

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR CLÁUDIO COELHO DE
MELLO E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 20.02.2006

ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Projeto e Construção de um Sistema Condicionador de Combustíveis

Autor: Cláudio Coelho de Mello
Orientador: Paulo Roberto Gardel Kurka

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO**

Projeto e Construção de um Sistema Condicionador de Combustíveis

Autor: Cláudio Coelho de Mello
Orientador: Paulo Roberto Gardel Kurka

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Projeto Mecânico

Dissertação de mestrado acadêmico apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2006
S.P. – Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

M489p Mello, Cláudio Coelho de
Projeto e construção de um sistema condicionador de combustíveis / Cláudio Coelho de Mello. --Campinas, SP: [s.n.], 2006.

Orientador: Paulo Roberto Gardel Kurka
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Motores de combustão interna. 2. Combustíveis para motores. 3. Automóveis – Motores. 4. Motores - Testes. I. Kurka, Paulo Roberto Gardel. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Project and construction of a fuels conditioning system

Palavras-chave em Inglês: Engine test bench, Internal combustion engines,
Engine fuels

Área de concentração: Projeto Mecânico

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Caio Glaucio Sanches e Marcus Antonio Viana Duarte

Data da defesa: 20/02/2006

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADEMICO

**Projeto e Construção de um
Sistema Condicionador de Combustíveis**

Autor: Cláudio Coelho de Mello

Orientador: Paulo Roberto Gardel Kurka

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



Prof. Dr. Paulo Roberto Gardel Kurka
DPM/FEM/UNICAMP



Prof. Dr. Caio Glauco Sanches
DETF/FEM/UNICAMP



Prof. Dr. Marcus Antonio Viana Duarte
UFU

Campinas, 20 de fevereiro de 2006

Dedicatória:

Dedico este trabalho aos meus filhos, pelo tempo que deixei de estar na presença deles.

Especialmente à minha esposa Ana Cristina, pela paciência que teve ao suportar a mesma ausência durante vários dias, praticamente ficando fora de casa, para a elaboração deste trabalho.

Agradecimentos

Aos colegas da Petrobras, Henrique Buboli e Marcelo Suzuki, que tanto me ajudaram na árdua construção do equipamento e em todos os ensaios necessários ao projeto, e à querida chefe Marisa Matsuda pelo enorme incentivo à conclusão deste trabalho.

*... Portanto, meus amados irmãos,
sede firmes e constantes,
sempre abundantes na obra do Senhor,
sabendo que o vosso trabalho não é vão no Senhor ...
I Coríntios, 15, 58*

Resumo

MELLO, Cláudio Coelho, *Projeto Construção e Teste de um Sistema Condicionador de Combustíveis*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2006. 180 p. Dissertação (Mestrado)

Neste trabalho é desenvolvido um equipamento para ser utilizado como apoio a ensaios de motores em banco de provas. Ele permite a troca rápida de 2 diferentes tipos de combustíveis durante um ensaio, sem que se mudem as condições operacionais do motor naquele instante. Também executa o bombeio em pressão e temperatura controladas, e em vazão adequada, além de armazenar estes combustíveis em baixas temperaturas para evitar a perda de frações leves. A concepção, o projeto e a construção deste equipamento envolvem o conhecimento em diversas áreas, tais como troca de calor e termodinâmica, para o dimensionamento dos sistemas de aquecimento e refrigeração, química em função da diversidade dos combustíveis utilizados, sistemas de controle e os sensores utilizados. Os resultados obtidos nos ensaios foram comparados com os encontrados pela teoria, e se mostraram bastante satisfatórios, dentro dos valores esperados. São propostas algumas modificações para a melhoria da confiabilidade operacional do equipamento e algumas sugestões para futuros trabalhos.

Palavras Chave

- Motor, Banco de provas, ensaios de motores, combustíveis

Abstract

MELLO, Cláudio Coelho, *Project Construction and Test of a Fuels Conditioning System*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2006. 180 p. Dissertação (Mestrado)

In this work equipment is developed to be used as support to testing in engine test bench. It does allow the fast change of 2 different types of fuels during a testing, without move the operational conditions of the motor in that instant. It's also executes pumping in pressure and temperature control, and appropriate flow, besides storing these fuels in low temperatures to avoid the loss of light fractions. The conception, the project and the construction of this equipment involve the knowledge in several areas, such as heat exchange and thermodynamics, for the design of the heating and cooling systems, in function of the chemical diversity of the used fuels, control systems and the sensor sets used. The results obtained in the tests were compared experimental with the theory and they were shown quite satisfactory, and in agreement with the expected values. Some modifications are proposed for the improvement of the operational reliability of the equipment and some suggestions for futures works.

Words Key

- *Motor, Engine Test Bench, Engine, fuel*

Índice

Índice	ix
Lista de Figuras	xiii
Lista de Tabelas	xvii
Nomenclatura	xix
Capítulo 1 –INTRODUÇÃO	1
1.1 - Objetivo	7
1.2 - Descrição dos capítulos	7
Capítulo 2 - PROPRIEDADES DOS COMBUSTÍVEIS UTILIZADOS	9
2.1– Metodologia aplicada ao problema	9
2.2– Conclusão	13
Capítulo 3 - SISTEMA DE AQUECIMENTO	14
3.1 – Introdução	14
3.2 – Revisão Bibliográfica	15
3.3 – Metodologia aplicada ao problema	24
3.3.1 – Premissas de projeto	24
3.3.2 – Dimensionamento	28
3.4 – Conclusão	31

Capítulo 4 - SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	33
4.1– Introdução	33
4.2 – Revisão Bibliográfica	34
4.2.1 – Ciclo de refrigeração	34
4.2.2 – Compressor	41
4.2.3 – Condensador	47
4.2.4 – Evaporador	50
4.2.5 – Válvula de expansão	56
4.3 – Metodologia aplicada ao problema	59
4.3.1– Seleção do fluido refrigerante	59
4.3.2 – Potência de refrigeração	63
4.3.3 – Seleção do Compressor	64
4.3.4 – Condensador	69
4.3.5 – Evaporador	71
4.3.6 – Válvula de expansão	79
4.4 – Conclusão	80
Capítulo 5- SISTEMA DE CONTROLE	81
5.1 – Introdução	81
5.2 – Revisão Bibliográfica	81
5.2.1– Tipos de controladores	84
5.2.1.1 - Ação de controle de duas posições ou “on-off”	85
5.2.1.2 - Ação de controle proporcional	85
5.2.1.3 - Ação de controle integral	86
5.2.1.4 - Ação de controle proporcional-integral	86
5.2.1.5 - Ação de controle proporcional-derivativo	86
5.2.1.6 - Ação de controle proporcional-integral-derivativo	87
5.2.2– Regras e sintonia para controladores PID	88
5.2.2.1 – Primeiro método	90
5.2.2.2 – Segundo método	92

5.3 – Metodologia aplicada ao problema	93
5.4 – Conclusão	95
Capítulo 6 – INTEGRAÇÃO DO SISTEMA	96
6.1– Introdução	96
6.2– Bomba	96
6.3– Regulador de pressão e amortecedor hidráulico	97
6.4– Sistema de aquecimento	99
6.5– Sistema de refrigeração	101
6.6– Reservatórios	103
6.7 – Conclusão	104
Capítulo 7- INSTRUMENTAÇÃO	105
7.1– Introdução	105
7.2- Sensores de temperatura	106
7.3- Transdutor de pressão	113
7.3.1- Elemento sensor	113
7.3.2- Elemento de conversão mecânica-elétrica: o Strain-Gage	116
7.3.2.1 – Histórico	116
7.3.2.2- Extensômetros (Strain-Gages)	117
7.3.2.3 –Vantagens	121
7.3.2.4 – Desvantagens	122
7.3.2.5– Ponte de Wheatstone	123
7.3.2.6– Ponte de Wheatstone – Caso Geral	124
7.3.2.7– Transmissor	126
7.4- Sistema de aquisição de dados	128
7.5- Conclusão	132
Capítulo 8- RESULTADOS EXPERIMENTAIS	133
8.1– Introdução	133
8.2- Resultados obtidos	133
8.2.1 – Ensaio em regime constante	134

8.2.1.1 - Ensaios em regime constante a 20°C	134
8.2.1.2 - Ensaios em regime limite de projeto	137
8.2.1.3 - Verificação da eficiência dos trocadores de calor	139
8.2.2 – Ensaios em regime transiente – variação da vazão de consumo	145
8.2.3 – Ensaios em regime transiente – variação da vazão de retorno	147
8.3- Conclusão	150
Capítulo 9- CONCLUSÕES E SUGESTÕES	151
Capítulo 10- BIBLIOGRAFIA	154
10.1– Literatura	154
10.2– Softwares dedicados utilizados	158
Capítulo 11- ANEXOS	159
11.1– Histórico - Ciclo de Carnot (ou Motor de Carnot)	159
11.2– Folha de dados do transmissor de temperatura.	162
11.3– Folha de dados do transmissor de pressão.	163
11.4– Folha de dados do controlador.	165
11.5– Folha de dados da placa de aquisição de dados	167

