, pela oportunidade de exaltá-lo, pela provisão, proteção e força necessária à caminhada.

Ao Professor Francisco Antônio Belo, pela oportunidade a desenvolver esse trabalho e por sua orientação e amizade.

Ao professor Carlos Antônio Cabral dos Santos, pelo inestimável incentivo, orientação e assistência fornecida na concretização desse trabalho.

Aos amigos, colegas e professores da UFPB, pelo ensino e apoio recebidos nas disciplinas de Pós-Graduação.

Ao coordenador da Pós-Graduação em Engenharia Mecânica Rodinei Medeiros Gomes, pelo apoio e compreensão na realização deste trabalho.

Aos técnicos em mecânica do Laboratório de Energia Solar (LES) Cláudio Vicente dos Santos, Hernandes Alves, João de Deus Nunes Júnior e Sérgio Pessoa de Lima Marques.

À minha esposa Sandra, pela paciência e motivação.

Aos meus dois filhos gêmeos Daniel e Danielly pelo seu amor e carinho que tem por mim.

Aos técnicos em eletrônica (LES) Luiz Francisco da Cruz e Diógenes Montenegro Gomes de Brito Silva, pelo auxílio nas confecções de circuitos elétricos, montagem e experimentação.

Às secretárias do PPGEM Mônica e Andréia, pela atenção e disponibilidade no realizar de suas atividades.

À secretária da RECOGÁS/LES Sr. ^a Iolanda Fonseca, pela dedicação e amizade.

Às pessoas que fazem parte dos serviços gerais Antônio e Lúcia, pela ajuda necessária e indispensável nas atividades.

Às recepcionistas, Célia e Eliana pela disponibilidade e atenção no desempenhar de suas atividades.

Ao CNPq, pela bolsa de estudos recebida deste órgão.

Enfim, a todos que contribuíram, direta ou indiretamente, para a realização deste trabalho.

ANÁLISE EXERGO-ECONÔMICA DA MICROGERAÇÃO COM O USO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA A BIODIESEL NO ACIONAMENTO DO COMPRESSOR DO SISTEMA POR COMPRESSÃO DE VAPOR

RESUMO

Neste trabalho, apresenta-se o estudo teórico e experimental de um sistema de refrigeração por compressão de vapor (SRCV), com capacidade de refrigeração de 26kW (7.5TR) e que é desenvolvido na Recogás na Universidade Federal da Paraíba. No primeiro momento, é analisada a eficiência do sistema de refrigeração por compressão de vapor, no qual a circulação do fluido refrigerante é feita por um compressor hermético a pistão que é acionado por um motor elétrico; no segundo momento, é analisada a eficiência do sistema de refrigeração que usa um compressor aberto, acionado pelo motor de combustão interna para compressão de vapor. Estes dois sistemas de refrigeração trabalham com rotação do compressor fixa. São realizadas análises termodinâmicas e termoeconômicas de uma planta resultante do projeto de expansão do sistema de cogeração de energia. Objetivou-se com este trabalho avaliar o desempenho do sistema, funcionando em momentos distintos com diesel mineral e misturas deste com biodiesel nas proporções equivalentes a B5 (95% de diesel mineral e 5% de biodiesel) B20 (80% de diesel mineral e 20% de biodiesel), B40 (60% de diesel mineral e 40% de biodiesel), B60 (40% de diesel mineral e 60% de biodiesel) e B80 (20% de diesel mineral e 80% de biodiesel). Fazendo uso da plataforma computacional **Labview** para obter as temperaturas e pressões em tempos reais e de rotinas da plataforma computacional **Engineering Equation Solver - EES** e o Excel, para gerar simulações do ciclo de refrigeração, as quais foram validadas com os dados experimentais.

Palavras-chave – Refrigeração por Compressão, motor elétrico, motor combustão interna.

MICROGENERATION EXERGOCHEMICAL THE ANALYSIS WITH USE OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES BIODIESEL SYSTEM COMPRESSOR DRIVE FOR STEAM COMPRESSION

ABSTRACT

This work, its present the theoretical and experimental study of a vapor compression system (SRCV), with cooling capacity of 26kW (7.5TR) developed at the Recogás at the Federal University of Paraíba. At first is analyzed the efficiency of the refrigeration system for vapor compression, where the circulation of refrigerant fluid is done by a hermetic compressor one piston that is driven by an electric motor, the second time, is analyzed circulation of refrigerant fluid system which is generated by a compressor opened, which is also triggered by the internal combustion engine. The two refrigeration systems working with fixed rotation compressor. Thermodynamic analyzes are performed and thermoeconômicas of a plant expansion project a result of the CHP energy. Aimed to this research was to evaluate the performance of the system, working at different times with mineral diesel and biodiesel blends this with the proportions equivalent to B5 (95% mineral diesel and 5% biodiesel) B20 (80% mineral diesel and 20 % biodiesel), B40 (60% mineral diesel and 40% biodiesel), B60 (40% mineral diesel and 60% biodiesel) and) and B80 (20% mineral diesel and 80% biodiesel). Making use of computer platform fo Labview temperatures and pressures in real times and routines of computing platform Engineering Equation Solver - EES and Excel, to generate simulations of the refrigeration cycle, which has been validated with the experimental data.

Keywords: Compression refrigeration, electric engine, internal combustion engine

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	i
LISTA DE TABELAS.....	iv
LISTA DE SÍMBOLOS E SIGLAS.....	v
1 INTRODUÇÃO E OBJETIVOS	1
1.1 INTRODUÇÃO.....	1
1.2 MOTIVAÇÃO	7
1.3 OBJETIVO DO TRABALHO.....	8
1.3.1 objetivo geral	8
1.3.2 objetivos específicos.....	8
1.4 ESTRUTURA DA TESE.....	9
2 ANÁLISE TERMODINÂMICA PARA SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR	11
2.1 Ciclos ideal e Real para a Compressão de Vapor.....	11
2.1.a Ciclo ideal de Refrigeração por Compressão de Vapor.....	11
2.1.b Ciclo real de Refrigeração por Compressão de Vapor.....	12
2.2 Análise Energética.....	14
2.3 Análise Exergética.....	18
2.3.1 Exergia.....	19
2.3.2 Eficiência Exergética.....	25
2.4 APLICAÇÃO DOS CONCEITOS DE EXERGIA, IRREVERSIBILIDADE E EFICIÊNCIA.....	28
2.4.1 Volume de Controle: Compressor.....	28
2.4.2 Volume de Controle: Condensador.....	29
2.4.3 Volume de Controle: Válvula de Expansão.....	30
2.4.4 Volume de Controle: Evaporador.....	32
2.4.5 Irreversibilidade Total do Sistema.....	33

2.4.6	Relação de Irreversibilidade de cada Componente.....	33
2.4.7	Eficiência termodinâmica para o Sistema.....	34
3	MATERIAS E MÉTODOS.....	36
3.1	INTRODUÇÃO.....	36
3.2	SISTEMA EXPERIMENTAL.....	36
3.3	DESCRIÇÃO E ESPECIFICAÇÃO DOS COMPONENTES.....	37
3.3.1	Acoplamento do Motor de Combustão Interna através de Embreagem e Correia...38	
3.3.2	Sistema de Condensação - Utilizando Torre de Resfriamento.....	39
3.3.3	Estrutura Metálica de Base de Sustentação da Unidade.....	40
3.3.4	Válvula de Expansão Termostática.....	40
3.3.5	Evaporador.....	41
3.3.6	Tubulação	41
3.3.7	Torres de Resfriamento.....	42
3.4	INSTRUMENTAÇÕES E MEDIÇÃO	43
3.4.1	Medidor de Vazão Ultrassônico.....	43
3.4.2	Instrumentos Utilizados na Obtenção das Medições de Gases de Exaustão.....	44
3.4.3	Sistema de Refrigeração Por Compressão de Vapor.....	47
3.4.3.1	Sensor de Temperatura.....	47
3.4.3.2	Transdutores de Pressão.....	49
3.4.3.3	Indicador e Controlador de Pressão Modelo HM200.....	50
3.4.3.4	Compact Field Point (cFP – 2000).....	50
3.4.3.5	Transdutores de Pressão.....	52
3.4.3.6	Sistema de Aquisição de Dados.....	52
3.4.3.7	Sistema de Refrigeração por Compressão de vapor I.E.S/UFPB.....	52
3.4.3.8	Termômetro digital modelo MT - 525.....	53
4	MODELAGEM EXERGO – ECONÔMICA.....	55
4.1	Introdução.....	55
4.2	Custo Exergético do Sistema.....	56
4.3	Metodologias de custo exergético nos fluxos do sistema	59
4.4	Metodologia de Cálculo para Análise Financeira.....	62
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	68
5.1	RESULTADOS DOS CÁLCULOS DAS VAZÕES DE ÁGUA DA UNIDADE DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	68

5.2	Calculo do Potencial Energético.....	71
5.3	Potências do Combustível.....	72
5.4	Potência de Arrefecimento (\dot{Q}_{arr}).....	72
5.5	Potência de Refrigeração.....	73
5.6	Potências da água na tubulação PVC.....	74
5.7	ANÁLISES TERMODINÂMICA.....	75
5.8	Resultados para o Compressor Hermético acoplado ao Motor Elétrico.....	75
5.9	Resultados do Acoplamento do Motor de Combustão Interna com o Compressor Aberto no Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor	77
5.10	Resultados para o Diesel B5 Aplicado no Motor Combustão Interna.....	78
5.11	Resultados para o Diesel B20 Aplicada no Motor Combustão Interna.....	80
5.12	Resultados para o Diesel B40 Aplicada no Motor Combustão Interna.....	82
5.13	Resultados para o Diesel B60 Aplicada no Motor Combustão Interna.....	84
5.14	Resultados para o Diesel B80 Aplicada no Motor Combustão Interna.....	86
5.15	Análises do Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor Utilizando o Compressor Hermético acoplado ao Motor Elétrico	88
5.16	Análises do Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor Utilizando o Compressor Aberto acoplado ao Motor de Combustão Interna.....	89
5.17	RESULTADOS DA ANÁLISE TERMOECONÔMICA DA UNIDADE DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	107
6	ANÁLISE DAS EMISSÕES DOS GASES DO MOTOR TOYAMA DO CICLO DIESEL	112
6.1	INTRODUÇÃO.....	112
6.2	Emissões de Monóxido de Carbono (CO) através do Cano de Escape do Motor para Atmosfera.....	116
6.3	Emissões de Óxidos de Nitrogênio (NOx) através do Cano de Escape do Motor para atmosfera.....	117
6.4	Emissão de Dióxidos de Carbono (CO2) através do Cano de Escape do Motor para Atmosfera.....	118
6.5	Emissões dos Hidrocarbonetos (HC) através do Cano de Escape do Motor para Atmosfera.....	120

6.6	Emissões de Oxigênios (O ₂) através do Cano de Escape do Motor para Atmosfera.....	121
6.7	Emissões de Opacidade através do Cano de Escape do Motor para Atmosfera.....	122
7	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....	124
	REFERÊNCIAS	126
	ANEXO I.....	135
	ANEXO II.....	137
	ARTIGO PUBLICADO EM CONGRESSO INTERNACIONAL CLAGTEE/2015 (ANALYSIS OF GAS EMISSIONS)	143

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Representação esquemática do ciclo ideal de compressão de vapor (a), diagrama $T \times s$ (b)	12
Figura 2.2	Ciclo <u>real</u> de compressão de vapor, diagrama $T \times s$	13
Figura 2.4	Volume de Controle no Compressor de Vapor do Sistema.....	28
Figura 2.5	Volume de Controle no Condensador do Sistema.....	29
Figura 2.6	Volume de Controle no Dispositivo de Expansão do tipo Válvula de xpansão do Sistema.....	30
Figura 2.7	Volume de Controle no Evaporador.....	32
Figura 3.1	Vista geral da unidade de refrigeração por compressão a vapor.....	37
Figura 3.2	Motor Toyama Diesel.....	38
Figura 3.3	Embreagem e Correia utilizado no sistema.....	39
Figura 3.4	Condensador Casco e Tubo.....	40
Figura 3.5	Base de Sustentação do Sistema.....	40
Figura 3.6	Evaporador de serpentina de placas.....	41
Figura 3.7	Tubulação do Sistema de Refrigeração.....	42
Figura 3.8	Torre de Resfriamento do condensador.....	42
Figura 3.9	Instrumento de Medição de Vazão Ultrassônico.....	44
Figura 3.10	Analizador de Gases PC-MULTIGÁS	45
Figura 3.11	Analizador de Opacidade NA9000	46
Figura 3.12	Representação Esquemática de um Termopar.....	48
Figura 3.13	Entrada e Saída do Tradutor de Pressão no Compressor.....	49
Figura 3.14	Indicador e controlador de Pressão.....	50
Figura 3.15	Foto ilustrativa do cFP-2000.....	51
Figura 3.16	Imagem de aquisição de dados do Sistema.....	52
Figura 3.17	Código fonte do sistema.....	53
Figura 3.18	Termômetro digital modelo MT - 525.....	54
Figura 4.1	Fluxograma para análise termo econômica.....	58
Figura 4.2	Balanco de custo monetário.....	64
Figura 5.1	Pontos da medição da temperatura.....	68

Figura 5.2	Saída dos gases de arrefecimento.....	70
Figura 5.3	Instrumento de Medição de Velocidade.....	70
Figura 5.4	Tacômetro digital duplo.....	72
Figura 5.5	Variação da temperatura no sistema de refrigeração por compressão de vapor utilizando o compressor hermético.....	76
Figura.5.6	Variação da pressão na entrada e saída utilizando compressor hermético...77	
Figura 5.7	Variação da temperatura no sistema de refrigeração utilizando o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna com uso do B5.....	79
Figura 5.8	Variação da pressão no sistema de refrigeração utilizando o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna com uso do B5.....	80
Figura 5.9	Variação da temperatura no sistema de refrigeração utilizando o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna com uso do B20.....	81
Figura 5.10	Variação da pressão no sistema de refrigeração utilizando o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna com uso do B20.....	82
Figura 5.11	Variação da temperatura no sistema de refrigeração utilizando o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna com uso do B40.....	83
Figura 5.12	Variação da pressão no sistema de refrigeração utilizando o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna com uso do B40.....	84
Figura 5.13	Variação da temperatura no sistema de refrigeração utilizando o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna com uso do B60.....	85
Figura 5.14	Variação da pressão no sistema de refrigeração utilizando o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna com uso do B60.....	86
Figura 5.15	Variação da temperatura no sistema de refrigeração utilizando o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna com uso do B60.....	87
Figura 5.16	Variação da pressão no sistema de refrigeração utilizando o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna com uso do B80.....	88
Figura 5.17	Exergia em cada ponto do sistema para o compressor hermético acoplado ao motor elétrico.....	89
Figura 5.18	Exergia em cada ponto do sistema para o compressor aberto utilizando diesel B5.....	90
Figura 5.19	Exergia em cada ponto do sistema para o compressor aberto utilizando diesel B20.....	91

Figura 5.20	Exergia em cada ponto do sistema para o compressor aberto utilizando diesel B40.....	92
Figura 5.21	Exergia em cada ponto do sistema para o compressor aberto utilizando diesel B60.....	93
Figura 5.22	Exergia em cada ponto do sistema para o compressor aberto utilizando diesel B80.....	94
Figura 5.23	Mostra os valores das irreversibilidades de todos os componentes do sistema.....	96
Figura 5.24	Taxa de transferência de calor no compressor em (kW).....	98
Figura 5.25	Taxa de transferência de calor no condensador em (kJ/Kg).....	99
Figura 5.26	Taxa de transferência de calor no evaporador em (kJ/Kg).....	100
Figura 5.27	Eficiências determinadas pelas 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica para o motor elétrico e motor de combustão interna utilizando biodiesel.....	102
Figura 5.28	Eficiências determinadas pelas 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica para o motor elétrico e motor de combustão interna utilizando biodiesel.....	103
Figura 5.29	Mostra visualização dos resultados obtidos do COP (coeficiente de desempenho) dos seis experimentos realizado no sistema.....	105
Figura 5.30	Mostra visualização dos resultados obtidos das eficácias dos seis experimentos realizado no sistema.....	105
Figura 5.31	Mostra o consumo da massa do biodiesel em relação ao diesel mineral puro B5 realizado no sistema.....	106
Figura 5.32	Mostra amortização dos custos em função da taxa de juros e ao longo do tempo de operação (anos) para o motor elétrico (R\$/ano).....	110
Figura 5.33	Mostra amortização dos custos em função da taxa de juros e ao longo do tempo de operação (anos) para o motor de combustão interna (R\$/ano).....	111
Figura 5.34	Mostra amortização dos custos em função da taxa de juros e ao longo do tempo de operação (anos) para sistema de refrigeração (R\$/ano).....	111
Figura 6.1	O perfil da média dos gases de exaustão do motor diesel sem catalisador.....	112
Figura 6.2	Perfil da média de emissão do gás monóxido de carbono (CO) do diesel B6 em relação biodiesel B20, B40, B60 e B80 para rotação 1850 rpm.....	116
Figura 6.3	Perfil da média emissão de óxidos de nitrogênio (NOx) do diesel B6 em relação biodiesel B20, B40, B60 e B80 para rotação 1850 rpm.....	118

Figura 6.4	Perfil de emissão de dióxidos de carbonos (CO ₂) do diesel B6 em relação biodiesel B20, B40, B60 e B80 para rotação 1850 rpm.....	119
Figura 6.5	Perfil de emissão dos hidrocarbonetos (HC) do diesel B6 em relação biodiesel B20, B40, B60 e B80 para rotação 1850 rpm.....	120
Figura 6.6	Perfil de emissão dos Oxigênios (O ₂) do diesel B6 em relação biodiesel B20, B40, B60 e B80 para rotação 1850 rpm.....	121
Figura 6.7	Perfil de emissão da % Opacidade diesel B6 em relação biodiesel B20, B40, B60 e B80 para rotação 1850 rpm.....	122

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1	Especificações para compressor aberto bitzer.....	38
Tabela 3.2	Especificações para compressor hermético coldex – frigor.....	38
Tabela 3.3	- Valor da Vazão água e valores R, S e Q que se encontre na faixa de operação a ser determinado pelo instrumento de medição.....	44
Tabela 4.1	Investimentos iniciais de cada subsistema. (Componentes)	64
Tabela 5.1	Valor da Vazão da água que passa através da tubulação PVC.....	69
Tabela 5.2	Medição das temperaturas na superfície da tubulação PVC na saída do trocador de calor e saída da bomba.....	69
Tabela 5.3.	Medição das temperaturas na entrada e saída dos gases na superfície do trocador de calor.....	69
Tabela 5.4	Resultado das temperaturas obtidas através do programa labview e field point em tempo real aplicado na maquina de refrigeração de compressão de vapor utilizando o motor elétrico.....	76
Tabela 5.5	Resultado das pressões obtidas através do programa labview e field point em tempo real aplicado na maquina de refrigeração de compressão de vapor utilizando o motor elétrico.....	77
Tabela 5.6	Resultado das temperaturas obtidas através do programa labview e field point em tempo real aplicado na maquina de refrigeração de compressão de vapor utilizando B5 (95% de diesel mineral e 5% de biodiesel) no motor diesel.....	78
Tabela 5.7	Resultado das pressões obtidas através do programa labview e field point em tempo real aplicado na maquina de refrigeração de compressão de vapor utilizando B5 (95% de diesel mineral e 5% de biodiesel) no motor diesel.....	79
Tabela 5.8	Resultado das temperaturas obtidas através do programa labview e field point em tempo real aplicado na maquina de refrigeração de compressão de vapor utilizando B20 (80% de diesel mineral e 20% de biodiesel) no motor diesel.....	80
Tabela 5.9	Resultado das pressões obtidas através do programa labview e field point em tempo real aplicado na maquina de refrigeração de compressão de vapor utilizando B20 (80% de diesel mineral e 20% de biodiesel) no motor diesel.....	81

Tabela 5.10	Resultado das temperaturas obtidas através do programa labview e field point em tempo real aplicado na maquina de refrigeração de compressão de vapor utilizando B40 (60% de diesel mineral e 40% de biodiesel) no motor diesel.....	82
Tabela 5.11	Resultado das pressões obtidas através do programa labview e field point em tempo real aplicado na maquina de refrigeração de compressão de vapor utilizando B40 (60% de diesel mineral e 40% de biodiesel) no motor diesel.....	83
Tabela 5.12	Resultado das temperaturas obtidas através do programa labview e field point em tempo real aplicado na maquina de refrigeração de compressão de vapor utilizando B60 (40% de diesel mineral e 60% de biodiesel) no motor diesel.....	84
Tabela 5.13	Resultado das pressões obtidas através do programa labview e field point em tempo real aplicado na maquina de refrigeração de compressão de vapor utilizando B60 (40% de diesel mineral e 60% de biodiesel) no motor diesel.....	85
Tabela 5.14	Resultado das temperaturas obtidas através do programa labview e field point em tempo real aplicado na maquina de refrigeração de compressão de vapor utilizando B80 (20% de diesel mineral e 80% de biodiesel) no motor diesel.....	86
Tabela 5.15	Resultado das pressões obtidas através do programa labview e field point em tempo real aplicado na maquina de refrigeração de compressão de vapor utilizando B80 (20% de diesel mineral e 80% de biodiesel) no motor diesel.....	87
Tabela 5.16	Mostra as propriedades referentes aos 12 pontos de ciclo representado na Figura 4.1 para o compressor hermético acoplado ao motor elétrico.....	88
Tabela 5.17	Mostra as propriedades referentes aos 12 pontos de ciclo representado na Figura 4.1 para o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna. Utilizando B100.....	89
Tabela 5.18	Mostra as propriedades referentes aos 12 pontos de ciclo representado na Figura 4.1 o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna utilizando B20	90
Tabela 5.19	Mostra as propriedades referentes aos 12 pontos de ciclo representado na Figura 4.1 o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna utilizando B40.	91

Tabela 5.20	Mostra as propriedades referentes aos 12 pontos de ciclo representado na Figura 4.1 o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna utilizando B60.	92
Tabela 5.21	Mostra as propriedades referentes aos 12 pontos de ciclo representado na Figura 4.1 o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna utilizando B80	95
Tabela 5.22	Irreversibilidades e razão de irreversibilidade (Resultados para o Compressor Hermético acoplado ao Motor Elétrico)	95
Tabela 5.23	Irreversibilidades e razão de irreversibilidade (Resultados para o Diesel B5 Aplicado no Motor Combustão Interna)	95
Tabela 5.24	Irreversibilidades e razão de irreversibilidade (Resultados para o Diesel B20 Aplicado no Motor Combustão Interna)	95
Tabela 5.25	Irreversibilidades e razão de irreversibilidade (Resultados para o Diesel B40 Aplicado no Motor Combustão Interna)	95
Tabela 5.26	Irreversibilidades e razão de irreversibilidade (Resultados para o Diesel B60 Aplicado no Motor Combustão Interna)	95
Tabela 5.27	Irreversibilidades e razão de irreversibilidade (Resultados para o Diesel B80 Aplicado no Motor Combustão Interna)	96
Tabela 5.28	Entropia gerada (internamente) (KW/K) para os seis experimentos realizados no ciclo de refrigeração por compressão de vapor.	96
Tabela 5.29	Taxa de transferência de calor no compressor para os seis experimentos estudados no ciclo de refrigeração por compressão de vapor.	98
Tabela 5.30	Taxa de transferência de calor no condensador para os seis experimentos estudados no ciclo de refrigeração por compressão de vapor.	99
Tabela 5.31	Taxa de transferência de calor no evaporador para os seis experimentos estudados no ciclo de refrigeração por compressão de vapor.	100
Tabela 5.32	Eficiências dos componentes do sistema através da 1° e 2° Lei da Termodinâmica utilizando o motor elétrico.	101
Tabela 5.33	Eficiências dos componentes do sistema através da 1° e 2° Lei da Termodinâmica para o motor combustão interna utilizando diesel B5.	101
Tabela 5.34	Eficiências dos componentes do sistema através da 1° e 2° Lei da Termodinâmica para o motor combustão interna utilizando diesel B20.	101

Tabela 5.35	Eficiências dos componentes do sistema através da 1° e 2° Lei da Termodinâmica para o motor combustão interna utilizando diesel B40.....	102
Tabela 5.36	Eficiências dos componentes do sistema através da 1° e 2° Lei da Termodinâmica para o motor combustão interna utilizando diesel B60.....	102
Tabela 5.37	Eficiências dos componentes do sistema através da 1° e 2° Lei da Termodinâmica para o motor combustão interna utilizando diesel B80.....	102
Tabela 5.38	Visualiza avaliação do sistema para os seis experimentos estudados no ciclo de refrigeração por compressão de vapor.....	104
Tabela 5.39	Mostra o consumo da massa do biodiesel em relação ao diesel mineral puro B5 em todos os experimentos realizados no sistema de refrigeração por compressão de vapor.....	106
Tabela 5.40	Resultados da análise termoeconômica da unidade de refrigeração por compressão de vapor.....	108
Tabela 5.41	Custos monetários amortizados para os componentes da unidade proposta	109
Tabela 5.42	Balanco de custos monetários da unidade de refrigeração por compressão de vapor.....	109
Tabela 5.43	Amortização dos custos em função da taxa de juros e ao longo dos anos.	110
Tabela 6.1:	Resultado da concentração dos principais gases poluentes utilizando o B6 (94% de diesel mineral e 6% de biodiesel) para rotação fixa de 1850 rpm.....	113
Tabela 6.2:	Resultado da concentração dos principais gases poluentes utilizando o B20 (80% de diesel mineral e 20% de biodiesel) para rotação fixa de 1850 rpm.....	114
Tabela 6.3:	Resultado da concentração dos principais gases poluentes utilizando o B40 (60% de diesel mineral e 40% de biodiesel) para rotação fixa de 1850 rpm.....	114
Tabela 6.4:	Resultado da concentração dos principais gases poluentes utilizando o B60 (40% de diesel mineral e 60% de biodiesel) para rotação fixa de 1850 rpm.....	115
Tabela 6.5:	Resultado da concentração dos principais gases poluentes utilizando o B80 (80% de diesel mineral e 20% de biodiesel) para rotação fixa de 1850 rpm.....	115
Tabela 6.6:	Resultado da opacidade do diesel comercial B6 e do biodiesel nas proporções equivalentes (B20, B40, B60 E B80) para rotação fixa de 1850 rpm.....	116

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Coefficiente calculado em função da concentração
B	Coefficiente calculado em função da concentração
C-O-A	Centro da Área
C-O-M	Centro de Máximo
c_p	Calor específico
c_{ps}	Calor específico na condição de saturação
COP	Coefficiente de desempenho do sistema
COP_{ideal}	Coefficiente de desempenho ideal do sistema
D	Coefficiente calculado em função da concentração
DT	Diferença de temperatura no trocador de calor intermediário
dm	Diferencial de massa
dt	Diferencial de temperatura, [K]
E	Energia
F	Fração de uma mistura (vazão)
f	Taxa suprida da solução
h_i	Entalpia
M	Substância em moles, estado de uma mistura no diagrama h x X
\dot{m}_i	Vazão mássica, [Kg/s]
N	Estado de uma mistura no diagrama h x X
n	Representa cada ponto do sistema de refrigeração por absorção
P	Pressão [N/m ²]
P_{cond}	Pressão do condensador
P_{ger}	Pressão do gerador
Q	Taxa de transferência de calor
QM	Queimador
q	Taxa de transferência de calor por unidade de peso
T	Temperatura, [K]
TD	Temperatura de orvalho
t	Tempo

u	Energia interna
V	Velocidade
v	Volume específico
vc	Volume de controle
W	Trabalho
X	Concentração mássica
X ₀	Concentração do refrigerante
X ₃	Concentração da solução diluída
X ₄	Concentração da solução concentrada
Z	Altura da solução concentrada
Z ₀	Altura relativa à superfície da terra

Letras Gregas

η	Eficiência Energética
η_{global}	Coeficiente calculado em função da concentração
φ	Umidade absoluta

Subscrito

ab	Absorvedor
c	Condensador
e	Condição de entrada
ev	Evaporador
s	Sistema
sa.	Condição de saída
tc	Condensador

CAPITULO I

INTRODUÇÃO E OBJETIVOS

1.1 – INTRODUÇÃO

A chamada sociedade moderna tem suas satisfações e necessidades atendidas por produtos e processos frutos da aplicação direta do conhecimento científico e tecnológico. A refrigeração como elemento deste processo tem causado um aumento do interesse de pesquisadores e estudantes para o campo da pesquisa. Implementos tecnológicos e avanços nos processos com redução de consumo energético tem sido tema para desenvolvimentos de produtos mais eficientes e ambientalmente amigáveis.

A produção de alimentos com processos de congelamento rápido e a conservação de produtos perecíveis, bem como o conforto térmico humano são exemplos de aplicações das tecnologias de controle e redução de temperaturas, com uso na sua maioria de ciclos de compressão de vapor. Esta tecnologia, pelo uso direto da energia elétrica, tem exigido a alocação de parcela considerável da matriz energética brasileira para o acionamento dos seus compressores. O que tem provocado a necessidade de maior produção de energia elétrica para atender ao aumento da demanda. Isto tem levado a discussões e análises para buscas de novas alternativas tecnológicas do uso racional da energia com componentes de maior eficiência energética ou mesmo de novas tecnologias que utilizem outras fontes.

Por outro lado, tem sido observada a necessidade de maior produção de energia elétrica para atendê-la não apenas o consumo da indústria alimentícia, mas como um todo no País. A característica, especial, da Matriz Energética Brasileira em (BEM 2014) da energia elétrica produzida é de via hídrica remete a uma discussão ampla e uma preocupação diferenciada quanto ao uso da energia elétrica e a possibilidade de implementação de novas fontes. Mesmo com projetos em execução para um aumento efetivo da produção de energia elétrica via hídrica, tem o Brasil, também, experimentado restrições climáticas com redução de chuvas e manifestações políticas contrárias a implementação de novas usinas. É de reconhecimento geral que o Brasil, ainda, possui uma

rede de distribuição de energia elétrica susceptível de crítica e, em especial na Região Norte e Nordeste.

A Região Norte apesar de possuir a maior bacia hidrográfica do mundo, sofre com a falta de energia elétrica devido as condições do solo (igarapés) e da sua grande extensão, dificultando a instalação de linhas de transmissão nos moldes tradicionais. Isso dificulta significativamente a produção de pequenos produtores que não tem acesso à energia elétrica produzida em sua própria região.

Nestas dificuldades técnicas constatados a micro cogeração pode ser uma das alternativas eficaz para a conservação dos produtos perecíveis, agregação de valor ao produto local e mesmo evitar desperdícios na produção. A conservação da produção pode representar nessa região um grande avanço para novos empreendimentos com tecnologia sendo colocada a disposição para benéfico humano e econômico para todo País. Pesquisas na área de geração e cogeração, integrando a unidade de refrigeração para o condicionamento de ambientes existente, com uso do motor de combustão interna submetido e operando o diesel e mistura com biodiesel e o estudo das emissões do motor de ciclo diesel.

Inúmeras são aplicações práticas de sistemas de refrigeração por compressão a vapor, utilizando motor de combustão interna, encontrado na literatura. A exemplo do estudo realizado por,

TASSOU e QURESHI (1997). Que avaliou o desempenho de modo dinâmico e análise de energia em compressores de refrigeração controlados por inversores de frequência. Os resultados mostram que partidas sem utilização de inversores de frequência consomem 5 % a mais, do que com a utilização do inversor. Isto principalmente devido à rampa de partida em inversores. Neste estudo, também foi verificado que a redução de consumo de energia é uma função do tipo de compressor empregado no sistema de velocidade variável.

TASSOU e QURESHI (1998). Estudou-se forma comparativa o desempenho de compressores de deslocamento positivo em aplicações de refrigeração com variação de velocidade. Foram considerados no estudo um compressor aberto a pistão, semi-hermético a pistão e aberto tipo parafuso acionado por eletricidade. Os resultados indicam que todos os compressores foram projetados para a eficiência máxima na velocidade nominal. Quando foi aplicada a variação de velocidade, todos os compressores analisados

apresentaram economia de energia em relação ao seu funcionamento em velocidade fixa. A análise demonstrou uma economia de 12 % a 24 % no consumo de energia elétrica.

S. GOKTUN(2000). Estudou e analisou o desempenho de um motor térmico ideal impulsionado ciclo refrigeração por compressão de vapor combinado com o ciclo de absorção e ciclo ejetor de refrigeração. Essa integração maximiza a desempenho do ejetor convencionais e os ciclos de absorção e proporciona alto desempenho para refrigeração. Os resultados das simulações mostram que o ciclo combinado apresenta um aumento significativo no desempenho em relação aos sistemas convencionais. O valor do COP é, no mínimo, 14% maior. Por isso, pode ser usado como um padrão de comparação. Em uma análise mais aprofundada, o nosso modelo prevê um critério razoável para uso em avaliação do desempenho do motor térmico real impulsionado VCR combinado ciclos AR / ER.

ALMEIDA et al. (2002) utilizar um motor diesel MWM - 229 de 70 kW de potência abastecido com óleo de palma “in natura” e com óleo diesel. O estudo foi realizado com objetivo de verificar a concentração das emissões dos gases de escape e o consumo específico dos combustíveis utilizados. Os resultados mostraram que o consumo específico do óleo de palma é, aproximadamente, 10% maior do que o do óleo diesel. Isto ocorre devido ao poder calorífico do óleo de palma ser menor, requerendo maior quantidade de massa de combustível para realizar a mesma tarefa. O diesel apresentou menor concentração em relação ao CO. Quanto ao HC, ambos os combustíveis apresentam baixas quantidades em cargas parciais, mas tendências de aumento em solicitações de carga alta. Já as emissões de CO_2 e O_2 permaneceram, praticamente, a mesma. O NOx também aumentou com o aumento de carga, fato associado ao aumento a temperatura na câmara de combustão.

Z.G. SUN et al (2004) Compara a eficiência energética do protótipo com sistema convencional combinado de frio e calor, mostra que o protótipo utilizado poupar mais de 35% da energia primária em comparação com sistemas convencionais de energia necessária para separar fluxos., Isso mostra um grande potencial de poupança de energia no sistema combinado de frio e calor.

Wang et al. (2004 apud ANDRADE et al., 2005) realizou-se testes de emissões em veículos pesados, movidos com óleo diesel e mistura de 35% de biodiesel no diesel (B35). Os resultados dos testes apontaram uma redução de 12% de CO e de 25% para o THC e para o material particulado, com a utilização do B35 em relação ao óleo diesel.

Fatos explicados pela maior quantidade de oxigênio e maior número de cetano e, também, menores quantidades de hidrocarbonetos aromáticos e teores de enxofre do B35 em relação ao óleo Diesel. O estudo também constatou o aumento de NO_x liberado com a utilização do biodiesel. Estes óxidos (NO_x) são altamente dependentes da pressão e temperatura na câmara de combustão, as quais são elevadas com o uso do biodiesel em relação ao diesel e, juntamente, com o teor de oxigênio no B35 facilitam a formação de NO_x.

J. O. CAVALCANTIO (2005) estudou a eficiência térmica de uma unidade de refrigeração por compressão de vapor que utiliza o R-12 como fluido de trabalho e como sua performance é afetada pela introdução de um trocador de calor colocado entre a saída do evaporador e a entrada do compressor. A metodologia foi dividida em três etapas: a primeira consiste a apresentação das leis da termodinâmica e dos ciclos de refrigeração por compressão de vapor; a segunda na descrição do funcionamento da unidade laboratorial de refrigeração P. A. Hilton e a terceira na realização dos ensaios e análise dos resultados. Os coeficientes de performance baseados na potência indicada, na potência de eixo e na potência elétrica foram calculados para diferentes condições de operação da unidade com e sem a utilização do trocador de calor. Os resultados obtidos mostram que o coeficiente de performance da unidade de refrigeração (COP) está intimamente ligado as temperaturas de evaporação e condensação do fluido de trabalho. Verifica-se que os coeficientes de performance aumentam com o aumento da temperatura de saturação no evaporador (quando se mantém a pressão no condensador constante). Este fato ocorre com ou sem a utilização do trocador de calor. O aumento do COP com a introdução do trocador de calor é muito pequeno sendo verificado um maior benefício de ordem prática, ou seja, garante-se que apenas vapor no compressor e líquido na válvula de expansão.

Z.G. SUN (2007) Foi estudada a produção combinada de calor e de frio impulsionado por um motor a gás industrial . Os resultados experimentais mostraram que ataxa de energia primária do sistema combinado foi de cerca de 1,90. A economia comparativa da demanda de energia primária do sistema combinado alcançou 40,9% em comparação com sistemas convencionais de abastecimento separado frio e calor (chiller de absorção com chama direta para resfriamento e gás caldeira para aquecimento). Quando a velocidade do motor do gás reduz a capacidade de refrigeração do sistema combinado e calor recuperado o motor a gasolina também reduzir, mas a taxa de energia primária do sistema combinado aumenta . O procedimento experimental também confirmou a confiabilidade do sistema combinado.

JOVÍLSON et al. (2007). Analisa-se a concentração de CO_2 , CO, NOx e SO_2 existente nos gases de exaustão provenientes de um motor diesel estacionário. Agrale-M85. O motor, conectado a um gerador Kohlbach de 4 kVA, foi abastecido por quatro combustíveis diferentes: óleo diesel e misturas com concentração de 2%, 5% e 10% de biodiesel de palma. Foi observado que, em todos os combustíveis utilizados, as emissões de CO_2 aumentam a partir do momento em que é exigido 80% da plena carga do gerador. O mesmo acontece com emissões do SO_2 e do CO, com a diferença que o fenômeno ocorre a partir de 90% de plena carga. Em relação ao NOx e ao consumo específico, acontece exatamente o contrário. A partir de 50% de plena carga a emissão NOx e o consumo específico diminuem à medida que a carga aumenta.

Z.G. SUN (2008) estudou-se um sistema de refrigeração integrado (IRS) com um motor a gás. Um chiller de compressão de vapor e um chiller de absorção foi criado e testado. O ciclo de refrigeração por compressão de vapor é operado diretamente pelo motor de gás. O calor proveniente do motor a gás opera o ciclo de refrigeração por absorção, que proporciona resfriamento adicional. A capacidade de resfriamento do IRS é de cerca de 596 kW, e a taxa de energia (TE) chega a 1,84 em ar-condicionado das condições nominais. A capacidade de refrigeração do protótipo aumentou e TE do protótipo diminuiu com o aumento da velocidade do motor a gás. O chiller de refrigeração integrados neste trabalho poupa despesas correntes em relação ao sistema de refrigeração convencional, utilizando o desperdício de calor.

KALAM e MASJUKI (2008). Foi estudado o comportamento do motor de 4 cilindros Isuzu 4FB1, utilizando três combustíveis diferentes: 100% óleo Diesel (B0); 20% biodiesel de palma e 80% diesel B0 (B20); e B20 com X% de aditivo (B20X), no qual X é a porcentagem do aditivo 4-Nonyl phenoxy acetic acid (NPAA) no combustível B20. Os resultados mostram que o B20X apresentou potência maior que o B20 e o B0, o que pode ser atribuído à influência do aditivo. Em relação ao consumo específico, o comportamento do B20 e do B20X foram similares ao do B0 até atingir a rotação de 2250 rpm, após este patamar, o consumo de combustível do B20 aumenta. O consumo do B20X continua semelhante ao do B0 até atingir a rotação de 3500 rpm e depois aumenta. Quanto às emissões, a concentração de NOx, CO e de HC são menores no combustível B20X, seguida do B20 e, por último do B0.

DAMRONGSAK e TIPPAYAWONG (2010) Investigaram o uso do motor de biogás que pode ser usado para o funcionamento do sistema de ar condicionado do

automóvel. O sistema de refrigeração modular pode operar acima de 3,5 kW com alto coeficiente de performance. O motor utilizado é de um único cilindro, a gasolina de quatro tempos, com capacidade de 125cm^3 e taxa de compressão de 11:1. O desempenho do sistema modular tende a diminuir com o aumento da velocidade do motor.

F. ADEILTON (2012). Foi estudada avaliação de desempenho de um motor de combustão de ciclo diesel através da análise da emissão dos gases CO, CO₂ e NO_x, resultantes do processo de combustão, bem como da análise do desempenho técnico relacionado ao consumo, desenvolvimento de potência e torque, realizados em um laboratório de ensaio dinamômetro. O combustível usado para o estudo foi o biodiesel obtido a partir de óleo vegetal de cozinha já usado. Também, neste trabalho, foi avaliado o método para a produção do biodiesel, em função da análise das características peculiares deste processo, contemplando a avaliação e controle de variáveis físico-ambientais, que levassem a um melhor desempenho do motor em questão, comparando-se o uso do biodiesel puro e com misturas ao diesel comercial de origem fóssil.

S. SANTANA (2015) Pesquisa-se a identificação e quantificação de compostos nitrogenados (NO_x, NO, NO₂, N₂O, e NH₃), hidrocarbonetos não-metano (NMHC) correspondente a soma dos HC medidos com exceção do metano (CH₄), hidrocarbonetos de diesel (HCD) correspondente os HC totais emitidos, monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂) e dióxido de enxofre (SO₂), utilizando um motor Euro Equipado com sistema de Redução Catalítica Seletiva (SCR), para combustíveis diesel S50 (teor de enxofre menor que 50 ppm), S10 (teor de enxofre menor que 10 ppm) e biodiesel B20 (80% diesel S10 com 20% biodiesel de soja). As análises estatísticas indicaram que a mudança do diesel S50 para o biodiesel B20, com o SCR, diminuiu significativamente as emissões de NH₃. A utilização do sistema SCR mostrou-se eficiente, indicando significativa redução nas emissões de NO e NO₂. Em contrapartida, as emissões de N₂O apontaram aumento com a utilização do SCR. Além disso, a utilização do combustível B20, também incrementou as emissões do N₂O.

Entretanto, existem, trabalhos que analisaram emissões provenientes de óleos vegetais puros, os quais são fontes para a obtenção do biodiesel. Uma pesquisa, realizada por **Gonçalves (2008)**, quantificou as emissões de CO, NO_x, CO₂, SO₂ e O₂, usando um analisador de gás portátil da marca ECIL. Neste estudo, verificou-se que na combustão de óleos vegetais, em relação ao diesel, houve uma maior formação de NO_x e CO₂, aquele

devido a uma temperatura de combustão maior. Para o SO_2 , os níveis ficaram abaixo do limite de detecção do equipamento e o CO ocorreu em menor quantidade na queima do óleo de soja, seguido do diesel comum de petróleo, do óleo de fritura e por último do óleo de girassol.

O presente trabalho contempla uma ação multidisciplinar com a integração do estudo exergoeconômico para uma unidade de refrigeração com uso no condicionamento de ambiente com a tecnologia de compressão de vapor através do acionamento diferenciado. Na primeira os conceitos de exergoeconomia são aplicados a unidade utilizado a energia elétrica direta no acionamento do compressor hermético já disponível na unidade comercializada. Este estudo é posteriormente estendido quando o compressor hermético é substituído por um semiaberto acionado por um motor de combustão interna do tipo ignição por compressão com base na utilização de misturas de biodiesel. O motor é acoplado ao compressor e sua partida é feita com uso de uma embreagem, especialmente selecionada para o conjunto termodinâmico.

1.2 - MOTIVAÇÃO

A principal motivação é o desenvolvimento de estudos exergo e econômico aplicado a uma unidade de refrigeração por compressão de vapor, existente no Instituto de Energias Sustentáveis - IES da Universidade Federal da Paraíba. As análises energética, exérgica e econômica são desenvolvidos dois sistemas distintos em relação aos compressores. A primeira envolve o uso do compressor hermético acionado por motor elétrico. A segunda envolve um compressor aberto acionado por um motor de combustão interna usando o biodiesel.

As unidades de refrigeração têm sido ao longo do tempo, analisado, em sua grande maioria através da aplicação das leis de conservação, principalmente, massa e energia. O desenvolvimento e as análises decorrentes passam pela determinação do coeficiente de desempenho que quantifica a relação entre a energia obtida e agasta para o alcance do objetivo estabelecido. Esta técnica é também conhecida como análise energética pelo fato de ser o núcleo calcado na primeira lei da termodinâmica e ter a base de análise no efeito quantitativo não se preocupando com o qualitativo, nem com os níveis de energia ou temperatura em que os processos estão ocorrendo.

Aplicação da metodologia conhecida como análise exergética, tem sido empregada para avaliação sistemas térmicos, com a finalidade de incluir a preocupação com a qualidade da energia. Este método, baseado nos conceitos de conservação, amplia a técnica anterior de análise com a inclusão do uso da Segunda Lei da Termodinâmica, estendendo aos procedimentos anteriores os conceitos exergia e de irreversibilidade. A literatura registra um avanço nos trabalhos neste sentido, principalmente quando a atenção é dedicada aos sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor.

A análise exergética já se constitui num referencial importante para os avanços dos fabricantes de equipamentos e sistemas na busca da melhoria da qualidade e eficiência com a redução das irreversibilidades detectadas.

1.3 - OBJETIVO DO TRABALHO

1.3.1 – Objetivo Geral

Desenvolver um sistema de análise termodinâmico da micro geração com uso de motor elétrico e de motor de combustão interna a biocombustível no acionamento do compressor no sistema de refrigeração por compressão de vapor, partindo da aplicação de técnicas e modelagem termodinâmica necessário para o resfriamento do ar e aquisição de dados.

O objetivo desse trabalho é um estudo exergoeconomico e o levantamento de desempenho de um sistema de refrigeração por compressão de vapor acionado por um motor de combustão interna ICO, usando biodiesel. No primeiro momento, é analisada a eficiência do sistema onde a circulação do fluido refrigerante é feito por um compressor hermético a pistão que é acionado por um motor elétrico; no segundo momento é realizado o estudo sobre eficiência do sistema de refrigeração com o compressor aberto acionado por um motor de combustão interna a diesel mineral e diferentes frações de biodiesel e no terceiro momento é feito estudo das emissões dos gases do motor de combustão interna.

1.3.2 - Objetivos Específicos

- Instalar uma unidade de refrigeração por compressão de vapor;
- Implantar um compressor aberto;

- Acoplar o motor de combustão interna do ciclo diesel ao compressor aberto;
- Desenvolver um protótipo experimental no sentido de obter dados para o cálculo do rendimento dos sistemas de refrigeração;
- Instrumentar a unidade de refrigeração por compressão de vapor;
- Obter o COP (Coeficiente de Desempenho) do sistema de refrigeração com uso do compressor hermético acionado por um motor elétrico;
- Obter o COP (Coeficiente de Desempenho) do sistema de refrigeração com uso do compressor aberto acionado por um motor de combustão interna a diesel e mistura com biodiesel;
- Obter as curvas dos sensores de temperatura e dos tradutores de pressão;
- Fazer análise energética e exérgica dos sistemas;
- Trabalhar com a plataforma computacional Engineering Equation Solver - EES no desenvolvimento dos resultados
- Comparar os resultados do modelo e dados da unidade para ajuste experimentais.

1.4 – ESTRUTURAS DA TESE

Este trabalho está dividido em VII capítulos da seguinte forma:

O capítulo I apresenta versão bibliográfica bem como as motivações e os objetivos do presente trabalho.

No capítulo II é apresentada análise termodinâmica para sistemas de refrigeração por compressão de vapor. Mostram-se trabalhos que vem sendo desenvolvidos na área, utilizando algumas das tecnologias empregadas na pesquisa em questão bem como alguns estudos em outros campos de atuação.

No Capítulo III, são apresentados os materiais e métodos, empregados no desenvolvimento deste trabalho.

No Capítulo IV, trata-se da modelagem termoeconômica do sistema de refrigeração por compressão a vapor.

No Capítulo V, apresenta uma análise dos resultados obtidos e discussões.

NO CAPITULO VI, ESTÃO APRESENTADOS OS RESULTADOS RELATIVOS ÀS MEDIÇÕES DAS EMISSÕES DOS GASES UTILIZANDO UMA MISTURA DE DIESEL COMERCIAL (B6) E BIODIESEL (B20, B40, B60 E B80) QUE FORAM FEITAS NO CANO DE ESCAPE DO MOTOR TOYAMA 10HP, DIESEL COM PARTIDA ELÉTRICA E EIXO HORIZONTAL DE 1" MULTIUSO MODELO TD100FE, MONOCILÍNDRICO, 4 TEMPOS ACOPLADO A UM COMPRESSOR ABERTO NO ACIONAMENTO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.

NO CAPITULO VII, TRATA-SE DAS CONCLUSÕES E SUGESTÕES.

CAPÍTULO II

ANALISE TERMODINAMICA PARA SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

2.1 – CICLOS IDEAL E REAL PARA A COMPRESSÃO DE VAPOR

2.1.a - Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor

Atualmente, a refrigeração e o condicionamento de ar se encontram cada vez mais sendo utilizados pela sociedade moderna. Suas inúmeras as aplicações que podem ser encontradas, desde o uso em residências e automóveis para o conforto e também estendi a grandes indústrias em aplicações de conservações e estocagem de materiais perecíveis e de consumo humano. O espaço já foi razão de limitação de seu uso, principalmente devido às antigas dimensões dos aparelhos e a sua baixa eficiência energética. Com avanço da tecnológica, esse quadro foi mudando e, com o passar dos anos a refrigeração passou a ocupar seu lugar na sociedade, confirmando o seu papel fundamental e contribuindo para o seu desenvolvimento.

Esses sistemas têm como base, em sua grande maioria, ciclos que comprimem o vapor a baixa temperatura através do compressor alimentado com energia elétrica para seu funcionamento.

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor usual, também reconhecido como ciclo ideal, onde os processos são idealizados como reversíveis, é representado pelo diagrama esquemático da Figura 2.1, e é o mais usado mundialmente. NA figura 2.1 pose-se observar a distribuição dos componentes (compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador) usados, proporcionando a execução do ciclo termodinâmico.

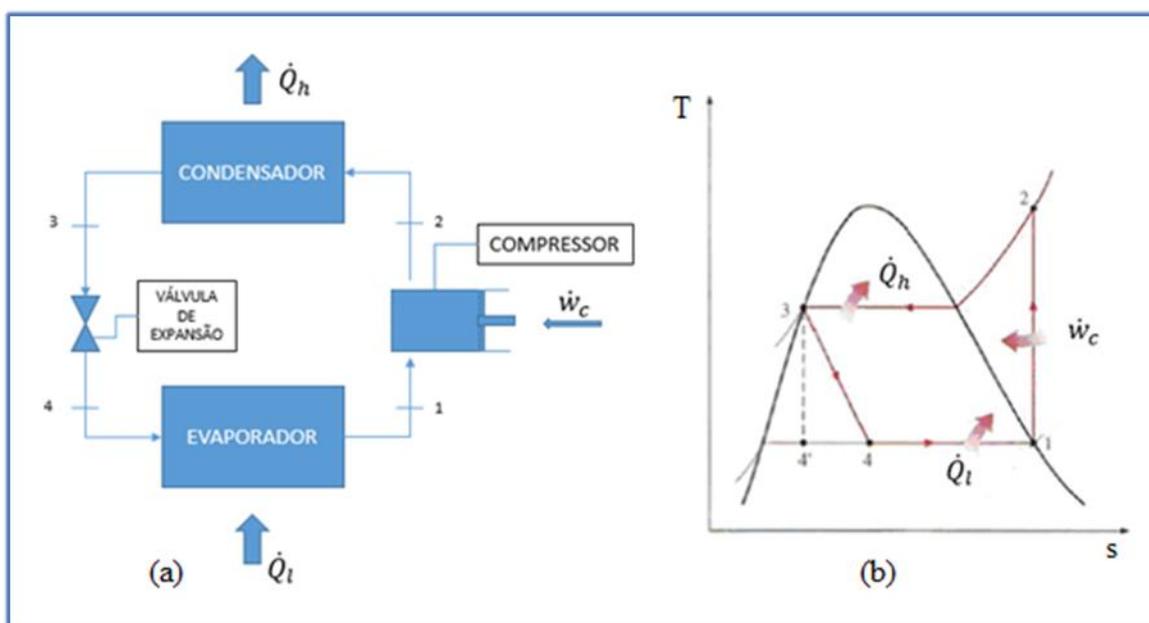


Figura 2.1 – Representação esquemática do ciclo ideal de compressão de vapor (a), diagrama $T \times s$ (b)

A execução do ciclo segue as etapas abaixo discriminadas.

Etapa 1-2: onde vapor saturado a baixa pressão entra no compressor e sofre uma compressão adiabática reversível.

Etapa 2-3: o calor é então rejeitado a pressão constante no condensador. Neste processo, o fluido refrigerante passa do estado gasoso para o estado líquido (condensa).

Etapa 3-4: Estrangulamento adiabático, a expansão do líquido após o condensador, que ocorre na válvula termostática ou em um tubo capilar;

Etapa 4-1: Ganho de calor à pressão constante, produzindo a evaporação do refrigerante até o estado de vapor saturado.

2.1.B – CICLO REAL DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

O CICLO REAL POR COMPRESSÃO DE VAPOR DIFERE DO CICLO IDEAL DE VÁRIAS MANEIRAS, PRINCIPALMENTE DEVIDOS ÀS IRREVERSIBILIDADES QUE OCORREM NOS DIVERSOS COMPONENTES. DOIS FATORES DE IRREVERSIBILIDADES SÃO O ATRITO DO FLUIDO (QUE CAUSA QUEDAS DE PRESSÃO) E A TRANSFERÊNCIA DE CALOR COM A VIZINHANÇA. O DIAGRAMA T - s DE UM CICLO REAL DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR É MOSTRADO NA FIG. 2.3.

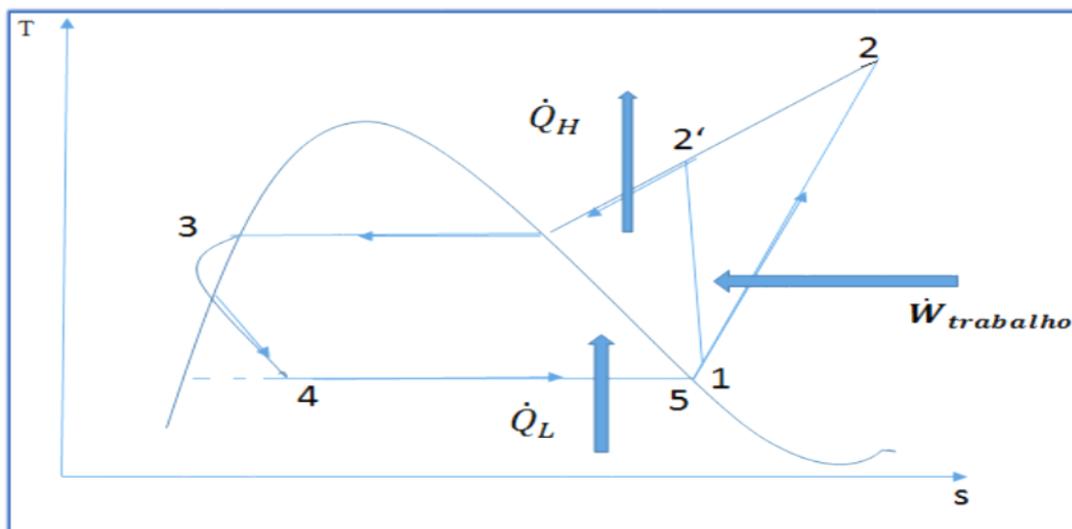


Figura 2.2 – Ciclo Real de Compressão de Vapor, Diagrama $T \times s$

O PROCESSO DE COMPRESSÃO NO CICLO IDEAL É INTERNAMENTE REVERSÍVEL E ADIABÁTICO E, PORTANTO, É ISOENTRÓPICO. ENTRETANTO, O PROCESSO REAL DE COMPRESSÃO ENVOLVE EFEITOS DE ATRITO, O QUE AUMENTA A ENTROPIA E A TRANSFERÊNCIA DE CALOR, QUE PODE AUMENTAR OU DIMINUIR A ENTROPIA, DEPENDENDO DA DIREÇÃO. DESSA FORMA, A ENTROPIA DO REFRIGERANTE PODE AUMENTAR (PROCESSO 1-2) OU DIMINUIR (PROCESSO 1-2') DURANTE UM PROCESSO REAL DE COMPRESSÃO.

NO CASO IDEAL, ASSUME-SE QUE O REFRIGERANTE SAI DO CONDENSADOR COMO LÍQUIDO SATURADO COM A MESMA PRESSÃO DE SAÍDA DO COMPRESSOR. NA REALIDADE, PORÉM, CERTA QUEDA DE PRESSÃO É INEVITÁVEL NO CONDENSADOR, BEM COMO NAS TUBULAÇÕES QUE CONECTAM O CONDENSADOR AO COMPRESSOR E À VÁLVULA DE EXPANSÃO. PORTANTO, O REFRIGERANTE É SUB-RESFRIADO DE ALGUMA FORMA ANTES DE ENTRAR NA VÁLVULA DE EXPANSÃO. NO ENTANTO, NÃO NOS IMPORTAMOS COM ISSO, UMA VEZ QUE NESSE CASO O REFRIGERANTE ENTRA NO EVAPORADOR COM ENTALPIA MAIS BAIXA E, PORTANTO, PODE ABSORVER MAIS CALOR DO ESPAÇO REFRIGERADO. A VÁLVULA DE EXPANSÃO E O EVAPORADOR EM GERAL SE LOCALIZAM MUITO PRÓXIMOS ENTRE SI E A QUEDA DE PRESSÃO NA LINHA DE CONEXÃO É PEQUENA.

2.2 - ANÁLISE ENERGÉTICA

A análise energética se processa com a aplicação do uso dos conceitos de volume de controle e as equações de balanços de massa e energia a cada um dos componentes do ciclo. A avaliação, pode se processar de forma global para o ciclo e também em cada componente. A equação da primeira lei da termodinâmica adequada a volume de controle aplicado ao ciclo ideal:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W}_{útil} + \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + g \cdot Z_e \right) - \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + g \cdot Z_s \right) \quad (2.1)$$

Tem-se o escoamento entrando e saindo do volume de controle, esta definição é representada matematicamente por

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (2.2)$$

Para processo em regime permanente, tem-se

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = 0 \quad (2.3)$$

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = 0 \quad (2.4)$$

Assim, nas condições de processo em regime permanente, pode-se escrever as Equações (2.2) e (2.1) da seguinte forma:

Equação da continuidade

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m} \quad (2.5)$$

Primeira lei da termodinâmica

$$\dot{Q}_{vc} + \dot{m} \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + g \cdot Z_e \right) = \dot{m} \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + g \cdot Z_s \right) + \dot{W}_{vc} \quad (2.6)$$

CADA EQUIPAMENTO BÁSICO QUE COMPÕEM O CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR DEVE SER ANALISADO ISOLADAMENTE:

a) Análise do Compressor

Aplicando a equação da primeira lei da termodinâmica no compressor,

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W}_{útil} + \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + g \cdot Z_e \right) - \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + g \cdot Z_s \right) \quad (2.7)$$

Admite-se que as variações de energias cinéticas e potencial são constante na entrada e na saída do compressor e que o processo seja adiabático e reversível, isto é, isentrópico, ou seja, $\dot{Q} = 0$, $V_e = V_s = V$ e $Z_e = Z_s = Z$, aplicando na Eq.(2.7) temos:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = -\dot{W}_{útil} + \dot{m}_e (h_e)_e - \dot{m}_s (h_s)_s \quad (2.8)$$

Como trata-se de um processo em regime permanente. Aplicando-se as Eq. (2.3) e Eq. (2.5) na Eq. (2.8), dessa forma, pode-se determinar o trabalho realizado sobre o sistema, então a primeira lei da termodinâmica fica reduzida a:

$$\dot{W} = \dot{m}(h_s - h_e) \quad (2.9)$$

b) Análise do Condensador

Aplicando a primeira lei da termodinâmica no condensador

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W}_{útil} + \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + g \cdot Z_e \right)_e - \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + g \cdot Z_s \right)_s \quad (2.10)$$

Admite-se que as variações de energias cinéticas e potencial são constates na entrada e na saída do condensador e que o processo seja a pressão constante, ou seja, $\dot{W} = 0$, $V_e = V_s = V$ e $Z_e = Z_s = Z$, aplica-se na Eq. (2.10) tem-se:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q} + \dot{m}_e (h_e)_e - \dot{m}_s (h_s)_s \quad (2.11)$$

Como trata-se de um processo em regime permanente. Aplicando as Eq. (2.3) e Eq. (2.5) na Eq. (2.11), dessa forma, podemos determinar o calor fornecido pelo o sistema, então a primeira lei da termodinâmica fica reduzida a

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_s - h_e) \quad (2.12)$$

c) Análise na Dispositivo de Expansão

A primeira lei da termodinâmica aplicada à válvula de expansão termostática

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W}_{útil} + \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + g \cdot Z_e \right)_e - \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + g \cdot Z_s \right)_s \quad (2.13)$$

Admitindo-se que as variações de energias cinéticas e potencial são constates na entrada e na saída na válvula de expansão termostática e que o processo seja adiabático e

reversível, isto é, isoentálpico, ou seja, $Q = 0$, $W = 0$, $V_e = V_s = V$ e $Z_e = Z_s = Z$, e aplicando-se essas condições na Eq. (2.13) tem-se:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{m}_e (h_e)_e - \dot{m}_s (h_s)_s \quad (2.14)$$

Como trata-se de um processo em regime permanente, aplicando as Eq.(2.3) e Eq.(2.5) na Eq.(2.14), dessa forma, a primeira lei da termodinâmica fica reduzida a,

$$\dot{0} = \dot{m}(h_e - h_s) \quad (2.15)$$

ou seja,

$$h_e = h_s \quad (2.16)$$

d) Análise do evaporador

Agora, aplicando-se a primeira lei da termodinâmica no evaporador

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W}_{útil} + \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + g \cdot Z_e \right)_e - \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + g \cdot Z_s \right)_s \quad (2.17)$$

Admitindo-se que as variações de energias cinéticas e potencial são constates na entrada e na saída do evaporador e que o processo seja a pressão constante, ou seja, $W = 0$, $V_e = V_s = V$ e $Z_e = Z_s = Z$, e aplicando-se essas condições e na Eq. (2.17) resulta:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q} + \dot{m}_e (h_e)_e - \dot{m}_s (h_s)_s \quad (2.18)$$

Como trata-se de um processo em regime permanente, aplicando as Eq.(2.3) e Eq.(2.5) na Eq.(2.18), dessa forma, pode-se determinar o calor recebido pelo o sistema, então a primeira lei da termodinâmica fica reduzida a :

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_s - h_e) \quad (2.19)$$

No sistema de refrigeração, o objetivo principal é a retirada de calor do ambiente a ser refrigerado. O coeficiente de performance (COP) é a relação entre a capacidade de refrigeração e a potência entregue ao compressor:

$$COP = \frac{Q_L}{W} \quad (2.20)$$

ou seja

$$COP = \frac{h_s - h_e}{h_e - h_s} \quad (2.21)$$

2.3 – Análise Exergética

A análise energética apresentada é uma ferramenta bastante utilizada para a avaliação de desempenho dos sistemas térmicos. Ela aplica os princípios da primeira lei da termodinâmica na qual é estabelecido que, a integral cíclica da transferência de calor é igual à integral cíclica da transferência de trabalho (BEJAN, 1988). Tanto o calor como o trabalho são fenômenos de fronteira. Ambos são observados somente nas fronteiras dos sistemas e representam uma forma de transferência de energia. Como energia é conservada, o efeito dos processos irreversíveis não aparece. Por isso, esta análise não considera as perdas externas e internas ocorridas no sistema, isto é, não levanta a quantidade nem a qualidade da energia perdida durante os processos.

Pela primeira lei, calor e trabalho são definidos como energia os quais são convertidos. Entretanto, a segunda lei considera as limitações na conversão de energia. Assim, pela segunda lei a interação entre calor e trabalho é compreendida melhor quando definida em termos de exergia (também conhecida como disponibilidade), a qual decresce durante um processo real irreversível (Irreversibilidade).

Segundo Tsatsaronis (1993), a avaliação exergética permite complementar a análise energética da seguinte forma:

- a) numa melhor medida para avaliação da magnitude da energia perdida em relação à energia total fornecida sob a forma de insumo energético.
- b) numa medida da qualidade (ou do desperdício) da energia do ponto de vista termodinâmico;

c) numa variável para definir a eficiência racional que é a relação entre a exergia do efeito desejado e a exergia necessária ao processo, para o sistema energético.

Segundo Moreira (2004), o desenvolvimento da análise exérgica foi iniciado por F. Bosnjakovic, que, em 1938, clamou a todos para combater as irreversibilidades com o slogan “Fight against the irrversibilities” (luta contra as irreversibilidades).

2.3.1 – Exergia

A segunda lei da termodinâmica trata da qualidade da energia, diz respeito à degradação da energia durante um processo, a geração de entropia e às oportunidades perdidas de realizar trabalho. Já é compreensível que por mais eficiente que seja uma máquina térmica, ela não consegue converter integralmente a energia que recebe em trabalho. A introdução do conceito de *Exergia* irá ajudar a determinar o trabalho máximo que uma máquina reversível poderia produzir e também fornecer dados necessários para aperfeiçoar processos e máquinas. Então, qual a quantidade de energia que uma máquina recebe que pode ser transformada em trabalho útil.

Antes de responder esta pergunta é necessário compreender o conceito de *Estado Morto*. Neste estado um determinado sistema encontra-se à mesma temperatura e pressão do ambiente, não possui energia cinética nem potencial em relação ao ambiente, não reage quimicamente com este e, também, não possui tensões magnéticas, elétricas e de superfície desequilibradas em sua fronteira.

Szargut *et al* (1988), conceitua *Exergia* como sendo a quantidade de trabalho obtida quando uma matéria qualquer é trazida para um estado de equilíbrio termodinâmico com o meio ambiente, por um processo reversível, envolvendo interações apenas com os componentes do meio ambiente.

O equilíbrio termodinâmico entre o sistema e o meio ambiente representa o estado morto. São consideradas, a menos que sejam especificadas de outra forma, as condições de temperatura $T_0 = 25\text{ °C}$ e pressão $P_0 = 1\text{ atm}$ para o estado morto. Além disso, este estado representa o referencial para a determinação quantitativa da exergia do sistema, logo o valor da exergia neste estado é nulo.

Para Çengel (2006), *Exergia* é o trabalho máximo útil que pode ser obtido de um sistema em um determinado estado e ambiente especificado. É uma propriedade que nos

permite determinar o potencial de trabalho útil de uma determinada quantidade de energia em um estado especificado.

Pode-se observar que o conceito de exergia combina as condições do ambiente, mais precisamente, as condições de estado morto com as propriedades do sistema ou volume de controle. Os termos *Disponibilidade* e *Energia Disponível* também são utilizados como sinônimos de exergia.

Szargut *et al* (1988) e Kotas (1995) subdividem a exergia total em: cinética; potencial; física ou termomecânica e química. As duas primeiras são determinadas matematicamente a partir de equações idênticas às da energia cinética e potencial, visto que podem ser convertidas integralmente em trabalho útil. A exergia física, por sua vez, pode ser transferida para dentro ou para fora de um volume de controle a partir da transferência de calor, realização de trabalho e escoamento de massa.

A energia cinética é dada por:

$$\dot{E}X_{cin} = \dot{m} \frac{V_0^2}{2} \quad (2.22)$$

onde: V_0 é a velocidade relativa à superfície da terra.

A energia potencial é dada por:

$$\dot{E}X_{pot} = \dot{m} g_c Z \quad (2.23)$$

onde: g_c é a constante de gravidade relativa e Z é altura da superfície da terra.

As equações abaixo mostram como é possível determinar a transferência de exergia física:

a) Transferência de exergia por calor:

$$Ex_{calor} = \int \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \delta Q \quad (\text{para } T \text{ variável}) \quad (2.24a)$$

$$Ex_{calor} = \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) Q \quad (\text{para } T \text{ constante}) \quad (2.24b)$$

b) Transferência de exergia por trabalho:

$$Ex_{trabalho} = W - P_0(V_2 - V_1) \quad (\text{trabalho de fronteira}) \quad (2.25a)$$

$$Ex_{calor} = W \quad (\text{outras forma de trabalho}) \quad (2.25b)$$

c) Transferência de exergia por fluxo de massa:

$$Ex_{fluxo} = m \left[(h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \right] \quad (\text{outras forma de trabalho}) \quad (2.26)$$

Uma vez conhecido o conceito de exergia, suas subdivisões e as respectivas equações, pode-se efetuar o balanço de exergia o qual é feito para volume de controle em forma de taxa.

$$\frac{dEx_{v.c}}{dt} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \cdot \dot{Q}_k - \left(\dot{W} - p_0 \frac{dV_{v.c}}{dt} \right) + \sum_e \dot{m}ex - \sum_s \dot{m}ex - Ex_{destruida} \quad (2.27)$$

A equação (2.27) da taxa de variação de exergia pode ser interpretada do seguinte modo:

- Taxa de acumulação de exergia = Taxa gerada pela transferência de calor +
+ Taxa gerada por trabalho eixo ou de fronteira +
+ Taxa transferida pelos escoamentos -
- Taxa de destruição de exergia

Sendo:

$$ex = \frac{Ex_{fluxo}}{m} \quad (2.28)$$

A última parcela da Eq. (2.27) corresponde à *Exergia Destruída* (em taxa) em decorrência das irreversibilidades inerentes aos processos reais. Por isso também é chamada de *Irreversibilidades* ou *Trabalho Perdido*. Gouy (1889) e Stodola (1910) constataram que essas irreversibilidades eram proporcionais à geração de entropia e poderiam ser determinadas, em taxa, por (BEJAN,1988):

$$\dot{Ex}_{destruida} = \dot{I} = T_0 \dot{S}_{ger} \quad (2.29)$$

A expressão da segunda lei da termodinâmica, que nos fornece a entropia gerada no volume de controle ($\dot{S}_{ger_{vc}}$), considerado regime permanente $\left(\frac{dS_{vc}}{dt}\right) = 0$, é:

$$\dot{S}_{ger_{vc}} = \sum \dot{m}s_s - \sum \dot{m}s_e - \sum_{vc} \left(\frac{\dot{Q}_{vc}}{T}\right) \quad (2.30)$$

Onde:

$\dot{S}_{ger_{vc}}$ é a entropia gerada no volume de controle, \dot{Q}_{vc} é a taxa de transferência de calor no volume de controle, S e s são a entropia e a entropia específica, t é o tempo e T é a temperatura.

Para o presente trabalho são feitas as seguintes considerações que serão utilizadas nos equacionamentos:

- Todos os componentes deverão operar em regime estacionário;
- As perdas de carga por atrito nos trocadores de calor e nas tubulações são consideradas desprezíveis;
- Existe equilíbrio termodinâmico através do sistema inteiro;
- As contribuições de energia provenientes das variações de energia cinética e potencial são consideradas desprezíveis;
- O escoamento através das válvulas é isentálpico;
- Todos os fluxos de calor são definidos como positivos;
- O sistema opera ciclicamente e em regime permanente;
- As temperaturas dos componentes, na avaliação energética ou exérgica, são consideradas na saída dos mesmos;
- Na saída do evaporador e do condensador, o refrigerante é suposto em condições de saturação.

Estas considerações devem ser observadas particularmente no sistema a ser estudado, entretanto, na maioria dos casos, obtêm-se resultados satisfatórios. Tomando-se como base estas considerações, podem ser descritas as equações explanadas.

Equação da continuidade:

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (2.31)$$

Conservação da energia:

$$\dot{Q}_{v.c} + \sum (\dot{m}_e h_e) = \sum (\dot{m}_s h_s) + W_{v.c} \quad (2.32)$$

Taxa de Irreversibilidade em função das disponibilidades:

$$\dot{I}_{vc} = \sum (\dot{m}_e ex_e) - \sum (\dot{m}_s ex_s) + \sum_r \left(1 - \frac{T_0}{T_r} \right) \dot{Q}_r - \dot{W}_{vc}^{real} \quad (2.33)$$

A irreversibilidade total é dada pela soma das irreversibilidades interna e externa. A irreversibilidade é definida, ainda, como a degradação ou destruição da exergia no volume de controle, onde este inclui o reservatório externo (irreversibilidade total), dada pela equação:

$$\dot{I}_{vc} = \sum (\dot{m}_e ex_e) - \sum (\dot{m}_s ex_s) \quad (2.34)$$

Calculo da exergia especifica:

$$ex_i = (h_i - T_0 s_i) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (2.35)$$

Algumas considerações são realizadas no intuito de similar o funcionamento do sistema de refrigeração por compressão de vapor e determinar as propriedades de **estado** dos pontos, representado na Figura (4.1) citada. Estas considerações estão fundamentadas nos trabalhos de Herold et al (1996) e Manrique (1991).

2.3.2 – Eficiências

Eficiência Energética

A eficiência energética é uma relação entre a energia efetivamente utilizada e a energia fornecida ao sistema térmico.

$$\eta = \frac{\text{energia util}}{\text{energia fornecida}} \quad (2.36)$$

Como a eficiência energética é uma relação entre energias e nem toda energia presente na entrada é utilizável, esse parâmetro pode conduzir a uma imperfeição na análise e, portanto, necessita-se definir outros critérios para avaliar os sistemas térmicos (Torres, 1999).

Eficiência Exergética

Segundo Tsatsaronis (1993), a eficiência exergetica avalia o desempenho do processo ou do sistema energéticos do ponto de vista da termodinâmica. A eficiência exergética ou rotacional é uma relação entre a exergia do produto (product) e a exergia do insumo (fuel) necessária para o processo.

Szargut (1998) afirma que podem ser calculados pelo menos dois tipos de eficiência exergéticas: 1) a eficiência racional e 2) o grau de perfeição termodinâmico. O valor da eficiência está sempre compreendido entre zero e a unidade. A eficiência racional será zero quando não existir um “efeito térmico desejado” (produto) na saída. Será igual à unidade, se os processos forem reversíveis. Quanto maior for o valor da eficiência racional, melhor o aproveitamento da exergia que move o processo (do insumo).

Um maior valor de eficiência racional é indicativo de que o sistema está aproveitando melhor a exergia e que as perdas são mínimas. A eficiência exergetica ou racional é definida conforme mostra a equação (237).

$$\varepsilon = \frac{\text{efeito da exergia desejada}}{\text{exergia necessária ao processo}} = \frac{\sum Ex_{\text{produto}}}{\sum Ex_{\text{insumo}}} \quad (2.37)$$

Para os equipamentos dissipadores de calor, Szargut et al (1988) propõe o grau de perfeição termodinâmico, que expressa a relação entre o somatório da exergia na saída pelo somatório da exergia na entrada do volume de controle, conforme mostrado na equação (2.53).

$$\xi = \frac{\sum \text{Exergia na saída}_{vc}}{\sum \text{Exergia na entrada}_{vc}} \quad (2.38)$$

O grau de perfeição termodinâmico é um parâmetro de desempenho que mede apenas as irreversibilidades internas do sistema, sem considerar a função do equipamento, isto é, não considera os insumos e os produtos.

BEJAN (1988) definiu essa eficiência racional como a razão da exergia recebida pela corrente do fluido frio e a cedida pela corrente do fluido quente, Equação (2.39), também assim definida por WYLEN et al. (1995).

$$\beta = \frac{\dot{m}_f (ex_{sa} - ex_e)_f}{\dot{m}_q (ex_e - ex_{sa})_q} \quad (2.39)$$

Para analisar o sistema, é apresentada ainda outra maneira de quantificar a irreversibilidade total (externa e interna) do sistema, designado por δ , que é o valor do resultado da diferença entre a unidade e a eficiência exergética racional.

$$\delta = 1 - \beta \quad (2.40)$$

ou ainda,

$$\delta = \sum_j \delta_j \quad (2.41)$$

onde:

$$\delta_j = \frac{I_j}{\sum_j I_j} \quad (2.42)$$

Pode-se, então, comparar a irreversibilidade dos diversos subsistemas com a irreversibilidade total, onde está é dada pela soma das perdas parciais.

2.4 – APLICAÇÃO DOS CONCEITOS DE EXERGIA, IRREVERSIBILIDADE E EFICIÊNCIA.

A análise exergética é desenvolvida, com a aplicação dos conceitos de exergia, irreversibilidade e eficiência, aplicados a cada componente do sistema, tomando como base o seu volume de controle.

2.4.1 – Volume de Controle: Compressor

Ser admitido que o processo de compressão seja adiabático e reversível, isto é, é isoentrópico,

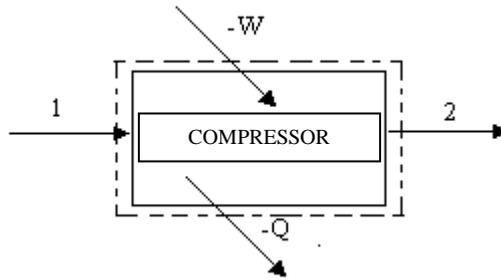


Figura 2.4 - Volume de Controle no Compressor de Vapor do Sistema.

Entropia gerada:

$$\dot{S}_{ger_{comp}} = \dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_1 s_1 - \frac{Q_{comp}}{T_{comp}} \quad (2.58)$$

Energia:

$$ex_f = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad i = 1 \text{ e } 2 \quad (2.59)$$

Aplicando a Irreversibilidade:

$$I_{int_{comp}} = \dot{m}_1 ex_1 - \dot{m}_2 ex_2 + \left(1 - \frac{T_0}{T_{comp}}\right) \dot{Q}_{comp} - W_{comp}^{rel} \quad (2.60)$$

$$I_{comp} = T_0 \dot{S}_{ger_{comp}} \quad (2.61)$$

$$I_{ext_{comp}} = -\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_{comp} \quad (2.62)$$

$$I_{comp} = I_{int_{comp}} + I_{ext_{comp}} \quad (2.63)$$

$$I_{tot_{comp}} = \dot{m}_1 ex_1 - \dot{m}_2 ex_2 - \dot{W}_{comp}^{rel} \quad (2.64)$$

2.4.2 - Volume de Controle: Condensador

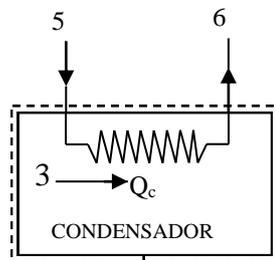


Figura 2.5 - Volume de Controle no Condensador do Sistema.

Entropia gerada:

$$\dot{S}_{ger_{cond}} = \dot{m}_4 s_4 - \dot{m}_3 s_3 - \frac{\dot{Q}_{cond}}{T_{cond}} \quad (2.65)$$

Energia:

$$ex_f = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad i = 3, 4, 5 \text{ e } 6 \quad (2.66)$$

Aplicando a Irreversibilidade:

$$I_{int_{cond}} = \dot{m}_3 ex_3 - \dot{m}_4 ex_4 + \left(1 - \frac{T_0}{T_{cond}}\right) \dot{Q}_{cond} \quad (2.67)$$

$$I_{cond} = T_0 \dot{S}_{ger_{cond}} \quad (2.68)$$

$$I_{ext_{cond}} = \dot{m}_5 ex_5 - \dot{m}_6 ex_6 - \left(1 - \frac{T_0}{T_{cond}}\right) \dot{Q}_{cond} \quad (2.69)$$

$$I_{cond} = I_{int_c} + I_{ext_c} \quad (2.70)$$

$$I_{tot_{cond}} = \dot{m}_5 ex_5 + \dot{m}_3 ex_3 - \dot{m}_6 ex_6 - \dot{m}_4 ex_4 \quad (2.71)$$

Eficiências Termodinâmicas:

$$\xi_{cond} = \frac{\dot{m}_4 ex_4 + \dot{m}_6 ex_6}{\dot{m}_3 ex_3 + \dot{m}_5 ex_5} \quad (2.72)$$

$$\beta_{cond} = \frac{\dot{m}_5 (ex_6 - ex_5)}{\dot{m}_3 (ex_3 - ex_4)} \quad (2.73)$$

2.4.3 - Volume de Controle: Válvula de Expansão



Figura 2.6 – Volume de Controle no Dispositivo de Expansão do tipo Válvula de Expansão do Sistema.

Entropia gerada:

$$\dot{S}_{ger, val} = \dot{m}_8 s_8 - \dot{m}_7 s_7 - \frac{Q_{val}}{T_{val}} \quad (2.74)$$

Energia:

$$ex_f = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad i = 7 \text{ e } 8 \quad (2.75)$$

Aplicando a Irreversibilidade:

$$I_{int, val} = \dot{m}_7 ex_7 - \dot{m}_8 ex_8 + \left(1 - \frac{T_0}{T_{val}}\right) \dot{Q}_{val} \quad (2.76)$$

$$I_{val} = T_0 \dot{S}_{ger, val} \quad (2.77)$$

$$I_{ext, val} = -\left(1 - \frac{T_0}{T_{val}}\right) \dot{Q}_{val} \quad (2.78)$$

$$I_{val} = I_{int, val} + I_{ext, val} \quad (2.79)$$

$$I_{tot, val} = \dot{m}_7 ex_7 - \dot{m}_8 ex_8 \quad (2.80)$$

2.4.4 - Volume de Controle: Evaporador

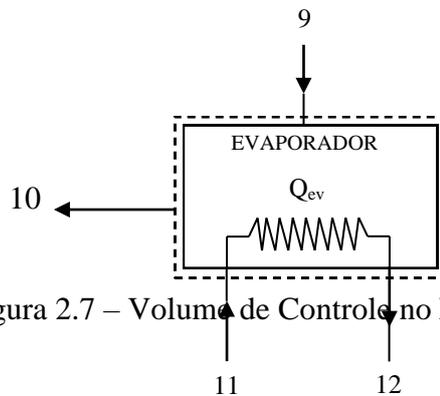


Figura 2.7 – Volume de Controle no Evaporador.

Entropia gerada:

$$\dot{S}_{ger_{ev}} = \dot{m}_{10}s_{10} - \dot{m}_9s_9 - \frac{Q_{ev}}{T_{ev}} \quad (2.81)$$

Aplicando a Irreversibilidade:

$$I_{int_{ev}} = \dot{m}_{10}ex_{10} - \dot{m}_9ex_9 + \left(1 - \frac{T_0}{T_{ev}}\right)\dot{Q}_{ev} \quad (2.82)$$

$$I_{int_{ev}} = T_0\dot{S}_{ger_{ev}} \quad (2.83)$$

$$I_{ext_{ev}} = \dot{m}_{11}ex_{11} - \dot{m}_{12}ex_{12} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{ev}}\right)\dot{Q}_{ev} \quad (2.84)$$

$$I_{ev} = I_{int_{ev}} + I_{ext_{ev}} \quad (2.85)$$

$$I_{tot_{ev}} = \dot{m}_{11}ex_{11} + \dot{m}_9ex_9 - \dot{m}_{12}ex_{12} - \dot{m}_{10}ex_{10} \quad (2.86)$$

Eficiências Termodinâmicas:

$$\xi_{ev} = \frac{\dot{m}_{10}ex_{10} + \dot{m}_{12}ex_{12}}{\dot{m}_{11}ex_{11} + \dot{m}_9ex_9} \quad (2.87)$$

$$\beta_{ev} = \frac{\dot{m}_{11}(ex_{12} - ex_{11})}{\dot{m}_{10}(ex_9 - ex_{10})} \quad (2.88)$$

2.4.5 - Irreversibilidade Total do Sistema

A irreversibilidade total do sistema pode ser calculada pela soma da irreversibilidade de cada componente do sistema:

- a) Compressor
- b) Condensador
- c) Dispositivo de Expansão
- d) Evaporador

$$\delta = I_{comp} + I_{cond} + I_{val} + I_{ev} \quad (2.89)$$

2.4.6 - Relação de Irreversibilidade de cada Componente

A comparação entre as irreversibilidades de cada componente com a irreversibilidade global do sistema (relação individual) é dada pela seguinte relação:

$$R_{ind} = \frac{I_i}{\delta} \quad (2.90)$$

logo: i representa: comp, cond, val, e ev.

Então:

$$\delta = I_{comp} + I_{cond} + I_{val} + I_{ev} \quad (2.91)$$

2.4.7 - Eficiência Termodinâmica para o Sistema

Para o sistema a eficiências através da segunda lei são determinadas pelas equações:

$$\xi_{sistema} = \frac{\dot{m}_2 ex_2 + \dot{m}_{12} ex_{12}}{\dot{m}_1 ex_1 + \dot{m}_{11} ex_{11}} \quad (2.92)$$

$$\beta_{sistema} = \frac{\dot{m}_{11} (ex_{12} - ex_{11})}{\dot{m}_1 (ex_{11} - ex_{12})} \quad (2.93)$$

O Coeficiente de Desempenho real (também chamado de Coeficiente de Eficácia) é a relação entre a energia pretendida e a energia gasta:

$$COP = \frac{Q_{ev}}{Q_g} \quad (2.94)$$

O Coeficiente de Desempenho ideal (COP_{ideal}), estabelecido por CARNORT (1960), também é calculado para comparação com o Coeficiente de Desempenho real. É determinado das temperaturas absolutas (em Kelvin) dos trocadores de calor do sistema.

$$COP_{ideal} = \frac{T_{ev} (T_g - T_{ab})}{T_g (T_c - T_{ev})} \quad (2.95)$$

A eficiência global do ciclo e dada, então, por (BEJAN, 1988):

$$\eta_{ciclo} = \frac{COP}{COP_{ideal}} \quad (2.96)$$

CAPÍTULO III

MATERIAS E MÉTODOS

3.1 – INTRODUÇÃO

No capítulo II foi feito o estudo teórico com aplicação da primeira e da segunda lei da termodinâmica que permitirão as análises energética e exegética dos componentes. No

presente capítulo é apresentado a estrutura física do aparato experimental com as indicações dos pontos a serem utilizados na comparação teórico - experimental. A comparação será feita na unidade com o uso do compressor hermético acionado eletricamente e com uso do compressor aberto acionado pelo motor de combustão interna. O motor selecionado e foi do tipo de ignição por compressão e utilizou a mistura de diesel mineral e biodiesel em diferentes proporções.