Lista de Figuras

Figura 1.1 – Diagrama de blocos do equipamento proposto	6
Figura 3.1 – Corte esquemático do aquecedor	22
Figura 3.2 – Diagrama de blocos da linha de recirculação	26
Figura 3.3 – Vista explodida da bomba de engrenagens utilizada	27
Figura 3.4 – Corte esquemático do dente de engrenagem e da carcaça da bomba, mostrando a cunha fluida criada para afastar os dentes da carcaça.	28
Figura 3.5 – Fotos do sistema de aquecimento montado - partes	32
Figura 3.6 – Foto do sistema de aquecimento montado	32
Figura 4.1 – Esquema de troca de calor espontânea	34
Figura 4.2 – Esquema de um refrigerador ou bomba de calor por compressão de vapor	35
Figura 4.3 – O ciclo de Carnot e o esquema de uma máquina térmica	37
Figura 4.4 – Ciclo de Carnot original e ciclo padrão de compressão a vapor	40
Figura 4.5 – Ciclo padrão com sub-resfriamento e superaquecimento	41
Figura 4.6 – processo de compressão de um compressor Scroll	42
Figura 4.7 – Volutas	42
Figura 4.8 – Corte esquemático de um compressor Scroll	43
Figura 4.9 – Modelo conceitual do compressor	43
Figura 4.10 – Ciclo termodinâmico do processo de compressão	44
Figura 4.11 – Efeitos de não adaptação	46
Figura 4.12 – Queda de temperatura através da parede de um tubo	49
Figura 4.13 – Evolução das temperaturas dos fluidos em um trocador de correntes paralelas	54

Figura 6.1 – Bomba de engrenagens	96
Figura 6.2 – Amortecedor hidráulico e filtro	97
Figura 6.3 – Regulador de pressão junto ao motor de combustão interna	98
Figura 6.4 – Esquema típico de uma chave estática tiristorizada simples	99
Figura 6.5 – Elementos do sistema de aquecimento montados na plataforma	100
Figura 6.6 – Aquecedor e engates rápidos montados na plataforma	101
Figura 6.7 – Controle Liga/Desliga	101
Figura 6.8 – Bulbo sensor do sistema de controle Liga/Desliga do sistema de refrigeração	102
Figura 6.9 – Compressor montado no interior do evaporador	102
Figura 6.10 – Painel frontal e reservatórios à esquerda	103
Figura 6.11 – Interior dos reservatórios	103
Figura 7.1 – Influência da temperatura na resistência elétrica de algumas ligas	106
Figura 7.2 - Limites de erro para RTDs de platina em função da temperatura	109
Figura 7.3 - Disposição física do RTD de realimentação no motor	110
Figura 7.4 - Bucim	111
Figura 7.5 - Transmissores de Temperatura	111
Figura 7.6 - Fotos das montagens dos RTDs na entrada e saída do compressor	112
Figura 7.7 - Diagrama de bode do sistema de 2ª ordem	115
Figura 7.8 - Diagrama esquemático do sensor de pressão do tipo membrana	116
Figura 7.9 - Configurações típicas de extensômetros comerciais	120
Figura 7.10 - Configurações típicas de extensômetros	120
Figura 7.11 - Ponte de Wheatstone típica	123
Figura 7.12 - Ponte de Wheatstone de fácil visualização	123
Figura 7.13 - Ponte de Wheatstone com amplificador diferencial	124
Figura 7.14 - Extensômetro para membranas	126
Figura 7.15 - Diagrama esquemático de um transmissor para ponte de Wheatstone	126
Figura 7.16 - Alimentação e saída de sinal de um transmissor em corrente típico	127
Figura 7.17 - Transmissor de pressão	127

Figura 7.18 - Válvulas schrader (dir.) e mangueiras conectadas às válvulas e aos transmissores de pressão(esq.)	128
Figura 7.19 - Tela “painel” do LabVIEW	129
Figura 7.20 - Tela “diagrama” do LabVIEW	130
Figura 8.1 - Display do controlador	134
Figura 8.2 - Sinais coletados em regime constante	135
Figura 8.3 - Sinais coletados em regime constante – faixa ampliada	135
Figura 8.4 - Sistema em regime constante	137
Figura 8.5 - Sinais coletados em regime constante - limite de projeto	137
Figura 8.6 - Sinais coletados em regime constante - limite de projeto – com retorno	138
Figura 8.7 - Sinais coletados em regime de máxima potência	138
Figura 8.8 - Sinais coletados no resistor em regime de máxima potência	139
Figura 8.9 - Desvios do projeto teórico	143
Figura 8.10 - Duto de saída em contato com o ambiente	144
Figura 8.11 - Extremidade real do evaporador	144
Figura 8.12 - Sistema em regime transiente – variação da vazão	146
Figura 8.13 - Sistema em regime transiente – aumento da variação da vazão	146
Figura 8.14 - Válvula de recirculação	147
Figura 8.15 - Sistema em regime transiente – Variação da vazão de retorno	148
Figura 8.16 - Sistema em regime transiente – Variação da vazão de retorno – em operação	149

Lista de Tabelas

Tabela 2.1 – Combustíveis utilizados	11
Tabela 2.2 - Propriedades de interesse dos combustíveis selecionados	12
Tabela 3.1 - Valores representativos típicos de coeficientes de película	19
Tabela 3.2 – Parâmetros térmicos calculados em função do tipo de combustível	30
Tabela 4.1 – Alguns parâmetros termodinâmicos do refrigerante R-22	62
Tabela 4.2 – Potência de refrigeração e vazões de combustível no sistema	63
Tabela 4.3 – Dados termodinâmicos do compressor RKA5518EXD, fornecidos pelo fabricante	65
Tabela 4.4 – Dados mecânicos e elétricos do compressor RKA5518EXD, fornecidos pelo fabricante	68
Tabela 4.5 – Estimativa de máxima carga térmica no condensador	69
Tabela 4.6 – Dimensões do tubo do evaporador – R22	72
Tabela 4.7 – Dimensões do tubo do evaporador – combustível	72
Tabela 4.8 – Parâmetros de vazão do compressor	73
Tabela 4.9 – Vazões do compressor	73
Tabela 4.10 – Coeficientes de troca térmica do evaporador	74
Tabela 4.11 – Comprimento necessário para o tubo camisa do evaporador	77
Tabela 4.12 – Fluxo de calor em função do comprimento calculado para o tubo camisa	77
Tabela 5.1 – Parâmetros de Ziegler-Nichols para o primeiro método	91
Tabela 5.2 – Parâmetros de Ziegler-Nichols para o segundo método	92
Tabela 5.3 – Parâmetros de Ziegler-Nichols calculados	95
Tabela 5.4 – Parâmetros de Ziegler-Nichols calculados	95
Tabela 7.1 – Constantes da equação de Callendar-Van Dussen	107
Tabela 7.2 - Valores típicos de constantes de acordo com a norma considerada	109

Tabela 7.3 - Faixas de programação utilizadas nos Transmissores de Temperatura	112
Tabela 7.4 - Características das ligas utilizadas na fabricação de extensômetros	119
Tabela 7.5 - Faixas programadas nos Transmissores	131
Tabela 8.1 - Resumo dos valores coletados – regime constante	136
Tabela 8.2 - Valores coletados – evaporador	140
Tabela 8.3 - Valores calculados – evaporador	141
Tabela 8.4 - Capacidade térmica dos fluidos no evaporador	142
Tabela 8.5 - Resumo dos valores coletados – transiente da vazão de retorno	149

Nomenclatura

Letras Latinas

A	- Área superficial, seção transversal	[m ²]
C	- Número de átomos de Carbono	
C _p	- Calor específico à pressão constante	[kJ/kg.K]
C _{sf}	- Coeficiente da correlação de Rohsenow	
D	- Diâmetro	[m]
e	- Espessura da parede	[m]
E	- Módulo de elasticidade	[Pa]
f	- Frequência de ressonância	[Hz]
g	- Aceleração da gravidade	[m/s ²]
h	- Coeficiente de troca de calor ou Coeficiente de película	[kW/m ² .K]
	- Entalpia	[kJ/kg]
H	- Número de átomos de Hidrogênio	
h _{fg}	- Calor latente de vaporização	[kJ/kg]
k	- Coeficiente de condutibilidade térmica	[kW/m.K]
K _p	- Ganho proporcional	
L	- Comprimento	[m]
$\dot{m}$	- Vazão mássica	[kg/s]
n	- Fator adimensional	
N	- Rotação	[Hz]
O	- Número de átomos de Oxigênio	
P	- Pressão	[Pa]

Q	- Calor	[kJ]
$\dot{Q}$	- Fluxo de calor ou potência	[kW]
r	- Raio do diafragma	[m]
R	- Resistência elétrica	[Ω]
S	- Superaquecimento do vapor = $T_{FS} - T_{FE} = T_{FS} - T_{evap}$	[°C ou K]
t	- Espessura do diafragma	[m]
	- Tempo	[s]
T	- Temperatura	[°C ou K]
T_{∞}	- Temperatura do meio fluido	[°C ou K]
T_d	-Tempo derivativo	[s]
T_i	-Tempo integrativo ou tempo integral.	[s]
U	- Coeficiente global de transferência de calor	[kW/m ² .K]
V	- Velocidade do fluido no interior do tubo	[m/s]
	- Tensão elétrica	[V]
	- Volume	[m ³]
W	- Trabalho	[kJ]
Y_c	- Deflexão central do diafragma	[m]
ΔT_e	- Excesso de temperatura ($T_{parede} - T_{saturação}$)	[K]
ΔT	- Diferença de temperaturas	[°C ou K]

Letras Gregas

η_T	- Rendimento térmico	
ν	- Volume específico	[m ³ /kg]
ε	- Relação entre volumes - Deformação mecânica,	
μ	- Coeficiente de Poisson - Viscosidade absoluta do fluido	[Pa.s]
ρ	- Massa específica - Resistividade do material	[kg / m ³] [Ω .m]
σ	- Tensão mecânica - Tensão superficial	[MPa] [N/m]

Subscritos

0	- Inicial ou avaliada a 0°C
1,2,3,4	- Estados distintos
c	- Compressão
crít	- Propriedade avaliada nas condições críticas
evap	- Propriedade avaliada na evaporação (ebulição)
f	- Frio
FE, FS	- Fluido frio, entrada e saída
L, H	- Baixo e Alto
q	- Quente
QE, QS	- Fluido quente, entrada e saída
R,S	- Radial e superficial
sat	- Propriedade avaliada na saturação
T	- na temperatura T

Abreviações

COP	- Coeficiente de eficácia ou de desempenho ou de Performance (β)
LMTD	- Diferença média logarítmica de temperaturas (Log Mean Temperature Difference)
P	- Proporcional
Pdcp	- Pressão de descarga do compressor
PI	- Proporcional e Integral
PID	- Proporcional, Integral e Derivativo
Pr	- Número de Prandtl
Pscp	- Pressão de sucção do compressor
RACm	- Relação ar/combustível estequiométrica em massa [$\text{kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{comb}}$]
Re	- Número de Reynolds
RTD	- Resistance Temperature Detector
Teaq	- Temperatura de entrada do aquecedor
Tecp	- Temperatura de entrada do compressor
Tsaq	- Temperatura de saída do aquecedor
Tscp	- Temperatura de saída do compressor
Tsrf	- Temperatura de saída do refrigerador

Siglas

DETF	- Departamento de Engenharia Térmica e Fluidos
DPM	- Departamento de Projeto Mecânico
PETROBRAS	- Petróleo Brasileiro S.A.
UNICAMP	- Universidade Estadual de Campinas

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

Desde 1993, a PETROBRAS vislumbrando a abertura de mercado, iniciou um trabalho de desenvolvimento de combustíveis especiais, que se direcionou para o setor de competição em função do seu caráter tecnológico e de busca de novos produtos de alta tecnologia.

Este desenvolvimento iniciou com inúmeros ensaios em motores e com o primeiro fornecimento de uma gasolina especial para a categoria mil Milhas Brasileiras em Interlagos. No prosseguimento destes desenvolvimentos, outras categorias foram atendidas, tais como campeonatos de Kart, Copa FIAT, Fórmula 3 Sul-Americana, Super Turismo Sul-Americano, Fórmula 3000, Superbike (1100cc), Motocross nas categorias 125cc e 250cc - 2 tempos e 4 tempos e Enduro (400cc), dentre outras de menor vulto.

O objetivo desses desenvolvimentos e testes sempre foram a melhoria, a evolução destes combustíveis e a busca contínua de conhecimento.

Esses desenvolvimentos culminaram em 1996 com o contrato de patrocínio da PETROBRAS à equipe Williams de Fórmula 1.

Para o desenvolvimento desses combustíveis, que são a peça chave do programa, são necessários não somente ensaios físico-químicos de misturas de frações destiladas de petróleo e dos diversos componentes químicos utilizados, mas principalmente de ensaios em motor.

A experiência mostra que há parâmetros de formulação do combustível que dependem exclusivamente de certas variáveis físicas daquele tipo específico de motor utilizado.

Nos primeiros ensaios realizados com motores de competição, muitas variáveis foram deixadas de lado por não apresentarem grande influência nos resultados. Mas em função dos atuais refinamentos nas formulações, torna-se necessário o aprimoramento dos equipamentos, associado ao controle e medição das variáveis de entrada, tais como temperaturas, pressões, tempos, etc.

Observa-se que, a temperatura em que a mistura ar/combustível é aspirada pelo motor é um dos parâmetros de importância fundamental ao seu desempenho. Quando o combustível é pulverizado pelos bicos injetores, se transforma em milhares de gotículas. Estas ao se vaporizarem retiram calor sensível (calor específico), e calor latente do meio (entalpia de vaporização), fazendo com que o ar e o próprio combustível vaporizado que está sendo admitido pelo motor sejam esfriados. Como consequência, a massa específica desta mistura aumenta, levando a um aumento da massa total de ar/combustível aspirada pelo cilindro.

Caso este esfriamento seja maior, uma maior massa ar/combustível será aspirada, e mais massa será queimada, gerando aumento da energia térmica na combustão e aumento da potência final observada. Assim, quanto mais frio o ar atmosférico admitido, maior a potência final observada no motor.

Para que o combustível evapore, é necessário que ele retire calor do meio. Caso o combustível esteja em temperatura mais elevada, menos energia será necessária para a evaporação, fazendo com que a temperatura do ar/combustível admitido não diminua tanto quanto se gostaria.

O inverso causa um maior esfriamento, ou até a entrada de pequenas gotículas líquidas caso a temperatura do combustível seja excessivamente baixa.

Se essas gotículas estiverem em excesso, podem gerar uma queima precária, invertendo a situação, isto é, diminuindo a potência final do motor, o que não é desejado.

A umidade relativa do ar tem um efeito semelhante, pois caso seja elevada, irá ocupar o lugar do ar aspirado, diminuindo também a potência final do motor.

Em função dos fenômenos citados, os seguintes fatores mostram-se os mais influentes nos ensaios de motores a combustão interna:

1. Temperatura do ar de admissão
2. Umidade do ar
3. Temperatura do combustível

O controle das variáveis temperatura e umidade relativa do ar de admissão pode ser facilmente realizado por uma central de condicionamento de ar, especificamente construída para esta finalidade.

No caso dos combustíveis, para permitir ensaios mais precisos, torna-se necessário o desenvolvimento de um equipamento que permita o controle da sua temperatura. Ele precisa ser fornecido na mesma condição que ocorre durante uma competição, ou em situações específicas para um estudo.

Para que os ensaios de desempenho entre diferentes formulações de combustíveis tenham suas características bem conhecidas, necessita-se realizar inúmeras repetições. O sistema de bombeamento sempre envia mais combustível que o necessário para a operação do motor, de modo que a linha de alimentação consiga manter a pressão constante através do regulador de pressão, mesmo com pequenas retiradas (injeções). Assim, o combustível é obrigado a recircular várias vezes pelo sistema.

O sistema também é desenvolvido para permitir a operação dentro de uma faixa de temperaturas, pois a temperatura do combustível varia no tanque do veículo comparando-se o início e o final da competição.

Entretanto, o armazenamento em temperaturas mais elevadas causa um problema: a perda de frações leves da gasolina.

Sabe-se que as gasolinas possuem componentes leves, médios e pesados, e que cada faixa tem sua função específica, com o aquecimento as frações leves serão perdidas. Esta perda altera o resultado esperado dos ensaios, principalmente em virtude do reservatório não ser pressurizado.

Ensaaios na PETROBRAS mostram que há grandes perdas de desempenho nos motores durante os ensaios, comparando-se o combustível original com o do final dos ensaios, em virtude desta perda de frações leves. Assim, torna-se necessário armazená-los em temperatura baixa ao retornar do regulador de pressão. Foi então projetado e construído um refrigerador contínuo para estas condições, de modo a permitir o armazenamento numa faixa, onde as perdas sejam mínimas.

Para que o combustível saia do reservatório em baixa temperatura e chegue ao motor numa temperatura mais elevada, foi também projetado e construído um aquecedor elétrico, nada mais que um trocador de calor posicionado antes do tubo distribuidor de combustível do motor, que é um tubo equalizador de pressão onde os bicos injetores estão conectados. O ajuste da temperatura é realizado automaticamente através de um controlador ligado a este trocador de calor.

Para fechar a malha de controle, foi instalado um RTD (Resistance Temperature Detector) no tubo distribuidor, de modo a realimentar a temperatura para o controlador.

Este aciona uma chave estática tiristorizada que controla a corrente elétrica que atravessa os resistores de aquecimento, e conseqüentemente controla a potência gerada e a temperatura final de saída do combustível (variável controlada).

Somente um sistema de controle não é o suficiente, pois há outros problemas que devem ser solucionados por este equipamento.

Quando se desenvolve uma nova formulação de combustível, procura-se desenvolver não somente uma única “receita”, mas várias formulações com nuances diferentes entre elas.

Como a dispersão dos resultados dos ensaios depende das condições em que o motor esteja funcionando, e também para comparar as formulações é necessário que as condições de operação (por exemplo:

Temperatura de água, óleo, bloco do motor, rolamentos do dinamômetro e circuitos eletrônicos – principalmente de medição) estejam bem próximas, perder-se-ia muito tempo condicionando-se o motor após cada troca de combustível, até que as condições operacionais fossem as mesmas do ensaio anterior.

Assim, fez-se um sistema de armazenamento com troca rápida para 2 tipos diferentes de combustíveis, permitindo ensaios em seqüência, sem que estas condições operacionais se alterem durante a troca de um combustível para outro, permitindo a comparação entre eles, com a menor dispersão possível de resultados, principalmente após a troca, e com bastante agilidade.