3.2 – SISTEMA EXPERIMENTAL

A bancada experimental deste trabalho é composta por dois circuitos: O principal, por onde circula o refrigerante efetuando a troca térmica direta com o ar insuflado ao ambiente a ser condicionado. O segundo, classificado como secundário, de água, responsável pela condensação do refrigerante, utilizando uma torre de resfriamento. A unidade do sistema de refrigeração por compressão a vapor (SRCV), com capacidade de 26kW (7.5TR) como mostra a Figura (3.1), que foi montada no Instituto de Energias Sustentáveis - IES da Universidade Federal da Paraíba. É composta por um compressor alternativo hermético trifásico Coldex – Frigor, por um compressor aberto Bitzer V, condensador do tipo casco tubo-tubo, evaporador de tubos aletado externamente e uma válvula de expansão termostática. O sistema é testado, separadamente, primeiro com o acionamento do compressor hermético através do motor elétrico e alternativamente com compressor aberto acionado pelo motor de combustão interna, Toyhama 10 hp. O sistema de refrigeração, na forma convencionalmente, utilizando o compressor hermético trabalha com rotação do compressor fixa de 1800 RPM.

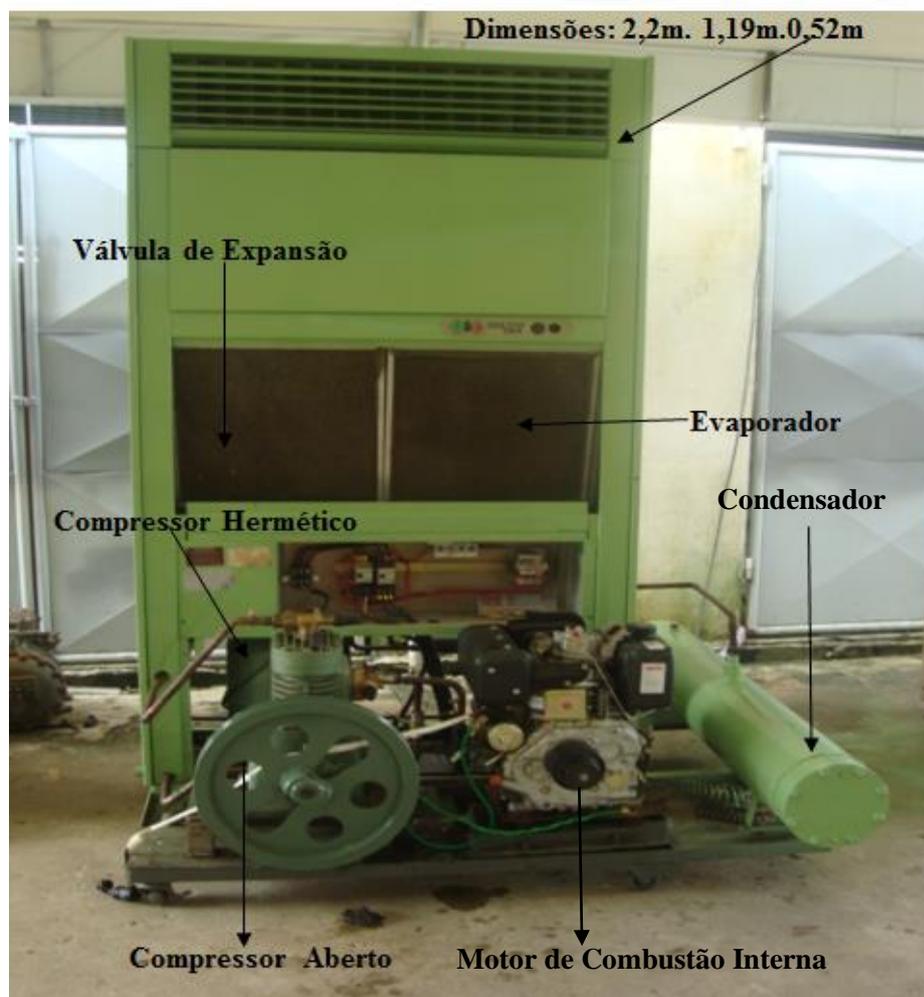


Figura 3.1 - Vista Geral da Unidade de Refrigeração por Compressão de Vapor.

3.3 - DESCRIÇÃO E ESPECIFICAÇÃO DOS COMPONENTES.

Na modificação da unidade, o compressor hermético é substituído por Compressor **Bitzer V Série S**, com o circuito paralelo utilizando um jogo de válvulas de bloqueio para o desvio. As dimensões do compressor aberto são diferentes do compressor hermético e trabalha com rotações diferenciados (450 RPM) obrigando o uso de um jogo de polias adequado para o atendimento da vazão do refrigerante, como mostra na Fig. (3.1), para o sistema acionado pelo motor de combustão interna.

. NA TABELA 3.1 SÃO ENCONTRADAS AS REFERÊNCIAS DO COMPRESSOR ABERTO SÉRIE S, UTILIZADO NESTE PROJETO.

Tabela 3.1 - Especificações para compressor aberto Bitzer série s.

Referência	Rotação (rpm)	Desloc.(m ³ /h)	Motor (CV)	Temperatura (°C)
V	465	19	7.5	-25/40

Tabela 3.2 - Especificações para compressor hermético coldex - frigor

Referência	Volts	HZ	Desloc.(m ³ /h)	AP	F
CRHH – 0,75 -AC	380	60 – 50	19	90	3

O sistema empregou um Motor Toyama 10hp, diesel c/ partida elétrica eixo 1" multiuso modelo TD100FE, monocilíndrico, eixo horizontal, 4 tempos e sistema de injeção direta de combustível, mostrado na Figura 3.2.



Figura 3.2 - Motor Toyama Diesel

3.3.1 - Acoplamento do Motor de Combustão Interna através de Embreagem e Correia

Em função da carga devido à pressão do refrigerante no circuito a partida do motor, mesmo com acionamento elétrico não foi possível ser efetuada com o acoplamento direto. Para suplantar estas dificuldades foi selecionado um sistema de embreagem com a função de acoplar e desacoplar o sistema com variação de torque do motor para as rodas motrizes e proporcionar a transferência de energia de forma progressiva, sem propagar as vibrações funcionais do motor e do sistema de transmissão. A embreagem utilizada está ilustrada na figura 3.3.



Figura 3.3 – Embreagem e Correia utilizado no sistema

Embreagem para eixo acima de 19 mm usado em motores de 7 a 13 hp, embreagem com 3 lonas, com rolamentos.

A correia B76 - Tipo V, referência: Condor Flexdrive Truematch®, é utilizada no sistema entre o eixo do motor, onde se encontra acoplado a embreagem e a polia do compressor aberto.

3.3.2 - Sistema de Condensação - Utilizando Torre de Resfriamento

A condensação do refrigerante é realizada em um trocador de calor de casco e tubo. É utilizado a água de uma torre de resfriamento por dentro dos tubos e o refrigerante condensa por fora. O condensador utilizado nos dois circuitos é do tipo 3 passos e mostrado na figura 3.4. O circuito secundário é formado por três componentes:

- Condensador onde o calor é removido do refrigerante;
- A bomba, responsável pela circulação da água entre o condensador e a torre de resfriamento;
- A torre de resfriamento, circuito descente e contra fluxo com o ar atmosférico impulsionado por um ventilador, responsável pela redução da temperatura em circulação para a condensação do refrigerante.



Figura 3.4 - Condensador Casco e Tubo

3.3.3 - Estrutura Metálica de Base de Sustentação da Unidade.

Para a base de sustentação dos equipamentos do sistema de refrigeração tais como: o compressor aberto, motor de combustão interna e do condensador foram utilizados cantoneira L $\frac{1}{2}$ por $\frac{3}{16}$ ", 4 parafusos $\frac{3}{4}$ por 3" e 4 rodas de 70mm de diâmetros, com as dimensões da base 1m x 1,5m na sua fabricação como esta mostrado na figura 3.5.

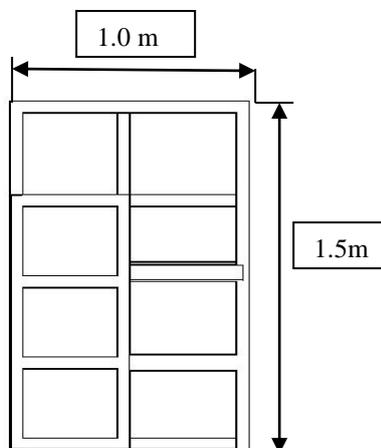


Figura 3.5 – Base de Sustentação do Sistema

3.3.4 - VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA

A VÁLVULA TERMOSTÁTICA UTILIZADA NO SISTEMA É UM DISPOSITIVO QUE TEM A FUNÇÃO DE CONTROLAR DE MANEIRA PRECISA A QUANTIDADE DE REFRIGERANTE QUE PENETRA NO EVAPORADOR, É A ÚNICA BASEADA NO PRINCÍPIO DE MANTER UM GRAU CONSTANTE DE SUPERAQUECIMENTO DE SUÇÃO NA SAÍDA DO EVAPORADOR. COM ISTO É POSSÍVEL MANTER O EVAPORADOR CHEIO DE REFRIGERANTE EM QUALQUER CONDIÇÃO DO SISTEMA SEM PREJUÍZO ALGUM.

3.3.5 - Evaporador

Após passar pela válvula de expansão, o fluido refrigerante é admitido no evaporador na forma líquida. Como a pressão no evaporador é baixa, o fluido refrigerante se evapora para valores baixos de temperatura. O refrigerante passa pelo interior de uma serpentina, a qual é envolvida por um escoamento de ar provido por dois ventiladores centrífugos, acionado por motores elétricos de 2,2 kW. Para os dois sistemas de refrigeração estudados neste trabalho foi utilizado um evaporador de serpentina de placas, mostrado na figura 3.6.



Figura 3.6 - Evaporador de serpentina de placas.

3.3.6 - Tubulação

Para a conexão dos equipamentos do sistema de refrigeração, foram utilizados tubos de cobre do tipo flexível, com diâmetros de $7/8$ "(22 mm) para sucção, $3/4$ " (19mm) para a linha de líquido. Os tubos foram brazados com a utilização de "sifoscooper" 5 % e com utilização de pequeno fluxo de nitrogênio. O tubo da linha de sucção foi isolado termicamente com tubo esponjoso com condutividade térmica $0,034 \text{ W/mk}$, com objetivo de evitar problemas de condensação, de acordo com a figura (3.7).

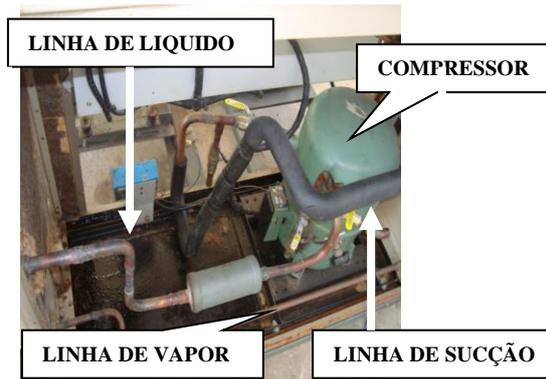


Figura 3.7 - Tubulação do Sistema de Refrigeração.

3.3.7 - TORRES DE RESFRIAMENTO

A torre de resfriamento é um equipamento que se utiliza processos de evaporação e transferência de calor para resfriar a água através do contato com o ar atmosférico conforme ilustrado na figura (3.8). Na maioria das torres de resfriamento empregados em sistemas de refrigeração e condicionador de ar, um ou mais propulsores ou ventiladores centrífugos movimentam o ar verticalmente para cima ou horizontalmente através da torre.



FIGURA 3.8 – TORRE DE RESFRIAMENTO DO CONDENSADOR

3.4 – INSTRUMENTAÇÕES E MEDIÇÃO

3.4.1 - MEDIDOR DE VAZÃO ULTRASSÔNICO

O MEDIDOR DE VAZÃO ULTRASSÔNICO FOI DESENVOLVIDO PARA MEDIR A VELOCIDADE DE FLUIDOS DENTRO DE UM DUTO FECHADO. OS TRADUTORES SÃO DO TIPO NÃO INTRUSIVO E ACOPLÁVEL, OU SEJA, ELES NÃO INTERFEREM NO FLUXO, PORTANTO, NÃO HÁ QUEDA DE PRESSÃO.

A INSTALAÇÃO DESSES EQUIPAMENTOS É FÁCIL, ASSIM COMO TAMBÉM É SUA REMOÇÃO. ELES SÃO COLOCADOS NA PARTE EXTERNA DA TUBULAÇÃO (TRANSDUTORES), NÃO NECESSITANDO A INSERÇÃO DO MEDIDOR NELA.

A MONTAGEM DESSES TRADUTORES PODE SER PELO MÉTODO V – EM QUE O SOM ATRAVESSA A CANALIZAÇÃO DUAS VEZES, OU PELO MÉTODO W – EM QUE O SOM PASSA PELA CANALIZAÇÃO QUATRO VEZES. A ESCOLHA DO MÉTODO DE MONTAGEM DEPENDE DAS CARACTERÍSTICAS DO TUBO E DO LÍQUIDO.

ESTES MEDIDORES ESTÃO BASEADOS EM DOIS PRINCÍPIOS RELACIONADOS COM EMISSÃO DE SOM ATRAVÉS DO FLUXO DE VAZÃO A SER MEDIDO; SÃO ELES:

- EFEITO DOPPLER;
- TEMPO DE TRÂNSITO,

O “EFEITO DOPPLER” É A VARIAÇÃO DE FREQUÊNCIA PRODUZIDA PELO MOVIMENTO RELATIVO DO FLUIDO QUANDO AS ONDAS SÃO REFLETIDAS PELAS PARTÍCULAS MÓVEIS DELE. OS EMISSORES PROJETAM UM FEIXE CONTINUO DE ULTRA-SOM NA FAIXA DE CENTENAS DE KHZ.

PARA O PRINCÍPIO DO “TEMPO DE TRANSITO”, O TEMPO TRANSCORRIDO ENTRE A EMISSÃO E A RECEPÇÃO DO SOM DEPENDE DO MEIO ATRAVÉS DO QUAL ELE ESTÁ SE PROPAGANDO, E DO MOVIMENTO RELATIVO DELE (VELOCIDADE).

OS ELEMENTOS RESPONSÁVEIS PELA RECEPÇÃO DO SINAL SONORO QUE SE ENCONTRA NA FAIXA DO ULTRAS-SOM SE CONSTITUEM DE CRISTAIS PIEZOELÉCTRICOS FIXADOS NAS PAREDES DA TUBULAÇÃO.

ESSES MEDIDORES REQUEREM CIRCUITOS ELETRÔNICOS ESPECIAIS, APROPRIADOS PARA CONVERSÃO EM VAZÃO DA FREQUÊNCIA OU TEMPO DE TRÂNSITO.

A vazão da água de condensação foi mensurada através da utilização do medidor ultrassônico. A figura 3.9 mostra, o Instrumento de Medição de Vazão Ultrassônico utilizado na tubulação PVC que está conectada ao sistema de refrigeração por compressão de vapor.



Figura 3.9 - Instrumento de Medição de Vazão Ultrassônico.

A medida de vazão da água pelo Ultrassônico do fabricante Minipa,2010 no sistema de tubulação PVC, estão especificados na Tabela 3.1.

Tabela 3.3 - Valor da Vazão água e valores R, S e Q que se encontra na faixa de operação a ser determinado pelo instrumento de medição.

Q	Faixa de Operação
R	97% < R > 103%
S	600% < S > 990%
Q	60% < Q > 99%

Onde:

R = Coeficiente de tempo de transito, verifica se a instalação do transdutor está adequada e se os parâmetros do tubo inserido estão coerentes com os seus valores reais;

S = indica a amplitude dos sinais ultra-sônicos recebidos por um numero de três dígitos;

Q = quanto maior Q, maior a precisão.

Os valores obtidos para a medição d vazão volumétrica da água foram satisfatórios, já que os parâmetros R, S e Q tiveram valores dentro da faixa permitida pelo fabricante.

3.4.2 – Instrumentos Utilizados na Obtenção das Medições de Gases de Exaustão.

As medições das emissões foram feitas no cano de escape do motor logo após a exaustão dos gases de combustão e não foi usado nenhum instrumento como catalisador para redução dos gases poluentes.

No presente trabalho, foi utilizado um motor de combustão interna com as seguintes características. O sistema empregou um Motor Toyama 10hp, diesel c/ partida elétrica eixo 1" multiuso modelo TD100FE, monocilíndrico, eixo horizontal, 4 tempos e sistema de injeção direta de combustível, pois os motores do ciclo diesel de combustão interna apresentam emissões de gases com maiores concentrações de poluentes do que os demais automóveis, devido ao combustível diesel. Posteriormente será feita a análise do mesmo motor utilizando uma mistura de diesel e biodiesel. O sistema de análise dos gases de combustão é composto de um analisador de gases **PC-MULTIGÁS** com o é mostrado na figura (3.10), onde a transferência de dados para o computador se da através da interface USB e um **Analisador de Opacidade NA9000**, onde o monitoramento das emissões é realizado através do **software** que fornece o detalhamento das medições. Os

valores das medições serão comparados para os dois casos estudados, onde serão feitas as conclusões.



Figura 3.10 – Analisador de Gases **PC-MULTIGÁS**.

O **PC-MULTIGÁS** é um Analisador infravermelho de alta tecnologia para CO, CO₂, HC, O₂, NO_x, Lambda e AFR. baseado no método de medição de infravermelho não dispersivo, que atende as normas vigente “NBRs, OIML R99 CLASS 1, ISO 3930 e ASM/BAR 97.

Dados Técnicos do Napro:

Alimentação: 12VDC ou 110/220VAC - 60Hz- Escalas:

CO : 0 - 15%

CO₂: 0 - 20%

HC : 0 - 20000ppm Hexano

O₂ : 0 - 25%

NO_x Opcional: 0 - 5000 ppm

Lambda: 0 - 9.99

AFR : 0 - 99.99

Interface Serial: RS 232C

Eliminador de água Condensada (NAPRO, 2014) como mostra a figura 3.11.



FIGURA 3.11 – ANALISADOR DE OPACIDADE NA9000

O sistema **NA-9000** é um analisador de opacidade de fluxo parcial provido de um módulo controlado por microprocessador.

O conjunto ótico de medição atende ou excede os seguintes requerimentos e normas: ISO (Worldwide), PTB – AVII (Germany), MOT (United Kingdom), 1996 French Regulations, NBR 12897 / 13037.

Características do Sistema:

Opacidade	0 ... 99,9%
Coef. de Absorção de luz K	0 ... 9,99 m ⁻¹
Precisão	+/-2 relativo
Resolução	0,1
Fluxo	Parcial
Temperatura da câmara	75 °C nominal
Comprimento do feixe	430 mm (equivalente)
Tempo de resposta	0,9 ... 1,1s
Tensão de alimentação	220 VAC (12 VDC/110 VAC opcional)
Temperatura ambiente de funcionamento	5 ... 40 °C

Umidade ambiente de funcionamento	0 ... 95%
Frequência	50 / 60 Hz
Potência	400W (NAPRO, 2014)

3.4.3 - Sistema de Refrigeração Por Compressão de Vapor.

Na realização dos ensaios, o conhecimento técnico sobre a bancada, permitiu, com segurança, verificar os melhores pontos de operação do sistema. A instrumentação instalada seguiu a determinação de se obter a maior quantidade possível de informações das variáveis do sistema, de maneira confiável e precisa, possibilitando maior monitoração das condições de operação.

Para as medidas de temperatura no sistema de refrigeração por compressão a vapor foram utilizados termopares do tipo “K”. As temperaturas no circuito de refrigeração foram obtidas por contato dos sensores de temperatura com a superfície da tubulação.

Foram utilizados transdutores de pressão com comunicação analógica de 0 a 10V para a monitoração das pressões do sistema.

Para o gerenciamento do sistema utilizou-se o sistema supervisorio que se comunica com dispositivo FieldPoint da National Instruments. Fornecendo informações em tempo real das temperatura e pressões do sistema de refrigeração por compressão de vapor.

3.4.3.1- Sensor de Temperatura

O sensor de temperatura utilizado neste trabalho foi o termopar. O termopar é um tipo de sensor de temperatura que se baseia no efeito termoelétrico ou efeito de Seebeck, O termopar é constituído por dois filamentos de metais diferentes ou ligas com composições diferentes, soldados numa extremidade. Gera-se uma diferença de tensão (voltagem) quando a extremidade soldada (junção quente) se encontra a uma temperatura T diferente da temperatura T_0 a que se encontram as outras extremidades dos fios nas junções de ligação ao voltímetro, como se representa esquematicamente na figura 3.12.

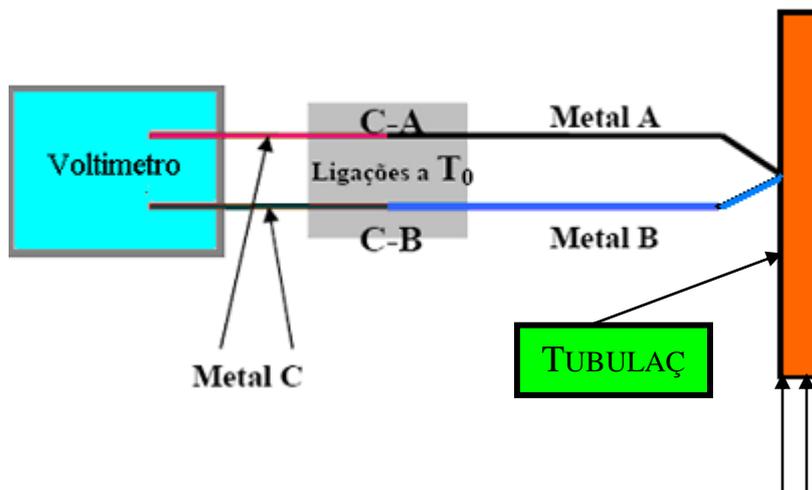


Figura 3.12 - Representação Esquemática de um Termopar.

A variação do sinal lido (voltagem) em função da temperatura, que constitui a chamada tabela de leitura do termopar, é essencial para a sua utilização. A tabela de leitura pode ser elaborada a partir de calibrações, geralmente efetuadas com a fusão ou ebulição de substâncias puras. Aos diferentes tipos de termopares, fabricados com metais ou ligas também diferentes, correspondem também diferentes tabelas de leitura. Contudo, a leitura pode ser afetada por instabilidades relacionadas com o movimento de gases, a preparação de uma soldadura imperfeita e, sobretudo, por alterações na temperatura T_0 , a que se encontram as ligações aos cabos do voltímetro (C-A e C-B na Fig.3.12). De fato, a leitura depende simultaneamente da temperatura da junção quente e da temperatura T_0 .

Os termopares são classificados de acordo com os metais utilizados na confecção, existem vários tipos, cada um com sua faixa de temperatura específica para operação.

Os termopares utilizados nas medições do projeto foram do tipo “K”.

Descrição:

Ponta termopar tipo K. Para medida na faixa de $-40^{\circ}\text{C} \sim 204^{\circ}\text{C}$.

- Tipo: K (Junção Chromel - Alumel)

- Faixa de Medida: $-40^{\circ}\text{C} \sim 204^{\circ}\text{C}$ ($-40^{\circ}\text{F} \sim 400^{\circ}\text{F}$)
- Precisão: $\pm 0.75\%$ da Leitura ou $\pm 2.2^{\circ}\text{C}$
- Aplicação: Genérica
- Comprimento do Cabo: Aprox. 1170mm
- Conector: Tipo Miniaura Compensado
- Fabricante: Minipa
- Procedência: Brasil

3.4.3.2 – Transdutores de Pressão

O medidor de pressão utilizado nesse trabalho é do tipo PIEZOVAC PV20 / Transdutor de Pressão TM25 / Fabricante-*Hytronic*. Este tem um elemento sensor que converte a pressão aplicada pelo fluido em sinal elétrico e este sinal elétrico é disponibilizado para leitura remota da pressão. Os transdutores de pressão foram instalados no sistema de refrigeração por compressão de vapor, na entrada e na saída do compressor, conforme mostrado na figura 3.13.



Figura 3.13 – Entrada e Saída do Tradutor de Pressão no Compressor.

3.4.3.3 - INDICADOR E CONTROLADOR DE PRESSÃO MODELO HM200

Indicador de Pressão HM200 / Fabricante-*Hytronic*: O HM200 é um indicador/controlador que recebe dois sinais de 4 a 20 mA, envia a diferença entre estes sinais (entrada1- entrada2) através de uma saída analógica 4 a 20 mA. Dispõe de um

display de 5 dígitos para indicação do valor do processo (PV) e um display de 4 dígitos para programação (SV), mostrado na figura 3.14.



FIGURA 3.14 – INDICADOR E CONTROLADOR DE PRESSÃO

3.4.3.4- Compact Field Point (cFP – 2000)

O compact Field Point é um controlador lógico programável (CLP), criado pela National Instruments, projetado para aplicações de controle industrial, desempenhando controle embarcado avançado, aquisição de dados e conectividade via rede. Ele apresenta uma arquitetura modular com condicionamento interno de sinais e isolamento elétrico, pode ser conectado diretamente a sensores industriais com sinais de tensão analógica, corrente, sinais PWM (Pulse Width Modulation) e ainda, com saída analógica ou digital. Além de possuir uma estrutura modular, com conexões (em módulos) específica para sinais de entrada ou saída, digital ou analógica, a unidade central do cFP permite conexão em rede, seja ponto a ponto (através de crossover), via Ethernet ou Web, atingindo taxas de transmissão de dados de 10Mb/s a 100Mb/s. Outro ponto importante é a possibilidade de ser utilizado juntamente o Labview em modo real time.

O Labview nas aplicações real time, associado ao cFP possibilita o desenvolvimento de controle, seja ele digital ou analógico. Com o Labview real time embarcado e sendo executado em conjunto com o cFP é possível desenvolver controle digital simples com lógica booleana, assim como controle analógico mais avançado, através de lógica nebulosa (fuzzy) e PID (Proporcional + Integral + Derivativa). Enfim, utilizando-se o conjunto de ferramentas de controle PID para Labview pode-se implementar controle básico ou incorporar, facilmente, as técnicas de controle avançado.

Estas características apontam o cFP como uma solução ideal para problemas de engenharia, mas demonstram a robustez e a versatilidade de um equipamento próprio para a

indústria, mas que se adéqua a sofisticação requerida em instrumentos próprios de laboratório.



FIGURA 3.15 – FOTO ILUSTRATIVA DO CFP-2000

NO PRESENTE EXPERIMENTO, FAZEMOS USO DO CFP-2000, CONSTITUÍDO POR:

- UNIDADE CENTRAL DE PROCESSAMENTO (CPU);
- MÓDULO DE AQUISIÇÃO DE SINAIS, ESPECÍFICO PARA TERMOPARES (CFP-TC-120);
- MÓDULO DE AQUISIÇÃO DE SINAIS, ESPECÍFICO PARA RTD's (CFP-RTD-122);
- MÓDULO DE SAÍDA, TENSÃO ANALÓGICA (CFP-AO-210).

OS SENSORES SÃO DIRETAMENTE LIGADOS AOS RESPECTIVOS MÓDULOS DE ENTRADA DE SINAL E

O MÓDULO DE SAÍDA (TENSÃO ANALÓGICA) TEM ALGUNS DOS SEUS CANAIS LIGADOS AO CIRCUITO DE POTÊNCIA, O QUAL CONTROLA A POTÊNCIA ELÉTRICA QUE DEVE SER ENTREGUE AOS ATUADORES (PASTILHAS DE EFEITO PELTIER). A CPU ESTÁ CONECTADA A REDE LOCAL. A PARTIR DE UM MICROCOMPUTADOR, TAMBÉM LIGADO À REDE, E ATRAVÉS DE UM PROGRAMA DE CONTROLE EM EXECUÇÃO EFETUA-SE O MONITORAMENTO E CONTROLE DA TEMPERATURA E DA PRESSÃO DO SISTEMA PROPOSTO. A FIGURA 3.15 É UMA FOTO ILUSTRATIVA DO CFP-2000.

3.4.3 5 - Transdutores de Pressão

Os transdutores de pressão foram instalados corretamente para medidas no sistema de refrigeração por compressão de vapor. Um dos transdutores está localizado na entrada do compressor e o outro na saída do compressor.

3.4.3.6 - Sistema de Aquisição de Dados

Para o processo realizado, foi desenvolvido um sistema supervisor, cuja interface é apresentada na Figura 3.16. Desenvolveu o experimento constituído de sensores de temperatura e os transdutores de pressão, condicionadores de sinais, aquisição de dados Fieldpoint. O programa de gerenciamento do processo foi desenvolvido no programa computacional Labview, que utiliza o conceito de linguagem de programa gráfica.

3.4.3.7 - SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR, I.E., S/UFPB

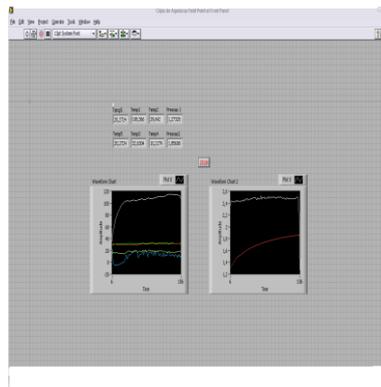


Figura 3.16 – Imagem de aquisição de dados do Sistema.

O sistema supervisor utiliza seis entradas analógicas do Fieldpoint. As entradas analógicas recebem o sinal dos tradutores de pressão e os sensores de temperatura.

O código fonte (programação) principal do sistema de refrigeração por compressão de vapor apresentado na Figura 3.17.

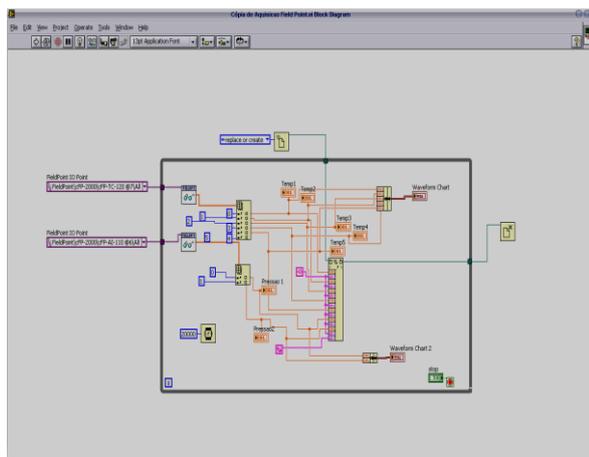


Figura 3.17 – Código fonte do sistema.

3.4.3.8 - Termômetro digital modelo MT - 525.

Instrumento digital portátil/ Fabricante-*Minipa* de dois canais e interface RS-232, LCD duplo de 4 dígitos, resolução de 0,1°C, congelamento de leitura, registro de máximo e mínimo, modo relativo, função T1 - T2, desligamento automático e holster protetor. Realiza medida de temperatura na faixa de -100°C a 1300°C ou -148°F a 2372°F, com uso de termopar tipo K. O termômetro digital é mostrado na figura 3.15.

Características Técnicas:

- Display: LCD duplo de 4 dígitos.
- Taxa de Amostragem: 1 vezes/s.
- Indicação de Polaridade: Automática, positiva omitida e negativa indicada.
- Indicação de Sobrefaixa: "OL" ou "-OL"
- Indicação de Bateria Fraca: "B" é mostrado quando a tensão da bateria cair abaixo da tensão normal de operação.
- Auto Desligamento: 20 minutos com opção de cancelamento da função.
- Data Hold.
- Modo Relativo.
- Função MÁX / MÍN.
- Função T1 - T2.

- Tipo de Termopar: Tipo K
- Função de Ajuste de Limites (Limit Hi / Lo).
- Ambiente de Operação: 0 ~ 50°C (32°F ~ 122°F), RH < 80%.
- Ambiente de Armazenamento: -20°C ~ 60°C (-4°F ~ 140°F) , RH <80%.
- Alimentação: 4 Baterias de 1.5V AAA (UM-4).
- Duração da Bateria: Aprox. 550 horas (alcalina).
- Dimensões: 125(A) x 80(L) x 40(P) mm (com holster).
- Peso: Aprox. 290g (com bateria).



Figura 3.18 - Termômetro digital modelo MT - 525.

CAPITULO IV

MODELAGEM EXERGO - ECONÔMICA

4.1 – Introdução

A análise termoeconômica, também conhecida como exergoeconômica, que tem como finalidade obter um sistema de equações de custos que representa matematicamente o processo de formação de custos tem sido seguido em dois caminhos: o primeiro pode ser descrito como o método que computa os custos, isto é, que usa o custo médio como uma base para a avaliação do preço racional. Esse método inclui a aproximação do custo médio discutido por Hernandez et al (2003). O segundo grupo, emprega os custos marginais a fim de minimizar os custos dos componentes ou dos produtos. Esses métodos incluem a análise funcional termoeconômica como apresentado por Erlach et al (1999), que apresentam uma teoria estrutural como padrão e uma formulação matemática comum para todas as metodologias, empregando modelos termoeconômicos que possam ser expressos por equações lineares. Em cada um dos métodos, descritos de forma sucinta, podem ser encontradas vantagens e desvantagens.

Esta análise pode ser realizada em todos os casos onde se trabalha a análise de segunda lei da termodinâmica aplicáveis a sistemas termodinâmicos com base nos seguintes critérios de avaliação termoeconômica:

- 1) Determinar os custos exergéticos e monetários de cada componente do sistema;
- 2) Calcular separadamente os custos associados aos produtos;
- 3) Calcular separadamente os custos internos dos fluxos da planta;
- 4) Avaliar a variação dos custos dos fluxos com a eficiência dos diferentes equipamentos;
- 5) Comparar de forma equivalente fluxos de diferentes correntes energéticas;
- 6) Como objetivo final, deve-se aos modelos de otimização da planta, localizando variáveis específicas, vislumbrando oportunidades de redução dos custos de produção.

Na análise termoeconômica de um sistema térmico, segundo Tsatsaronis (1993), para que se alcancem os critérios de avaliação termoeconômica acima descritos, são necessárias as seguintes etapas:

- 1) Fazer o balanço exerético em cada componente do sistema;
- 2) Realizar análise econômica dos subsistemas;
- 3) Obter o balanço de custos dos fluxos de exergia em cada componente;
- 4) Cálculo dos parâmetros que permitam as análises dos processos associados a cada componente.

4.2 – Custo Exerético do Sistema

Segundo Kotas (1985), os casos mais comuns de destruição de exergia são: o atrito (incluindo a perda associada ao escoamento de fluidos em tubos e canais), mistura de fluxos de matéria em estados termodinâmicos diferentes e transferência de calor por diferença finita de temperatura, como ocorre entre gases quentes e a água a ser vaporizada na caldeira. Kotas (1985) aponta ainda, como causa mais comum de perda de exergia para o meio, fluxo de calor que sai do sistema para o meio, ou saída de massa com grande exergia do sistema para o meio, sem geração de trabalho mecânico, ou outro aproveitamento da energia cedida para o meio.

Equacionando a destruição de exergia e as perdas para o meio com insumo e produto no sistema em análise pode-se exprimir a equação (4.1), do balanço de exergia, da seguinte forma:

$$\dot{E}x_{f,k} = \dot{E}x_{p,k} + \dot{E}x_{l,k} + \dot{E}x_{d,k} \quad (4.1)$$

Onde:

$\dot{E}x_{f,k}$ - fluxo de exergia do insumo do sistema, em kW;

$\dot{E}x_{p,k}$ - fluxo de exergia do produto do sistema, em kW;

$\dot{E}x_{l,k}$ - fluxo de exergia perdida pelo sistema, em kW.

Isolando-se $\dot{E}x_{d,k}$ na equação (4.1), se obtém:

$$\dot{E}x_{d,k} = \dot{E}x_{f,k} - \dot{E}x_{p,k} - \dot{E}x_{l,k} \quad (4.2)$$

O uso do conjunto das equações (4.3) aplicado aos componentes de um sistema em análise permite calcular os valores da exergia destruída e da exergia perdida em cada componente e no sistema como um todo.

Eficiência exergética (ε_k) - Define em relação ao total de insumo fornecido ao sistema, o quanto de produto o sistema forneceu:

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}x_{p,k}}{\dot{E}x_{f,k}} = 1 - \frac{(\dot{E}x_{d,k} + \dot{E}x_{l,k})}{\dot{E}x_{f,k}} \quad (4.3)$$

O custo exergético unitário é uma relação inversa a de eficiência racional, mostrado na equação 4.4.

$$k = \frac{\dot{E}x_{f,k}}{\dot{E}x_{p,k}} = \frac{1}{\varepsilon_k} \quad (4.4)$$

Ou

$$k = \frac{\dot{B}_i}{\dot{E}x_{i,k}} \quad (4.5)$$

Onde:

k é o custo exergético unitário, *

\dot{B}_i é a exergia necessária para a concepção do produto, e

$Ex_{i,k}$ é a quantidade mínima de exergia correspondente ao processo ideal para concepção do produto.

Em qualquer processo energético real, não é possível que todo insumo investido que deu entrada ao processo saia como produto. Perdas ocorrem no meio do caminho entre o produto desejado e o insumo gasto no processo.

Qualquer planta ou sistema energético funciona de forma cíclica, logo a formação, dos custos exergéticos depende da eficiência de cada componente do sistema.

Ainda, para se realizar a análise termoeconômica de um sistema de energia é necessária a caracterização do mesmo em unidades produtivas. Na análise da unidade de refrigeração por compressão de vapor proposto, as unidades produtivas correspondem aos volumes de controle abordados no compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador respectivamente, conforme apresentado na Figura 4.1.

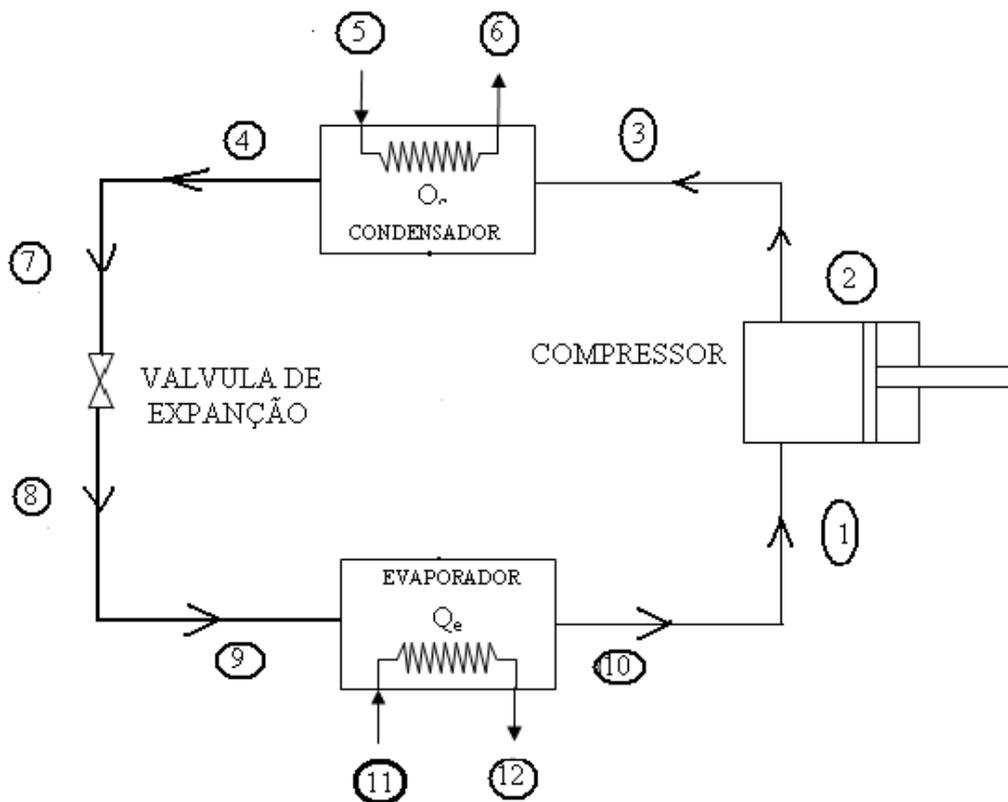


Figura 4.1 – Fluxograma para análise termoeconômica

4.3 – Metodologias de custo exergético nos fluxos do sistema

Pode-se realizar um balanço dos custos exergéticos em cada volume de controle, utilizando-se a matriz de incidência ou através de equações que representem a conservação de custo exergético dos fluxos do sistema. Valero, A., Lozano, M. A., (1993) preconizam ser o custo exergético uma propriedade conservativa. É válido ressaltar que o número de volumes de controle é inferior ao número de fluxos. Desta forma, a fim de tornar o número de equações igual ao número de variáveis, O presente trabalho utiliza as ideias preconizadas por Valero, A ET AL (1996) recorre às regras de dotação de custos que fornecem um procedimento racional para atribuir os custos exergéticos, baseadas unicamente na termodinâmica. Este procedimento está alicerçado de forma geral nos seguintes parâmetros:

- 1) O custo exergético (B^*) de uma corrente ou o fluxo de exergia do insumo (B_f^*) ou do produto (B_p^*) é a quantidade de exergia necessária para produzi-lo;
- 2) Uma análise detalhada do processo e da função de cada subsistema na formação dos produtos finais é o único requisito para a atribuição dos custos exergéticos;
- 3) Os custos exergéticos dos fluxos que entram no equipamento ou subsistema devem ser rateados com os fluxos que deixam o mesmo.

Dando continuidade esses procedimentos os autores propõem alguns critérios que aplicadas aos volumes de controle, ou seja, às unidades produtivas que permite a determinação dos custos exergéticos dos fluxos.

- 1) Proposição P1 – O custo exergético é uma propriedade conservativa, de acordo com a equação.

$$\sum_e B_i^* - \sum_s B_j^* = 0 \quad (4.6)$$

- 2) Proposição P2 – Impõe-se que num sistema ou volume de controle com mais de um insumo energético entrando ou saindo, os custos exergéticos unitários dos fluxos de exergia (insumo, fuel) que entram num subsistema, será igual aos custos exergéticos unitários dos fluxos de exergia que saem (regra dos insumos).

$$\frac{B_e^*}{Ex_e} = \frac{B_s^*}{B_s^*} \rightarrow K_e = K_s \quad (4.7)$$

3) Proposição P3 – Se um sistema cujo produto é formado por vários fluxos, o custo exerético será o mesmo para cada um deles (regra dos produtos).

$$\frac{B_s^*}{Ex_s} = \frac{B_s^*}{B_s^*} \rightarrow K_s = K_s \quad (4.8)$$

4) Proposição P4 – Aos fluxos das perdas externas deve-se atribuir custo exerético nulo, pois não haverá utilização posterior.

$$\frac{B_i^*}{Ex_i} = 0 \quad (4.9)$$

Na aplicação desta proposição num subsistema onde ocorre perda de exergia para o exterior, o torna responsável por uma irreversibilidade que não lhe é intrínseca. Onerando a esse subsistema o ônus de uma irreversibilidade (externa), fruto de toda uma cadeia de interações entre vários subsistemas.

5) Proposição P5 – na ausência de valoração externa, o custo exerético dos fluxos que entram no sistema é igual a sua exergia.

$$B_i^* = Ex_i \quad (4.10)$$

Aplicando este método descrito na unidade de refrigeração por compressão de vapor proposta e visualizado na Figura 4.1, determina-se o balanço dos custos exeréticos para todos os fluxos do sistema. Aplicando a proposição P1 nos seguintes componentes: compressor, condensador, valvular de expansão e evaporador, respectivamente.

Compressor

$$B_1^* - B_2^* = 0 \quad (4.11)$$

Condensador

$$B_5^* + B_3^* - B_4^* - B_6^* = 0 \quad (4.12)$$

Válvula de Expansão

$$B_7^* - B_8^* = 0 \quad (4.13)$$

Evaporador

$$B_{11}^* + B_9^* - B_{10}^* - B_{12}^* = 0 \quad (4.14)$$

Utilizando-se a proposição P2, determinam-se as equações 4.15. a 4.18 nos volumes de controle do compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador da Figura 4.1 respectivamente.

$$\frac{B_1^*}{Ex_1} = \frac{B_2^*}{Ex_2} \quad (4.15)$$

$$\frac{B_3^*}{Ex_3} = \frac{B_4^*}{Ex_4} \quad (4.16)$$

$$\frac{B_7^*}{Ex_7} = \frac{B_8^*}{Ex_8} \quad (4.17)$$

$$\frac{B_9^*}{Ex_9} = \frac{B_{10}^*}{Ex_{10}} \quad (4.18)$$

Aplicando-se a **proposição P5**, para o motor de combustão interna, condensador e evaporador têm-se as seguintes equações:

$$B_1^* = Ex_1 \quad (4.19)$$

$$B_5^* = Ex_5 \quad (4.20)$$

$$B_{11}^* = Ex_{11} \quad (4.21)$$

4.4 - Metodologia de Cálculo para Análise Financeira

A termoeconômica visa onerar os custos com a base exergética, que objetiva a quantificação monetária dos fluxos envolvidos nos sistemas - tanto os principais quanto os secundários - permitindo desta forma a identificação de certos gargalos que outrora não eram observados. Segundo relatado em Santos, C. M. S. 2005 a análise que atribui valores monetários aos fluxos termodinâmicos, análise termoeconômica, tem sua base exergética e é uma complementação da teoria do custo exergético. Esta análise fornece os custos financeiros aos fluxos exergéticos da instalação térmica, levando em consideração as unidades produtivas da planta. Deste modo, tem-se uma noção mais apurada de onde se deve atuar, buscando-se tanto uma melhoria termodinâmica, através da análise de segunda lei, quanto uma otimização econômica.

A equação matemática (4.22) é utilizada no balanço de custo para o sistema apresentada por Torres (1999):

$$c_p * Ex_p = c_f * Ex_f + Z \quad (4.22)$$

Onde:

c_p corresponde o custo em unidade monetária por unidade de exergia para o produto,

Ex_p corresponde a quantidade de exergia para o produto,

c_f corresponde o custo em unidade monetária por unidade de exergia para o insumo,

Ex_f corresponde a quantidade de exergia para o insumo,

Z é o somatório dos custos de investimentos, manutenção e operação, calculado pela Eq. (4.23), citada por Hernandez et al (2003).

Cada componente terá um $Z_{(esp)}$ específico, ou seja, o compressor $Z_{(comp)}$, condensador $Z_{(cond)}$, válvula de expansão $Z_{(val)}$ e evaporador $Z_{(evap)}$.

$$Z_{(esp)} = \frac{36000 * f_a}{t_{op}} * F_i \quad (4.23)$$

Onde:

t_{op} é o tempo de vida útil em segundos,

F_i é o valor do investimento para cada subsistema (componente) e,

f_a é o fator de recuperação de capital e será calculado pela Eq. (4.24)

$$f_a = \frac{I * (1 + I)^N}{(1 + I)^N - 1} \quad (4.24)$$

Onde: I é a taxa percentual de juros anual de interesse (que varia de 0 a 1) e N é o período de reembolso (em anos) de vida útil do equipamento.

A análise de custo exergético ou exergoeconômico envolve os balanços de custos para cada um dos componentes de um sistema. No sistema, um balanço de custo deve ser obtido nas unidades produtivas, onde o custo dos produtos é igual ao custo dos insumos da unidade acrescido do investimento em cada uma dessa unidade. A Figura 4.2 ilustra bem esse balanço:



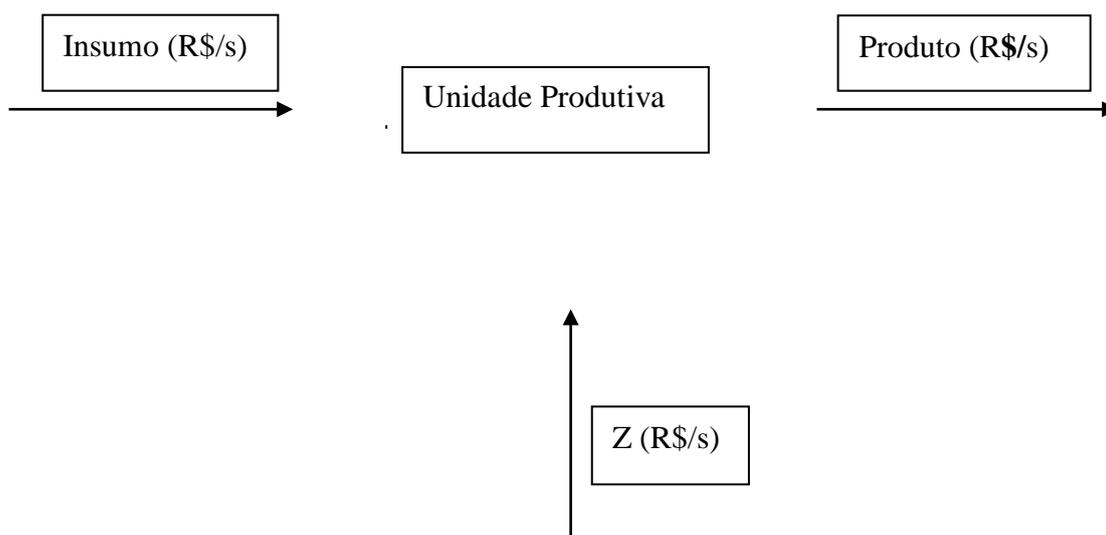


Figura 4.2 - Balanço de custo monetário

No caso do motor de combustão interna, aplicado no sistema proposto, o investimento corresponde ao próprio valor financeiro pago por ele e o valor monetário exato de cada componente do sistema.

Na Tabela 4.1 estão ilustrados os investimentos iniciais de cada componente do sistema de refrigeração por compressão de vapor, em reais e em dólar, com a cotação do dólar comercial levantada em 30 de abril deste ano (30/04/2012), no valor de R\$ 1,85657 o dólar, cuja fonte é o Banco do Brasil.

Tabela 4.1 - Investimentos iniciais de cada subsistema. (Componentes)

SUBSISTEMAS (Componentes)	CUSTO (Fi)	
	DOLAR (U\$)	REAL (R\$)
Motor compressor elétrico	1.885,87	3.500,00
Motor de combustão interna	1.616,37	3.000,00
Compressor aberto Bitz	1.400,86	2.600,00
Condensador	1.077,58	2.000,00
Válvula de expansão	592,67	1.100,00
Evaporador	1.185,35	2.2000,00

Por isso, pode-se aplicar para o sistema de refrigeração por compressão de vapor, a metodologia utilizada por Valero & Losano para a dotação dos custos monetários de plantas térmicas. Portanto as equações 4.25 a 4.28 ilustra a aplicação do balanço monetário para os seguintes componentes do sistema:

1) Motor de combustão interna

$$Pc_{21} + Pc_{21} = Pc_{11} + Z_{Motor} \quad (4.25)$$

2) Compressor hermético

$$Pc_1 = Pc_2 + Z_{Compressor} \quad (4.26)$$

3) Compressor aberto

$$Pc_1 = Pc_2 + Z_{Compressor} \quad (4.27)$$

4) Condensador

$$Pc_4 + Pc_6 = Pc_3 + Pc_5 + Z_{Condensador} \quad (4.28)$$

5) Válvula de Expansão

$$Pc_8 = Pc_7 + Z_{Válvula} \quad (4.29)$$

6) Evaporador

$$Pc_{10} + Pc_{12} = Pc_9 + Pc_{11} + Z_{Evaporador} \quad (4.30)$$

É através da equação (4.31) que se determina o cálculo do valor do combustível em $R\$/m^3$:

$$R\$_{comb} = \frac{\dot{m}_{comb}}{\rho_{comb}} * Tarifa_{comb} * 1000 \quad (4.31)$$

Portanto, no motor de combustão interna o custo monetário de entrada de combustível é:

$$Pc_{1'} = R\$_{comb} \quad (4.32)$$

Observa-se que o número de incógnitas ainda é maior do que o número de equações faz-se necessário as aplicações das outras proposições do Valero e Losano focalizando a base monetária e não mais em base exergética. Por isso, em seguida têm-se outras equações para a solução do sistema proposto.

Para o compressor têm-se as equações (4.33) e (4.34) para ilustrar o balanço monetário.

$$\frac{Pc_1}{Ex_1} = \frac{Pc_2}{Ex_2} \quad (4.33)$$

$$Pc_{1'} = B_{1'}^* \quad (4.34)$$

Para o condensador têm-se as equações (4.35) e (4.36) para ilustrar o balanço monetário.

$$\frac{Pc_3}{Ex_3} = \frac{Pc_4}{Ex_4} \quad (4.35)$$

$$Pc_5 = B_5^* \quad (4.36)$$

A equação (4.32) representa o balanço monetário para a válvula de expansão.

$$\frac{Pc_7}{Ex_7} = \frac{Pc_8}{Ex_8} \quad (4.36)$$

As equações (4.37) e (4.38) representam o balanço monetário para o evaporador.

$$\frac{Pc_9}{Ex_9} = \frac{Pc_{10}}{Ex_{10}} \quad (4.37)$$

$$Pc_{11} = B_{11}^{\bullet} \quad (4.38)$$

No motor de combustão interna obtém-se.

$$\frac{Pc_{1^1}}{Ex_{1^1}} = \frac{Pc_{2^1}}{Ex_{2^1}} \quad (5.39)$$

Dessa forma chega-se ao mesmo número de equações e incógnitas, completando o ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

CAPÍTULO V

RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 - RESULTADOS DOS CALCULOS DAS VAZÕES DE ÁGUA DA UNIDADE DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.

A medição das vazões realizadas no sistema, como é mostrada na Figura 5.1 correspondeu ao tempo de regime de trabalho de uma hora em regime permanente.

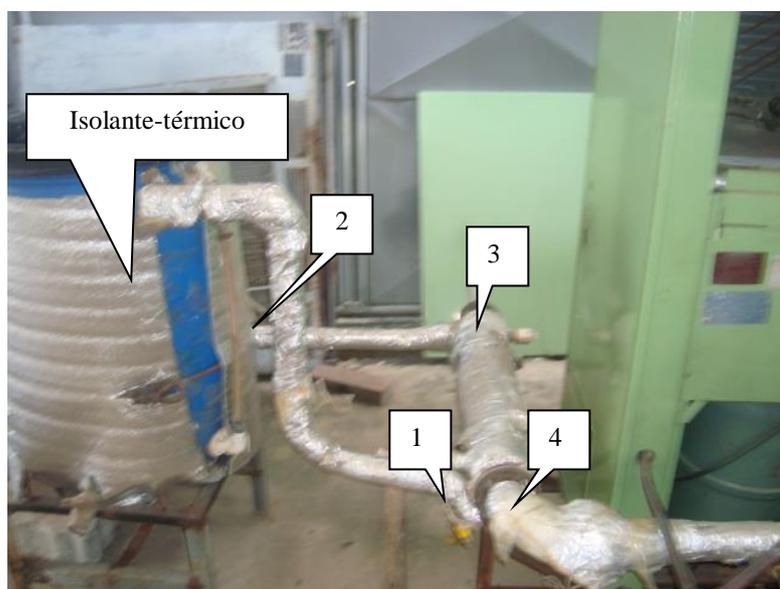


Figura 5.1– Pontos da medição da temperatura do sistema

Descrição dos pontos no sistema onde são colocados os termopares para medição de temperatura, como está ilustrada na figura 5.1, é da seguinte forma:

- Ponto 1 – Saída do trocador de calor,
- Ponto 2 – Saída da bomba,
- Ponto 3 – Saída dos gases do trocador de calor,
- Ponto 4 – Entrada dos gases do trocador de calor.

No primeiro momento, foi realizada a medida de vazão da água pelo Ultrassônico do fabricante (Minipa,2010) no sistema de tubulação PVC, com diâmetro externo de 26 mm e espessura de 3,2 mm, obtendo os seguintes resultado mostrado na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 - Valor da Vazão da água que passa através da tubulação PVC

Q = 0,26 l/s		Faixa de Operação
R	101,42 %	97% < R > 103%
S	824 %	600% < S > 990%
Q	95 %	60% < Q > 99%

Onde:

Os valores obtidos para a medição d vazão volumétrica da água foram satisfatórios, já que os parâmetros R, S e Q tiveram valores dentro da faixa permitida pelo fabricante.

Houve a realização de seis ensaios no trocador de calor que envolve a tubulação PVC na saída do trocador de calor e saída da bomba e seis ensaios na entrada e saída do trocador de calor respectivamente. Os valores obtidos nas medições realizadas mostradas na Tabela (5.2) e Tabela (5.3)

Tabela 5.2 -. Medição das temperaturas na superfície da tubulação PVC na saída do trocador de calor e saída da bomba.

Tempo Ponto	Em minutos					
	10	20	30	40	50	60
1 (°C)	57,88	57,88	57,88	57,88	57,88	57,88
2 (°C)	60,03	60,03	60,02	60,01	60,02	60,02

Tabela 5.3.- Medição das temperaturas na entrada e saída dos gases na superfície do trocador de calor.

Tempo Ponto	Em minutos					
	10	20	30	40	50	60
3 (°C)	50,74	50,74	50,74	50,74	50,74	50,74
4 (°C)	99,99	99,99	100,02	100,01	100,01	100,01

Os termopares das medições conectados à superfície do sistema estão fixados nos pontos referentes na Tabela (5.2) e Tabela (5.3). A Figura (5.1) mostra a localização exata de cada ponto medido.

A medição da vazão ultrassônica obtida no sistema que envolve a tubulação PVC, com o instrumento da figura 3.9, como abordada na Figura 5.1 e ilustrada na Tabela 5.1 que correspondeu ao tempo de regime de trabalho de uma hora em regime permanente é de:

$$\dot{V}_{\text{água}} = 0,26 \frac{l}{s} = 26 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s} \quad (5.1)$$

Na medição de vazão de arrefecimento do motor de combustão interna, a área de saída dos gases de arrefecimento é ilustrada na Figura (5.2).

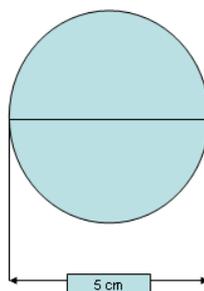


Figura 5.2 – Saída dos gases de arrefecimento

O valor da vazão de arrefecimento é obtido a partir da multiplicação da área total de saída dos gases pela sua velocidade média.

$$\dot{V} = V * A \quad (5.2)$$

Onde:

\dot{V} = Vazão dos gases,

V= velocidade dos gases do escapamento,

ρ = densidade do óleo diesel.

A velocidade dos gases de escapamento que corresponde à saída dos gases de emissão do motor de combustão interna, foi medido com o anemômetro no ponto 4 como mostra a figura 5.3, que corresponde a $V = 23,10$ m/s.



Figura 5.3 – Instrumento de Medição de Velocidade

Os valores de processo com velocidades de 23,10 m/s provenientes dos gases de exaustão na saída do motor de combustão interna apresentam temperatura de 100,01°C (ponto 4 da Figura 5.1). Logo depois passa pelo trocador de calor, essa temperatura fica em 50.74°C (ponto 3 da Figura 5.1), isso torna os gases de saída com temperatura inferior e menos agressiva ao meio ambiente.

Através da figura 5.2 obtemos o diâmetro da secção de saída dos gases de escapamento que é de 0,05m, para calcular a área nesta secção temos a equação (5.3).

$$A = \Pi * r^2 = \Pi * \frac{d^2}{4} \quad (5.3)$$

Substituindo o diâmetro na eq(5.3), temos a área desta secção com valor igual a $A= 0,0019625$ m², portanto, através da eq(5.2), obtemos a vazão desses gases que corresponde a:

$$\dot{V}_{gases} = V * A = 0,0453\text{m}^3/\text{s} \quad (5.4)$$

O valor da massa específica medida para o óleo diesel mineral puro é igual á $\rho_{\text{óleo}} = 848,58 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$. Portanto, torna-se possível achar o valor da vazão mássica do o óleo diesel mineral puro, dado pela Eq.(5.5).

$$\dot{m}_{gases} = \dot{V}_{gases} * \rho_{\acute{o}leo} \quad (5.5)$$

Logo o valor calculado é da do por:

$$\dot{m}_{gases} = 38,440674 \text{ Kg/s} \quad (5.6)$$

5.2 – Calculo do Potencial Energético

Com os valores de vazão da seção anterior e os ensaios de temperatura, foi possível fazer o calculo da quantidade de calor disponível pelo trocador de calor referente aos gases e o calculo da quantidade de calor recebido pela água e a potencia fornecida ao sistema de cogeração através do óleo diesel.

5.3 - Potências do Combustível

Portanto, o consumo do motor de combustão interna alimentado com óleo diesel, fornecido ao sistema foi determinado a partir da equação (5.6).

$$\dot{Q}_{\acute{O}LEO} = PCI_{\acute{O}LEO} \times \frac{\dot{m}_{gases}}{3600} \quad (5.6)$$

Onde: a velocidade do eixo do motor foi determinada pelo Tacômetro digital duplo da Figura 5.4, ou seja, $V_{eixo} = 3222 \text{ rpm}$ ou $V_{eixo} = 332 \text{ m/min}$.



Figura 5.4 - Tacômetro digital duplo

O valor da potência calculada no sistema pelo combustível óleo diesel, com $PCI = 8620 \text{ Kcal/l}$ é dado por:

$$\dot{Q}_{ÓLEO} = 92.0440583 \text{ KW} \quad (5.7)$$

5.4 – Potência de Arrefecimento (\dot{Q}_{arr})

O valor da potência dos gases de arrefecimento representando perdas térmicas, já que poderia ser aproveitado esse calor, é dado por:

$$\dot{m}_{gases} = \rho_{gases} \times \dot{V}_{gases} \quad (5.8)$$

$$\dot{Q}_{arr} = \dot{m}_{gases} c_{p_{gases}} (T_{arr} - T_{amb}) \quad (5.9)$$

De acordo com a tabela em anexo (Tabela A-1) dos valores das propriedades das pressões dos gases, temos para a temperatura média do ambiente ($T_{amb}=30 \text{ °C}$) e do arrefecimento ($T_{arr} = 50,74\text{°C}$), os valores da massa específica ρ_{gases} e calor específico $c_{p_{gases}}$:

Tabela A – 1 Propriedade dos valores de Gases na Pressão Atmosférica para o ar.

Temperatura (°C)	ρ_{gases} (kg / m ³)	c_p gases (KJ/kgK)
100	3,6010	1,0266
150	2,3675	1,00099
200	1,7684	1,0061

A temperatura T_{arr} correspondentes o valor da coluna de tempo 60 minutos da Tabela 5.3.e T_{amb} a temperatura ambiente respectivamente com isso, o valor da potência fornecida é dado por:

Portanto, a potência de perdas de arrefecimento é dada por:

$$\dot{Q}_{arr} = 5.148 \text{ kW} \quad (5.10)$$

5.5.- Potência de Refrigeração

Para a potência utilizada no sistema de refrigeração, temos:

$$\dot{m}_{ref} = \rho_{ref} \times \dot{V}_{ref} \quad (5.11)$$

$$\dot{Q}_{ref} = \dot{m}_{ref} c_{p_{ref}} (T_{4,ref} - T_{3,ref}) \quad (5.12)$$

O valor da densidade e calor específico do óleo correspondente a temperatura média dos pontos 4 e 3 da Figura. (5.1), de acordo com dados do fabricante, é de $\rho_{ref} = 830 \text{ kg/m}^3$ e $c_{p_ref} = 0,0110 \text{ kJ/kgK}$.

As temperaturas T_4 e T_3 são os valores correspondentes na coluna de tempo 60 minutos da Tabela. (5.3). Com isso, o valor da potência fornecida ao sistema de refrigeração é dado por:

$$\dot{Q}_{ref} = 20.67 \text{ kW} \quad (5.13)$$

5.6 - Potências da água na tubulação PVC

Com a vazão da água e a diferença de temperatura, podemos obter a quantidade térmica calorífica $\dot{V}_{\text{água}}$ recebida pela água de acordo com equações (5.14). e (5.15) a seguir:

$$\dot{m}_{\text{água}} = \rho_{\text{água}} \times \dot{V}_{\text{água}} \quad (5.14)$$

$$\dot{Q}_{\text{água}} = \dot{m}_{\text{água}} c_{p_\text{água}} (T_2 - T_1) \quad (5.15)$$

De acordo com a tabela em anexo (Tabela A-2) dos valores das propriedades das pressões da água, temos para a temperatura ($T=60 \text{ }^\circ\text{C}$) os valores da massa específica $\rho_{\text{água}}$ e calor específico $c_{p_\text{água}}$:

Tabela A – 2 Propriedades dos valores na Pressão Atmosférica para água

Temperatura ($^\circ\text{C}$)	$\rho_{\text{água}}$ (kg / m^3)	$c_{p_\text{água}}$ (KJ/kgK)
40	994.59	4.1784
60	985.46	4.1843
100	960,68	4.2161

As temperaturas T_2 e T_1 são os valores correspondentes a coluna de tempo 60 minutos da Tabela. (5.2) e com isso, o valor da potência recebida é dada por:

Portanto o valor de $\dot{Q}_{\text{água}}$ água recebida é igual a

$$\dot{Q}_{\text{água}} = 8.4267 \text{ kW}$$

5.7 - ANÁLISES TERMODINÂMICA

Neste trabalho, o sistema de refrigeração por compressão a vapor foi analisado sob o ponto de vista termodinâmico em todos os dispositivos que compõem o sistema.

As equações da primeira e segunda lei da termodinâmica são representativas dos processos que ocorrem no sistema, juntamente com algumas características referentes a esses processos que fundamentaram o modelo matemático. Esse modelo foi organizado em um código computacional criado na plataforma de programação EES – *Engineer Equation Solver*.

A simulação computacional tem como função representar os processos que ocorrem num sistema real do ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Neste capítulo, serão apresentados e analisados os resultados com a simulação computacional. Refere-se aos resultados obtidos da análise termodinâmica do ciclo. Os resultados apresentados de temperatura e pressões em todos os experimentos foram obtidos em tempo real através do programa Labview e field point, o qual também serviu de ambiente computacional para criar a interface com o operador.

5.8 – Resultados para o Compressor Hermético acoplado ao Motor Elétrico

No primeiro momento, trabalha-se com o ciclo de refrigeração por compressão de vapor utilizando o Motor Elétrico. Com o experimento colocado em funcionamento, realizou-se a aquisição de dados de temperaturas e pressões obtidas através do programa labview e field point em tempo real aplicado no sistema para o refrigerante R22 que estão indicados respectivamente na Tabela 5.4 e na Tabela 5.5.

Tabela 5.4: Resultado das temperaturas obtidas através do programa labview e field point em tempo real aplicado na máquina de refrigeração de compressão de vapor utilizando o motor elétrico.

Variação do Tempo	10MIN	20MIN	30MIN	40MIN	50MIN	60MIN
T1 Temperatura (°C) entrada do Compressor	12,3618	12,3659	12,3601	12,3647	12,3643	12,3649
T2 Temperatura (°C) saída do Compressor	44,3656	44,3556	44,3656	44,3656	44,3656	44,3657
T3 Temperatura (°C) entrada do Condensador	37,7354	37,7367	37,7356	37,7356	37,7364	37,7354
T4 Temperatura (°C) saída do Condensador	32,7408	32,7242	32,7478	32,7276	32,7163	32,7216
T5 Temperatura (°C) entrada V. de Expansão	21,2220	21,2228	21,1818	21,1821	21,1827	21,1827

T6 Temperatura (°C) saída V. de Expansão	16,2868	16,2868	16,2876	16,2879	16,2879	16,2879
--	---------	---------	---------	---------	---------	---------

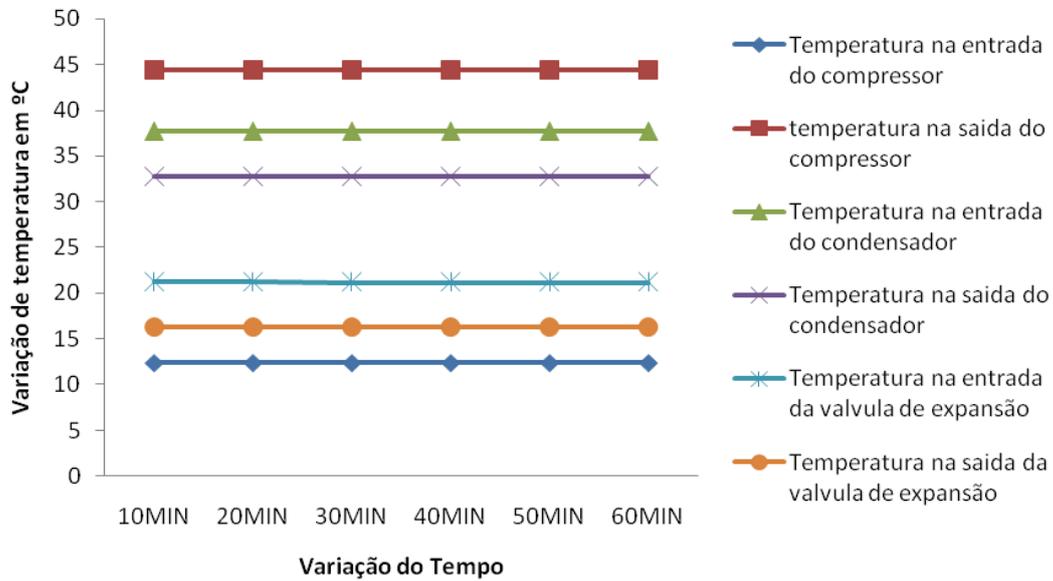


Figura 5.5 – Variação da temperatura no sistema de refrigeração por compressão de vapor utilizando o compressor hermético.

A Figura 5.5 fornece informações sobre as temperaturas obtida em tempo real na entrada e saída do compressor hermético, na entrada e saída condensador, na entrada saída da válvula de expansão e na entrada saída do evaporador. Observa-se na mesma figura 5.5 que a temperatura ao longo do tempo, nestes pontos permanece em regime permanente.

Tabela 5.5 : Resultado das pressões obtidas através do programa labview e field point em tempo real aplicado na maquina de refrigeração de compressão de vapor utilizando o motor elétrico.

Variação do Tempo	10MIN	20MIN	30MIN	40MIN	50MIN	60MIN
P1-Pressão em kPa na entrada do Compressor	731,877	731,867	731,877	731,877	731,877	731,877
P1-Pressão em kPa na saída do Compressor	1256,88	1256,88	1256,88	1256,88	1256,88	1256,88

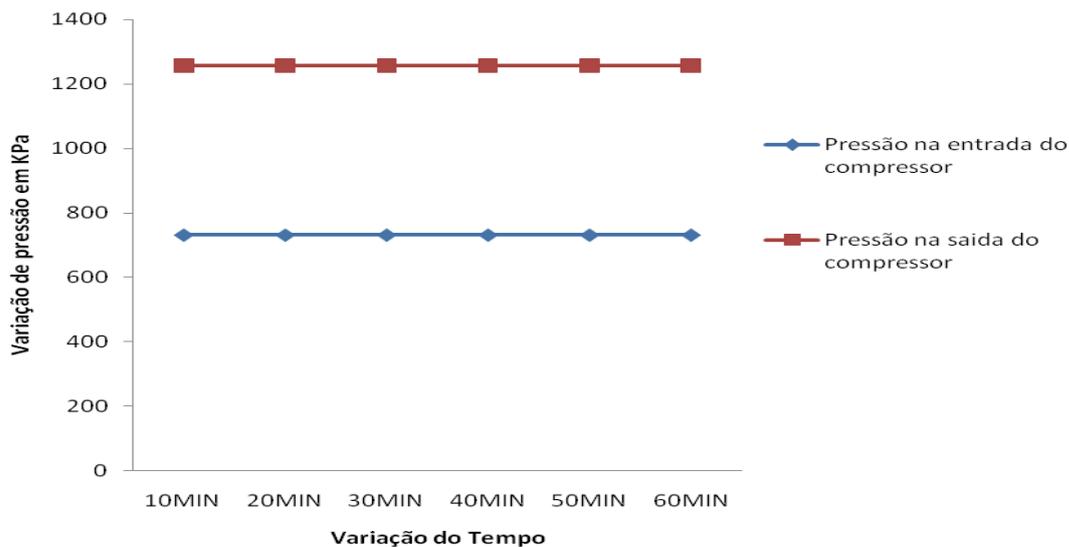


Figura 5.6 – Variação da pressão na entrada e saída utilizando compressor hermético.

A Figura 5.6 fornece informações sobre as pressões obtidas em tempo real na entrada e saída do compressor hermético. Observa-se na mesma figura que a pressão ao longo do tempo, nestes pontos permanece em regime permanente.

5.9 – Resultados do Acoplamento do Motor de Combustão Interna com o Compressor Aberto no Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor

No segundo momento, trabalha-se com o ciclo de refrigeração por compressão de vapor utilizando o motor de combustão interna acoplado ao compressor aberto. Assim, com o experimento colocado em funcionamento, realizou-se a aquisição de dados de temperaturas e pressões obtidas através do programa labview e field point em tempo real aplicado no sistema. Objetivou-se com este trabalho avaliar o desempenho

do sistema, funcionando em momentos distintos com diesel mineral e misturas deste com biodiesel nas proporções equivalentes a B5 (95% de diesel mineral e 5% de biodiesel), B20 (80% de diesel mineral e 20% de biodiesel), B40 (60% de diesel mineral e 40% de biodiesel), B60 (40% de diesel mineral e 60% de biodiesel) e B80 (20% de diesel mineral e 80% de biodiesel) .

5.10 – Resultados para o Diesel B5 Aplicado no Motor Combustão Interna.

Trabalha-se com o ciclo de refrigeração por compressão de vapor utilizando o motor combustão interno acoplado ao compressor aberto. Com o experimento colocado em funcionamento, realizou-se a aquisição de dados de temperaturas e pressões para o refrigerante R22 que estão indicados respectivamente na Tabela 5.6 e na Tabela 5.7.

Tabela 5.6: Resultado das temperaturas obtidas através do programa labview e field point em tempo real aplicado na maquina de refrigeração de compressão de vapor utilizando B5 (95% de diesel mineral e 5% de biodiesel)

Varição do Tempo	10MIN	20MIN	30MIN	40MIN	50MIN	60MIN
T1 Temperatura (°C) entrada do Compressor	13,18182	13,1848	13,1848	13,18448	13,1848	13,1848
T2 Temperatura (°C) saída do Compressor	48,2346	48,2344	48,2344	48,2344	48,2344	48,2344
T3 Temperatura (°C) entrada do Condensador	39,9523	39,9521	39,9521	39,9721	39,9721	39,9721
T4 Temperatura (°C) saída do Condensador	35,52958	35,5294	35,5298	35,5298	35,5298	35,5298
T5 Temperatura (°C) entrada V. de Expansão	31,2116	31,2117	31,2186	31,2185	31,2185	31,2185
T6 Temperatura (°C) saída V. de Expansão	19,1839	19,1832	19,1831	19,1824	19,1824	19,1824

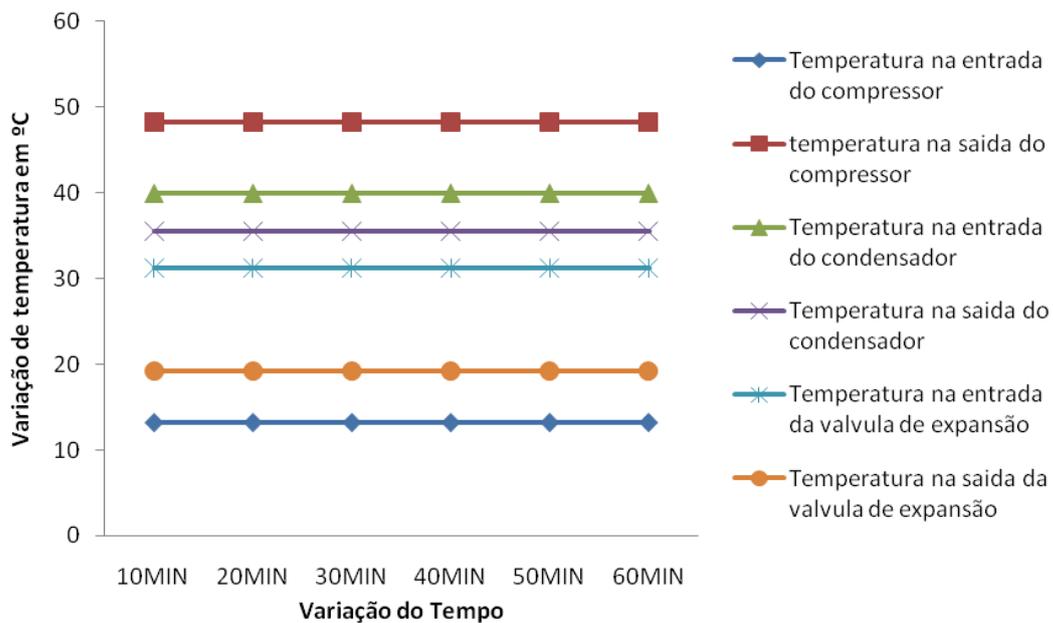


Figura 5.7 – Variação da temperatura no sistema de refrigeração utilizando o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna com uso do B5.

A Figura 5.7 fornece informações sobre as temperaturas obtidas em tempo real na entrada e saída do compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna utilizando B5, na entrada e saída condensador, na entrada saída da válvula de expansão e na entrada saída do evaporador. Observa-se na mesma figura 5.7 que a temperatura ao longo do tempo nestes pontos permanece em regime permanente. Com aplicação do B5 houve um aumento de temperatura nestes mesmos pontos em relação à utilização do motor elétrico.

Tabela 5.7: Resultado das pressões obtidas através do programa labview e field point em tempo real aplicado na maquina de refrigeração de compressão de vapor utilizando B5 (95% de diesel mineral e 5% de biodiesel)

Varição do Tempo	10MIN	20MIN	30MIN	40MIN	50MIN	60MIN
P1-Pressão em KPa na entrada do Compressor	751,54	751,59	751,59	751,59	751,59	751,59
P2-Pressão em KPa na saída do Compressor	1354,93	1355,94	1355,93	1355,93	1355,93	1355,93

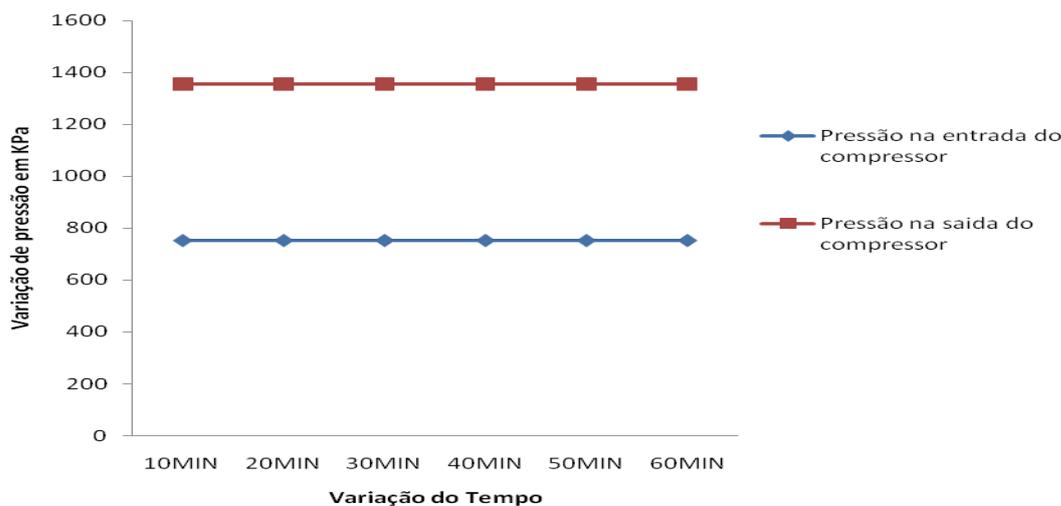


Figura 5.8 – Variação da pressão no sistema de refrigeração utilizando o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna com uso do B5.

A Figura 5.8 fornece informações sobre a pressão obtida em tempo real na entrada e saída do compressor aberto. Observa-se na mesma figura 5.8 que a pressão ao longo do tempo, nestes pontos permanece em regime permanente. Com aplicação do B5 houve um aumento de pressão nestes mesmos pontos em relação à utilização do motor elétrico.

5.11 – Resultados para o Diesel B20 Aplicada no Motor Combustão Interna.

Trabalha-se com o ciclo de refrigeração utilizando o motor combustão interna, realizou-se a aquisição de dados de temperaturas e pressões para o refrigerante R22 que estão indicados respectivamente na Tabela 5.8 e na Tabela 5.9.

Tabela 5.8: Resultado das temperaturas obtidas através do programa labview e field point em tempo real aplicado na maquina de refrigeração de compressão de vapor utilizando B20 (80% de diesel mineral e 20% de biodiesel) no motor diesel.

Varição do Tempo	10MIN	20MIN	30MIN	40MIN	50MIN	60MIN
T1 (°C) entrada do Compressor	13,98849	13,98855	13,98933	13,98917	13,98918	13,98918
T2 (°C) saída do Compressor	52,92443	52,9232	52,9271	52,9271	52,9271	52,9271
T3 (°C) entrada do Condensador	45,7122	45,7126	45,7128	45,7128	45,7131	45,7131
T4 (°C) saída do Condensador	37,85673	37,85653	37,85492	37,8937	37,89305	37,8930

T5(°C) entrada V. de Expansão	25,65292	25,62661	25,62646	25,74311	25,74317	25,74319
T6(°C) saída V. de Expansão	19,21401	19,2135	19,2259	19,22154	19,22172	19,22172

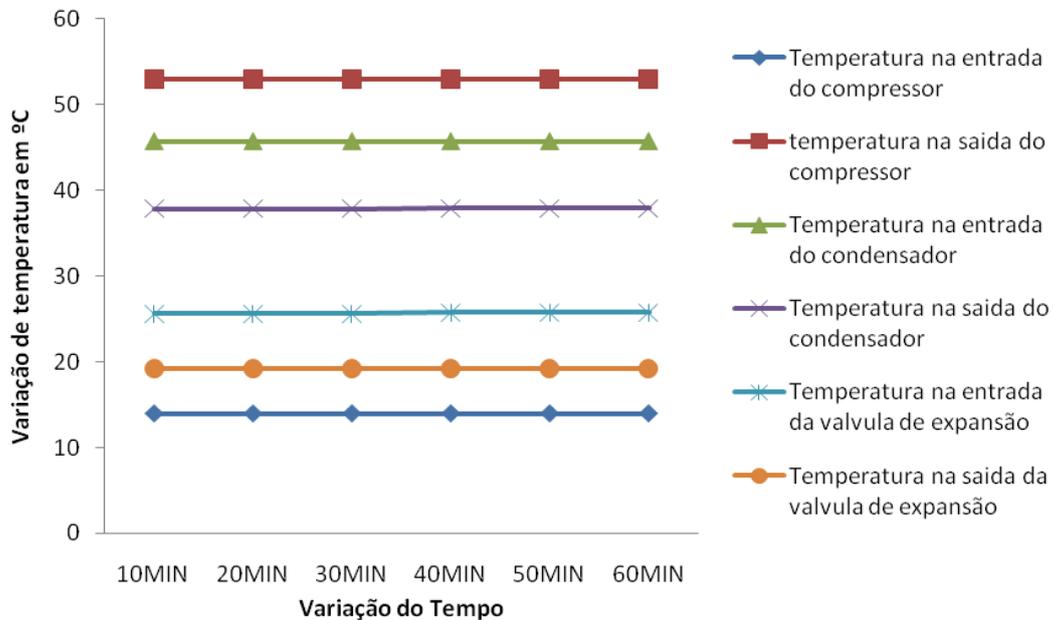


Figura 5.9 – Variação da temperatura no sistema de refrigeração utilizando o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna com uso do B20.

A Figura 5.9 fornece informações sobre as temperaturas obtidas em tempo real na entrada e saída do compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna utilizando B20, na entrada e saída condensador, na entrada saída da válvula de expansão e na entrada saída do evaporador. Observa-se na mesma figura 5.9 que a temperatura ao longo do tempo nestes pontos permanece em regime permanente. Com aplicação do B20 ouve um aumento de temperatura nestes mesmos pontos em relação à utilização do motor elétrico.

Tabela 5.9: Resultado das pressões obtidas através do programa labview e field point em tempo real aplicado na maquina de refrigeração de compressão de vapor utilizando B20 (80% de diesel mineral e 20% de biodiesel) no motor diesel

Variação do Tempo	10MIN	20MIN	30MIN	40MIN	50MIN	60MIN
P1-Pressão em kPa na entrada do Compressor	744,8682	744,868	744,6868	744,6678	744,6678	744,6678
P2-Pressão em kPa na saída do Compressor	1424,998	1424,898	1424,998	1424,998	1424,998	1424,998

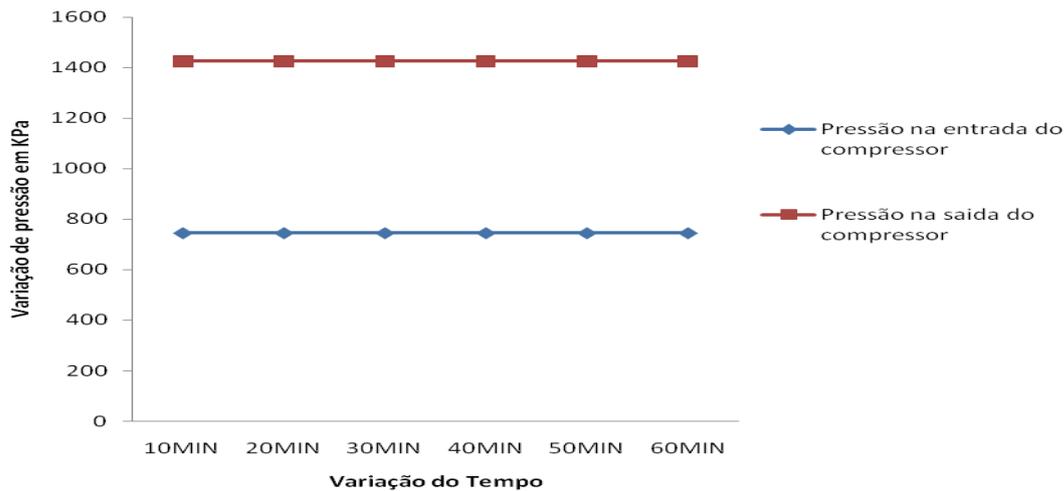


Figura 5.10 – Variação da pressão no sistema de refrigeração utilizando o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna com uso do B20.