Outro requisito do projeto ainda vem da necessidade de se movimentar este equipamento de um banco de provas para o outro, em função da demanda ou não de uso e posicioná-lo em local mais conveniente naquele instante. Assim, o equipamento é instalado em uma plataforma sobre rodas.

Como uma unidade auto-suficiente, instalou-se ainda uma bomba de alta pressão, para alimentar o combustível em condições de pressão constante, mas permitindo o ajuste para a condição desejada. Seguindo a tendência dos sistemas de injeção mais modernos, tais como os GDI – *gasoline direct injection*, opta-se por utilizar um sistema que permita trabalhar com pressões bastante elevadas.

O equipamento assim proposto consiste em um bloco conforme descrito a seguir:

1 – Reservatórios independentes, com conjunto de válvulas para troca rápida e limpeza (“flushing”) das linhas.

2- Sistema de bombeio, consistindo em uma bomba de engrenagens, que posteriormente será substituída por uma de pistões, amortecedor hidráulico para eliminar pulsações na linha, e filtro para altas pressões.

3- Sistema de controle de temperatura, consistindo de aquecedor elétrico e controlador PID convencional, realimentado através de um RTD no tubo distribuidor de combustível no motor.

4- Regulador de pressão de alta velocidade de resposta.

5- Sistema de refrigeração com trocador de calor entre combustível e refrigerante diretamente.

6- Controle liga/desliga para o sistema de refrigeração quando a temperatura do reservatório atingir um valor mínimo estipulado.

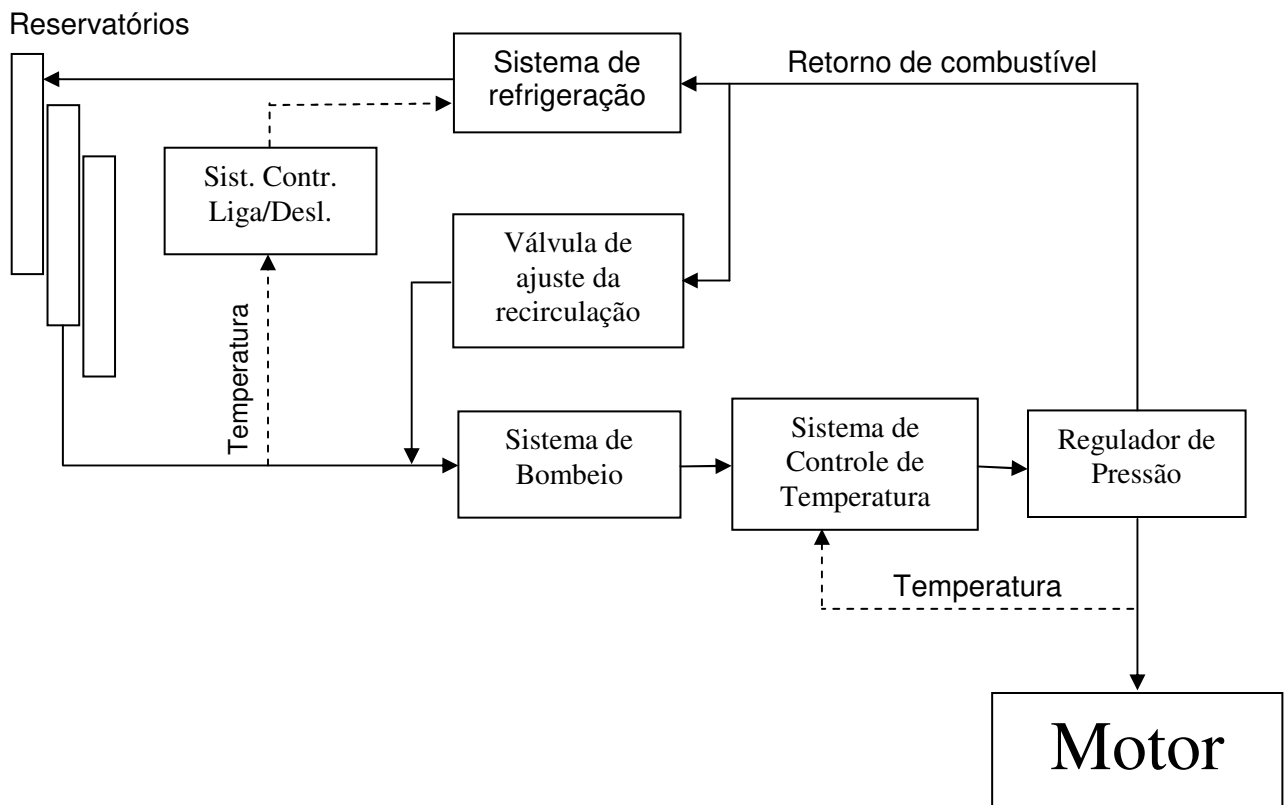


Figura 1.1 – Diagrama de blocos do equipamento proposto

1.1 Objetivo

Como pode ser observado, a concepção, o projeto e a construção deste equipamento envolve o conhecimento em diversas áreas, tais como troca de calor (aquecimento e refrigeração), química (propriedades dos combustíveis) e controle.

Em resumo, o projeto do equipamento pode ser descrito como:

“Projeto e construção de um equipamento que permita a troca rápida de 2 diferentes tipos de combustíveis durante um ensaio em banco de provas de motores, e que execute o bombeio em pressão e temperatura controladas, e em vazão adequada, e que armazene estes combustíveis em baixas temperaturas para evitar a perda de frações leves”.

Os resultados obtidos nos testes, com o equipamento em operação, foram satisfatórios, e dentro dos valores esperados.

1.2 Descrição dos capítulos

Como o equipamento trata de várias áreas da engenharia, estas são apresentadas distintamente. Assim, os capítulos deste trabalho são divididos por assuntos, cada assunto contendo a sua revisão bibliográfica, abordagem teórica e detalhes construtivos específicos. No final, é feita integração dos diferentes componentes do equipamento.

O **capítulo 2** apresenta a formulação química de combustíveis que são utilizados na forma pura ou composta. São apresentados os produtos e suas características, que abrangem uma ampla gama de densidades, calores específicos e pontos de ebulição, de modo a avaliar os limites de atuação do equipamento. Avalia também as propriedades físico-químicas necessárias para o projeto do sistema de condicionamento.

O **capítulo 3** descreve o sistema de aquecimento, o dimensionamento da carcaça, os cálculos de troca de calor e o dimensionamento do resistor em função do tipo de combustível utilizado e de sua vazão.

O **capítulo 4** descreve o sistema de refrigeração utilizado para abaixar a temperatura do combustível que retorna ao reservatório, além da sua análise teórico-experimental.

O **capítulo 5** trata do sistema de controle necessário para manter a temperatura do combustível no valor desejado no sistema de admissão do motor. Mostra como este sistema se insere no sistema de aquecimento a estimação de seus parâmetros.

O **capítulo 6** mostra a integração dos sistemas descritos acima. Como eles agem em conjunto e como o equipamento é confeccionado.

O **capítulo 7** mostra os resultados obtidos durante ensaios. Cita os sensores utilizados, seu funcionamento, e o processo de leituras no sistema.

As conclusões finais estão no **capítulo 8**, que compara os resultados obtidos com os valores desejados, propõe algumas modificações para a melhoria da confiabilidade operacional do equipamento e oferece sugestões para futuros trabalhos.

Capítulo 2

PROPRIEDADES DOS COMBUSTÍVEIS UTILIZADOS

No presente capítulo é feito um levantamento das propriedades físicas dos combustíveis usados nos ensaios, com vista a obtenção de parâmetros para o projeto do equipamento de condicionamento. Pensando-se no equipamento como uma ferramenta para auxílio em quaisquer ensaios de combustíveis, não somente para aplicações em competição, são avaliados alguns combustíveis puros, pois os utilizados em competições e para uso comercial são nada mais que misturas das mais diversas, e possuem características intermediárias.

2.1– Metodologia aplicada ao problema

Como é previsto sempre o pior caso para o dimensionamento de sistemas que envolvem trocas térmicas, são escolhidos alguns compostos químicos mais críticos. Dentre as inúmeras propriedades conhecidas destes compostos, seleciona-se as que mais influenciam nestas trocas de calor, tal como se pode verificar na literatura técnica presente em várias fontes, citado em Araújo (1978), Holman (1976), Incropera (2003), Kern (1980), dentre outros.

Para os cálculos da potência necessária para o aquecimento ou resfriamento, necessita-se, conforme referências acima, do calor específico e massa específica dos líquidos utilizados. Para o dimensionamento da área necessária para a troca térmica, é necessário calcular principalmente o coeficiente de película, a partir de informações da massa específica, calor específico, viscosidade e condutividade térmica destes fluidos.

Como os valores numéricos das propriedades variam em função da fonte consultada, isto é, da metodologia de ensaio para se obter determinada propriedade, dos equipamentos que se utiliza para se efetuar a medição, da repetibilidade e reprodutibilidade do método, cinco fontes são avaliadas e comparadas. Observa-se que os valores das propriedades são próximos. Assim, para consistência dos resultados, é lícito considerar-se o valor médio entre elas.