A Figura 5.10 fornece informações sobre a pressão obtida em tempo real na entrada e saída do compressor aberto. Observa-se na mesma figura 5.10 que a pressão ao longo do tempo, nestes pontos permanece em regime permanente. Com aplicação do B20 ouve um aumento de pressão nestes mesmos pontos em relação à utilização do motor elétrico.

5.12 – Resultados para o Diesel B40 Aplicada no Motor Combustão Interna.

Trabalha-se com o ciclo de refrigeração, utilizando o motor combustão interna., realizou-se a aquisição de dados de temperaturas e pressões para o refrigerante R22 que estão indicados respectivamente na Tabela 5.10 e na Tabela 5.11.

Tabela 5.10: Resultado das temperaturas obtidas através do programa labview e field point em tempo real aplicado na maquina de refrigeração de compressão de vapor utilizando B40 (60% de diesel mineral e 40% de biodiesel) no motor diesel

Varição do Tempo	10MIN	20MIN	30MIN	40MIN	50MIN	60MIN
T1 (°C) entrada do Compressor	14,35798	14,35798	14,35797	14,35797	14,35797	14,35797
T2 (°C) saída do Compressor	57,24321	57,24321	57,24621	57,24621	57,24621	57,24621
T3 (°C) entrada do Condensador	51,38133	51,38432	51,38432	51,38432	51,38432	51,38432
T4 (°C) saída do Condensador	41,29183	41,29183	41,29183	41,29183	41,29183	41,29183
T5(°C) entrada V. de Expansão	28,47899	28,47899	28,47899	28,47899	28,47899	28,47899
T6(°C) saída V. de Expansão	18,44563	18,44563	18,44563	18,44564	18,44564	18,44564

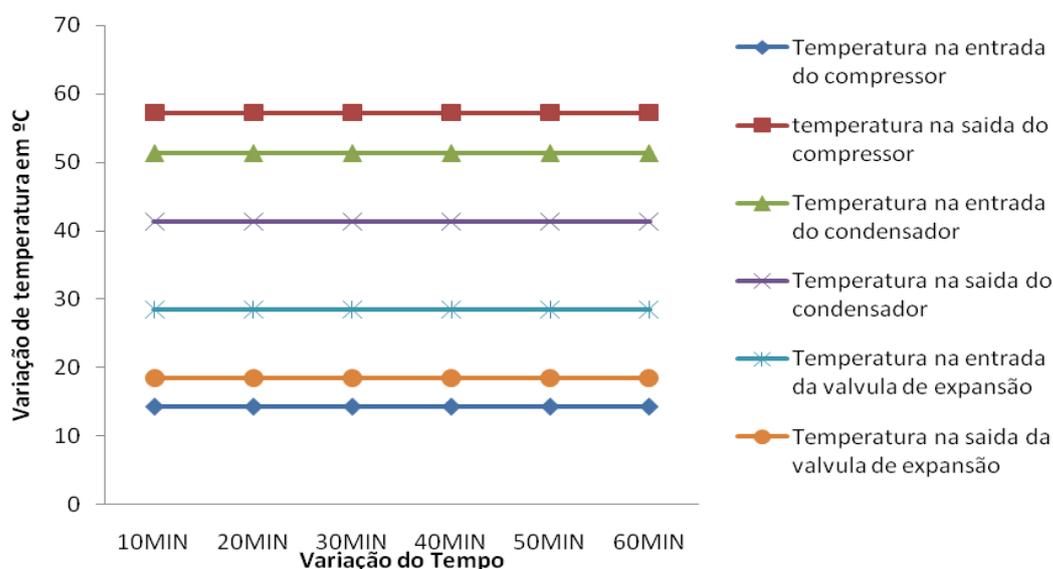


Figura 5.11 – Variação da temperatura no sistema de refrigeração utilizando o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna com uso do B40.

A Figura 5.15 fornece informações sobre as temperaturas obtidas em tempo real na entrada e saída do compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna utilizando B40, na entrada e saída condensador, na entrada saída da válvula de expansão e na entrada saída do evaporador. Observa-se na mesma figura 5.11 que a temperatura ao longo do tempo nestes pontos permanece em regime permanente. Com aplicação do B40 ouve um aumento de temperatura nestes mesmos pontos em relação à utilização do motor elétrico.

Tabela 5.11: Resultado das pressões obtidas através do programa labview e field point em tempo real aplicado na maquina de refrigeração de compressão de vapor utilizando B40 (60% de diesel mineral e 40% de biodiesel) no motor diesel

Varição do Tempo	10MIN	20MIN	30MIN	40MIN	50MIN	60MIN
P1-Pressão em (Pa) na entrada do Compressor	766,414	766,414	766,414	766,414	766,414	766,414
P2-Pressão em (Pa) na saída do Compressor	1576,889	1576,889	1576,889	1576,989	1576,989	1576,989

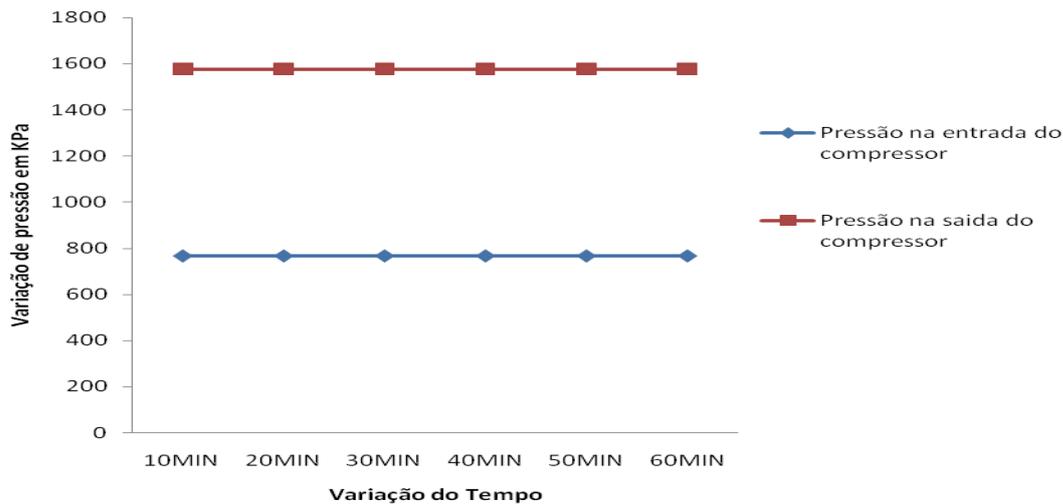


Figura 5.12 – Variação da pressão no sistema de refrigeração utilizando o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna com uso do B40.

A Figura 5.12 fornece informações sobre a pressão obtida em tempo real na entrada e saída do compressor aberto. Observa-se na mesma figura 5.12 que a pressão ao longo do tempo, nestes pontos permanece em regime permanente. Com aplicação do B40 ouve um aumento de pressão nestes mesmos pontos em relação à utilização do motor elétrico.

5.13 – Resultados para o Diesel B60 Aplicada no Motor Combustão Interna.

Trabalha-se com o ciclo de refrigeração, utilizando o motor combustão interna., realizou-se a aquisição de dados de temperaturas e pressões para o refrigerante R22 que estão indicados respectivamente na Tabela 5.12 e na Tabela 5.13.

Tabela 5.12: Resultado das temperaturas obtidas através do programa labview e field point em tempo real aplicado na maquina de refrigeração de compressão de vapor utilizando B60 (40% de diesel mineral e 60% de biodiesel) no motor diesel

Variação do Tempo	10MIN	20MIN	30MIN	40MIN	50MIN	60MIN
T1 (°C) entrada do Compressor	15,21358	15,21381	15,2144	15,2144	15,2144	15,2144
T2 (°C) saída do Compressor	63,23145	63,23155	63,23155	63,2325	63,2325	63,2325
T3 (°C) entrada do Condensador	54,54246	54,55262	54,54264	54,54269	54,54269	54,54269
T4 (°C) saída do Condensador	45,6595	45,6595	45,6 548	45,65486	45,65486	45,6535
T5(°C) entrada V. de Expansão	30,27238	30,27238	30,27237	30,27237	30,27237	30,27237
T6(°C) saída V. de Expansão	19,57294	19,57239	19,57234	19,57237	19,57237	19,57237

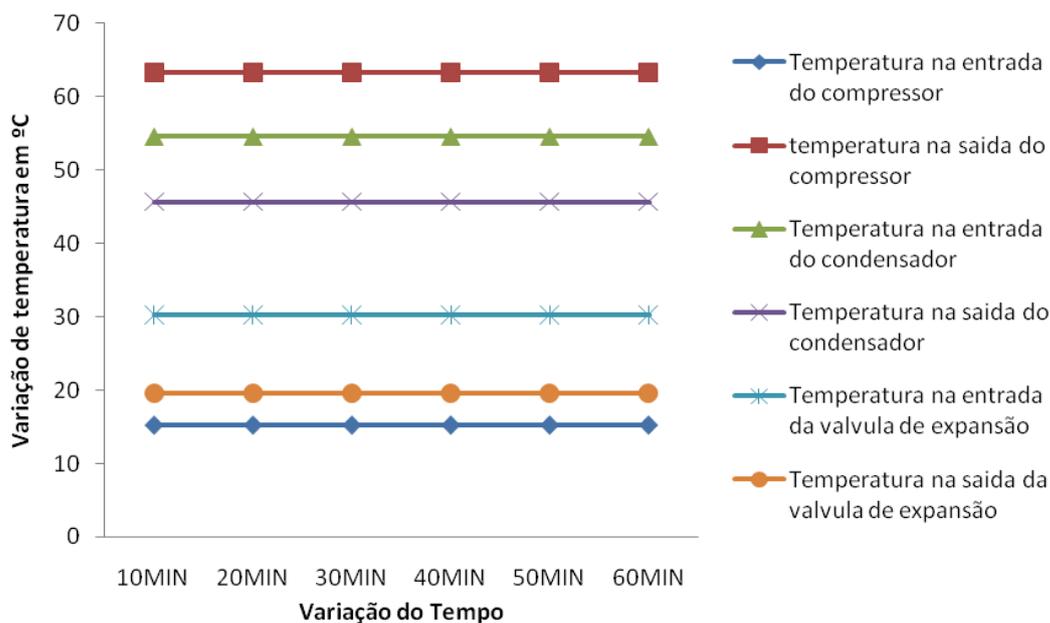


Figura 5.13 – Variação da temperatura no sistema de refrigeração utilizando o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna com uso do B60.

A Figura 5.13 fornece informações sobre as temperaturas obtidas em tempo real na entrada e saída do compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna utilizando B60, na entrada e saída condensador, na entrada saída da válvula de expansão e na entrada saída do evaporador. Observa-se na mesma figura 5.13 que a temperatura ao longo do tempo nestes pontos permanece em regime permanente. Com aplicação do B60 ouve um aumento de temperatura nestes mesmos pontos em relação a utilização do motor elétrico.

Tabela 5 13: Resultado das pressões obtidas através do programa labview e field point em tempo real aplicado na maquina de refrigeração de compressão de vapor utilizando B60 (40% de diesel mineral e 60% de biodiesel) no motor diesel

Varição do Tempo	10MIN	20MIN	30MIN	40MIN	50MIN	60MIN
P1-Pressão em kPa na entrada do Compressor	789,857	789,757	789,757	789,757	789,757	789,757
P2-Pressão em kPa na saída do Compressor	1729,898	1729,889	1729,889	1729,898	1729,898	1729,898

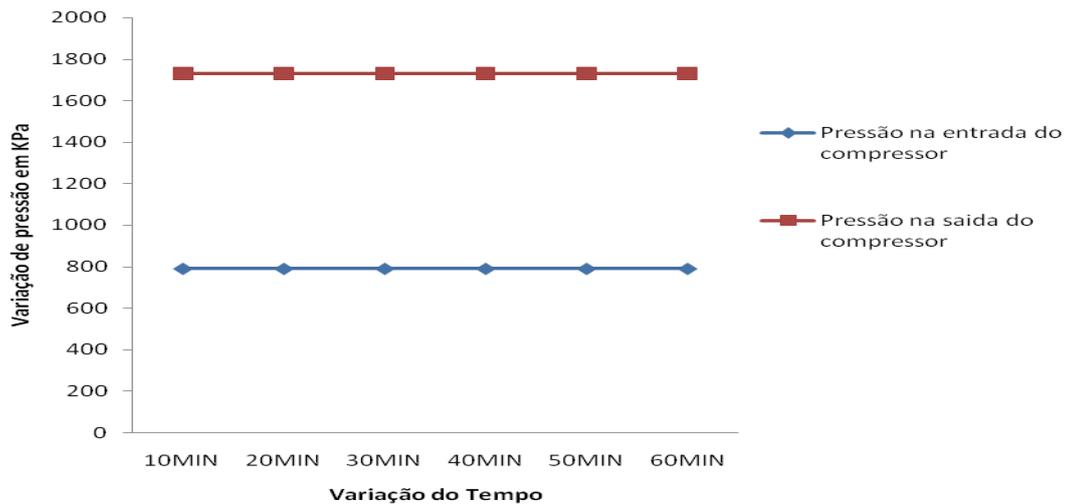


Figura 5.14 – Variação da pressão no sistema de refrigeração utilizando o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna com uso do B60.

A Figura 5.14 fornece informações sobre a pressão obtida em tempo real na entrada e saída do compressor aberto. Observa-se na figura 5.14 que a pressão ao longo do tempo, nestes pontos permanece em regime permanente. Com aplicação do B60 ouve um aumento de pressão nestes mesmos pontos em relação à utilização do motor elétrico.

5.14 – Resultados para o Diesel B80 Aplicada no Motor Combustão Interna.

Trabalha-se com o ciclo de refrigeração utilizando o motor combustão interna., realizou-se a aquisição de dados de temperaturas e pressões para o refrigerante R22 que estão indicados respectivamente na Tabela 5.14 e na Tabela 5.15.

Tabela 5.14: Resultado das temperaturas obtidas através do programa labview e field point em tempo real aplicado na maquina de refrigeração de compressão de vapor utilizando B80 (20% de diesel mineral e 80% de biodiesel) no motor diesel

Variação do Tempo	10MIN	20MIN	30MIN	40MIN	50MIN	60MIN
T1 (°C) entrada do Compressor	17,7753	17,7759	17,7758	17,7758	17,77589	17,7758
T2 (°C) saída do Compressor	70,7887	70,78859	70,78854	70,788592	70,788592	70,78859
T3 (°C) entrada Condensador	58,95648	58,9565	58,9557	58,95562	58,95562	58,95562
T4 (°C) saída Condensador	51,36674	51,36695	51,36696	51,36695	51,36695	51,36695
T5(°C) entrada V. deExpansão	34,37377	34,37377	34,37348	34,37354	34,37354	34,37354
T6(°C) saída V. deExpansão	24,43584	24,43845	24,43832	24,43832	24,438132	24,43832

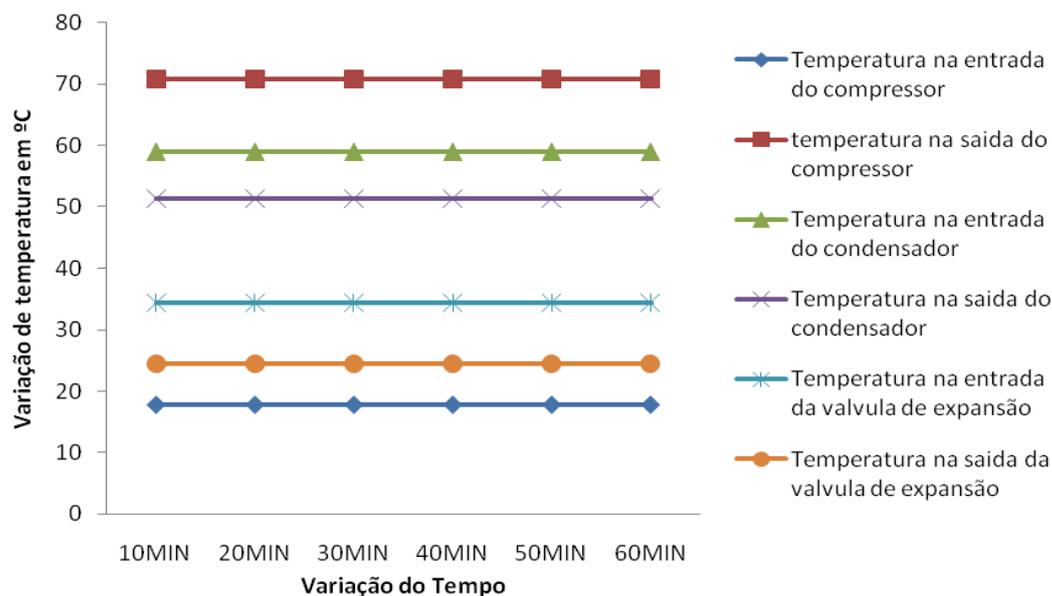


Figura 5.15 – Variação da temperatura no sistema de refrigeração utilizando o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna com uso do B60.

A Figura 5.15 fornece informações sobre as temperaturas obtida em tempo real na entrada e saída do compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna utilizando B80, na entrada e saída condensador, na entrada saída da válvula de expansão e na entrada saída do evaporador. Observa-se na figura 6.16 que a temperatura ao longo do tempo nestes pontos permanece em regime permanente. Com aplicação dos 80 ouve um aumento de temperatura nestes mesmos pontos em relação à utilização do motor elétrico.

Tabela 5.15: Resultado das pressões obtidas através do programa labview e field point em tempo real aplicado na maquina de refrigeração de compressão de vapor utilizando B80 (20% de diesel mineral e 80% de biodiesel) no motor Diesel.

Varição do Tempo	10MIN	20MIN	30MIN	40MIN	50MIN	60MIN
P1-Pressão em kPa na entrada do Compressor	836,354	836,356	836,354	836,356	836,356	836,356
P2-Pressão em kPa na saída do Compressor	1998,652	1987,653	1997,654	1997,654	1987,654	1997,654

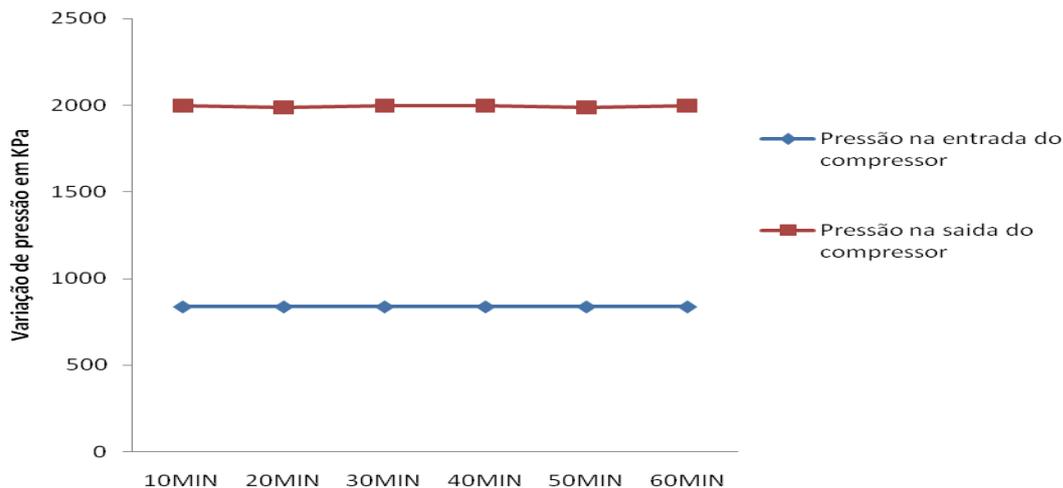


Figura 5.16 – Variação da pressão no sistema de refrigeração utilizando o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna com uso do B80.

A Figura 5.16 fornece informações sobre a pressão obtida em tempo real na entrada e saída do compressor aberto. Observa-se na figura 5.16 que a pressão ao longo do tempo, nestes pontos permanece em regime permanente. Com aplicação do B80 ouve um aumento de pressão nestes mesmos pontos em relação à utilização do motor elétrico.

5.15 – Análises do Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor Utilizando o Compressor Hermético acoplado ao Motor Elétrico

A Tabela 5.16 mostra as propriedades referentes aos 12 pontos de ciclo representado na Figura 4.1, obtidas nas análises energética e exergetica, baseados no Modelo Termodinâmico estabelecido (1ª e 2ª Leis). Utilizando os resultados obtidos da Tabela 5.4 e 5.5.

Tabela 5.16 - Mostra as propriedades referentes aos 12 pontos de ciclo representado na Figura 4.1 para o compressor hermético acoplado ao motor elétrico.

Pontos	T(°C)	P(kPa)	h(kJ/kg)	m(kg/s)	s(kj/kg K)	ex(kJ/kg)
0	25	101,3	230,4	0,1261	1,982	0
1	12	731,7	409,3	0,1261	2,443	-8,507
2	44	1255,6	425,7	0,1261	2,589	4,771
3	32	1255,6	239,3	0,1261	2,577	0,281
4	32	1255,6	239,3	0,1261	2,43	0,281
5	25	101,3	230,4	0,1261	2,354	-12,81
6	25	101,3	230,4	0,1261	2,43	-12,81
7	21	1255,6	414,7	0,1261	2,589	4,313
8	17	731,7	409,3	0,1261	2,443	-8,507
9		731,7	409,3	0,1261	2,589	-8,507
10		731,7	409,3	0,1261	2,443	-8,507
11	25	101,3	230,4	0,1261	2,589	-12,81
12	25	101,3	230,4	0,1261	2,443	-12,81

Na Figura 5.17 encontra-se representadas as exergias em cada ponto do sistema, mostrado na Tabela 6.16 utilizando o compressor hermético acoplado ao motor elétrico.

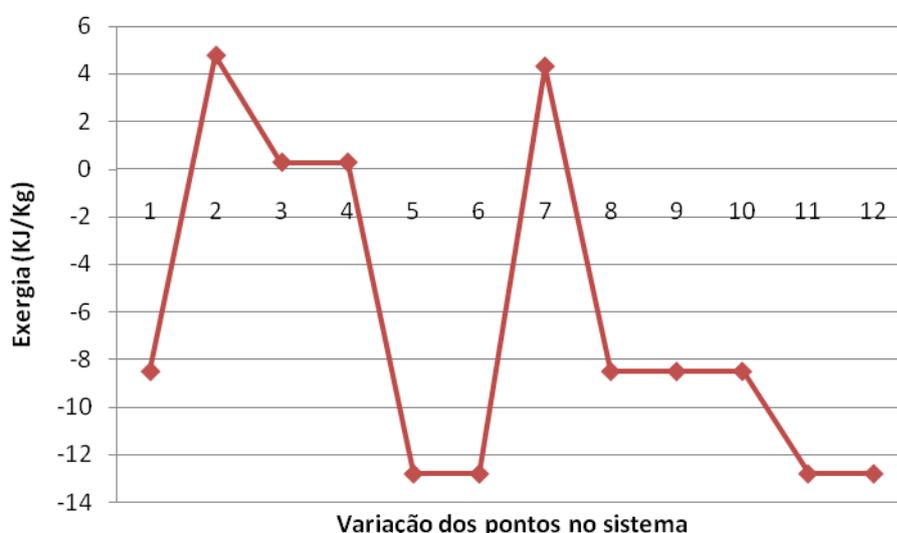


Figura 5.17- Exergia em cada ponto do sistema para o compressor hermético acoplado ao motor elétrico..

5.16 – Análises do Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor Utilizando o Compressor Aberto acoplado ao Motor de Combustão Interna

A Tabela 5.17 mostra as propriedades referentes aos 12 pontos de ciclo representado na Figura 4.1, obtidas nas análises energética e exergetica, baseados no Modelo Termodinâmico estabelecido (1ª e 2ª Leis). Utilizando os resultados obtidos para o diesel B5 Aplicada no Motor Combustão Interna da Tabela 5.6 e 5.7.

Tabela 5.17 - Mostra as propriedades referentes aos 12 pontos de ciclo representado na Figura 4.1 para o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna

Pontos	T(°C)	P(kPa)	h(kJ/kg)	m(kg/s)	s(kj/kg K)	ex(kJ/kg)
0	25	101,3	230,4	0,1261	1,105	0
1	13	751,4	409,6	0,1261	1,732	-7,865
2	48	1355,3	427,5	0,1261	1,744	6,707
3	35	1355,3	243,2	0,1261	1,146	0,4726
4	35	1355,3	243,2	0,1261	1,146	0,4726
5	25	101,3	230,4	0,1261	1,148	-12,81
6	25	101,3	230,4	0,1261	1,148	-12,81
7	31	1355,3	415,4	0,1261	1,705	6,068
8	19	751,4	409,6	0,1261	1,732	-7,865
9		751,4	409,6	0,1261	1,732	-7,865
10		751,4	409,6	0,1261	1,732	-7,865
11	25	101,3	230,4	0,1261	1,148	-12,81
12	25	101,3	230,4	0,1261	1,148	-12,81

Na Figura 5.18 encontra-se representadas as exergias em cada ponto do sistema, mostrado na Tabela 5.17 utilizando o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna aplicando diesel B5.



Figura 5.18 - Exergia em cada ponto do sistema para o compressor aberto utilizando diesel B5.

A Tabela 5.18 mostra as propriedades referentes aos 12 pontos de ciclo representado na Figura 4.1, obtidas nas análises energética e exergetica, baseados no Modelo Termodinâmico estabelecido (1ª e 2ª Leis). Utilizando os resultados obtidos para o Diesel B20 Aplicada no Motor Combustão Interna da Tabela 5.8 e 5.9.

Tabela 5.18 - Mostra as propriedades referentes aos 12 pontos de ciclo representado na Figura 4.1 o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna utilizando B20

Pontos	T(°C)	P(kPa)	h(kJ/kg)	m(kg/s)	s(kj/kg K)	ex(kJ/kg)
0	25	101,3	230,4	0,1261	1,105	0
1	13	744,8	409,5	0,1261	1,733	-8,079
2	52	1424,9	429,3	0,1261	1,745	8,024
3	37	1424,9	245,8	0,1261	1,155	0,6243
4	13	1424,9	245,8	0,1261	1,161	-1,216
5	25	101,3	230,4	0,1261	1,148	-12,81
6	25	101,3	230,4	0,1261	1,148	-12,81
7	25	1424,9	415,8	0,1261	1,702	7,209
8	19	744,8	409,5	0,1261	1,733	-8,079
9		744,8	409,5	0,1261	1,733	-8,079
10		744,8	409,5	0,1261	1,733	-8,079
11	25	101,3	230,4	0,1261	1,148	-12,81
12	25	101,3	230,4	0,1261	1,148	-12,81

Na Figura 5.19 encontra-se representadas as exergias em cada ponto do sistema, mostrado na Tabela 5.18 utilizando o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna aplicando diesel B20



Figura 5.19 - Exergia em cada ponto do sistema para o compressor aberto utilizando diesel B20.

A Tabela 5.19 mostra as propriedades referentes aos 12 pontos de ciclo representado na Figura 4.1, obtidas nas análises energética e exergetica, baseados no Modelo Termodinâmico estabelecido (1ª e 2ª Leis). Utilizando os resultados obtidos para o Diesel B40 Aplicada no motor combustão interna da Tabela 5.10 e 5.11.

Tabela 5.19 - Mostra as propriedades referentes aos 12 pontos de ciclo representado na Figura 4.1 o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna utilizando B40.

Pontos	T(°C)	P(kPa)	h(kJ/kg)	m(kg/s)	s(kj/kg K)	ex(kJ/kg)
0	25	101,3	230,4	0,1261	1,105	0
1	14	766,9	409,8	0,1261	1,731	-7,37
2	57	1571,9	431,7	0,1261	1,745	10,55
3	41	1571,9	251,1	0,1261	1,171	0,9859
4	14	1571,9	251,1	0,1261	1,179	-1,293
5	25	101,3	230,4	0,1261	1,148	-12,81
6	25	101,3	230,4	0,1261	1,148	-12,81
7	28	1571,9	416,5	0,1261	1,697	9,417
8	18	766,9	409,8	0,1261	1,731	-7,37
9		766,9	409,8	0,1261	1,731	-7,37
10		766,9	409,8	0,1261	1,731	-7,37
11	25	101,3	230,4	0,1261	1,148	-12,81
12	25	101,3	230,4	0,1261	1,148	-12,81

Na Figura 5.20 encontra-se representadas as exergias em cada ponto do sistema, mostrado na Tabela 5.19 utilizando o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna aplicando diesel B40.

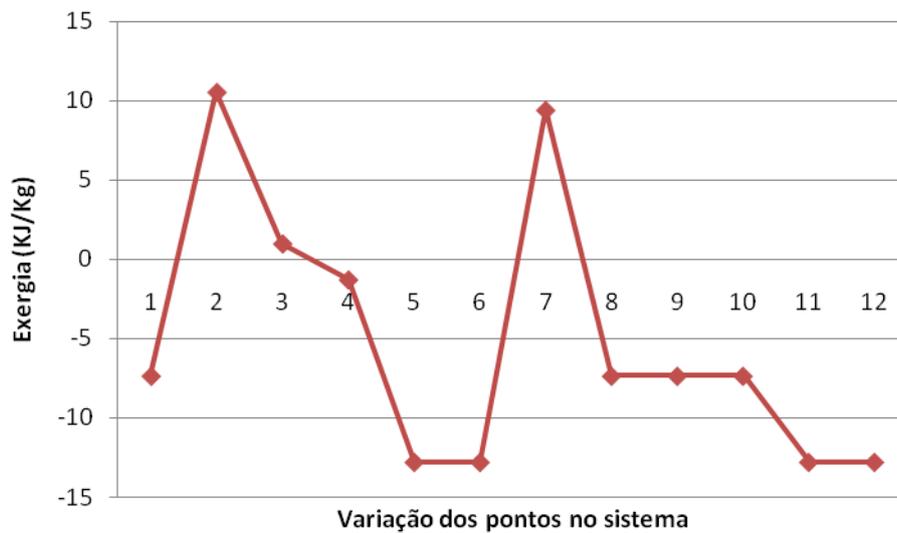


Figura 5.20- Exergia em cada ponto do sistema para o compressor aberto utilizando diesel B40.

A Tabela 5.20 mostra as propriedades referentes aos 12 pontos de ciclo representado na Figura 4.1, obtidas nas análises energética e exergetica, baseados no Modelo Termodinâmico estabelecido (1ª e 2ª Leis). Utilizando os resultados obtidos para o Diesel B60 Aplicada no Motor Combustão Interna da Tabela 5.12 e 5.13.

Tabela 5.20 - Mostra as propriedades referentes aos 12 pontos de ciclo representado na Figura 4.1 o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna utilizando B60.

Pontos	T(°C)	P(kPa)	h(kJ/kg)	m(kg/s)	s(kj/kg K)	ex(kJ/kg)
0	25	101,3	230,4	0,1261	1,105	0
1	15	789,6	410,1	0,1261	1,730	-6,668
2	63	1729,8	434,1	0,1261	1,745	13,02
3	45	1729,8	256,5	0,1261	1,188	1,426
4	45	1729,8	256,5	0,1261	1,188	1,426
5	25	101,3	230,4	0,1261	1,148	-12,81
6	25	101,3	230,4	0,1261	1,148	-12,81
7	30	1729,8	417,0	0,1261	1,692	11,53
8	19	789,6	410,1	0,1261	1,730	-6,668
9		789,6	410,1	0,1261	1,730	-6,668
10		789,6	410,1	0,1261	1,730	-6,668
11	25	101,3	230,4	0,1261	1,148	-12,81
12	25	101,3	230,4	0,1261	1,148	-12,81

Na Figura 5.21 encontra-se representadas as exergias em cada ponto do sistema, mostrado na Tabela 5.20 utilizando o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna aplicando diesel B60.

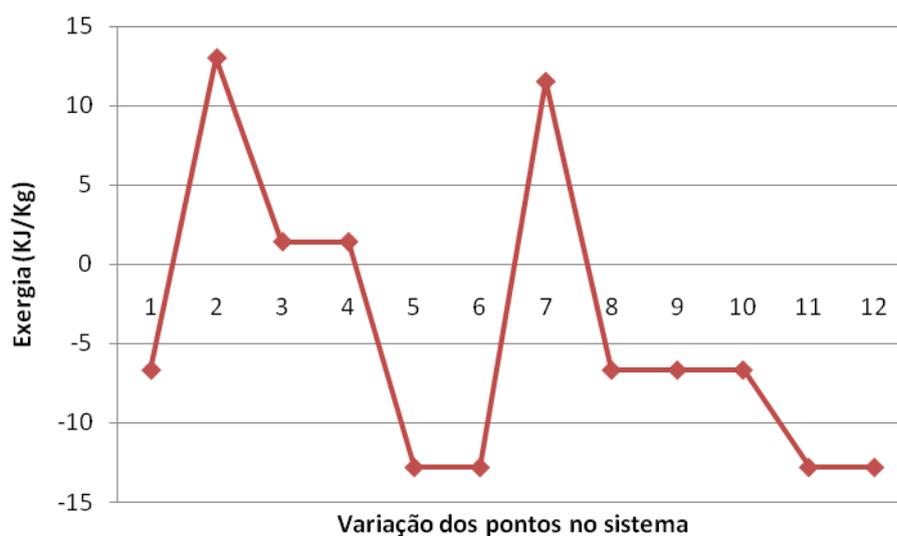


Figura 5.21- Exergia em cada ponto do sistema para o compressor aberto utilizando diesel B60.

A Tabela 5.21 mostra as propriedades referentes aos 12 pontos de ciclo representado na Figura 4.1, obtidas nas análises energética e exergetica, baseados no Modelo Termodinâmico estabelecido (1ª e 2ª Leis). Utilizando os resultados obtidos para o diesel B80 Aplicada no Motor Combustão Interna da Tabela 5.14 e 5.15.

Tabela 5.21 - Mostra as propriedades referentes aos 12 pontos de ciclo representado na Figura 4.1 o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna utilizando B80

Pontos	T(°C)	P(kPa)	h(kJ/kg)	m(kg/s)	s(kj/kg K)	ex(kJ/kg)
0	25	101,3	230,4	0,1261	1,105	0
1	17	836,3	410,8	0,1261	1,728	-5,284
2	70	1988,3	437,3	0,1261	1,743	16,59
3	51	1988,3	264,8	0,1261	1,213	2,24
4	51	1988,3	264,8	0,1261	1,213	2,24
5	25	101,3	230,4	0,1261	1,148	-12,81
6	25	101,3	230,4	0,1261	1,148	-12,81
7	30	1988,3	417,6	0,1261	1,684	14,5
8	18	836,3	410,8	0,1261	1,728	-5,284
9		836,3	410,8	0,1261	1,728	-5,284
10		836,3	410,8	0,1261	1,728	-5,284
11	25	101,3	230,4	0,1261	1,148	-12,81
12	25	101,3	230,4	0,1261	1,148	-12,81

Na Figura 5.22 encontra-se representadas as exergias em cada ponto do sistema, mostrado na Tabela 5.21 utilizando o compressor aberto acoplado ao motor de combustão interna aplicando diesel B80.

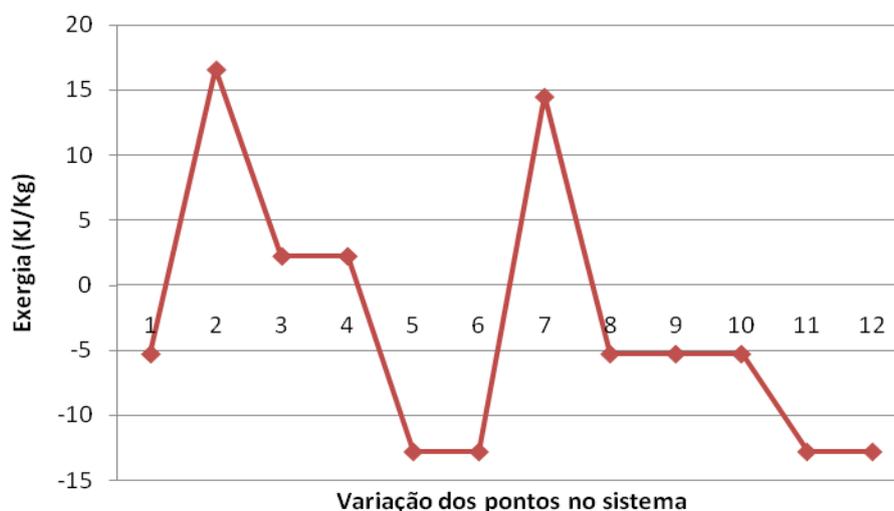


Figura 5.22- Exergia em cada ponto do sistema para o compressor aberto utilizando diesel B80.

Pode-se verificar que em todos os experimentos realizados no ciclo de refrigeração por compressão de vapor que a exergia definida pela equação (4.40) nos pontos 2 e 7, apresentaram valores maiores do que nos outros pontos do sistema e vai aumentando com a realização dos ensaios do motor elétrico, e do motor de combustão interna com o uso biodiesel B5, B20, B40, B60 E B80.

Nestes pontos 2 e 7 a condução do fluido é vapor superaquecido em alta pressão, para o qual as propriedades entalpia e entropia são maiores do que do para água em estado líquido. As exergias dos pontos 5,6,11 e 12 do sistema que têm resultado negativo é porque esta propriedade é relativa à condição de referência (T_0, P_0) e nestes pontos tanto a temperatura quanto a pressão têm valores próximo ou maiores das condições de referência.

Nos resultados das irreversibilidades (I), calculadas pelas Equações (4.38) e (4.39) para comparação dos resultados, das razões de irreversibilidade (R_{ind} , Eq. (4.72)) de cada componente do sistema, encontram-se apresentados nas Tabelas de 5.22 a 5.27, referente aos seis experimentos estudados na análise do sistema.

Na irreversibilidade total (somatório das irreversibilidades, Eq. (4.71)) para o cálculo de R_{ind} inclui, além das irreversibilidades dos quatro componentes principais, tais como: o compressor, o condensador, a válvula de expansão e o evaporador. Os resultados das entropias geradas internamente, (S_{ger} , Eq.(4.27)) seguem apresentados na Tabela 5.28.

Tabela 5.22 - Irreversibilidades e razão de irreversibilidade (Resultados para o Compressor Hermético acoplado ao Motor Elétrico).

Componente	I_{Int} (kW)	I_{ext} (kW)	I (kW)	I_{tot} (kW)	R_{ind} (%)
Compressor	14,77	-	14,77	14,77	0,09426
Condensador	40,77	40,77	81,53	81,53	0,5664
Válvula de Expansão	1,617	-	1,617	1,617	0,01123
Evaporador	37,19	37,19	74,37	74,37	0,5166

Tabela 5.23 - Irreversibilidades e razão de irreversibilidade (Resultados para o Diesel B5 Aplicado no Motor Combustão Interna).

<i>Componente</i>	I_{int} (kW)	I_{ext} (kW)	I (kW)	I_{tot} (kW)	R_{ind} (%)
<i>Compressor</i>	14,48	-	14,48	14,48	0,07715
<i>Condensador</i>	52,66	52,66	105,3	105,3	0,5612
<i>Válvula de Expansão</i>	1,757	-	1,757	1,757	0,009362
<i>Evaporador</i>	47,54	47,54	95,08	95,08	0,5066

Tabela 5.24 - Irreversibilidades e razão de irreversibilidade (Resultados para o Diesel B20 Aplicado no Motor Combustão Interna).

<i>Componente</i>	I_{int} (kW)	I_{ext} (kW)	I (kW)	I_{tot} (kW)	R_{ind} (%)
<i>Compressor</i>	15,81	-	15,81	15,81	0,07483
<i>Condensador</i>	59,49	59,49	119	119	0,5632
<i>Válvula de Expansão</i>	1,928	-	1,928	1,928	0,009125
<i>Evaporador</i>	53,08	53,08	106,2	106,2	0,5025

Tabela 5.25 - Irreversibilidades e razão de irreversibilidade (Resultados para o Diesel B40 Aplicado no Motor Combustão Interna).

<i>Componente</i>	I_{int} (kW)	I_{ext} (kW)	I (kW)	I_{tot} (kW)	R_{ind} (%)
<i>Compressor</i>	17,12	-	17,12	17,12	0,06854
<i>Condensador</i>	70,48	70,48	141	141	0,5642
<i>Válvula de Expansão</i>	2,117	-	2,117	2,117	0,008474
<i>Evaporador</i>	61,93	61,93	123,9	123,9	0,4958

Tabela 5.26 - Irreversibilidades e razão de irreversibilidade (Resultados para o Diesel B60 Aplicado no Motor Combustão Interna).

<i>Componente</i>	I_{int} (KW)	I_{ext} (kW)	I (kW)	I_{tot} (KW)	R_{ind} (%)
<i>Compressor</i>	18,38	-	18,38	18,38	0,06605
<i>Condensador</i>	78,93	78,93	157,9	157,9	0,5672
<i>Válvula de Expansão</i>	2,294	-	2,294	2,294	0,008244
<i>Evaporador</i>	68,27	68,27	136,5	136,5	0,4906

Tabela 5.27 - Irreversibilidades e razão de irreversibilidade (Resultados para o Diesel B80 Aplicado no Motor Combustão Interna).

<i>Componente</i>	I_{int} (KW)	I_{ext} (kW)	I (kW)	I_{tot} (KW)	R_{ind} (%)
<i>Compressor</i>	19,79	-	19,79	19,79	0,06437
<i>Condensador</i>	87,92	87,92	175,8	175,8	0,5721
<i>Válvula de Expansão</i>	2,495	-	2,495	2,495	0,008118
<i>Evaporador</i>	74,41	74,41	148,8	148,8	0,4841

Tabela 5.28 - Entropia gerada (internamente) (KW/K) para os seis experimentos realizados no ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

Componentes	Motor Elétrico	Motor Diesel B5	Motor Diesel B20	Motor Diesel B40	Motor Diesel B60	Motor Diesel B80
<i>Compressor</i>	0,001309	0,001414	0,001544	0,001685	0,001815	0,001963
<i>Condensador</i>	-5,824	-5,266	-4,958	-4,405	-3,947	-3,382
<i>Válvula de Expansão</i>	0,003123	0,003453	0,003815	0,004294	0,004788	0,005494
<i>Evaporador</i>	-6,8	-6,656	-6,547	-6,348	-6,145	-5,838

A Figura 5.23 mostra os valores das irreversibilidades de todos os componentes do sistema, determinado pela equação (4.39), ilustrados nas Tabelas 5.22 a 5.28, correspondentes aos seis experimentos realizados no ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

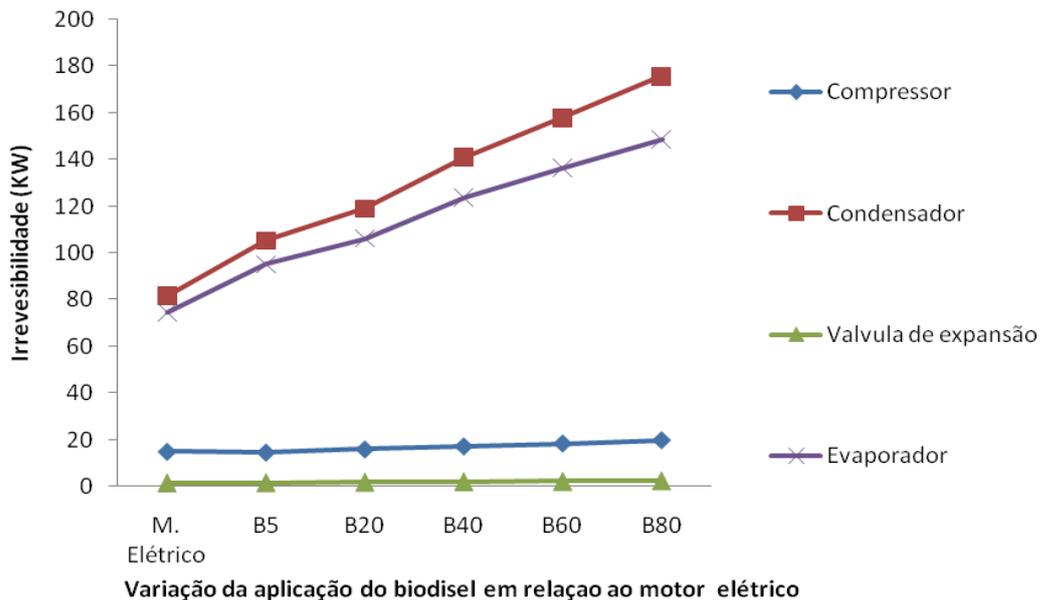


Figura 5.23 Mostra os valores das irreversibilidades de todos os componentes do sistema.