As fontes utilizadas são:

- 1- **HYSYS** – software produzido pela AspenTech para simulação dinâmica de processos químicos, que possui um excelente banco de dados de propriedades físico-químicas de compostos químicos os mais diversos.
- 2- **NIST** - [National Institute of Standards and Technology](#) – entidade fundada em 1901 nos EUA, cuja missão é promover a inovação e competitividade industrial através dos avanços na ciência da medição e padronização, possuindo um banco de dados de propriedades físico-químicas bastante diversificado para diversas espécies químicas (sólidos, líquidos e gases).
- 3- **Manual de Engenharia Química** - Perry & Chilton - 5ª ed. (1980) – um dos manuais químicos mais utilizados, com as propriedades mais diversas de sólidos, líquidos e gases.
- 4- **Reference data for Hydrocarbons and Petro-Sulfur Compounds** - Phillips Petroleum (1984), que possui propriedades não comumente encontradas nos manuais químicos convencionais.

5- Informações sobre propriedades obtidas em ensaios nos laboratórios químicos da **Petrobrás**.

O número de combustíveis puros que se pode utilizar na formulação de uma gasolina de competição é imenso. Deste modo torna-se inviável uma listagem completa com suas propriedades. Assim, para selecionar os mais representativos, são escolhidos os combustíveis críticos comumente usados na forma pura e os mais críticos usados em misturas. Optou-se assim, utilizando-se a experiência em formulação, pelos componentes mostrados na tabela a seguir.

Simbologia Utilizada	Descrição
MeOH	Metanol ou álcool metílico anidro
AEAC	Álcool Etílico Anidro Carburante *
AEHC	Álcool Etílico Hidratado Carburante *
IPA	Álcool Iso-propílico
MTBE	Metil Terci-Butil Éter
To	Tolueno
n-C7	Normal Heptano
Xi	Xilenos **
i-C8	2,2,4 trimetil-Pentano ou Iso-Octano

Tabela 2.1 – Combustíveis utilizados

* - Atendendo as Portarias ANP N°2, de 16 de janeiro de 2002 e N°126, de 8 de agosto de 2002 e Regulamento Técnico ANP N°1/2002.

** - Composição comercial contendo aprox.

19% de orto-Xileno
45% de meta-Xileno
21% de para-xileno
15% de Etil-Benzeno.

Na tabela seguinte, mostram-se as propriedades escolhidas destes combustíveis puros.

Fórmula química (C, H e O – representando o número de átomos de carbono, hidrogênio e oxigênio na molécula), massa molecular, calores específicos por mol e por massa (c_p), massa específica (ρ), relação ar/combustível em massa (RACm), condutividade térmica (k), viscosidade absoluta (μ) e o produto do calor específico por massa com a massa específica.

Produto	C	H	O	Massa molecular kg/kmol	c_p kJ/kmol.K	c_p kJ/kg.K	ρ kg/m ³	RACm kg _{ar} /kg _{comb}	K W/m.K	μ Pa.s	$c_p \cdot \rho$ kJ/m ³ .K
MeOH	1	4	1	32,04	81,920	2,557	795,0	6,473	0,1818	0,000585	2022,8
AEAC	2	6	1	46,07	112,360	2,439	789,3	9,004	0,1592	0,001056	1931,9
AEHC	2	6	1	46,07	115,336	2,504	809,8	8,374	0,1899	0,001052	1930,5
IPA	3	8	1	60,10	154,750	2,575	784,9	10,354	0,1405	0,002229	2010,6
MTBE	5	12	1	88,15	187,800	2,130	740,5	11,764	0,1299	0,000363	1578,9
To	7	8	0	92,14	158,700	1,722	866,9	13,505	0,1373	0,000579	1496,4
n-C7	7	16	0	100,20	224,730	2,243	683,76	15,178	0,1220	0,000413	1530,7
Xi	8	10	0	106,167	183,701	1,730	858,0	13,675	0,1424	0,000691	1505,5
o-Xi	8	10	0	106,167	187,65	1,768	881,6	13,675	0,1415	0,000619	1481,1
m-Xi	8	10	0	106,167	181,55	1,710	866,1	13,675	0,1447	0,000812	1558,3
p-Xi	8	10	0	106,167	181,90	1,713	862,5	13,675	0,1411	0,000642	1477,8
i-C8	8	18	0	114,23	237,850	2,082	691,9	15,130	0,1150	0,000503	1442,8
Água	0	2	1	18,02	76,095	4,224					

Tabela 2.2 - Propriedades de interesse dos combustíveis selecionados

As relações teóricas de ar/combustível estequiométricas são calculadas utilizando-se a norma SAE J1829 de maio/92, “Stoichiometric Air/Fuel ratios of Automotive Fuels - recommended practice”, citada no manual SAE HS-23 (1997), tendo como equação geral para hidrocarbonetos com oxigênio na molécula a seguinte equação:

$$\frac{A}{C} = \frac{4,3211 \cdot \left[15,999 \cdot \left(2 + \frac{H}{2C} - \frac{O}{C} \right) \right]}{12,011 + \frac{1,0079 \cdot H}{C} + \frac{15,999 \cdot O}{C}}$$

Sendo C o número médio de átomos de carbono, H de hidrogênio e O de Oxigênio por mol do combustível. Por exemplo, para uma gasolina de mercado isenta de álcool etílico anidro, denominada tecnicamente de gasolina A, sua equação é freqüentemente descrita pelos seguintes valores: $C_{6,625}H_{12,921}$, indicando em média 6,625 átomos de carbono e 12,921 átomos de hidrogênio. Valores que podem ser aplicados diretamente na equação acima.

2.2– Conclusão

Pela simples análise das propriedades, já é possível verificar que o **Metanol** é o que requer maior energia para variar sua temperatura, em função do maior produto entre seu calor específico e sua massa específica, admitindo-se uma vazão volumétrica constante para todos os combustíveis. Já o **álcool isopropílico (IPA)** é o mais crítico para o cálculo do coeficiente de película, em função de sua viscosidade mais elevada.

O **MTBE**, torna-se mais crítico para o sistema de bombeio em função de sua baixa viscosidade, pois o projeto visa a utilização de uma bomba de engrenagens ou alternativa a pistão.

Capítulo 3

SISTEMA DE AQUECIMENTO

3.1 - Introdução

Inicialmente, por questões de agilidade no programa de F-1, utilizou-se um sistema já existente, somente adaptado para o uso como aquecedor. Fez-se um reservatório isolado termicamente, preenchido com uma solução aquosa de etileno-glicol, com uma resistência elétrica de aquecimento imersa. Com uma serpentina também imersa nesta solução, realizou-se a troca de calor pela circulação do combustível no seu interior. Utilizou-se este sistema durante certo período para suprir as necessidades da pesquisa.

Conseguia-se um mínimo de oscilação na temperatura da ordem de $\pm 2^{\circ}\text{C}$, função da inércia térmica do sistema. Cortando-se a alimentação do motor durante uma queda de rotação, retornava-se mais fluido aquecido ao reservatório, principalmente no final dos ensaios, em que o nível do reservatório estava muito baixo, aumentando-se a temperatura média do combustível no reservatório. Na volta ao motor, o combustível reaquecia-se além do necessário, em função do fluido térmico estar com temperatura além do necessário naquele momento. Conclui-se que o tempo de ajuste da temperatura no aquecedor é um fator importante para o controle. Assim, modificou-se completamente o sistema para eliminar este inconveniente.

Para permitir uma resposta rápida, é necessário remover o elemento gerador da inércia térmica - a própria solução térmica aquosa.

Fez-se assim um trocador de calor em que o combustível esteja em contato direto com a fonte de calor, uma resistência elétrica de aquecimento, sem elementos intermediários tal como um fluido térmico.

Torna-se possível assim variar rapidamente o fornecimento de calor com uma simples ação de controle através de um elemento de baixa inércia térmica.

Para otimizar o sistema, utiliza-se neste dimensionamento um alto número de Reynolds, para aumentar a taxa de troca de calor e também diminuir a massa de combustível presente no interior do trocador, com conseqüente diminuição do tamanho do equipamento.

3.2 – Revisão Bibliográfica

Para a Termodinâmica, o calor é uma forma de energia trocada entre dois corpos mantidos a diferentes temperaturas. Identifica-se o calor como uma grandeza que só tem significado na fronteira, calculando-se pela 1ª lei. Já a Transmissão de Calor é a ciência que procura explicar a maneira com que esta troca de energia é feita e também analisa a taxa de troca.

A Termodinâmica Clássica lida apenas com sistemas em equilíbrio e assim ela não é capaz de prever a rapidez de uma mudança, pois os estados intermediários não são de equilíbrio, a menos que se considere estes estados em equilíbrio. Por outro lado, o emprego da Termodinâmica de processos irreversíveis constitui-se ainda num formalismo excessivo para a classe de problemas de interesse prático.

Além de utilizar as leis da Termodinâmica, a Transmissão de Calor utiliza as observações experimentais. Por exemplo, sabe-se que havendo uma diferença de temperaturas em um sistema haverá uma troca de calor entre a região de alta temperatura e a região de baixa temperatura.

Desde que o fluxo de calor ocorra na presença de um gradiente de temperatura, o conhecimento da sua distribuição passa a ser importante, pois a partir dele, este fluxo de calor pode ser determinado, e eventualmente, os chamados pontos quentes (pontos de mais alta temperatura) de uma estrutura podem ser determinados.

Observa-se que esta grandeza é fundamental na especificação do tamanho de trocadores de calor, tal como em caldeiras, condensadores, aparelhos condicionadores de ar, cafeteiras automáticas, etc., implicando assim no custo destes equipamentos, tal como se pode verificar em várias fontes, como em Araújo (1978), Holman (1976), Incropera (2003) e Kern (1980).

Nos estudos de Transmissão de Calor consideram-se três modos distintos de troca de calor: condução, convecção e radiação, conforme citado nas mesmas fontes acima.

Destes três, afirma-se que condução e radiação sejam os únicos mecanismos que podem ser tratados independentemente, pois na maioria dos casos, podem ocorrer isoladamente. Já a convecção, envolve condução de calor com transporte de massa.

Na verdade, a distribuição real de temperaturas de um corpo é controlada pelos efeitos combinados, e assim, nunca se pode isolar totalmente um modo dos outros dois. Porém, para simplificar a análise, desprezam-se os outros efeitos, pois se sabe que a convecção é o fator majoritário das trocas de calor de líquidos em tubos.

Processos como ebulição e condensação, bastante complexos de se modelar, envolvem condução, transporte de massa e algum mecanismo de mudança de fase. Neste desenvolvimento deve-se verificar se esta condição não é alcançada, de modo a não prejudicar o processo de troca de calor, conforme citado em Holman (1976).

Na convecção, deve-se ter em mente que existe um movimento relativo entre os dois meios trocando calor, sendo que um deles é um resistor elétrico aquecido por um sistema de controle que ajusta a corrente elétrica no valor mais adequado, e o outro o próprio combustível que está circulando na sua face externa.

Para aumentar as taxas de troca de calor necessita-se de um maior movimento relativo entre o corpo e o fluido que o cerca, estando ambos em diferentes temperaturas. Estes são os típicos mecanismos de troca de calor por convecção, nos quais envolvem contato térmico entre fluido em movimento relativo e uma superfície.

Quando o movimento do fluido for criado artificialmente, como por exemplo, através de uma bomba, a troca de calor é dita ser por convecção forçada.

Se, ao contrário, o escoamento for devido apenas às forças de empuxo resultantes das diferenças de densidade causadas pela diferença de temperaturas, tem-se a convecção livre ou natural. Em quaisquer destas situações, o fluxo de calor trocado por convecção é descrito pela lei do resfriamento de Fourier, como citado em Kern (1980):

$$\dot{Q} = h.A.(T_s - T_\infty)$$

onde:

h : coeficiente de troca de calor [W / m².K];

A: área superficial, ou de contato, entre a peça e o meio fluido [m²]

T_s: temperatura superficial da peça [°C ou K]

T_∞: temperatura do meio fluido [°C ou K]

Uma preocupação a ser resolvida neste momento é sobre o ponto onde deve ser feita a medição das duas temperaturas. A primeira variável, T_s , é de fácil medição, pois por definição, é a temperatura da superfície. Entretanto, no segundo caso, a situação complica, pois sabe-se intuitivamente que a temperatura próxima à peça quente é consideravelmente maior que a temperatura mais afastada e no meio líquido.

A definição acima envolve a sua medição num ponto bem longe da peça, “no infinito”. Assim, neste ponto “longínquo”, na verdade levemente afastado do resistor, pode-se considerar que a temperatura do meio que o envolve é constante no tempo.

Observa-se que **h** é um coeficiente de proporcionalidade entre o calor trocado e os outros termos da equação.

A experiência mostra que este coeficiente de troca de calor depende do arranjo geométrico, da orientação, das condições superficiais e das características e velocidade do meio ambiente, conforme citado por Araújo (1978). Qualitativamente observa-se:

- **Natureza do fluido:**

Um choque térmico é sentido ao se mergulhar numa piscina. Entretanto, pouco se sente ao caminhar pela "piscina" de ar que envolve os corpos. Assim, o tipo de fluido influencia a troca de calor, isto é, suas propriedades.

- **Velocidade relativa do escoamento do fluido:**

Ao colocar-se a mão fora da janela de um automóvel em movimento, sente-se uma queda brusca na temperatura, se comparada instantes antes com a mão do lado de dentro. Sabe-se também que satélites e ônibus espaciais sofrem um grande aquecimento na reentrada da atmosfera terrestre. Assim, fica óbvio que a velocidade é fundamental.

- **Geometria:**

Quando se deseja uma rápida troca térmica, procura-se abrir, desdobrar, espalhar ao máximo, para permitir o máximo contato possível do corpo com o fluido. Prova-se assim que geometria e orientação são importantes na troca de calor por convecção.

- **Acabamento Superficial:**

É de conhecimento que as bolas de golfe são ranhuradas para que seu alcance aumente. Supondo que a distância percorrida seja maior, conclui-se que a razão disto é a redução no arrasto aerodinâmico da bola em movimento. Se a força resistente diminui, significa que se alterou a distribuição de pressão ao longo da bola e portanto, é razoável supor que a movimentação de fluido na região próxima à bola também tenha sido mudado.

Já foi visto que a movimentação relativa do fluido altera a troca de calor por convecção. Da mesma forma, supõe-se que a distribuição de temperaturas e a troca de calor, também o sejam. Assim, mostra-se que o acabamento superficial é importante.

Embora de forma essencialmente qualitativa e com exemplos pouco técnicos, viu-se que diversos fatores afetam a troca de calor por convecção. Portanto, não se deve estranhar que as mesmas observações sejam aplicadas ao mundo industrial.

Coeficiente de película “h”	
<i>Situação Física</i>	<i>kW/m²K</i>
Convecção Natural, ar	0,006 a 0,035
Convecção Forçada, ar	0,028 a 0,851
Convecção Natural, água	0,170 a 1,14
Convecção Forçada,	0,570 a 22,7
Água em Ebulição	5,70 a 85
Vapor em Condensação	57 a 170

Tabela 3.1 - Valores máximos e mínimos típicos de coeficientes de película

Verifica-se que no escoamento de um fluido sobre uma superfície, devido aos efeitos viscosos, sua velocidade relativa à superfície é nula, isto é, o fluido adere à superfície. Isto constitui a condição de não-deslizamento.

Assim, apesar do fluido estar em escoamento, existe uma pequena camada de fluido adjacente à superfície onde o mecanismo de troca de calor é o de condução de calor pura. De uma maneira mais geral, chama-se de **camada limite hidrodinâmica ou térmica** a região onde efeitos viscosos ou de difusão são importantes.

Esta película ou filme de fluido é que controla a taxa de troca de calor, controlando assim, o valor de h . Frequentemente, h é chamado de **coeficiente de filme** ou **coeficiente de película**.

Na obtenção dos coeficientes de filme, admite-se a possibilidade do emprego de quatro métodos:

- 1- solução exata, através de resoluções de equações de camada-limite;
- 2- combinação de análise dimensional com recursos experimentais (método empírico);
- 3- análise aproximada da camada-limite por métodos integrais;
- 4- analogia entre transmissão de calor, de massa, de energia elétrica e de quantidade de movimento.

Entre tais métodos não há como se distinguir o mais importante. Na realidade, eles se completam, embora se reconheça que é a análise dimensional que sugere soluções para a maioria dos problemas de interesse. Para isto se recorre às experiências em laboratório, que revelam quais os fatores mais influentes a cada aspecto da convecção que se pretenda resolver.

Não é exagero dizer que a *convecção forçada* representa a mais importante forma de transmissão de calor empregada, presente na quase totalidade dos permutadores de calor, inclusive no sistema de aquecimento de combustível em questão.

Uma variável de vital importância na convecção forçada é a *velocidade do fluido no interior do tubo*. Surge daí a quase permanente presença do Número de Reynolds (N_{Re}) nas expressões dos coeficientes de filme empregadas na convecção forçada. Outros números adimensionais também bastante utilizados são o número de Prandtl (N_{Pr}) e de Nusselt (N_{Nu}).

$$N_{Re} = \frac{V.D.\rho}{\mu} \quad N_{Pr} = \frac{\mu.C_p}{K} \quad N_{Nu} = \frac{h.D}{K}$$

V - velocidade do fluido no interior do tubo	[m/s]
D - diâmetro equivalente	[m]
ρ - massa específica	[kg/m ³]
μ - viscosidade absoluta do fluido	[Pa.s]
C _p – calor específico à pressão constante	[kJ/kg.K]
K – coeficiente de condutibilidade térmica	[kW/m.K]
h – coeficiente de película	[kW/m ² .k]

Através da análise dimensional e experiências de laboratório, obtém-se a equação fundamental do coeficiente de filme da convecção forçada para escoamento de fluidos em tubulações, também chamada de relação de Dittus and Boelter (publicada em *Univ. Calif. – Berkeley - Pub. Eng. Vol 2, p. 443, 1930*), conforme citado em Holman (1976):

$$N_{Nu} = 0,023.N_{Re}^{0,8}.N_{Pr}^n$$

Ou na forma descompactada:

$$h = 0,023 \cdot \frac{K}{D} \left(\frac{V \cdot D \cdot \rho}{\mu} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{\mu \cdot C_p}{K} \right)^n$$

Onde $n=0,4$ quando o fluido estiver se aquecendo e $n=0,3$ quando o fluido estiver se esfriando. Emprega-se a equação acima somente quando estiver caracterizado o escoamento turbulento, ou seja, $N_{Re} > 2100$, conforme citado em Kern (1980).