A irreversibilidade que ocorrem na válvula de expansão e no compressor apresentou valores bem menores em relação aos outros componentes do sistema com irreversibilidade positiva.

As irreversibilidades que ocorrem no condensador apresentaram valores bem maiores, comparadas com os valores das irreversibilidades dos outros componentes do sistema isso é justificado tendo em vista que, no processo de condensação de vapor de refrigerante no condensador, o calor durante esse processo é liberado para o meio ambiente e troca de calor com a água. Nos outros componentes existe somente a transferência de calor, daí a irreversibilidade é menor.

Uma observação importante é relativa à comparação entre os valores das irreversibilidades calculadas pela equação (4.38) (internas mais externas) e pela equação (4.39). Como pode ser visto, elas apresentam o mesmo valor. As irreversibilidades foram determinadas considerando as temperaturas de cada experimento do processo, cujos valores foram os mesmos para os seis experimentos.

As razões de irreversibilidades (R_{ind}) dos componentes do sistema (compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador) apresentaram diferente comportamento dos apresentados pelas irreversibilidades, podendo-se ver que, a uma diminuição das irreversibilidades de cada componente em todos os experimentos realizados no ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

Na tabela 5.29 encontram-se as taxas de transferência de calor no compressor que são valores denotados por W (KW) que é o trabalho realizado sobre o sistema. Os valores encontrados são representados graficamente na Figura 5.24, juntamente com a variação das temperaturas na saída do compressor, funcionando em momentos distintos com motor elétrico, diesel mineral e misturas deste com biodiesel nas

proporções equivalentes a B5 (95% de diesel mineral e 5% de biodiesel), B20 (80% de diesel mineral e 20% de biodiesel), B40 (60% de diesel mineral e 40% de biodiesel), B60 (40% de diesel mineral e 60% de biodiesel) e) e B80 (20% de diesel mineral e 80% de biodiesel), observar-se a medida que aumenta a proporção do biodiesel no diesel mineral a temperatura na saída do compressor e o trabalho realizado sobre o sistema aumenta com a aplicação do biodiesel.

Tabela 5.29 – Taxa de transferência de calor no compressor para os seis experimentos estudados no ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

Trabalho realizado no Compressor	Motor Elétrico	Motor Diesel Aplicando B5	Motor Diesel Aplicando B20	Motor Diesel Aplicando B40	Motor Diesel Aplicando B60	Motor Diesel Aplicando B80
W[kJ/kg]	16,37	17,92	19,75	21,9	23,98	26,51

A Figura 5.24 mostra os valores que estão na Tabela 5.29, ilustrando a taxa de transferência de calor no compressor para os seis experimentos estudados no ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

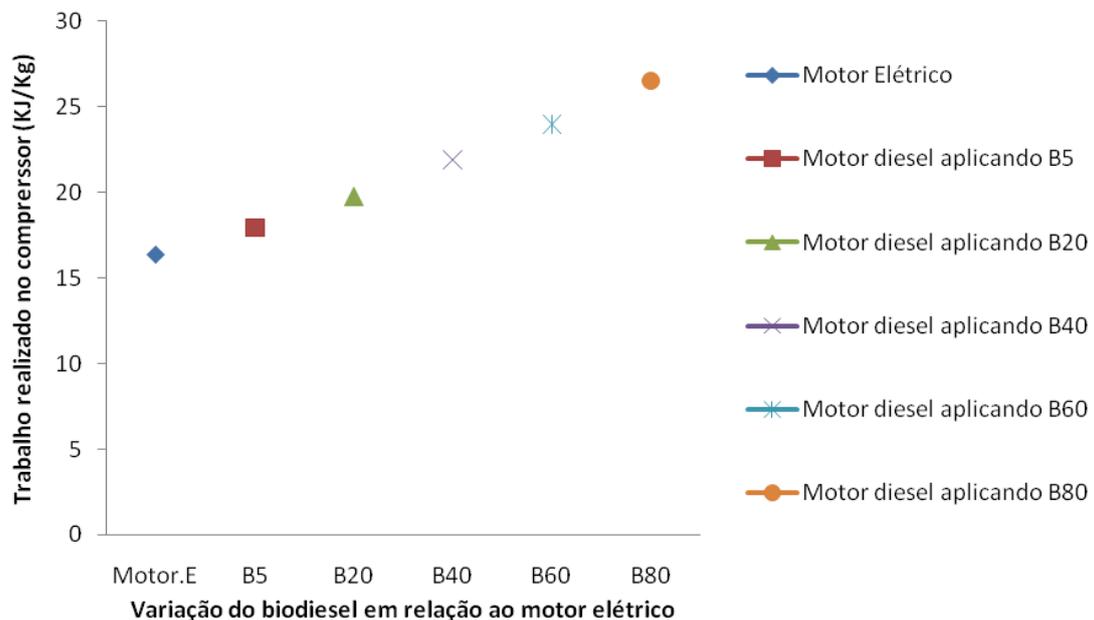


Figura 5.24 - Taxa de transferência de calor no compressor em (kW)

Na tabela 5.30 encontram-se as taxas de transferência de calor no condensador que são valores denotados por [kJ/kg]. Os valores encontrados são representados graficamente na Figura 5.25, funcionando em momentos distintos com motor elétrico, diesel mineral e misturas deste com biodiesel nas proporções equivalentes a B5 (95% de diesel mineral e 5% de biodiesel), B20 (80% de diesel mineral e 20% de biodiesel), B40 (60% de diesel mineral e 40% de biodiesel), B60 (40% de diesel mineral e 60% de biodiesel) e) e B80 (20% de diesel mineral e 80% de biodiesel), observar-se a medida que aumenta a proporção do

biodiesel no diesel mineral a taxa de transferência de calor no condensador diminui devido o seu poder calorífico do biodiesel que vai caindo conforme aumento da proporção do biodiesel no diesel mineral.

Tabela 5.30 – Taxa de transferência de calor no condensador para os seis experimentos estudados no ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

Transferência de calor no Condensador	Motor Elétrico	Motor Diesel Aplicando B5	Motor Diesel Aplicando B20	Motor Diesel Aplicando B40	Motor Diesel Aplicando B60	Motor Diesel Aplicando B80
Q [kJ/kg]	186,4	184,3	180,3	177,6	174,6	172,5

A Figura 5.25 mostra os valores que estão na Tabela 5.30, ilustrando a taxa de transferência de calor no condensador para os seis experimentos estudados no ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

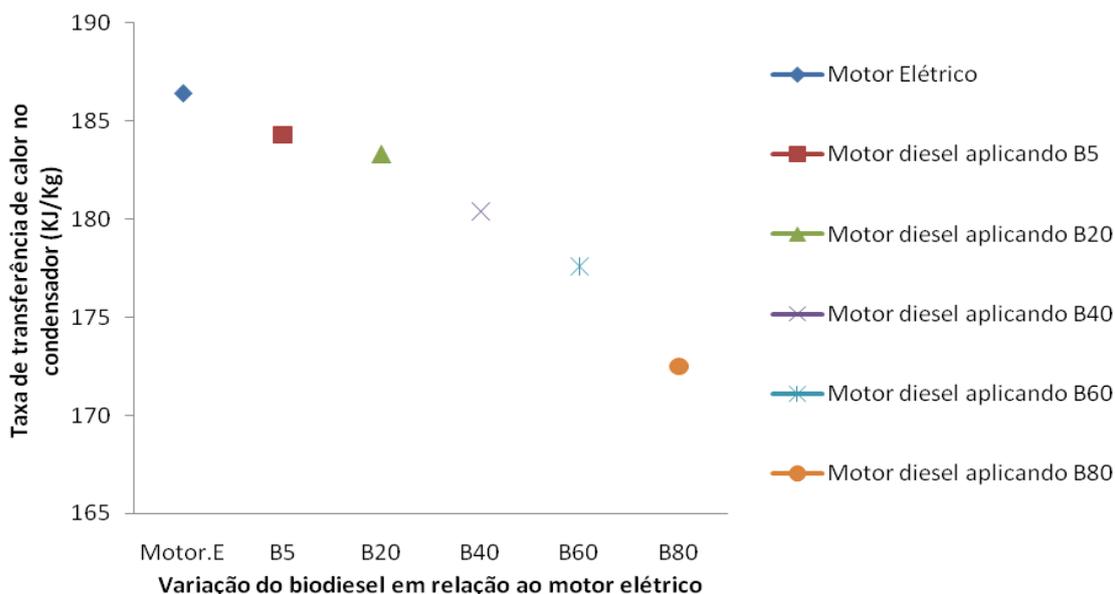


Figura 5.25 - Taxa de transferência de calor no condensador em (kJ/Kg)

Na tabela 5.31 encontram-se as taxas de transferência de calor no evaporador que são valores denotados por [kJ/kg]. Os valores encontrados são representados graficamente na Figura 5.26, funcionando em momentos distintos com motor elétrico, diesel mineral e misturas deste com biodiesel nas proporções equivalentes a B5 (95% de diesel mineral e 5% de biodiesel), B20 (80% de diesel mineral e 20% de biodiesel), B40 (60% de diesel mineral e 40% de biodiesel), B60 (40% de diesel mineral e 60% de biodiesel) e B80 (20% de diesel mineral e 80% de biodiesel), observar-se a medida que aumenta a proporção do biodiesel no diesel mineral a taxa de transferência de calor no condensador diminui devido o seu poder calorífico do biodiesel que vai caindo conforme aumento da proporção do biodiesel no diesel mineral.

Tabela 5.31 – Taxa de transferência de calor no evaporador para os seis experimentos estudados no ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

Transferência de calor no Evaporador	Motor Elétrico	Motor Diesel Aplicando B5	Motor Diesel Aplicando B20	Motor Diesel Aplicando B40	Motor Diesel Aplicando B60	Motor Diesel Aplicando B80
Q [kJ/kg]	170	166,4	163,7	158,7	153,6	145,9

A Figura 5.26 mostra os valores que estão na Tabela 5.30, ilustrando a taxa de transferência de calor no evaporador para os seis experimentos estudados no ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

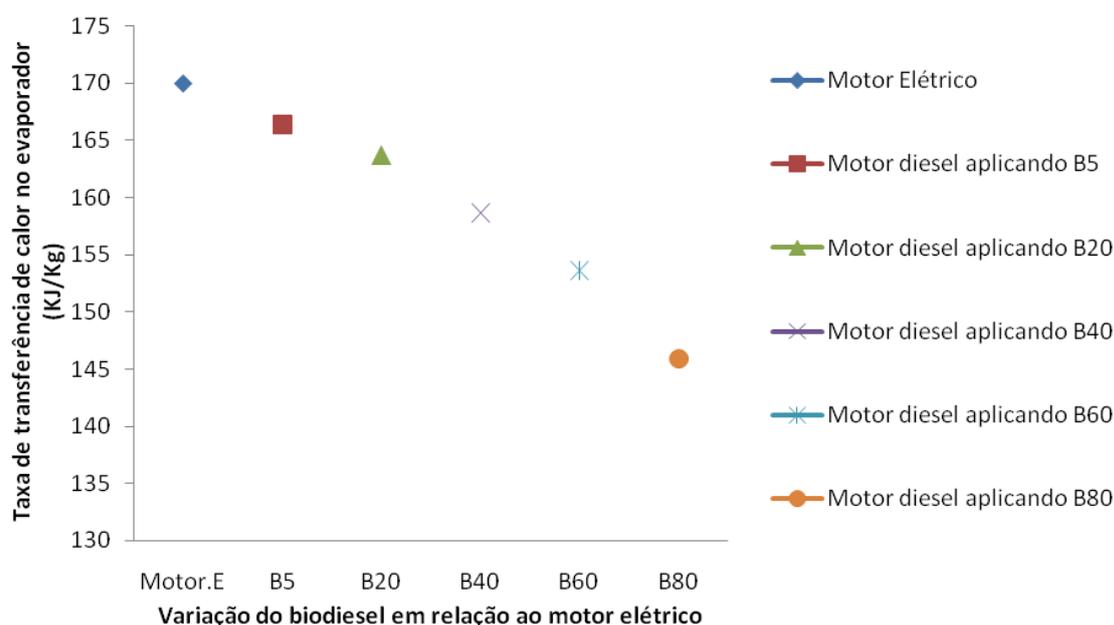


Figura 5.26 - Taxa de transferência de calor no evaporador em (kJ/Kg)

A Tabela 5.32 mostra os resultados dos cálculos das eficiências dos componentes do sistema pela primeira lei e pela segunda lei utilizando o motor elétrico. Esses resultados são apresentados na Figura 5.16 onde pode observar a variação dessas eficiências. Observa-se que a primeira lei só quantifica a transferência de calor, mas não qualifica, não demonstra de que forma se dá a transferência de energia e nem mostra as perdas possíveis que ocorrem durante a transferência. Isso é mostrado pela avaliação através da definição de energia (4.36), como pode ser analisado nos dados referente racional (β)

Tabela 5.32 – Eficiências dos componentes do sistema através da 1º e 2º Lei da Termodinâmica utilizando o motor elétrico.

Componente	η (Eq.4.33)	ζ (Eq.4.34)	β (Eq.4.35)
Compressor			
Condensador	0,4044	0,8704	0,5631
Válvula de Expansão			
Evaporador	0,6073	0,6638	0,6252

Nas Tabelas 5.33 a 5.37 mostra os resultados dos cálculos das eficiências dos componentes do sistema pela primeira lei e pela segunda lei para os experimentos (motor diesel), funcionando em momentos distintos com diesel mineral e misturas deste com biodiesel nas proporções equivalentes a B5 (95% de diesel mineral e 5% de biodiesel), B20 (80% de diesel mineral e 20% de biodiesel), B40 (60% de diesel mineral e 40% de biodiesel), B60 (40% de diesel mineral e 60% de biodiesel) e B80 (20% de diesel mineral e 80% de biodiesel) Esses resultados são visualizados nas Figuras 5.27 e 628 onde pode observar a variação dessas eficiências. Observa-se que a primeira lei só quantifica a transferência de calor, mas não qualifica, não demonstra de que forma se dá a transferência de energia e nem mostra as perdas possíveis que ocorrem durante a transferência. Isso é mostrado pela avaliação através da definição de energia (4.36), como pode ser analisado nos dados referente racional (β)

Tabela 5.33 – Eficiências dos componentes do sistema através da 1º e 2º Lei da Termodinâmica para o motor combustão interna utilizando diesel B5.

Componente	η (Eq.4.33)	ζ (Eq.4.34)	β (Eq.4.35)
Compressor			
Condensador	0,400	0,8023	0,5631
Válvula de Expansão			
Evaporador	0,6208	0,792	0,6138

Tabela 5.34 – Eficiências dos componentes do sistema através da 1º e 2º Lei da Termodinâmica para o motor combustão interna utilizando diesel B20.

Componente	η (Eq.4.33)	ζ (Eq.4.34)	β (Eq.4.35)
Compressor			
Condensador	0,3981	0,7565	0,5631
Válvula de Expansão			
Evaporador	0,6310	0,7329	0,6304

Tabela 5.35 – Eficiências dos componentes do sistema através da 1º e 2º Lei da Termodinâmica para o motor combustão interna utilizando diesel B40.

Componente	η (Eq.4.33)	ζ (Eq.4.34)	β (Eq.4.35)
Compressor			
Condensador	0,3919	0,6689	0,5631
Válvula de Expansão			
Evaporador	0,6513	0,9461	0,5751

Tabela 5.36 – Eficiências dos componentes do sistema através da 1º e 2º Lei da Termodinâmica para o motor combustão interna utilizando diesel B60.

Componente	η (Eq.4.33)	ζ (Eq.4.34)	β (Eq.4.35)
Compressor			
Condensador	0,3854	0,5903	0,5631
Válvula de Expansão			
Evaporador	0,6734	0,9585	0,5204

Tabela 5.37 – Eficiências dos componentes do sistema através da 1º e 2º Lei da Termodinâmica para o motor combustão interna utilizando diesel B80.

Componente	η (Eq.4.33)	ζ (Eq.4.34)	β (Eq.4.35)
Compressor			
Condensador	0,3743	0,5631	0,4924
Válvula de Expansão			
Evaporador	0,7098	0,9781	0,4123

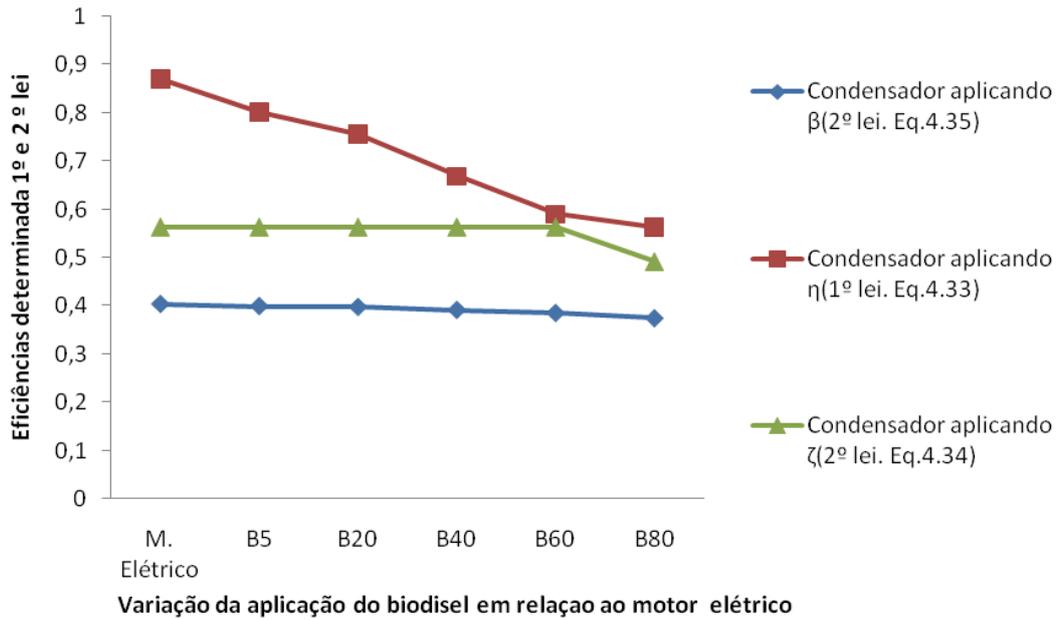


Figura 5.27 – Eficiências determinadas pelas 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica para o motor elétrico e motor de combustão interna utilizando biodiesel.

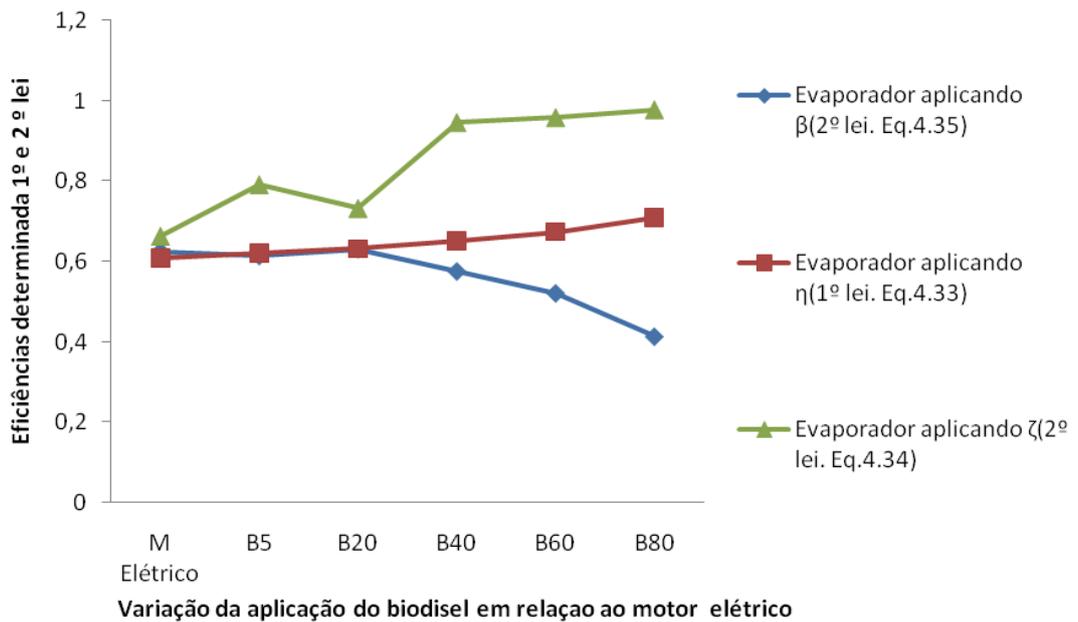


Figura 5.28 – Eficiências determinadas pelas 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica para o motor elétrico e motor de combustão interna utilizando biodiesel.

A eficiência racional definida por ζ (Eq. 4.34) no condensador apresentou-se menor do que a eficiência racional do evaporador, apesar da irreversibilidade do condensador ser maior do que a irreversibilidade do evaporador, é porque a exergia de vapor saturado que sai do evaporador e entra no compressor é negativa e muito baixa.

As curvas figuras 5.27 e 5.28 representam determinado grau de perfeição termodinâmico e (Equação (4.43)) mostram a variação da irreversibilidade para cada componente do sistema. Como esse dado só define as irreversibilidades internas dos componentes, ele é uma ferramenta para se puderem avaliar as irreversibilidades que ocorrem em cada um deles de maneira que se possam avaliar as irreversibilidades ocorridos devidos a fatores externos.

A eficiência energética definida por η (Eq.4.33) no condensador diminuir com diesel mineral e misturas deste com biodiesel nas proporções equivalentes a B5, B20, B40, B60 e B80, devido a perda de calor para o meio ambiente e seu poder calorífico que diminui com as proporções equivalentes citadas, como mostra a figura 5.27. Por outro lado, a eficiência energética definida por η (Eq.4.33) no evaporador aumenta com diesel mineral e misturas deste com biodiesel nas proporções equivalentes a B5, B20, B40, B60 e B80, devido a ganho de calor do meio ambiente como mostra a figura 5.28.

A eficiência racional definida por β (Eq.4.35) no condensador diminuir com diesel mineral e misturas deste com biodiesel nas proporções equivalentes a B5, B20, B40, B60 e B80, devido à perda de calor para o meio ambiente e seu poder calorífico que diminui com as proporções equivalentes citadas, como mostra a figura 5.27. Da mesma forma, a eficiência energética definida por β (Eq.4.35) no evaporador diminui com diesel mineral e misturas deste com biodiesel nas proporções equivalentes a B5, B20, B40, B60 e B80, devido a ganho de calor do meio ambiente como mostra a figura 5.28.

Na Tabela 5.38 mostram valores da avaliação do sistema refrigeração por compressão de vapor, através da análise pela 1ª Lei e pela 2ª Lei da Termodinâmica, referentes aos seis experimentos realizados no sistema, também é apresentados em gráfico (Figura 5.30) para visualização dos resultados. Os valores de η_s, η_{global} foram determinados pelas equações (4.18) e (4.86), respectivamente.

A Tabela 5.38 – Visualiza avaliação do sistema para os seis experimentos estudados no ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

Experimentos Realizados	Motor Elétrico	Motor Diesel B5	Motor Diesel B20	Motor Diesel B40	Motor Diesel B60	Motor Diesel B80
COP	10,38	9,287	8,286	7,246	6,406	5,504
η_s	0,9122	0,9028	0,8923	0,8787	0,865	0,8463
B	0,1681	0,1848 0	0,1931	0,2124	0,2398	0,2938
ζ	0,8319	0,8152	0,8069	0,7876	0,7602	0,7062
η_{global}	0,7398	0,6368	0,5554	0,4666	0,3986	0,3281

A Figura 5.29 mostra os valores do COP(coeficiente de desempenho) que estão na Tabela 5.38, ilustrando a visualiza avaliação do sistema para os seis experimentos estudados.

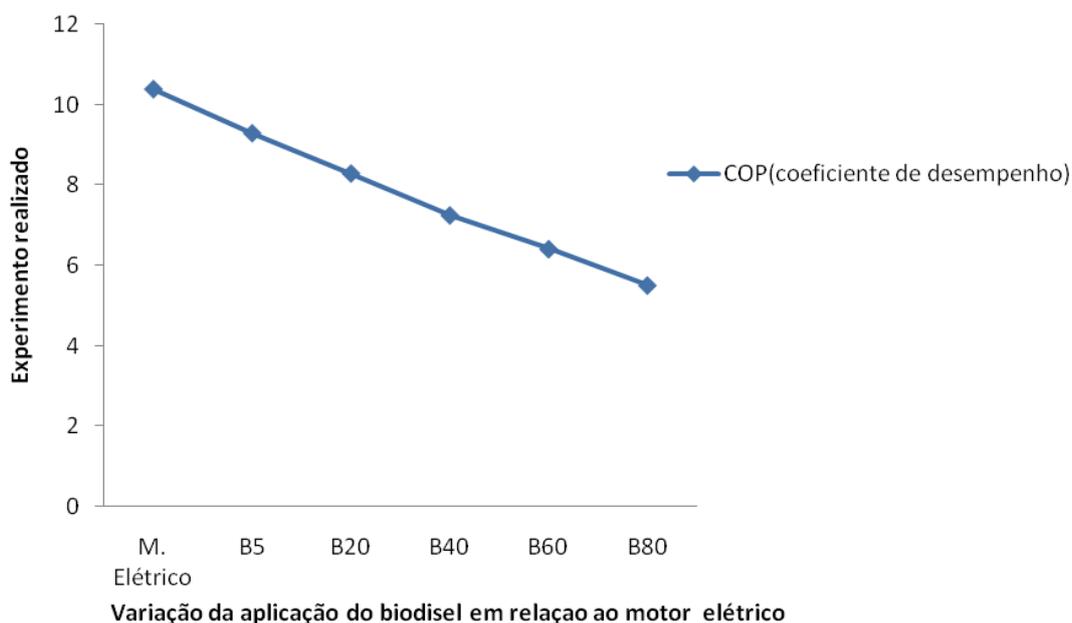


Figura 5.29 Mostra visualização dos resultados obtidos do COP(coeficiente de desempenho) dos seis experimentos realizado no sistema.

A Figura 5.30 mostra os valores das eficiências que estão na Tabela 5.38, ilustrando a visualização da avaliação do sistema para os seis experimentos estudados.

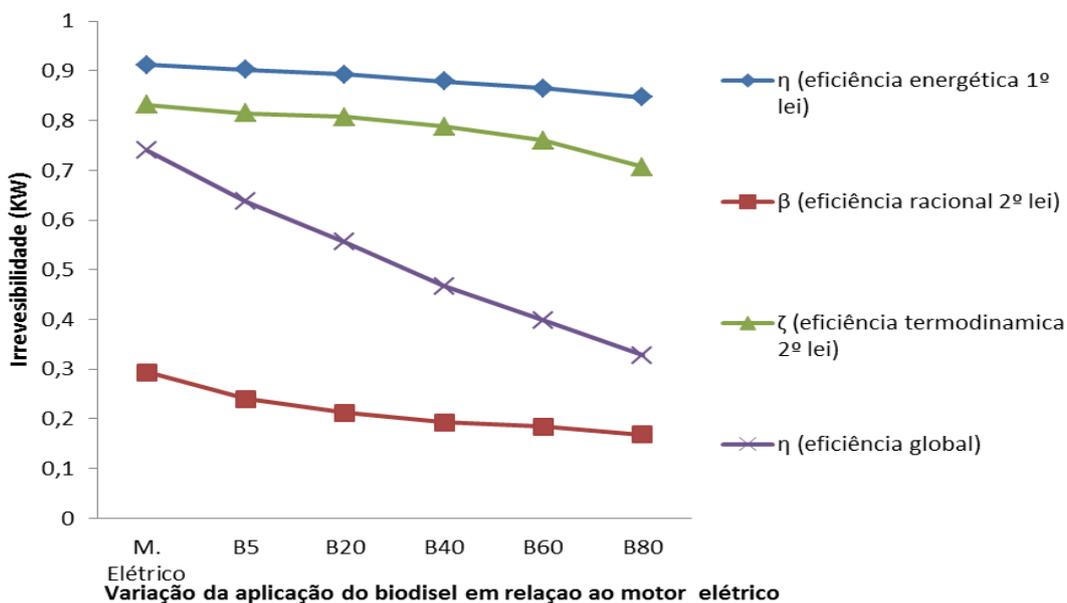


Figura 5.30 mostra visualização dos resultados obtidos das eficácias dos seis experimentos realizado no sistema.

A Tabela 5.39 - Mostra o consumo da massa do biodiesel em relação ao diesel mineral puro B5 em todos os experimentos realizados no sistema de refrigeração por compressão de vapor.

Peso do Diesel	B5	B20	B40	B60	B80
$P_{Inicial}$	3,590Kg	4,506Kg	4,560Kg	2,900Kg	2,932Kg
P_{Final}	2,601Kg	3,633Kg	3,799Kg	2,222Kg	2,354Kg
ΔP	0,989Kg	0,873Kg	0,761Kg	0,678Kg	0,578Kg

A Figura 6.31 mostra os valores que estão na Tabela 5.39, visualizando o consumo da massa do biodiesel em relação ao diesel mineral puro B5 em todos os experimentos realizados no sistema de refrigeração por compressão de vapor.

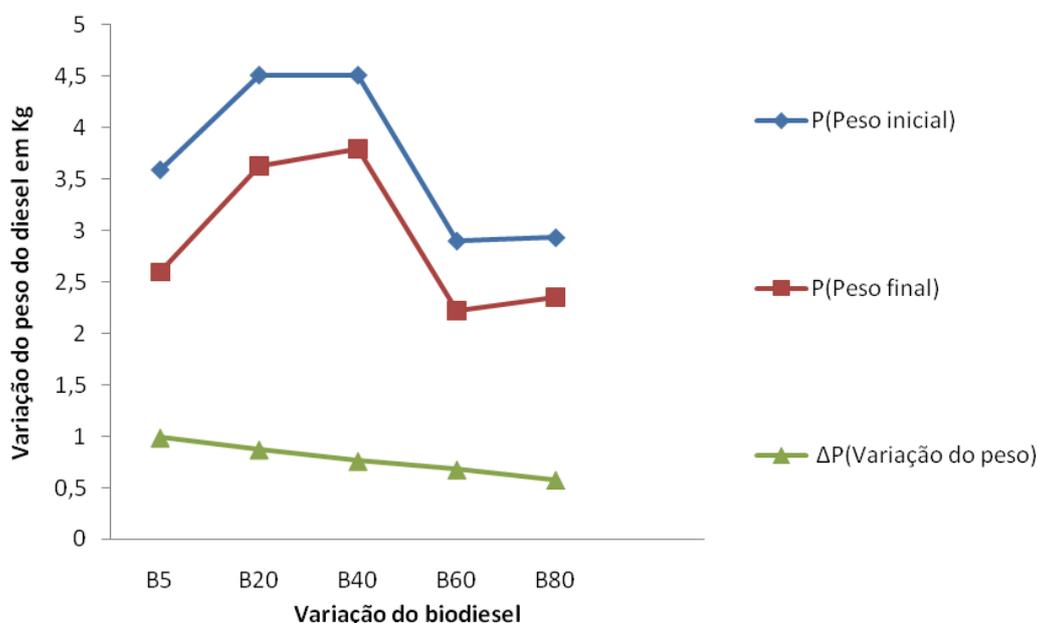


Figura 5.31 mostra o consumo da massa do biodiesel em relação ao diesel mineral puro B5 realizado no sistema

Os resultados obtidos durante os ensaios observados na Tabela 5.39 e visualizado na Figura 5.31, mostra à medida que se adiciona biodiesel ao diesel, a quantidade de combustível consumida vai diminuindo, isto acontece em consequência do fato de o biodiesel apresentar características de menor poder calorífico que o diesel mineral puro. De acordo com a Tabela 5.38 e visualizado na Figura 5.30, a maior eficiência térmica obtida foi no uso do motor elétrico e depois o biodiesel puro e a menor foi ao se utilizar a mistura B80.

As eficiências determinadas pelo sistema de refrigeração por compressão de vapor através da Primeira Lei foram apresentadas da definição do coeficiente de desempenho. A eficiência (η) representa a mesma maneira de se analisar o desempenho do sistema comparando-se a energia obtida com a energia gasta para se obter o desejado, os resultados vão diminuindo com a realização dos experimentos (mostrado na

Tabela 5.38 e visualizado na Figura 5.30. A eficiência global significa uma análise do desempenho do sistema (COP) relativo ao máximo que o sistema poderia oferecer (COP_{ideal}). Observa-se uma variação perda de aproximadamente 10% relativa a cada coeficiente de desempenho (COP) um em relação ao outro e uma variação eficiência (η) relativa o motor elétrico, 10% relativo ao motor diesel aplicando B5, 10% relativo ao motor diesel aplicando B20, 10% relativo ao motor diesel aplicando B40, 50% relativo ao motor diesel aplicando B60, 60% relativo ao motor diesel aplicando B60.

Na análise através da segunda lei apresenta valor da eficiência racional para o sistema consideravelmente menor do que os apresentados pela análise através da Primeira Lei. Pode-se concluir que as perdas por irreversibilidade no sistema são muito grandes e que é preciso uma otimização dos seus componentes para uma melhoria no desempenho do mesmo, o que pode ser feito através da otimização dos componentes onde ocorreram as maiores irreversibilidades.

5.17 – RESULTADOS EXPERIMENTAL DA ANÁLISE TERMOCÔNOMICA DA UNIDADE DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Nesta seção, são ilustrados os resultados da análise termoeconômica da unidade de refrigeração por compressão de vapor. Nesta avaliação associa custos monetários aos fluxos exergéticos do sistema estudado. Todos os dados de entrada para este estudo são fornecidos, os custos de investimento do motor de combustão interna, os custos de investimento do motor elétrico e dos componentes do sistema de refrigeração por compressão de vapor, que são ilustrados na Tabela 4.1.

No primeiro momento, foi utilizado um tempo de retorno do investimento de 10 anos e uma taxa real de juros de 4% ao ano para a obtenção dos custos exergéticos e monetários, conforme descrito posteriormente.

A partir do equacionamento descrito no Capítulo IV deste trabalho e do código computacional desenvolvido em plataforma EES, são determinados os custos exergéticos e monetários associados aos fluxos da unidade, utilizando os dados de entrada mostrados na Tabela 4.2.

São apresentados, na Tabela 5.40 e utilizando a Figura 4.1, os resultados dos parâmetros termoeconômicos de cada fluxo da unidade: os fluxos dos custos exergéticos (B^*), os custos exergéticos unitários (k), os custos monetários (Pc^*) expressos em R\$/ano, e os custos monetários por unidade de exergia (c^*) expressos em R\$/kJ e expressos em R\$/MWh ou R\$/ton .

Ainda através da Tabela 6.40, é possível observar os custos das perdas de calor encontradas no condensador (645,80 R\$/MWh) e no evaporador (21,28 R\$/MWh) do sistema de refrigeração por compressão de vapor. Já o custo monetário na entrada do compressor, é em torno de 1517R\$/ton.

A Tabela 5.40 ilustra os custos monetários dos fluxos de entrada no sistema com a soma (fluxo 5 + fluxo 11) , perfazendo um total de 3412,20 kR\$/ano e os custos monetários dos fluxos de saída no sistema com a soma (fluxo 6 + fluxo 12) , perfazendo um total de 3414,10 kR\$/ano.

Tabela 5.40 – Resultados da análise termoeconômica da unidade de refrigeração por compressão de vapor.

Fluxos	Descrição	B^* (KW)	k (KW/KW)	Pc^* (KR\$/Ano)	(R\$/Mwh) ou
--------	-----------	------------	-------------	-------------------	-----------------

					(R\$/ton)
1	Entrada no compressor	19,69	10,59	6032	1517
2	Saída da compressor	208,6	10,59	838,9	211
3	Entrada no condensador	207,7	1	75,57	19
4	Saída do condensador	175,6	1,183	597,7	150,30
5	Enr. Água fria condensador	18,95	9,267	2568	645,8
6	Saída água quente condensador	7,119	2,662	846,10	359,0
7	Ent. Válvula de Expansão	14,97	1	93,29	23,46
8	Saída. Válvula de Expansão	6,886	2,174	472	118,7
9	Entrada no evaporador	6,886	1	6551	1647
10	Saída do evaporador	2,326	2,662	217,1	54,6
11	Calor entrando evaporador	18,95	11	844,2	211
12	Calor saindo do evaporador	7,119	3,06	2568	21,28

A Tabela 5.41 ilustra o resultado do investimento do sistema de refrigeração por compressão de vapor proposto por este trabalho, para cada subsistema., em reais e em dólar, com a cotação do dólar comercial levantada em 30 de abril deste ano (30/04/2012), no valor de R\$ 1,85657 o dólar, cuja fonte é o Banco do Brasil.

Tabela 5.41 - Custos monetários amortizados para os componentes da unidade proposta

SUBSISTEMAS (Componentes)	CUSTO (Z _i)	
	DOLAR (US\$/ANO)	REAL (R\$/ANO)
Motor compressor elétrico	24,95	46,31
Motor de combustão interna	21,38	39,62
Compressor aberto Bitz	18,53	34,39
Condensador	14,26	26,47
Válvula de expansão	7,841	11,99
Evaporador	15,68	29,10

Na Tabela 5.42 destacam-se os fluxos de saída da unidade de cogeração, que representam os produtos: correntes 6 e 12 relativos aos fluxos de calor que deixam o condensador e o evaporador respectivamente. Os insumos da planta estão representados pelos fluxos 5 e 11 que representam os fluxos de calor que entra no condensador e no evaporador respectivamente.

Na análise do balanço monetário do sistema de refrigeração por compressão de vapor, o custo total na saída da unidade tem que ser igual ao custo total da entrada da unidade acrescido dos custos de investimento, conforme ilustrado na Tabela 6.42.

Tabela 5.42 - Balanço de custos monetários da unidade de refrigeração por compressão de vapor.

Entrada		Unidade de cogeração	Saída	
Fluxo	k(R\$/Ano)		Fluxo	k(R\$/Ano)
5	2.568		6	846,10
11	844,2		12	2568
Investimento	1,90			
Total	3.414,10	Total	3.414,10	

Ainda outros resultados podem ser obtidos pela análise termoeconômica para este tipo de sistema. Pode-se obter, para o investimento realizado, uma análise de amortização de custos para uma taxa de juros de 4%, 7% e 9% ao ano e para um período de operação da unidade de 6 anos, 10 anos e 16 anos, conforme apresentado na tabela 5.43. Pode-se observar que a partir do momento que o tempo de operação e taxa do sistema aumenta a amortização dos custos aumenta tanto no motor elétrico, motor de combustão interna e sistema de refrigeração.

Tabela 5.43 – Amortização dos custos em função da taxa de juros e ao longo dos anos.

Tempo Operação (anos)	6			10			16		
	4	7	9	4	7	9	4	7	9
Motor elétrico (R\$/ano)	179,3	179,9	180	107,60	107,90	108,90	67,23	67,45	67,49
Motor combustão Interna (R\$/ano)	209,2	209,9	210	125,50	125,90	126,00	78,44	78,62	78,74
Sist. Refrigeração (R\$/ano)	157,3	157,80	157,90	94,37	94,68	94,74	58,98	59,18	59,21

A Figura 5.32 mostra os valores que estão na Tabela 5.43, ilustrando a distribuição da amortização dos custos em função da taxa de juros e ao longo dos anos. Para fluxo dos custos termoeconômicos do Motor elétrico em (R\$/ano), tem-se:

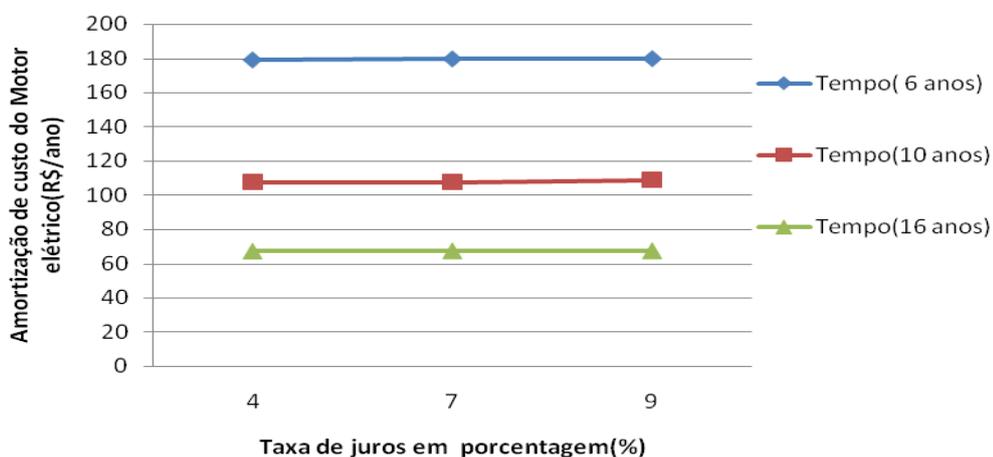


Figura 5.32 mostra amortização dos custos em função da taxa de juros e ao longo do tempo de operação (anos) para o motor elétrico (R\$/ano).