Outra importante observação é para os fluidos que escoam na região anular entre dois tubos concêntricos ou mais tubos. Quando um fluido flui num condutor de seção transversal arbitrária, tal como através desta região anular de tubos concêntricos, representam-se os coeficientes de transmissão de calor e os fatores de atrito pelos mesmos tipos de curvas e equações usadas para tubos.

Verifica-se que é vantajoso empregar um *diâmetro equivalente* D_e . Este diâmetro equivale a quatro vezes o raio hidráulico, que é o raio do tubo equivalente da seção transversal anular. O raio hidráulico é a razão entre a área de escoamento e o perímetro molhado.

Para a transmissão de calor, o perímetro molhado é dado pela circunferência externa do tubo interno com o diâmetro D_I , conforme pode ser visto na figura a seguir. *O diâmetro equivalente será:*

$$D_e = \frac{4 \cdot \text{área.de.escoamento}}{\text{Perímetro.molhado}} = \frac{4\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4\pi D_1} = \frac{(D_2^2 - D_1^2)}{D_1}$$

Nos cálculos de queda de pressão, o atrito não resulta somente da resistência ao escoamento pelo tubo externo, mas também é afetado pela superfície externa do tubo interno.

Assim, considera-se o perímetro externo do tubo interno somado ao perímetro interno do tubo externo.

$$D_e' = \frac{4 \cdot \text{área.de.escoamento}}{\text{Perímetro.molhado.de.atrito}} = \frac{4\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4\pi(D_2 + D_1)} = D_2 - D_1$$

Conduz-se deste modo ao seguinte resultado anômalo: Os números de Reynolds para as mesmas condições são diferentes para a queda de pressão e para a transmissão de calor.

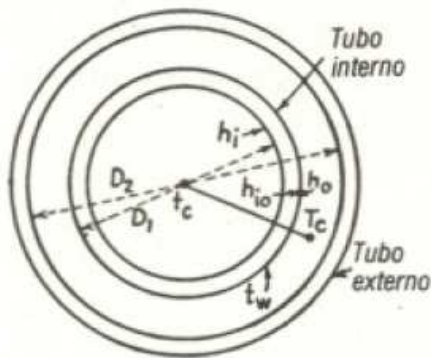


Figura 3.1 – Corte esquemático do aquecedor

Na realidade, estes dois números de Reynolds devem ser considerados apenas como referência de cálculo, conforme citado em Kern (1980), pois a nítida distinção entre o escoamento laminar e o turbulento para **$Re=2100$** não é completamente válida para as seções anulares.

Para fluidos com características que facilitem o processo de ebulição, isto é, com baixo ponto de ebulição e baixo calor específico, deve-se verificar a condição limite para que não haja um processo de ebulição sobre a superfície quente do aquecedor, que aqui está representada pelo resistor elétrico.

Caso o fluxo de calor esteja muito alto, em uma região em que haja formação de filme gasoso sobre a superfície do mesmo, pode-se ocorrer a fusão do elemento resistivo, o que não é desejável, conforme citado em Holman (1976). Além do mais, com altas temperaturas na carcaça do resistor, a dilatação térmica pode ser elevada, causando uma flambagem estrutural do resistor no interior do trocador. Neste caso, deve-se verificar a temperatura da parede para a temperatura de saturação do fluido na sua pressão de trabalho, e de preferência na saída, pois a temperatura do fluido já está mais elevada.

Conforme citado em Celata et al. (2000), a equação de Lienhard mostra o limite termodinâmico onde a superfície quente já não tem mais contato com o líquido, pois há somente um filme de vapor entre o líquido e esta superfície quente. A partir deste limite, sua temperatura tende a subir demasiadamente, gerando danos. Este limite para a água pode ser calculado pela seguinte equação:

$$\frac{\Delta T}{T_{Crít}} = 0,905 - \frac{T_{Sat}}{T_{Crít}} + 0,095 \left(\frac{T_{Sat}}{T_{Crít}} \right)^8 \quad \text{sendo} \quad \Delta T = T - T_{sat}$$

Onde:

T_{sat} Temperatura de saturação da água na pressão de trabalho [°C]

$T_{crít}$ Temperatura crítica da água [°C]

T Limite superior da temperatura de Leidenfrost [°C]

Infelizmente não se encontram dados sobre este limite para frações de hidrocarbonetos e compostos puros diversos, o que pode ser realizado em experimentos posteriores.

Hall & Mudawar (2000) citam inúmeros trabalhos que tentam correlacionar o problema, tanto para tubos verticais quanto para horizontais, nas mais diversas situações. Sakurai (1999), num excelente trabalho, analisa os mecanismos e limites para esta ebulição para vários líquidos, inclusive etanol e metanol, mas somente para situações de líquido parado, mas com fonte quente baseada em um resistor elétrico. Olekhnovith et al.(1999) cita os resultados de ensaios realizados com um sistema de aquecimento muito semelhante ao projeto em questão, com um tubo com diâmetro de aproximadamente 10mm. Correlaciona o título de saída em função do comprimento do tubo e da diferença de entalpia entre saída e entrada do fluido, mas somente utiliza água como fluido.

Para o cálculo do fluxo de calor total em que ocorra ebulição, para convecção forçada em tubos lisos, recomenda-se que o efeito da convecção forçada seja somado ao efeito da ebulição, para chegarmos ao fluxo de calor total cedido ao fluido, conforme citado por Holman (1976).

$$\left(\frac{q}{A} \right)_{Total} = \left(\frac{q}{A} \right)_{Ebulição} + \left(\frac{q}{A} \right)_{Convecçãoforçada}$$

A recomendação também cita que o valor do coeficiente **0,023** seja modificado para **0,019** na equação de Dittus-Boelter, para que seja calculado corretamente o efeito da convecção forçada. A diferença de temperatura entre parede e líquido é utilizada para calcular o efeito da convecção forçada. Deve-se lembrar que esta equação é aplicável a líquidos subresfriados.

3.3 – Metodologia aplicada ao problema

3.3.1 – Premissas de projeto:

Baseando-se no equacionamento teórico e nas necessidades de uso do equipamento, são enumeradas as seguintes premissas de projeto:

1. Menor volume possível de combustível (menor inércia térmica)
2. Velocidade elevada de contato, para uma troca mais eficiente e menor área total. Em outras palavras: Número de Reynolds bastante elevado para aumentar o coeficiente de película.
3. Pressão de trabalho até 200 bar, para permitir ensaios com tecnologias de injeção mais atuais, inclusive englobando tendências futuras.
4. Aquecimento com resistência elétrica, em função da velocidade de resposta bem mais elevada e facilidade de controle com sistemas eletrônicos.

A escolha da faixa de temperaturas de trabalho leva em consideração os seguintes argumentos:

1. No início de uma competição, com tanque cheio, o combustível provavelmente está com sua temperatura próximo à ambiente, podendo estar a 10°C em locais frios. Ou caso seja refrigerado de antemão, o que é comum em algumas categorias, e estará em temperatura mais baixa.
2. No final de uma competição, com tanque mais vazio, há uma tendência do combustível elevar sua temperatura, principalmente em climas mais quentes,

chegando próximo dos 43°C no tanque. Como as bombas automotivas são refrigeradas pelo próprio combustível e as tubulações de alimentação do motor passam em locais de temperatura também elevada, os reservatórios tendem a ter temperaturas mais altas no final dos ensaios.

Assim, a máxima temperatura de trabalho deve alcançar, com uma pequena folga, e arredondando-se os valores, a 45°C. Quanto à temperatura mínima de saída, arbitra-se o valor mínimo encontrado em pista, que apesar de pouco comum, foi considerado: 10°C.

Utiliza-se as propriedades físico-químicas citadas no capítulo 2 para calcular a potência de aquecimento necessária para cada combustível listado, através de um simples balanço de energia, como citado em diversos autores, tais como Araújo (1978), Holman (1976), Incropera (2003), Kern (1980), dentre inúmeros outros:

A bomba de deslocamento positivo adquirida para o projeto fornece uma vazão praticamente constante de 8 litros/minuto, o que facilita estes cálculos. Mas para a diferença de temperatura, é necessária a temperatura de entrada do combustível no aquecedor. O valor arbitrado é -5°C (maiores detalhes são comentados no capítulo 4). Assim o cálculo torna-se possível:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$$

Sendo:

$\dot{Q}$	Fluxo de calor ou potência	[kW]
$\dot{m}$	Vazão mássica	[kg/s]
ΔT	Diferença de temperaturas: $T_{saída} - T_{entrada}$	[°C ou K]

Com esta diferença de temperaturas de 50°C, a potência necessária para o combustível mais crítico, o Metanol, chega a 14,91 kW. Valor muito elevado.