A Figura 5.33 mostra os valores que estão na Tabela 5.43, ilustrando a distribuição da amortização dos custos em função da taxa de juros e ao longo dos anos. Para fluxo dos custos termoeconômicos do Motor de combustão interna em (R\$/ano), tem-se:

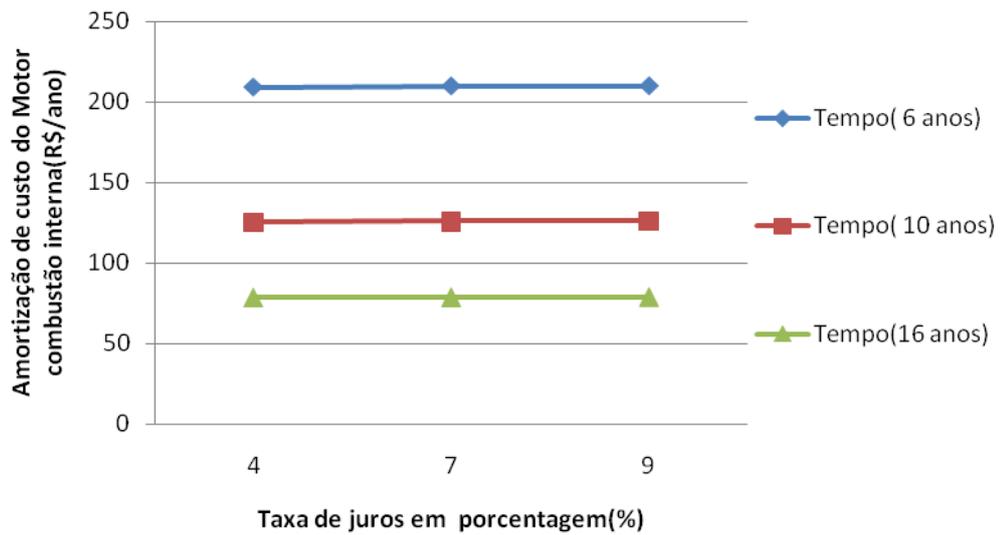


Figura 5.33 mostra amortização dos custos em função da taxa de juros e ao longo do tempo de operação (anos) para o motor de combustão interna (R\$/ano).

A Figura 5.34 mostra os valores que estão na Tabela 5.43, ilustrando a distribuição da amortização dos custos em função da taxa de juros e ao longo dos anos. Para fluxo dos custos termoeconômicos do sistema de refrigeração em (R\$/ano), tem-se:

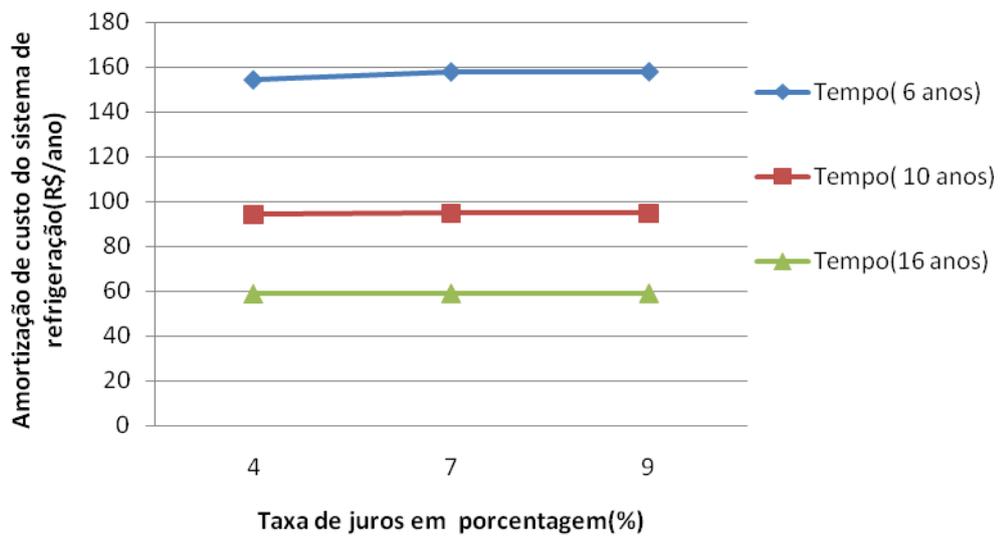


Figura 5.34 mostra amortização dos custos em função da taxa de juros e ao longo do tempo de operação (anos) para sistema de refrigeração (R\$/ano).

CAPÍTULO VI

ANÁLISE DAS EMISSÕES DOS GASES DO MOTOR TOYAMA DO CICLO DIESEL

6.1 – INTRODUÇÃO

Neste capítulo analisa-se os dados levantados das emissões dos gases de exaustão para o motor do ciclo diesel durante os ensaios com diferentes frações de biodiesel B6, B20, B40, B60 e B80 respectivamente.

Uma grande parte dos gases de exaustão provenientes do motor de combustão interna ciclo diesel não é prejudicial à saúde. No entanto, alguns elementos, apesar de existirem em quantidade menor, são nocivos ao meio ambiente e podem causar graves doenças aos seres humanos. Entretanto, podem ser emitidos em menores quantidades ou

até mesmo eliminando com a utilização do biodiesel puro ou em misturas com o diesel. A figura 6.1 ilustra a composição média dos gases de exaustão provenientes de um motor toyama do ciclo diesel.

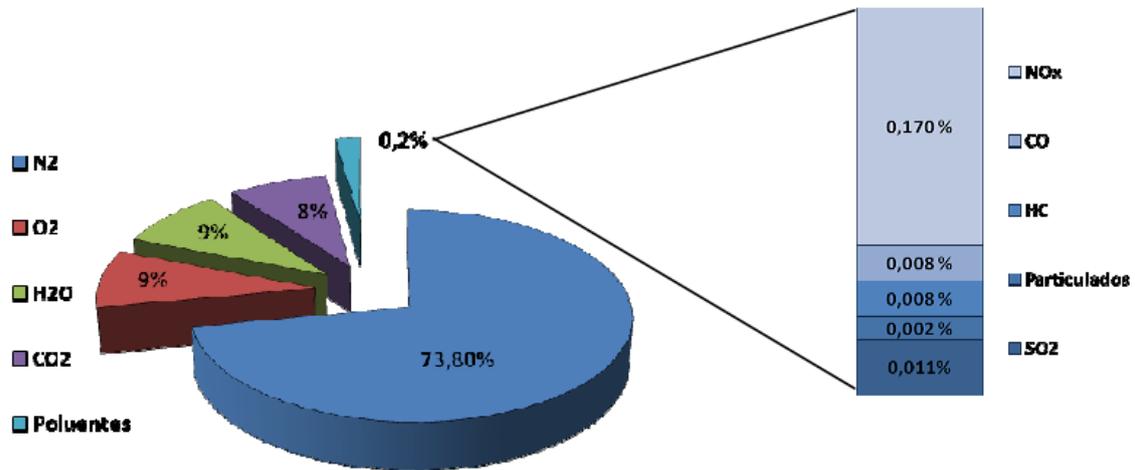


Figura 6.1 – O perfil da média dos gases de exaustão do motor diesel sem catalisador (STIESCH, 2003).

Trabalha-se com o ciclo de refrigeração por compressão de vapor utilizando o motor de combustão interna acoplado ao compressor aberto. Assim, com o experimento colocado em funcionamento, realizaram-se as medições dos gases de exaustão da combustão do motor do ciclo diesel em tempo real aplicado ao sistema. Trabalhando com o sistema em momentos distintos com diesel mineral e misturas deste com biodiesel nas proporções equivalentes a B6 (94% de diesel mineral e 6% de biodiese), B20 (80% de diesel mineral e 20% de biodiesel), B40 (60% de diesel mineral e 40% de biodiesel), B60 (40% de diesel mineral e 60% de biodiesel) e) e B80 (20% de diesel mineral e 80% de biodiesel).

As medições dos gases de exaustão da combustão do motor do ciclo diesel foram efetuadas para uma rotação fixa de 1850 rpm, onde para cada ciclo de rotação foram feitas onze medições com um intervalo de dois minutos de uma medição para outra e calculada a média para então obter os valores das concentrações dos principais poluentes, do motor em estudo que estão indicados respectivamente nas Tabela 6.1, 6.2, 6.3, 6.4, 6.5 e da Tabela 6.6 (% Opacidade).

Tabela 6.1: Resultado da concentração dos principais gases poluentes utilizando o B6 (94% de diesel mineral e 6% de biodiesel) para rotação fixa de 1850 rpm.

Varição das	CO	CO ₂	O ₂	HC	NO _x
-------------	----	-----------------	----------------	----	-----------------

medições	(% vol)	(% vol)	(% vol)	(ppm vol)	(ppm vol)
1ª	0,5	1,1	19,6	19	10
2ª	0,5	1,1	19,5	23	11
3ª	0,6	1,2	19,5	24	10
4ª	0,6	1,2	19,5	25	9
5ª	0,6	1,2	19,5	25	9
6ª	0,7	1,2	19,5	26	7
7ª	0,7	1,2	19,5	26	5
8ª	0,7	1,2	19,5	27	5
9ª	0,7	1,2	19,5	27	5
10ª	0,7	1,2	19,5	27	3
11ª	0,7	1,2	19,5	28	2
Média	0,63636	1,18182	19,5091	25,1818	6,90909

Tabela 6.2: Resultado da concentração dos principais gases poluentes utilizando o B20 (80% de diesel mineral e 20% de biodiesel) para rotação fixa de 1850 rpm.

Variação das medições	CO (% vol)	CO2 (% vol)	O2 (% vol)	HC (ppm vol)	NOx (ppm vol)
1ª	0,02	0,8	20	11	16
2ª	0,02	0,8	20	12	16
3ª	0,02	0,8	20	12	16
4ª	0,02	0,8	20	13	17
5ª	0,03	0,9	20	15	18
6ª	0,03	0,9	20	15	18
7ª	0,03	0,9	20	15	18
8ª	0,03	0,9	20	16	18
9ª	0,03	0,9	20	16	18
10ª	0,03	0,9	20	16	18
11ª	0,03	0,9	20	16	18
Média	0,02636	0,86364	20	14,2727	17,3636

Tabela 6.3: Resultado da concentração dos principais gases poluentes utilizando o B40 (60% de diesel mineral e 40% de biodiesel) para rotação fixa de 1850 rpm.

Variação das medições	CO (% vol)	CO2 (% vol)	O2 (% vol)	HC (ppm vol)	NOx (ppm vol)
1ª	0,04	0,8	20	16	6

2 ^a	0,04	0,8	20	17	7
3 ^a	0,02	0,8	20	18	11
4 ^a	0,02	0,8	20	17	12
5 ^a	0,02	0,8	20	17	12
6 ^a	0,02	0,8	20	17	12
7 ^a	0,02	0,8	20	17	12
8 ^a	0,02	0,8	20	17	12
9 ^a	0,02	0,8	20	18	12
10 ^a	0,02	0,8	20	18	12
11 ^a	0,02	0,8	20	18	12
Média	0,02364	0,8	20	17,2727	10,9091

Tabela 6.4: Resultado da concentração dos principais gases poluentes utilizando o B60 (40% de diesel mineral e 60% de biodiesel) para rotação fixa de 1850 rpm.

Varição das medições	CO (% vol)	CO2 (% vol)	O2 (% vol)	HC (ppm vol)	NOx (ppm vol)
1 ^a	0,02	0,8	19,9	10	10
2 ^a	0,02	0,8	19,9	10	10
3 ^a	0,02	0,8	19,9	10	10
4 ^a	0,02	0,8	19,9	11	10
5 ^a	0,02	0,8	19,9	11	10
6 ^a	0,02	0,8	19,9	11	10
7 ^a	0,02	0,8	19,9	12	10
8 ^a	0,02	0,8	19,9	12	10
9 ^a	0,02	0,8	19,9	12	10
10 ^a	0,02	0,8	19,9	12	10
11 ^a	0,02	0,8	19,9	12	10
Média	0,02	0,8	19,9	11,1818	10

Tabela 6.5: Resultado da concentração dos principais gases poluentes utilizando o B80 (80% de diesel mineral e 20% de biodiesel) para rotação fixa de 1850 rpm.

Varição das medições	CO (% vol)	CO2 (% vol)	O2 (% vol)	HC (ppm vol)	NOx (ppm vol)
1 ^a	0,02	0,8	20	7	8
2 ^a	0,02	0,8	20	7	9
3 ^a	0,02	0,8	20	7	9
4 ^a	0,02	0,7	20	8	9

5ª	0,02	0,7	20	8	10
6ª	0,02	0,7	20	9	9
7ª	0,02	0,7	20	9	10
8ª	0,02	0,7	20	9	10
9ª	0,02	0,7	20	9	10
10ª	0,02	0,7	20	10	10
11ª	0,02	0,7	20	10	10
Média	0,02	0,72727	20	8,45455	9,45455

Tabela 6.6: Resultado da opacidade do diesel comercial B6 e do biodiesel nas proporções equivalentes (B20, B40, B60 E B80) para rotação fixa de 1850 rpm.

Diesel e variação biodiesel	B6	B20	B40	B60	B80
%Opacidade	11.2	5.7	4.7	8.1	8.5

6.2 - Emissões de Monóxido de Carbono (CO) através do Cano de Escape do Motor para Atmosfera.

A constituição de CO no processo da combustão se dar quando a mistura ar/combustível está com falta de oxigênio, resultando na oxidação incompleta do carbono existente na câmara de combustão e gerando, assim, CO ao invés de CO₂, este produzido em uma combustão completa (RANDAZZO, 2009).

A Figura 6.2 mostra a média do gás de monóxido de carbono (CO) proveniente da combustão do diesel B6, e das misturas desses combustíveis biodiesel B20, B40, B60 e B80.

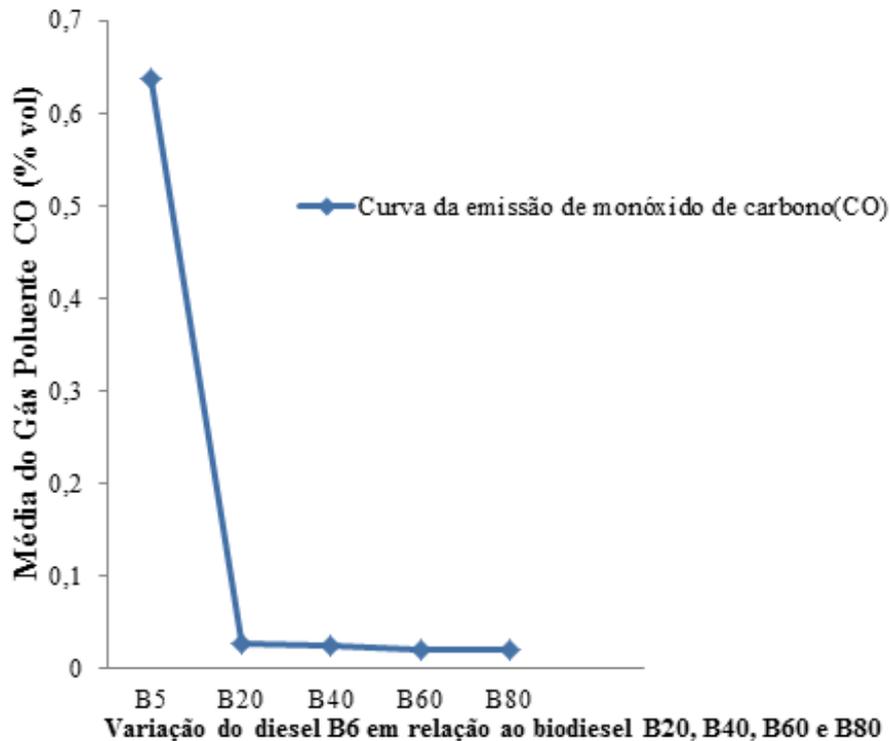


Figura 6.2 – Perfil da média de emissão do gás monóxido de carbono (CO) do diesel B6 em relação biodiesel B20, B40, B60 e B80 para rotação 1850 rpm.

De acordo com a curva da emissão de monóxido de carbono (CO) observa-se que houve um decrescimento na emissão de (CO) à medida que o crescimento do teor de biodiesel na mistura com o diesel, ou seja, os combustíveis B20, B40, B60 e B80 geraram uma maior eficiência de combustão em relação ao diesel comercial B6, pois houve uma menor quantidade de monóxido de carbono jogado para atmosfera, sendo este crescimento de, aproximadamente, 5%, 5%, 4% e 5%, respectivamente. Devido à presença de oxigênio no biodiesel, visto que nas moléculas desse combustível existem átomos de oxigênio formando a estrutura química (ENWEREMADU, 2010), e ao maior número de cetano do biodiesel, em relação ao diesel, que proporciona uma melhor combustão em motor Diesel (PETROBRAS, 2000 apud RANDAZZO, 2009). Portanto, quanto maior a quantidade de biodiesel em uma mistura biodiesel-diesel, mais oxigênio estará presente e maior será o número de cetano desta mistura.

6.3 - Emissões de Óxidos de Nitrogênio (NOx) através do Cano de Escape do Motor para Atmosfera.

Os óxidos de nitrogênio (NOx) são formados no interior da câmara de combustão provocado pela presença de nitrogênio e de oxigênio no ar usado para a combustão e as grandes temperaturas de combustão, as quais fornecem a formação dos (NOx). Através

do motor de combustão interna ciclo diesel, alguns elementos podem fornecer alta temperatura de combustão e como consequência, maior formação de (NOx). Tais como: à forma de operação do motor, a manutenção, as tecnologias de injeção do combustível, o número de cetano, a compressibilidade e o índice de iodo, sendo que os três últimos são características do combustível (MAGÍN, 2007).

A figura 6.3 mostra a média do gás de óxidos de nitrogênio (NOx) provenientes da combustão do diesel B6, e das misturas desses combustíveis biodiesel B20, B40, B60 e B80.

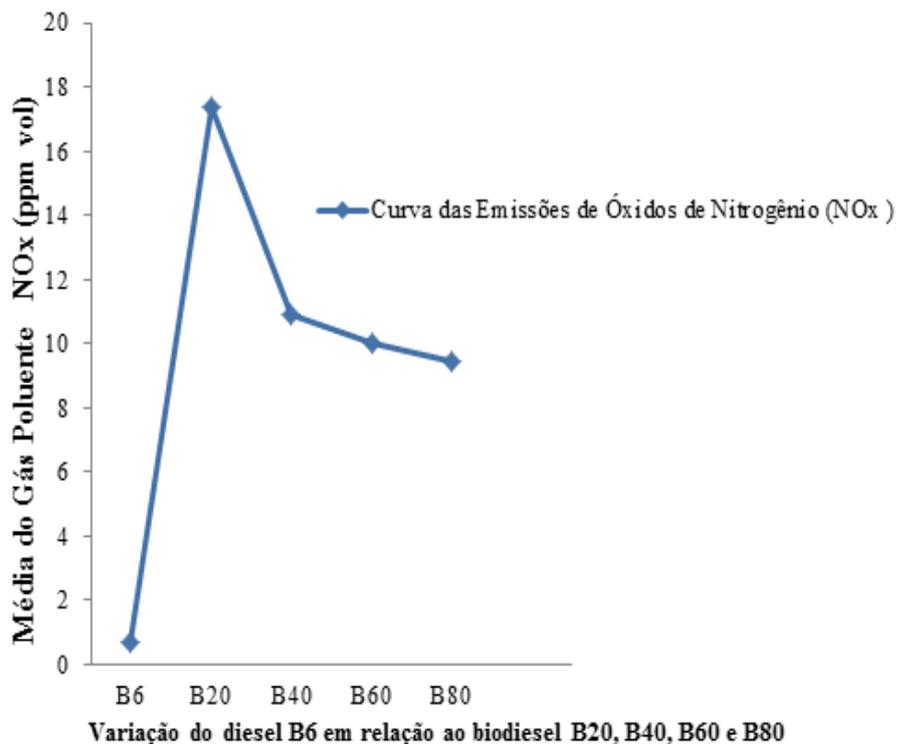


Figura 6.3 – Perfil da média emissão de óxidos de nitrogênio (NOx) do diesel B6 em relação biodiesel B20, B40, B60 e B80 para rotação 1850 rpm.

Observa-se que na curva das emissões de óxidos de nitrogênio (NOx), em relação ao diesel comercial B6, houve um crescimento quando trabalhando com os combustíveis B20, B40, B60 e B80. Este processo pode ser relacionado com a menor compressibilidade (MAGÍN, 2007) e o grande número de cetano do biodiesel, em relação ao diesel comercial, que aumenta a temperatura de combustão e com a presença de oxigênio na molécula do biodiesel, que fornecem a formação de NOx (RANDAZZO, 2009).

6.4 - Emissão de Dióxidos de Carbono (CO₂) através do Cano de Escape do Motor para Atmosfera.

A figura 6.4 mostra a média do gás dióxidos de carbonos (CO₂) provenientes da combustão do diesel B6, e das misturas desses combustíveis biodieseis B20, B40, B60 e B80.

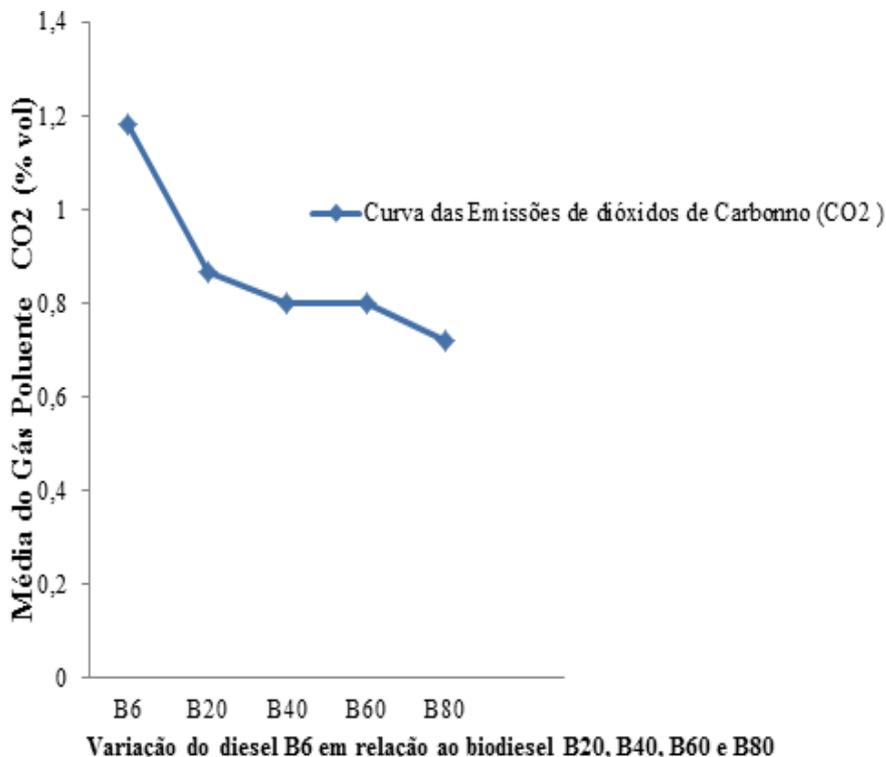


Figura 6.4 – Perfil de emissão de dióxidos de carbonos (CO₂) do diesel B6 em relação biodiesel B20, B40, B60 e B80 para rotação 1850 rpm.

De acordo com a curva das emissões de dióxidos de carbono (CO₂), o maior valor encontrado foi com o B6 que emitiu maior quantidade de (CO₂) do que os demais combustíveis B20, B40, B60 e B80 para rotação 1850 rpm como mostra a figura 6.4, ou seja, a maior quantidade de (CO₂) é indicada pelo o B6 que teve uma queima mais eficiente dentro da câmara de combustão do motor, conforme relatado por Manavella (2010) o que pode ser atribuído ao número de cetano favorável.

No entanto, a resposta para oeste processo se deve ao fato de que quanto mais alto a emissão de (CO₂), a queima de combustível está sendo melhor e como consequência o máximo aproveitamento na câmara de combustão, dessa forma, temos o maior percentual de O₂ liberado para atmosfera.

6.5 - Emissões dos Hidrocarbonetos (HC) através do Cano de Escape do Motor para Atmosfera.

A figura 6.5 mostra a média do gás Hidrocarbonetos (HC) proveniente da combustão do diesel B6, e das misturas desses combustíveis B20, B40, B60 e B80.

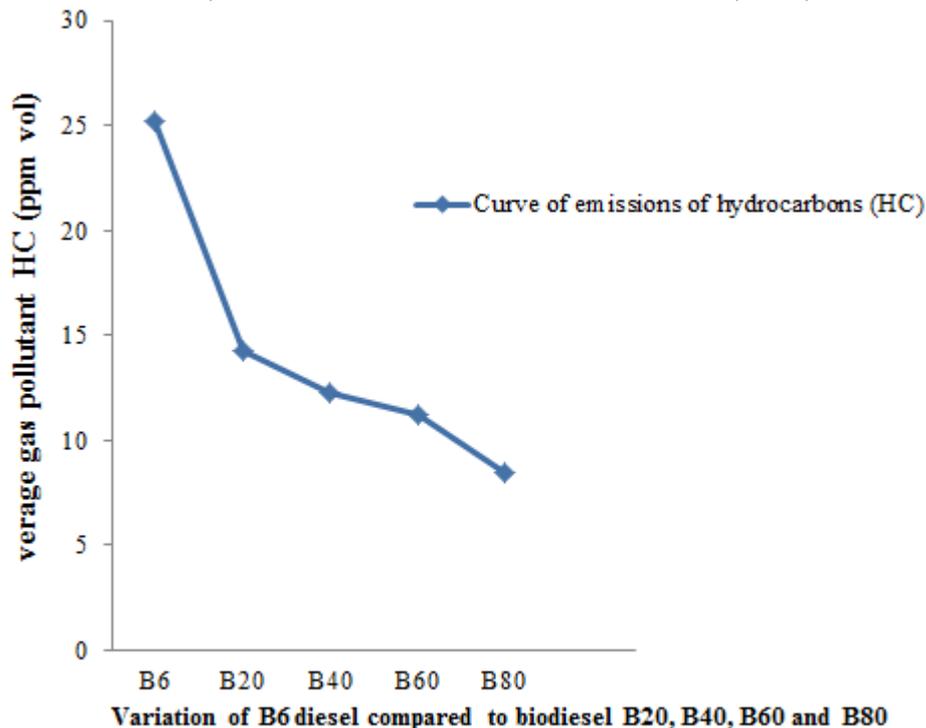


Figura 6.5 – Perfil de emissão dos hidrocarbonetos (HC) do diesel B6 em relação biodiesel B20, B40, B60 e B80 para rotação 1850 rpm.

Nota-se que na curva das emissões dos hidrocarbonetos (HC) a parti B6, destacam valores decrescentes, sendo que até o combustível B80 onde se teve o melhor resultado, ou seja, quando maior a quantidade de biodiesel menor o teor HC emitido para o meio ambiente, como é ilustrado na figura 7.5, indicando que até o combustível B80, há facilidade da queima dos hidrocarbonetos. Nas menores proporções desses combustíveis (B60, B40, B60) e diesel comercial B6, houve um crescimento dos hidrocarbonetos como é ilustrado na figura 7.5 para a rotação fixa de 1850 rpm, dessa forma, provocando danos ao meio ambiente, pela maior quantidade de hidrocarbonetos emitidos para atmosfera.

6.6 - Emissões de Oxigênios (O2) através do Cano de Escape do Motor para Atmosfera.

A figura 6.6 mostra a média das emissões de oxigênio (O2) proveniente da combustão do diesel comercial B6, e das misturas desses combustíveis B20, B40, B60 e B80.

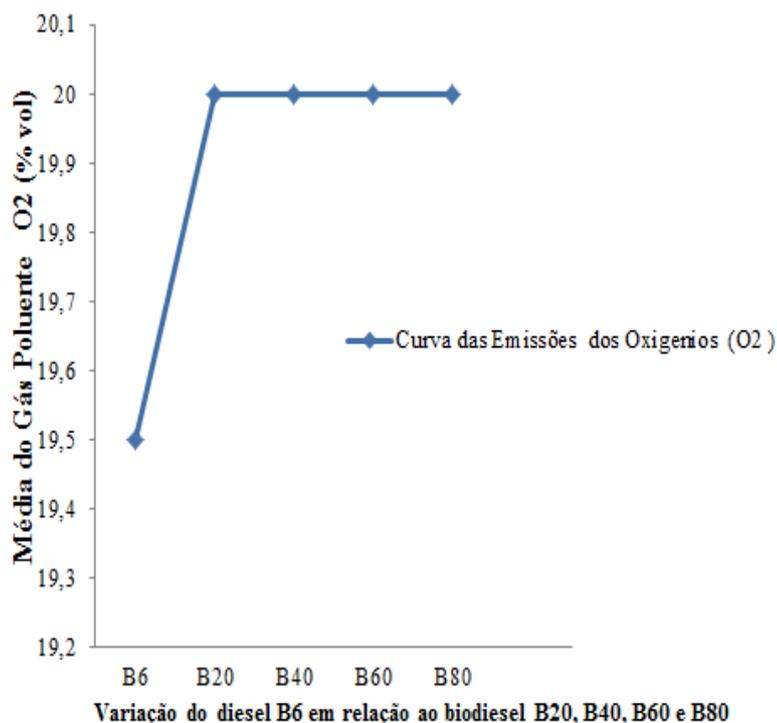


Figura 6.6 – Perfil de emissão dos Oxigênios (O₂) do diesel B6 em relação biodiesel B20, B40, B60 e B80 para rotação 1850 rpm.

Observa-se que através da curva das emissões de oxigênio (O₂), o menor valor encontrado foi com o B6 que emitiu menor quantidade de (O₂) do que as demais combustíveis B20, B40, B60 e B80 para rotação 1850 rpm como mostra a figura 7.6, os testes mostram resultados diferentes indicando que as emissões de oxigênio são maiores quando o motor opera com biodiesel. Portanto, comparado ao diesel, é esperado que as emissões de oxigênio provenientes do biodiesel sejam maiores.

6.7 - Emissões de Opacidade através do Cano de Escape do Motor para Atmosfera

Opacidade é a quantidade de fuligem presente nos gases. É determinada a partir da redução da transmissão da luz através desses gases (KEMP, 2006). Dessa forma, pode-se considerar que opacidade é o percentual de luz bloqueada pela quantidade de fumaça existente nos gases de exaustão (ONURSAL e GAUTAM, 1997).

A figura 6.7 mostra a curva das emissões (% Opacidade) proveniente da combustão do diesel comercial B6, e das misturas desses combustíveis B20, B40, B60 e B80.

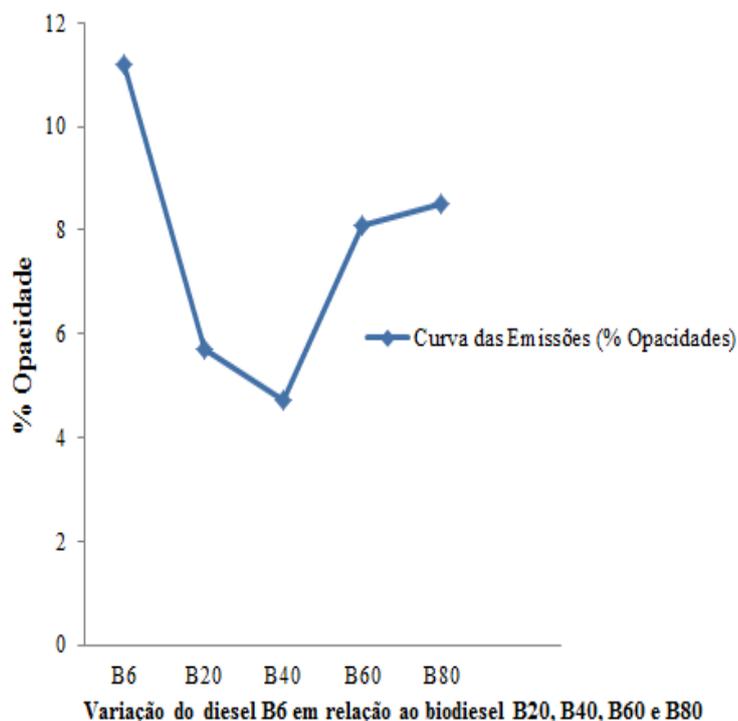


Figura 6.7 – Perfil de emissão da % Opacidade diesel B6 em relação biodiesel B20, B40, B60 e B80 para rotação 1850 rpm.

De acordo com a curva das emissões de (% Opacidade), o maior valor encontrado foi com o B6 que emitiu maior quantidade de (% Opacidade) do que as demais combustíveis B20, B40, B60 e B80 para rotação 1850 rpm como mostra a figura 6.7, ou seja, os menores índices de opacidade encontrados nos gases de escape provenientes dos combustíveis B20, B40, B60 e B80 se deve ao fato destes combustíveis apresentarem maior concentração de oxigênio em sua estrutura, se comparado ao óleo diesel comercial (B6), favorecendo o processo de oxidação da fuligem e conseqüentemente, produzindo menor opacidade.

O estudo realizado no presente trabalho relaciona-se na determinação de dados obtidos através da aplicação do diesel comercial B6 e biocombustível, em especial o biodiesel nas proporções equivalentes B20, B40, B60 e B80, aplicado ao sistema de refrigeração por compressão de vapor acionado por um motor de combustão interna ciclo diese acoplado ao compressor aberto, com o objetivo de avaliar as emissões de gases emitidos ao meio ambiente tais como: CO, CO₂, O₂, HC, NO_x, tendo variações nos seus parâmetro de funcionamento quando operando com estes combustíveis.

É extremamente importante observa que, todos os dados até então analisados em relação aos os gases liberado pelo Diesel comercial B6 e pelos biocombustíveis

especialmente B20, B40, B60 e B80 e suas influencias nos processos de combustão e desempenho, operacionalmente a mistura de biodiesel ao óleo diesel comercial aumenta a eficiência da combustão pelo crescimento do número de cetanos, que diminui consideravelmente os níveis de gases emitidos pelo cano de escape do motor de combustão interna do ciclo diesel. Dessa forma, quanto maior a proporção do biodiesel no diesel comercial melhora desempenho das emissões dos gases jogado para o meio ambiente. Conclui-se então, através dos estudos realizados, a total viabilidade operacional na aplicação do uso óleo Diesel comercial e do biodiesel.

CAPÍTULO VII

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

O modelamento matemático desenvolvido para análise energética, utilizando a Primeira Lei da Termodinâmica, apresentou-se eficaz nos resultados das propriedades para todos os pontos do ciclo de refrigeração por compressão de vapor estudado, que favorece avaliação das potências térmicas dos componentes do sistema.

Os coeficientes de desempenho, determinados para cada caso analisado mostrou-se satisfatórios. Este é um valor teórico, considerando que para o sistema real é menor, devido as irreversibilidades externas e internas, que são determinadas pela análise exergética.

A análise exergética, efetuada a partir dos resultados da análise energética, apresentou satisfatório, através da entropia gerada e das irreversibilidades, onde ocorrem as maiores perdas no sistema estudado, recomendamos um redimensionamento dos componentes de maiores perdas, a partir do condensador, onde foram observadas as maiores irreversibilidades.

Com os resultados em mãos da análise exergética, é possível a realização da análise exergoeconômica, que favorece os resultados referentes aos custos exergéticos e monetários dos fluxos do sistema. Entretanto, contabilizam-se os insumos da planta e os investimentos dos equipamentos, custo de aquisição dos componentes do sistema para o caso estudado. Os custos de manutenção dos equipamentos não foram destacados neste trabalho.

A análise de amortização do capital utilizado nesta unidade, ao longo de sua vida útil, é trabalhada para uma taxa de juros líquida de 7% e para um tempo de tilizado de 10 anos. Por isso, é possível aplicar o investimento ao longo do tempo e contabilizá-lo na análise do sistema estudado. Dessa forma, observa-se uma amortização de 107,20 R\$/ano para o motor elétrico, uma amortização de 125,00 R\$/ano para o motor de combustão interna e para o sistema de refrigeração por compressão de vapor observa-se uma amortização de 94,46 R\$/ano.

Abaixo, destacam-se as sugestões e recomendações para trabalhos futuros, tais como:

- a) Desenvolvimento e implementação de um sistema de controle na aquisição de dados que contemplem a leitura das variáveis de processo, tais como: temperatura, pressão e vazão.

- b) Seria interessante o desenvolvimento de um estudo de otimização da operação do sistema térmico, objetivando determinar as faixas ideais para funcionamento do sistema.

- c) Implementação de um inversor de frequência no compressor hermético e um jogo de engrenagem no eixo do motor de combustão interna para variar a rotação do motor.

REFERÊNCIAS

ÁVILA, J. A. Ar condicionado automotivo: Caracterização e avanços tecnológicos – Trabalho de conclusão de curso. Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2002.

ANDRADE, L. C. Histórico da Refrigeração. Apresenta aspectos sobre a história da refrigeração. Disponível em: <<http://www.revistadofrio.com.br>>. Acesso em 08 de abril de 2004.

APREA C., MASTRULLO R. An experimental evaluation of the vapour compression plant performances in presence of R407C leaks using an electronic expansion valve. Applied Thermal Engineering, 22(2): 161-171, 2002.

ALMEIDA, Silvio C. A. et al. Performance of a diesel generator fuelled with palmoil. Fuel 2002. v. 81. p. 2097-2102.

ANTURNES, A.H.P., GARCIA, F.E.M., FILHO, E.P.B., “Avaliação Experimental de um Sistema de Refrigeração com variação da rotação do compressor”, Universidade Federal de Uberlândia/MG, 2007.

ANDRADE, L. C. Histórico da Refrigeração. Apresenta aspectos sobre a história da refrigeração. Disponível em: <<http://www.revistadofrio.com.br>>. Acesso em 08 de abril de 2004.

BEJAN, ADRIAN. “Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow”, John Wiley & Sons, 1982.

Buzelin, L.O.S. Concepção e desenvolvimento teórico-experimental de um sistema de refrigeração inteligente. Dissertação de mestrado, Departamento Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Paraná, 2003.

BEJAN, ADRIAN. “Advanced Engineering Thermodynamics”, John-Wiley & Sons, N.Y. 1988.

BASSETTO, I.F.F, NETO, A.H., SOUZA, G.F.M. "Estudo de confiabilidade de compressores alternativos semi-herméticos de sistema de refrigeração". Desenvolvido na Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2002.

BARDEN, G.S., BEYE, O.P. "Desenvolvimento em calorímetro para sistema de refrigeração em aparelhos de mult split", Trabalho desenvolvido Porto Alegre – RS, 2008.

BUZELIN, L.O.S. Concepção e desenvolvimento teórico-experimental de um sistema de refrigeração inteligente. Dissertação de mestrado, Departamento Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Paraná, 2003.

CERQUEIRA, S A. A., NEBRA, S. A., 1999, "Cost methodologies in cogeneration systems". Energy conversion management, Vol. 40, n. 15-16, pp 1587-1597.

CHUMIOQUE, J.J.R. "Simulação de um sistema de refrigeração com termoacumulação operando em regime transiente", Dissertação de Mestrado, Departamento da Engenharia Mecânica da PUC_Rio, 2004.

CARDOSO, I.A.P; Desenvolvimento de Método para de Política de Manutenção Baseado em Análise de Risco. Tese apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do Título de Doutor em Engenharia. Brasil, 2004.

ÇENGEL, YUNUS A., BOLES, MICHAEL. A., 2006, "Termodinâmica", Editora McGraw-Hill, 5º edição, São Paulo, SP.

ROBERT, M.DRAKE, JR. E E. R. G. ECKERT., "Analysis of Heat And Mass Tranfer, editora Me Graw-Hill Book Company, 1972, Estado Unidos da América.

DAMRONGSAK E TIPPAYAWONG. "Experimental investigation of na automotive air-conditioning system driven by a smaill biogas engine" Applied thermal Enineering 30(2010) 400-405, 2010.

ERLACH B., SERRA L., VALERO A. “Structural Theory as Standard for Thermoeconomics”, *Energy Conversion & Management*, 40, pp. 1627-1649, 1999.

ENWEREMADU C.C; RUTTO H.L. Combustions, emissions and engine performance characteristic of used cooking oil biodiesel – A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. V. 14, jul. 2010.

F. ADAILTON. “Análise do desempenho de motor diesel com a utilização de biocombustível obtido a partir do reuso de óleo vegetal. 2012. 80 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Produção) – Faculdade de Engenharia, Arquitetura e Urbanismo, Universidade Metodista de Piracicaba, Santa Barbara d’Oeste.

GARCIA, F.E.M. “Estudo experimental de um controle adaptativo para um sistema de refrigeração”, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Uberlândia, 2006.

GONÇALVES, (2008) Josane A. Análise de emissões de gases de combustão em motor do ciclo diesel utilizando óleo diesel e óleos vegetais puros. 2008. 68 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Engenharia Industrial Mecânica. Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba.

GOSNEY, W. B., Principles of refrigeration. 1 ed. New York: Cambridge University Press, p. 6-17, 1982.

GARCIA, F.E.M, FILHO, E.P.B., MENDOZA, O.S.H. “Avaliação do desempenho de um sistema refrigeração por compressão de vapor a velocidade variável” Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos, Universidade Federal de Uberlândia. Faculdade de Engenharia Mecânica, Av. João Naves de Ávila, 2160 – Campus Santa Mônica - Bloco 1M - Uberlândia/MG, 2007.

GOUVEIA, P. E. M., FREITAS, R., SOUZA, A.C.C., SILVEIRA, J.L. “Estudo da substituição de fluidos refrigerantes em sistema refrigeração e ar condicionado por

compressão de vapor”, CTA – Centro Técnico Aeroespacial e Universidade Estadual paulista (UNESP), 2004.

HEROLD, K. G., RADERMACHER, R. AND and KLEIN, A.S. “Absorption Chillers and Heat Pumps”, CRC Press, USA, 1996.

HERNANDEZ J., HEARD C., RIVERO R. “Exergoeconomic Comparison of a Combined Cycle Cogeneration System with Absorption Refrigeration Turbine Inlet Air Cooling”, Proceedings of ECOS, 2003.

J. O. CAVALCANTIO (2005) estudou a eficiência térmica de uma unidade de refrigeração por compressão de vapor que utiliza o R-12 como fluido de trabalho e como sua performance é afetada pela introdução de um trocador de calor colocado entre a saída do evaporador e a entrada do compressor.

JOVÍLSON C.M. et al. Diesel Engine Emissions Characterizations, Fueled with Biodiesel/Diesel Mixtures. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, 19, 2009, Brasília.

KEMP W. H. Biodiesel: basics and beyond: a comprehensive guide to production and use for the home and farm. Aztext Press, 2006. 588 p. il. ISBN 09-7332-333-7

KOTAS, T. J., 1985, “The Exergy Method of Thermal Plant Analysis”, Anchor Brendon Ltd, London.

KALAM, M.A., MASJUKI, H.H. Testing palm biodiesel and NPAA additives to control NOx and CO while improving efficiency in diesel engines. Biomass and Bioenergy. v.32. p. 1116-1122, 2008.

LOAIZA, J.C.V. Simulação de um Sistema de Refrigeração Operando com Nanofluido como Fluido Secundário, Dissertação de Mestrado, Departamento Engenharia Mecânica da PUC-Rio, 2009.

L. KAIROUANI, E. NEHDI, “Cooling performance and energy saving of a compression absorption refrigeration system assisted by geothermal energy”, *Applied Thermal Engineering* 26 (2006) 288-294.

LOZANO, M. A., VALERO, A. “Theory of Exergetic Cost. Energy”. *Pergamon Press*. Vol. 18, nº 9, pp 939-960, 1993.

MAGÍN, Lapuerta; **ARMAS**, Octavio; **RODRÍGUEZ**, José F. Effect of biodiesel fuels on diesel engine emissions. *Progress in Energy and Combustion Science*. Ciudad Real, v. 34, set. 2007.

MOREIRA, H. L. “Análise termoeconômica de sistemas de refrigeração por absorção com
o par $H_2O-LiBr$ ” . CPGEM/UEPB (tese de doutorado) João Pessoa PB, 2004.

MANAVELLA, H.J. Analise de Emissões no escape. 2010. Hm Autotrônica. Disponível em:<<http://www.hmautotron.eng.br/artigos/Gases&EmisoesPM.pdf>>. Acesso em 24 jan. 2010.

ONURSAL, Bekir , **GAUTAM**, Surhid, P. **GAUTAM**, Surhid. Vehicular air pollution: experiences from seven Latin American urban centers. World Bank Publications, 1997. 282 p. il. ISBN 08-2134-016-6.

PUC-RS. Princípios Básicos de Refrigeração. Apresenta um estudo sobre refrigeração. Disponível em<<http://www.pucrs.br/uni/poa/feng/demm/laboratorios/Motores/Refrigeradores.PDF>>. Acesso em 08 de abril de 2004.

PETROBRAS DISTRIBUIDORA. Formas de comercialização do óleo diesel. Disponível em:<<http://www.br.com.br/wps/portal/portalconteudo/produtos/automotivos/oleo-diesel>>.

PORTAL BR. Óleo Diesel. Disponível em: <<http://www.br.com.br>>

PORTAL DO BIODIESEL. O Biodiesel. Disponível em:
<<http://www.biodiesel.gov.br/>>.

ROBERT, M.DRAKE, JR. E E. R. G. ECKERT., “Analysis of Heat And Mass Transfer, editora Mc Graw-Hill Book Company, 1972, Estado Unidos da América.

RANDAZZO, Mário L.; Emissões e performance de um veículo operando com misturas de óleo diesel, biodiesel e etanol. 2009. 175 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2009.

SOUSA, R.A.F. “Um Modelo Teórico-Experimental de um Recuperador de calor sensível contido nos Gases da Descarga de uma Microturbina. ” Dissertação de Mestrado–Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – UFPE, 2005.

SZARGUT, J.; MORRIS D.R.; STEWARD, F.R. “**EXERGY, ANALYSIS OF THERMAL, CHEMICAL AND METALLURGICAL PROCESS**”, HEMISPHERE PUBLISHING CORPORATION, N.Y., 1988.

STOECKER, W. F., JABARDO, J. M. S. REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL. 2. ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda, 2002.

STIESCH, Gunnar. Modeling engine spray and combustion processes. Birkhäuser, 2003. 282 p. il. ISBN 35-4000-682-6.

SOMMER, C.R., BEYE, O.P. “Trabalho realizado em automação e controle em sistema de ar condicionado” desenvolvido Porto Alegre – RS, 2007.

S. SANTANA “Emissões gasosas, de combustão diesel e biodiesel utilizando motor euro v e sistema de pós-tratamento SCR em dinamômetro de bancada” (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Paraná, 2015.

YAQUB, M., ZUBAIR, S. M. Performance evaluation of hot-gas by-pass capacity control schemes for refrigeration and air-conditioning. J. of Energy Resources Technology, 25(6): 543-561, 2000.

YAQUB, M., ZUBAIR, S. M. Capacity control for refrigeration and air-conditioning systems. *J. of Energy Resources Technology*, 123(1): 92-99, 2001.

KOTAS, T. J. “The Exergia Method of Thermal Analysis”, Anchor Brendon Ltd., London, 1985.

KOURY, R.N.N., MACHADO, L., ISMAIL., K.A.R. Numerical simulation of a variable speed refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 24(2): 192-200, 2001.

TASSOU S. A., QURESHI T. Q. Dynamic mode performance evaluation and energy analysis of mains and inverter driven refrigeration compressor. *Power and Energy*, 211(4): 339-346, 1997.

S. GOKTUN. “Performance analysis of a heat engine driven combined vapour compression absorption refrigeration”, *Energy Conversion and Management* 41 (2000) 1886-1895, 2000.

TASSOU, S.A., QURESHI, T.Q. Comparative performance evaluation of positive displacement compressors in variable-speed refrigeration applications. *International Journal of Refrigeration*, 21(1): 29-41, 1998.

TASSOU, S. A. e GRACE, I. N: Fault Diagnosis and Refrigerant Leak Detection Vapour compression refrigerant Systems. *International Journal of Refrigeration*. Volume 28. Issue 5, August, ps 680-688, 2004.

TASSOU S. A., QURESHI T. Q. Performance of a variable-speed inverter motor drive for refrigeration applications. *Computing & Control Engineering Journal*, 5(4): 193-199, 1994.

TORRES, E. A. “Avaliação Exergética e Termoeconômica de um Sistema de Cogeração de um Pólo Petroquímico”, FEM/UNICAMP, Tese de Doutorado campinas/SP, 1999.

TSATSARONIS, G. “Thermoeconomic Analysis and Optimization of Energy Systems”. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 19, nº 3, pp. 227-257, 1993.

TEIXEIRA, A.D., PALLÚ, C.M. Sistema de refrigeração para condensação de vapor da água na torre de destilação a vácuo da repar. Projeto para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico, do Curso de Engenharia Industrial Mecânica, da Unidade de Curitiba, do CEFET-PR, 2004.

VALERO, A., LOZANO, M. A., BARTOLOMÉ, J. L. “On-line Monitoring of Power-Plant Performance Using Exergetic Cost”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 16, nº 12, pp. 933-948, 1996.

VELÁSQUEZ, J. A., MILANEZ L. F., 1994 “ Análisis of the Irreversibilities in Diesel Engines” In: SAE, pp. 1 1 1-121, Detroit, Michigan, Feb – Mar 3

WANG et al. (2004 apud ANDRADE et al., 2005) Biodiesel: An Overview. *J. Braz. Chem. Soc*, v. 16, n. 6B, 2005.

WYLEN, G. VAN, SONTANG, R., BORGNAKE, G. “Fundamentos de termodinâmica, 1995.

Z.G. SUN.” Experimental investigation of integrated refrigeration system with gas engine, compression chiller and absorption chiller”, *Energy* 33(2008) 431-436, 2008.

Z.G. SUN.” A combined heat and cold system driven by a gas industrial engine”*Energy Conversion and Management* 48 (2007) 366-369, 2007.

Z.G SUN, R.Z. WANG, W.Z. SUN.” Energetic efficiency of a gas engine driven cooling and heating system”, *Applied Thermal Engineering* 24 (2004) 917-941, 2004.

ANEXO I

1 – Tabelas:

Tabela A – 1 Propriedade dos valores de Gases na Pressão Atmosférica para o ar.

Temperatura (°C)	ρ_{gases} (kg / m ³)	c_p gases (KJ/kgK)
100	3,6010	1,0266.10 ²
150	23675	1.0099
200	1.7684	1.3289
250	1,4128	1,0061
300	1,1774	1,0057

Tabela A – 2 Propriedades dos valores na Pressão Atmosférica para água

Temperatura (°C)	ρ_{gases} (kg / m ³)	c_p gases (KJ/kgK)
20	1.000,52	4.1818
40	994,59	4.1784
60	985,46	4.1843
80	974,08	4.1964
100	960,25	4.2161

Esta tabela encontra-se no livro: Analysis of Heat And Mass Transfer de Robert M. Drake, Jr. E E. R. G. Eckert, editora Mc Graw-Hill Book Company, 1972, Estado Unidos da América.

2 - EQUIVALÊNCIA DA VAZÃO NOS COMPRESSORES ALTERNATIVOS

2.1 – Vazões mássicas

Todo compressor tem por finalidade apresentar um deslocamento de certa massa de um fluido. Para a realização desta tarefa, vários tipos de compressores são comercializados, nos últimos anos, compressores a pistão são ainda uma opção viável devido a facilidade de fabricação, baixo custo, bom domínio da tecnologia empregada e amplo espectro de aplicação.

O compressor alternativo consiste de um êmbolo movendo alternativamente no interior do cilindro, com válvulas de aspiração e de descarga. Esse tipo de compressor pode ser fabricado em três modelos distintos: aberto, semi-hermético e hermético.

Para o cálculo da vazão mássica do compressor em estudo a eq.(1) é utilizada,

$$\dot{m}_{ref} = \dot{V} \cdot \rho_{i,cp} \quad (1)$$

Onde,

\dot{V} - volume deslocado pelo compressor (m^3/h);

$\rho_{i,cp}$ - densidade do gás em (Kg/m^3)

2.2 – Metodologia Aplicada para o calculo da vazão do compressor aberto

No primeiro momento, calcula-se a vazão mássica do compressor aberto, na tabela 3.1 temos o volume deslocado do compressor aberto:

$$\dot{V} = 19 m^3/h \quad (2)$$

Na tabela A.5 do livro Van Wylen 8ª edição (Fundamento da termodinâmica) pag.664 a densidade R – 22 tem como valor:

$$\rho = 3,54 \frac{Kg}{m^3} \quad (3)$$

Aplica-se os valores da eq(2) e da eq(3) na eq(1) temos a vazão mássica do compressor aberto:

$$\dot{m} = 67,26 \frac{Kg}{h} \quad (4)$$

No segundo momento, calcula-se a vazão mássica do compressor hermético, na tabela 3.2 tem-se o volume deslocado do compressor hermético:

$$\dot{V} = 19 m^3/h \quad (5)$$

Aplicam-se os valores da eq(5) e da eq(3) na eq(1) temos a vazão mássica do compressor hermético:

$$\dot{m} = 67,26 \frac{Kg}{h} \quad (6)$$

Por tanto, através dos resultados das eq(4) e da eq(6) pode-se concluir que a vazão mássica, tanto no compressor aberto como no compressor hermético, é igual .

ANEXO II

Acoplamentos

1- INTRODUÇÃO

São elementos de máquinas destinados a unir dois eixos, transmitindo torque e rotação segundo os princípios da forma e do atrito. Podem ser permanentes ou não.

Os acoplamentos não permanentes são chamados de embreagens. São usados quando se necessita que haja a conexão e a desconexão ao das arvores sem a necessidade de desmontar o acoplamento.

As embreagens podem ser classificadas basicamente de dois tipos quanto ao sistema de conexão:

- Embreagens por adaptação de forma;
- Embreagens por atrito.

As embreagens de adaptação de forma são aquelas em que um cubo é conectado ao outro através do encaixe de um pino, um dente ou um ressalto qualquer como mostra a Figura AII. 1. As embreagens por adaptação de forma só podem ser conectadas em sincronismo, ou seja, quando as duas arvorems possuem a mesma velocidade.

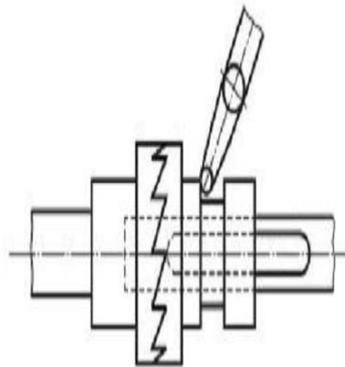


Figura AII. 1: Embreagem por encaixe de dentes (Robson e Petrônio, 2006).

Figura AII. 2: Embreagem cônica

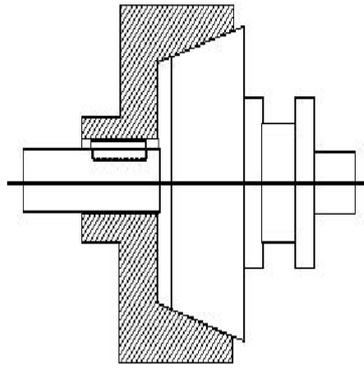
Aplicações das embreagens:

As embreagens podem ser usadas com diversas finalidades, dentre elas destacamos:

- Aceleração;
- Reversão de movimento;
- Mudança de velocidade;
- Segurança.

2- ACOPLAMENTOS DE EMBREAGEM EM MOTOR COM BUSTÃO INTERNA

As embreagens por atrito são aquelas em que o acoplamento se faz através do atrito entre duas ou mais superfícies. Este tipo de embreagem permite o acoplamento mesmo sem que haja sincronismo como ilustra a figura AII. 2.



No presente trabalho, o acoplamento de embreagem são acoplado no eixo do motor através do uso de polias é impedido de girar por uma guia de anti-rotação ou flange e o conjunto de rotor e armadura são montados firmemente. Na figura AII.3 mostra a embreagem FRJ centrífuga para motores estacionários com eixo de uma polegada e para motores com 8 a 16HP gasolinas - 7 a 13HP diesel.



Figura AII. 3 : Embreagem FRJ para Motores Estacionários com eixo de 1".

O sistema de refrigeração por compressão de vapor empregou um Motor Toyama 10hp, diesel c/ partida elétrica eixo de 1" multiuso modelo TD100FE, monocilíndrico, eixo horizontal, 4 tempos e sistema de injeção direta de combustível, mostrado na figura AII. 4.



Figura AII. 4: Motor Toyama 10hp, modelo TD100FE.

O acoplamento da embreagem no eixo do motor de combustão interna utilizado nesta unidade de refrigeração por compressão de vapor é ilustrado na figura AII. 5.



Figura AII. 5: Acoplamento da embreagem no eixo do motor.

2 - ACOPLAMENTOS COM USO DE POLIAS E CORREIAS

Os conjuntos formados por polias e correias e os formados por engrenagens são responsáveis pela transmissão da velocidade do motor para a máquina. Geralmente, os motores possuem velocidade fixa. No entanto, esses conjuntos transmissores de velocidade são capazes também de modificar a velocidade original do motor para atender às necessidades operacionais da máquina. Assim, podemos ter um motor que gire a 1800 rotações por minuto (rpm) movimentando uma máquina que necessita de apenas 180 rotações por minuto. Isso é possível graças aos diversos tipos de combinações de polias e correias ou de engrenagens, que modificam a relação de transmissão de velocidade entre o motor e as outras partes da máquina.

Polias são elementos mecânicos circulares, com ou sem canais periféricos, acoplados a eixos motores e movidos por máquinas e equipamentos. As polias, para funcionar, necessitam da presença de vínculos chamados correias. Quando em funcionamento, as polias e correias podem transferir e/ou transformar movimentos de um ponto para outro da máquina. Sempre haverá transferência de força. As polias são classificadas em dois grupos: planas e trapezoidais. As polias trapezoidais são conhecidas pelo nome de polias em “V” e são as mais utilizadas nas máquinas.

Polias de tamanhos diferentes transmitem maior ou menor velocidade para a máquina. Se a polia motora, isto é, a polia que fornece o movimento, é maior que a

movida, isto é, aquela que recebe o movimento, a velocidade transmitida para a máquina é maior (maior rpm). Se a polia movida é maior que a motora, a velocidade transmitida para a máquina é menor (menor rpm).

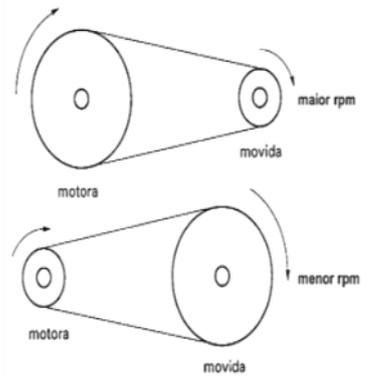


Figura AII. 6: Transmissão por polias acopladas por correia em V

Relação de Transmissão nas Polias (i)

É a relação entre o número de voltas das polias (n) numa unidade de tempo e os seus diâmetros. A velocidade periférica (V) é a mesma para as duas rodas. Existe uma relação matemática que expressa esse fenômeno:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = i \quad (1)$$

Em que n_1 e n_2 são em rpm das polias motora e movida, respectivamente, e D_2 e D_1 são os diâmetros das polias movida e motora.

As transmissões por correias e polias em V apresentam as seguintes vantagens:

- Possuem baixo custo inicial, alto coeficiente de atrito, elevada resistência ao desgaste e funcionamento silencioso;
- São flexíveis, elásticas e adequadas para grandes distâncias entre centros;
- Não apresentam as bordas trincadas, amassadas, oxidadas ou com porosidade;
- Apresentam os canais livres de graxa, óleo ou tinta e corretamente dimensionados para receber as correias.

3 - ALINHAMENTO DE POLIAS

Além das vantagens citadas anteriormente, as polias em “V” exigem alinhamento. Polias desalinhadas danificam rapidamente as correias e forçam os eixos aumentando o desgaste dos mancais e os próprios eixos.

5 - COLOCAÇÕES DE CORREIAS

Para colocar uma correia vinculando uma polia fixa a um móvel, deve-se recuar a polia móvel aproximando-a da fixa. Esse procedimento facilitará a colocação da correia sem perigos de danificá-la.

Não se recomenda colocar correias forçando-as contra a lateral da polia ou usar qualquer tipo de ferramenta para forçá-la a entrar nos canais da polia. Esses procedimentos podem causar o rompimento das lonas e cordonéis das correias.

Após montar as correias nos respectivos canais das polias e, antes de tensioná-las, deve-se girá-las manualmente para que seus lados frouxos fiquem sempre para cima ou para baixo, pois se estiverem em lados opostos o tensionamento posterior não será uniforme.

6 – TENSIONAMENTO DE CORREIAS

O tensionamento de correias exige a verificação dos seguintes parâmetros:

- Tensão ideal: deve ser a mais baixa possível, sem que ocorra deslizamento, mesmo com picos de carga;
- Tensão baixa: provoca deslizamento e, conseqüentemente, produção de calor excessivo nas correias, ocasionando danos prematuros;
- Tensão alta: reduz a vida útil das correias e dos rolamentos dos eixos das polias.

Na prática, para verificar se uma correia está corretamente tensionada, bastará empurrá-la com o polegar, de modo tal que ela se flexione aproximadamente entre 10 mm e 20 mm.

7 – TRANSMISSÃO POR CORREIA EM V

As correias mais usadas são planas e as trapezoidais. A correia em V ou trapezoidal é inteiriça, fabricada com seção transversal em forma de trapézio. É feita de borracha revestida de lona e é formada no seu interior por cordonéis vulcanizados para suportar as forças de tração.

O emprego da correia em V é preferível ao da correia plana e possui as seguintes características:

- Praticamente não tem deslizamento.

- Relação de transmissão até 10:1.
- A pressão nos flancos, em consequência do efeito de cunha, triplica em relação à correia plana.
- Partida com menor tensão prévia que a correia plana.
- Menor carga sobre os mancais que a correia plana.
- Eliminam os ruídos e os choques, típicos da correia emendada com grampos.
- Permite o uso de polias bem próximas;
- Eliminam os ruídos e os choques, típicos das correias emendadas (planas).

Acoplamento de polias e correias utilizando o motor diesel e compressor aberto



Analysis of Gas Emissions the Microgeneration System Operating in Internal Combustion Engine With Biodiesel Blends

G. B. Silva¹, C. A. C. Santos², A. W. A. Cavalcante³

Abstract—The increase in energy demand and the decrease in a worrying rate of water reservoirs, main source of hydraulic energy storage in the country, mobilizes sectors of production industry and government to separate new energy resources of the matrix and not imposing further damage to the environment. The autonomous generation in this study adapts the use of two energy sources that feeds a compression refrigeration system and may be used in an efficient way; heat recovery of exhaust gases of an internal combustion engine, for example, cooling system by absorption. In this article, the experimental theoretical study Vapor Compression Refrigeration System (VCRS), cooling capacity 7.5 TR, in which the work of the refrigerant (R22) is done by a fixed speed compressor, has two independent energy sources. This analysis aims to evaluate the performance in working conditions for VCRS. The internal combustion engine diesel cycle, the fuel used in developed tests are evaluated by percentage of biodiesel mixes B6 (6% biodiesel), B20 (20% biodiesel), B40 (40% biodiesel), B60 (60 % biodiesel) and B80 (80% biodiesel). Analyses of gases emitted in the mixtures are held by DISCOVERY G4 gas analyzer with operating engine. Its specifications meet OIML R99 class 0 (zero), ISO 3930, having various views on digital displays, claws and graphic columns. It has the ability to store instantaneous readings in real time, that is, store all the read values of the gas sensors at a certain time or certain time interval. This gas analyzer determines the volume percentage of CO – CO₂ – HC – O₂ – NO_x and opacity contained in the gases emitted by the vehicle obtained in the discharge duct by the probe. Therefore, the values of these gases allow tracing operating ranges with biodiesel blends according to the prevailing norms of national environmental council.

Index Terms — Refrigeration, Fuel, Thermodynamic, Energy.

I. INTRODUCTION

THE refrigeration, especially in so-called modern society where satisfaction and needs have been met by products and processes fruits of direct application of scientific studies

and technological, with the increased a researchers and students. Technological implements and advances in processes with energy consumption reduction have been subject to development of more efficient and environmentally pleasant technology products.

The food production with the rapid freezing processes, the preservation of perishable products as well as the human thermal comfort are examples of applications of control technology and reduction temperatures mostly with the use of vapor compression cycles. This technology, with the direct use of electricity, has required the allocation of significant portion of Brazil's energy matrix to drive its compressors. This has led to discussions and analysis by researchers in the search for new technological alternatives of rational use of energy with energy efficient components or even new technologies using other sources. There is also discussion about environmental factors which has experienced unfavorable conditions of climate normality in Brazil and around the world. In political and social environment with negative reviews on the implementation of new power plants encourages the use of alternative energy primary sources that maybe cannot solve, but contributes to the favorable conditions of implementation of new technologies.

Therefore, this paper carries out analysis of emissions coming from the internal combustion engine (ICE) exhaust 10 HP from the combustion of biodiesel blends used in engine, which drives a vapor compression refrigeration unit.

Many people also argue about environmental factors in Brazil and the world which has experienced unfavorable conditions of climate. In the political and social environment, critics counter are the implementation of new power plants with assaults the environment.

Therefore, to improve existing applications of energy generation by systems with efficiency is the focus of this work. micro generation is one of the viable options of study.

Tests conducted with biodiesel blends allow the analysis of constituent particles from gases in percentages. The 78% reduction in net emissions and 90% of smoke in the use of biodiesel compared to diesel significantly eliminates sulfur oxide emissions. Therefore, the use of biodiesel has a predominant role in reducing pollution in the environment [1].

Many vehicle companies using diesel as fuel, for example, attest to compliance with environmental requirements and

This work has partial financial support of the Institute for Sustainable Energy - UFPB, CNPq and Ceara Federal Institute.

¹ Doctor student of the Sustainable Energy Institute of the Federal University of Paraiba, João Pessoa, Brazil (e-mail: gersonsilvabarbosa@bol.com.br);

² Teacher Doctor the Sustainable Energy Institute of the Federal University of Paraiba, João Pessoa, Brazil (e-mail: carloscabralsantos@yahoo.com.br);

³ Teacher the Federal Institute of Ceara, Fortaleza, Brazil (e-mail: awilton_br2000@yahoo.com.br).

standards on emissions of gases produced. In world scale, in September of this year, the auto industry was surprised by the Volkswagen Company. The Environment Protection Agency (E.P.A.) accused of tampering information of greenhouse gas emissions figures in producing the company's vehicles, which could result in billion dollar fine. Environmental regulators have instruments and powers for monitoring these emissions. However there was some accommodation of these agencies [2].

The use of diesel is currently under discussion in Europe for its reduction capacity of pollutants on a comparable scale with the ICE Otto cycle that have technical characteristics advantageous compared to the diesel cycle.

Such events motivates studies of fuel for gas analysis being replaced gradually in Brazil. With percentages regulated by the National Environmental Council (NEC) to be added biodiesel to diesel, which started with two percent and now to seven percent. Intended to reach 100% the biodiesel.

II. PROJECT STRUCTURING

In this work will be developed assays for performing measurements of the exhaust gas of the ICE combustion in real time. In terms of percentages of diesel and biodiesel blends, the tests allow five mixtures for the analysis. Began with percentages to 6% biodiesel and 94% mineral diesel (B6D94) and proportionately the B20 fuel with equivalent of 20% biodiesel and 80% mineral diesel (B20D80), B40 equivalent to 60% of diesel mineral and 40% biodiesel (B40D60), B60 equivalent to 40% mineral diesel and 60% biodiesel (B60D40) and finally B80 blend equivalent to 20% mineral diesel and 80% biodiesel (B80D20).

A. Refrigeration Unit

Experimental work bench is composed of two circuits: refrigerant primary circuit and a secondary with the water, which is responsible for the coolant of the cooling main circuit. The unit of the Vapor Compression Refrigeration System (VCRS) has the cooling capacity 7.5TR as shown in Fig. 1. Mounted on Renewable Energy Institute (REI) that consists in: a compressor hermetic reciprocating, an open compressor, condenser, an evaporator of the concentric tubes and thermostatic expansion valve. The cooling system is divided into two parts. The first system is driven by the electric engine and the second by a ICE.

The circulation of the coolant is generated by a hermetic compressor the piston driven by the electric motor or a open compressor driven by the ICE. To the cooling water of condensation was used a secondary circuit that comprises a cooling tower. This cooling system conventionally works with fixed speed compressor.

B. Biodiesel

According to article two resolution nº fourteen of May, 2012 of Oil National Agency (ONA), biodiesel is defined as: "... Fuel of alkyl esters of chain long carboxylic acid, produced from transesterification and/or esterification grease materials

of vegetable or animal fats, and meet the specification contained in the Technical Regulation No. 4/2012 ...".

In this setting, and they have application strengthened with a renewable source fuel in internal combustion engines, showing independence with fossil stuff (oil) and alcohol, which are fuels used in stationary and mobile engines in Brazil. Biodiesel has a high energy value the sulfur and the burning is similar to diesel.

There is a global awareness by replacing diesel fuel by a clean, renewable source such as biodiesel which has many technical advantages compared to fossil fuels such as low-emission and toxicity of exhaust gases. Negligible content of sulfur compounds, high flash point and high combustion efficiency. Biodiesel can be used pure or in blends with petroleum diesel and its production is expected to encourage economic development in rural areas, promote long-term replacement of fossil fuels, reduce the dependency national on imported oil and increase energy security [3].



Fig. 1. General image VCRS unit

Reference [4] in tests of diesel oil and mixtures of soybean oil ethyl ester shows the empirical formula and the Power Internal Heat (PIH) to three partial mixtures.

TABLE I
 PARTIAL PROPERTIES OF BIODIESEL AND DIESEL MIXTURE (ADAPTED)

Fuels		Empirical Formula	PIH
% Biodiesel	% Diesel		
5	95	$C_{11,03}H_{19,16}O_{0,0}$	44,65
20	80	$C_{11,80}H_{20,69}O_{0,05}$	43,35
100	0	$C_{19,75}H_{36,59}O_{2,00}$	37,20

C. Configuration Experimental

The tests are performed after the VCRS unit enters in the steady state operation. Measurements were made by introduction of the catheter in the engine exhaust pipe without

any reduction of gaseous pollutants as the catalyst. The system employed was the engine four-stroke diesel of 10 HP, direct injection fuel system. These diesel cycle engines have high emissions of greenhouse gas concentrations than cars that are fed other types of fuel.

The B6 mixtures which were commercially sold in gas stations with a percentage of 6% biodiesel and 94% diesel allowed the first analysis of emissions (product of combustion of the fuel). Currently, the regulation allows commercially sell the B7 blend.

The measurements of exhaust gases from the combustion of ICE were made to a fixed speed of 1800 rpm, where eleven measurements were performed in two minute intervals from one measurement to another. From the values obtained, we calculate an average and then the percentages of the constituent substances of the motor exhaust gases. Among the analyzed gases have the carbon monoxide (CO), carbon dioxide (CO₂), oxygen (O₂) and those from the nitrogen (NOx).

Among some projects developed in emissions analysis, an [5] gave concentration of CO₂, CO, NOx and SO₂ from combustion product of a stationary diesel engine Agrale-M85. The engine connected to a generator Kohlbach 4 KVA is supplied by four different fuels: the diesel fuel and mixtures with a concentration of 2%, 5% and 10% biodiesel. It was observed that in those fuels, emissions of CO₂ increases from the moment in which required 80% of full load on the generator. The same goes for emissions of SO₂ and CO, with the difference that the phenomenon occurs from 90% of full load. For NOx and specific consumption, exactly the opposite happens. From 50% of full load NOx emission and the specific consumption decrease as the load increases.

With the use of three different blends of biodiesel, the [6] studied processing the 4-cylinder engine Isuzu 4FB1. The mixture studied were 100% diesel oil (B0D100); 20% biodiesel and 80% diesel palm B0 (B20D80) and finally the B20 with X% additive (B20X), where X is the percentage of the additive 4-Nonyl phenoxy acetic acid (NPAA) on B20 fuel. Results showed that the B20X showed higher power and B20D80 B0D100 mixtures, which can be attributed to the influence of the additive. In the specific consumption behavior of B20D80 and B0D100 mixtures were similar to the B0 reaching the angular speed of 2,250 RPM. After this level, the consumption of fuel increases B20. The consumption of B20X similar to B0 continues until the angular speed of 3500 rpm and then increases. Regarding the emission concentration of NOx, CO and HC are smaller in the fuel B20X, followed by B20 and B0 last.

D. Instrumentations of Measures

Gas analysis system consists of a PC-Multigas gas analyzer shown in Fig. 2 (a), where the transfer of data to the computer's through the USB interface and an Opacity NA9000 Analyzer with and shown in the Fig. 2 (b), where monitoring of emissions is carried out via software which provides a breakdown of measurements. The measurement values are

compared among themselves, where the findings will be made.

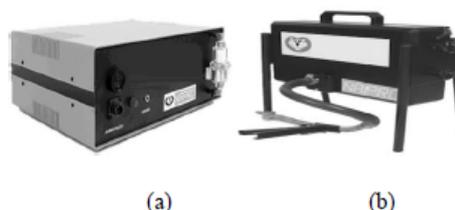


Fig. 2. (a) analysis measuring instrument exhaust gas and (b) measurement of these gases

III. RESULTS AND DISCUSSION

The graphs of figures next show average values of the behavior of gases emissions from the fuel mixture using the percentage of 6% of biodiesel in pure diesel and the remaining percentage of 20%, 40%, 60% and 80% biodiesel in diesel 100%.

A. Carbon Monoxide Emissions

The graph of Fig. 3 shows the average values of the behavior of carbon monoxide emissions from the fuel mixture.

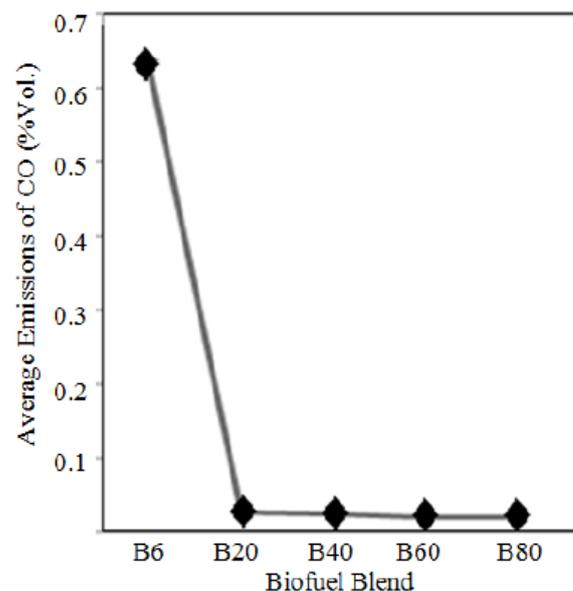


Fig. 3. Average profile of emission gas CO B6D94 blend commercially sold over the B20D80 blends, B40D60, B60D40 and B80D20 in the rotation of 1800 RPM

According to the curve CO, observed that there was a decrease in emission with growth of biodiesel in the mixture with diesel oil, B20, B40, B60 and B80 have generated an combustion more efficiency relative to commercial B6D94, since there was a smaller amount of carbon monoxide played to the atmosphere, with this Increase of approximately 5%, 5%, 4% and 5%, respectively. Due to the presence of oxygen to the biodiesel, whereas the molecules of the fuel are oxygen

atoms forming chemical structure [7], and the greater number of the cetane biodiesel compared to diesel, which provides a better combustion in the diesel engine [8]. Therefore, the greater the amount of biodiesel in the diesel - biodiesel mixture, more oxygen will be present and the higher cetane number of this mixture.

B. Nitrogen Oxide Emissions

The graph of Fig. 4 shows the average values of the behavior of monoxide nitrog emissions from the fuel mixture.

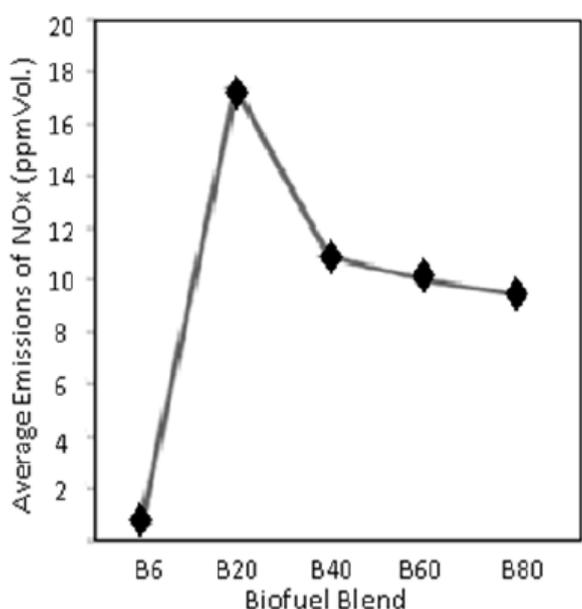


Fig. 4. Average profile of emission gas NOx B6D94 blend commercially sold over the B20D80 blends, B40D60, B60D40 and B80D20 in the rotation of 1800 RPM

It is observed that the curve of emissions of nitrogen oxides (NOx), compared to commercial diesel B6, there was an increase when working with the fuel B20, B40, B60 and B80. This process may be related with lower compressibility and many of biodiesel cetane compared to commercial diesel fuel, which increases the combustion temperature and the presence of oxygen in the biodiesel molecule, which provide the formation NOx [8].

C. Carbon Dioxide Emissions

The graph of Fig. 5 shows the average values of the behavior of carbon dioxide emissions from the fuel mixture.

According to the curve of the emission of carbon dioxide (CO₂), the largest value was found to B6 which issued more CO₂ than other B20 fuels, B40, B60 and B80 of rotation 1800 rpm, i.e., the largest amount of CO₂ is indicated by B6 that had a more efficient burning within the engine combustion

chamber, as reported by [9] which can be attributed to a favorable cetane number.

However, the answer to this process is due to the fact that the higher CO₂ emissions, the fuel combustion is being best and as a consequence the maximum utilization in the combustion chamber thus have the highest percentage of released O₂ for atmosphere.

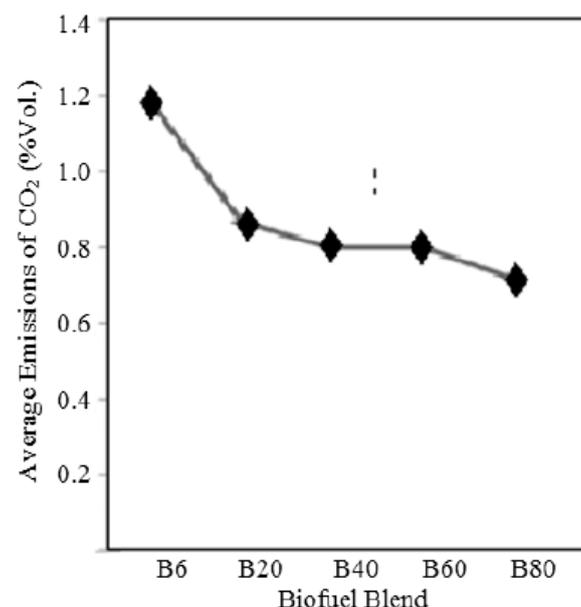


Fig. 5. Average profile of emission gas CO₂ B6D94 blend commercially sold over the B20D80 blends, B40D60, B60D40 and B80D20 in the rotation of 1800 RPM

D. Hydrocarbons Emissions

The graph of Fig. 6 shows the average values of the behavior of hydrocarbons emissions from the fuel mixture.

Note that the curve of the emission of hydrocarbons (HC) from B6 highlight decreasing values to the B80 fuel where they had the best result, i.e. the greater the smaller amount of biodiesel HC content delivered to the environment, indicating that even the fuel B80, no facility for hydrocarbons burning. In smaller proportions of these fuels (B60, B40, B60) and B6 commercial diesel hydrocarbon there was an increase, which causes damage to the environment by the greater amount of hydrocarbons emitted.

E. Oxygen Emissions

The graph of Fig. 7 shows the average values of the behavior of oxygens emissions from the fuel mixture.

It is observed that across the bow of emissions of oxygen (O₂), the lowest value was found with B6 an issuing fewer than other fuels B20, B40, B60 and B80 for rotation 1800 RPM. Tests show different results indicating that the oxygen emissions are greater when the engine operates with higher

biodiesel blends. Therefore, compared to diesel fuel, it is expected that the oxygen emissions are greater from the biodiesel.

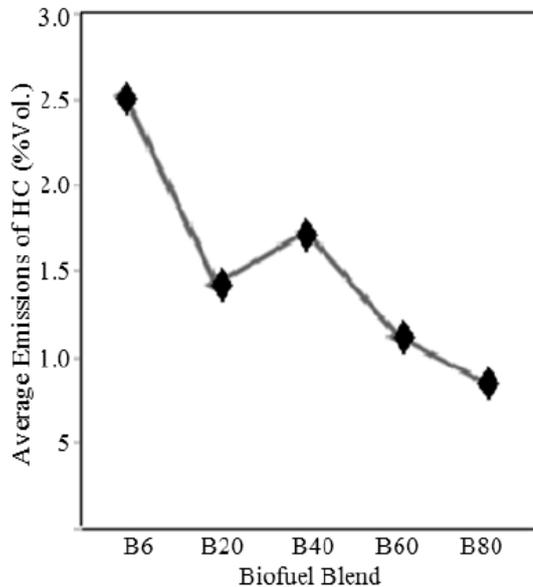


Fig. 6. Average profile of emission gas HO B6D94 blend commercially sold over the B20D80 blends, B40D60, B60D40 and B80D20 in the rotation of 1800 RPM

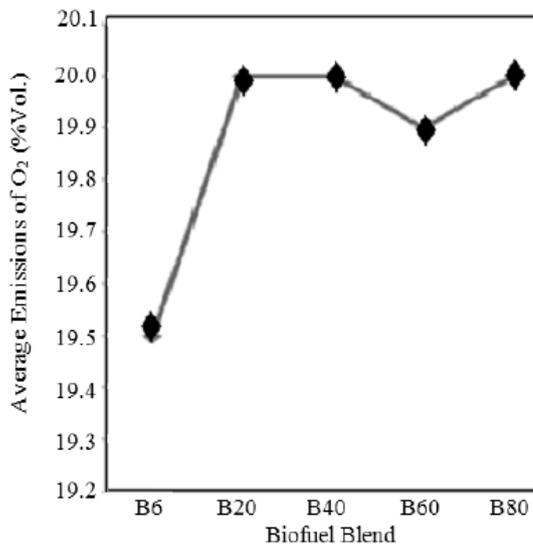


Fig. 7. Average profile of emission gas O₂ B6D94 blend commercially sold over the B20D80 blends, B40D60, B60D40 and B80D20 in the rotation of 1800 RPM

IV. CONCLUSIONS

The study of this paper lists the data obtained through the application of biofuel sold commercially B6 at gas stations with other equivalent mixtures of biodiesel B20, B40, B60 and

B80, applied to the refrigeration system. Gases emissions emitted to the environment such as CO, CO₂, O₂, HC, NO_x evaluated allowed to observe data from the various mixes mentioned above. The commercial B6D94 biofuel increases combustion efficiency by the growth of cetane number, which considerably reduces greenhouse gas levels emitted by the exhaust pipe of the ICE diesel cycle. Thus, the higher the proportion of biodiesel best commercial diesel in emissions performance of gases thrown to the environment.

Our conclusions on the article, through studies, the total operational feasibility applying commercial biofuel use these biodiesel blends.

V. REFERENCES

- [1] A. Holanda, Biodiesel e Inclusão Social, Brasília: Câmara dos Deputados, Coordenação de Publicações, Série Cadernos de Altos Estudos; n° 1, 2004, 200p.
- [2] B. Vlastic and A. M. Kessler, It Took E.P.A. Pressure to Get VW to Admit Fault. [Online]. Available: http://www.nytimes.com/2015/09/22/business/it-took-epa-pressure-to-get-vw-to-admit-fault.html?_r=1.
- [3] B. R. Moser, Biodiesel Production, Properties, and Feedstocks. In Vitro Cell Dev. Bio-Plant (2009) 229-266, DOI 10.1007/s11627-009-9204-z.
- [4] A. V. Bueno, "Análises da Operação de Motores Diesel com Misturas Parciais de Biodiesel," Doctoral Thesis, Campinas States University, São Paulo, 2006.
- [5] C. M. Jovilson et al, "Characterizations Emissions Diesel Engine Fueled with Biodiesel / Diesel Mixtures". In: International Congress Of Mechanical Engineering, Gramado, RS, 2009.
- [6] M. A. Kalam and H. H. Masjuki, "Texting Palm Biodiesel and NPAA Additives to Control NO_x and CO while improving efficiency in diesel Engines." Biomass and Bioenergy, Vol. 32, p. 1116-1122, 2008.
- [7] C. C. Enweremadu and H. L. Rutto, "Combustions, Emissions and engine performance characteristic of used cooking oil biodiesel - A review." Renewable and Sustainable Energy Reviews. Vol. 14, jul. 2010.
- [8] M. L. Randazzo, "Emissões e Performance de um Veículo Operando com Misturas de Óleo Diesel, Biodiesel e Etanol." Dissertation, Catholic Pontiff University, Minas Gerais, 2009.
- [9] H. J. Manavella, "Eficiência Catalítica." [Online] <http://www.hmautotron.eng.br/html>, access on 21 jul. 2010.

VI. BIOGRAPHIES



Gerson Barbosa da Silva has degrees in Mechanical Engineering (2000) and Bachelor of Mathematics (2005) from the Federal University of Paraíba, a Masters in Mechanical Engineering from the Federal University of Paraíba (2003). He is currently a doctoral student and researcher in Mechanical Engineering from the Federal University of Paraíba. The area of operations research is Termofluidos and liberal professionals in execution of works and technical responsibility.



Carlos Antonio Cabral dos Santos, Graduated in Mechanical Engineering from the Federal University of Paraíba (1976), master's degree in Mechanical Engineering from the Federal University of Paraíba (1983) and PhD in Aeronautical and Mechanical Engineering from the Technological Institute of Aeronautics (1990). He is currently associate professor II of the Federal University of Paraíba. He has experience in Mechanical Engineering with emphasis in Energy Utilization, acting on the following topics: GITT, natural gas, integral transform method, convection and refrigeration.



Antonio Wilton Araujo Cavalcante has graduated in Electrical Engineering from the Federal University of Ceará (2000) and Degree in Physics from the State University of Ceará (2001), master's degree in Mechanical Engineering from the Federal University of Paraíba (2010) and PhD in Mechanical Engineering from the Federal University of Paraíba (2015) is currently a professor at the Federal Institute of Ceará. The work area is Power Systems, Cogeneration and Internal Combustion Engines.