Assim, instala-se uma linha de recirculação para retirar parte do combustível e injeta-se na linha de sucção da bomba, conforme mostra o diagrama de blocos abaixo:

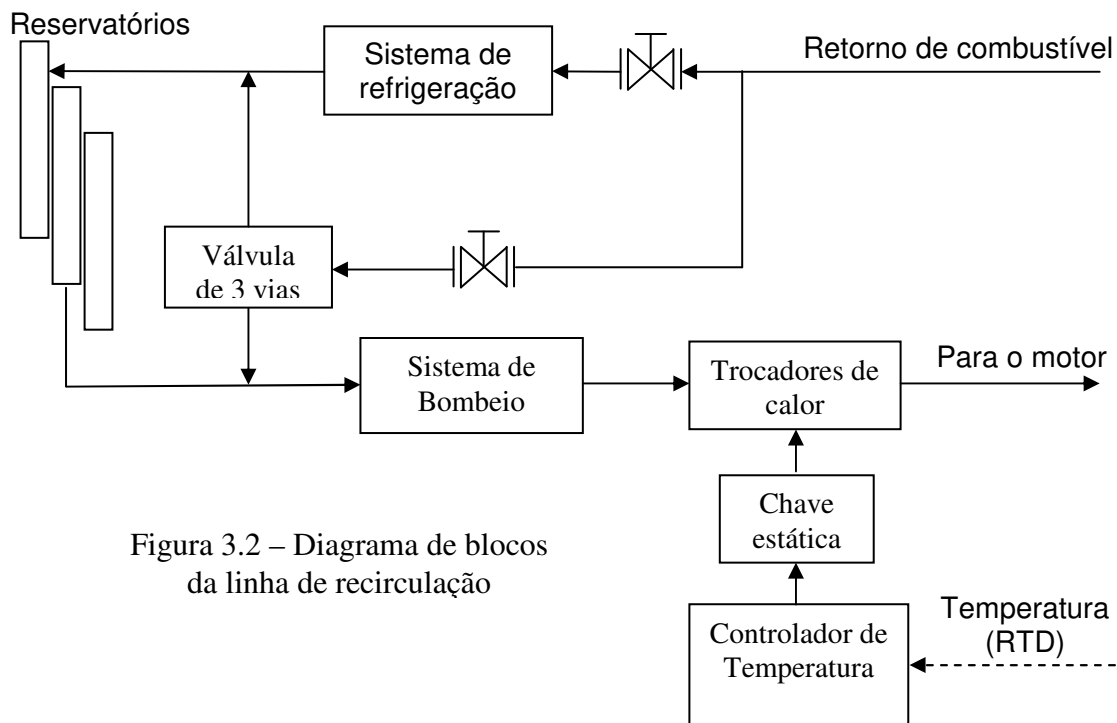


Figura 3.2 – Diagrama de blocos da linha de recirculação

A vantagem é a diminuição das energias necessárias para o aquecimento do combustível e resfriamento do fluxo de retorno, e a desvantagem é a diminuição da viscosidade do combustível admitido pela bomba. Como se trata de uma bomba de engrenagens¹, em que o próprio combustível realiza a lubrificação interna, ao diminuir a viscosidade há a tendência de um aumento do desgaste interno (maior limitante).

Com o uso de vários tipos de éteres de baixo peso molecular e baixíssima viscosidade, observa-se que acima de aproximadamente 31°C inicia-se o rompimento do filme fluido no interior da bomba, que se constata pelo aumento súbito do nível de ruído externo à bomba.

¹ Não se encontra no mercado uma bomba de engrenagens ou qualquer outra bomba de deslocamento positivo para fluidos de baixíssima viscosidade, tal como gasolinas comerciais, capaz de fornecer pressões da ordem de 20 MPa. Assim, utiliza-se uma bomba de engrenagens para sistemas hidráulicos convencionais, capaz de fornecer até 35 MPa (mas para óleo hidráulico !!!), mas bombeando gasolinas especiais de viscosidades ainda mais baixas que as gasolinas de mercado.

Já se espera problemas como desgastes, mas não há outra solução rápida. Em função disto, fez-se alguns ensaios e optou-se por algumas mudanças no projeto da bomba.

Ao desmontar a bomba e as linhas à sua jusante, constata-se a presença de cavacos de alumínio provenientes da carcaça da própria bomba.

Assim, fez-se pequenas modificações no perfil dos dentes da engrenagem da bomba, de modo a forçar a circulação do fluido entre engrenagem e carcaça.

Fez-se um pequeno chanfro na extremidade de cada dente das 2 engrenagens da bomba, de modo a conseguir o efeito e uma “cunha” de líquido, forçando o afastamento dos dentes das engrenagens da carcaça. Esta mudança piora o desempenho da bomba, pois aumenta a recirculação interna entre dentes, gerando mais aquecimento do fluido, mas diminuiu sensivelmente a sua sensibilidade aos produtos de viscosidade extremamente baixa, tais como os éteres.

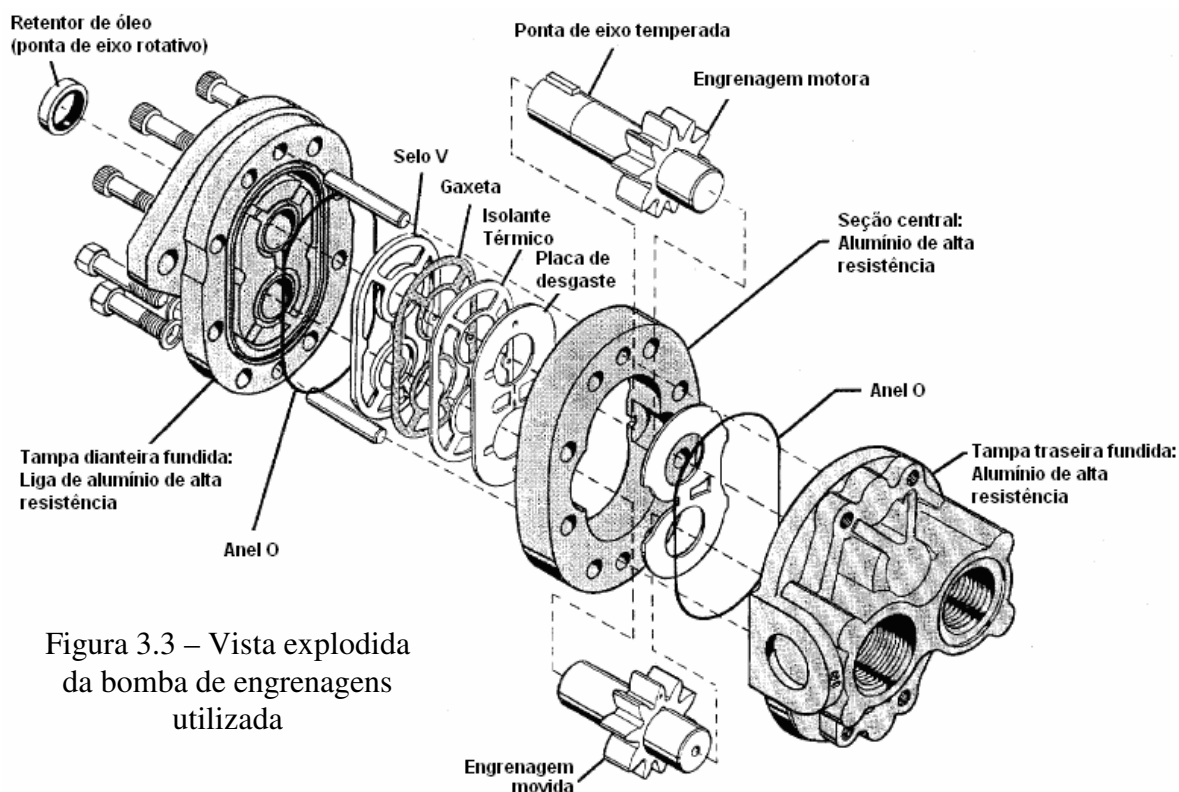


Figura 3.3 – Vista explodida da bomba de engrenagens utilizada

Mesmo assim, ainda observa-se um leve aumento do ruído acima da temperatura citada, indicando que o problema ainda persiste. Em ensaios anteriores tentou-se utilizar revestimentos com placas em TEFLON ou bronze, mas elas não suportaram as condições de operação.

A solução atual está atendendo as nossas necessidades. O diagrama abaixo mostra a modificação realizada.

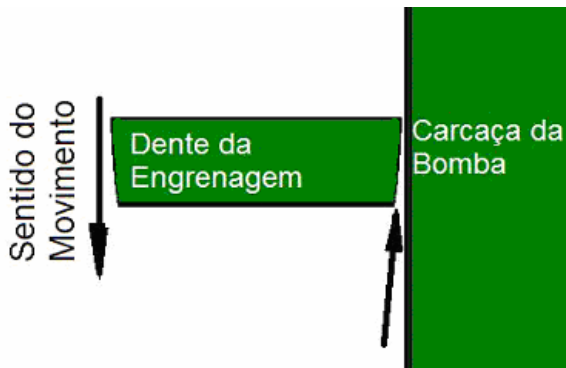


Figura 3.4 – Corte esquemático do dente de engrenagem e da carcaça da bomba, mostrando a cunha fluida criada para afastar os dentes da carcaça.

Com a premissa de armazenamento do combustível no máximo a $+5^{\circ}\text{C}$ (conforme descrito mais adiante no capítulo 4), e uma temperatura máxima de 45°C para alimentar o motor, a taxa de recirculação calculada chega ao máximo de 65%, de modo que a temperatura de admissão na bomba não ultrapasse o valor de 31°C . A potência da resistência de aquecimento para esta condição é de 3,37 kW para o MTBE, que se mostra o éter mais problemático nos ensaios, em função da sua baixa viscosidade.

Para permitir uma limpeza eficiente da linha de retorno durante a troca de combustíveis, são instaladas uma válvula solenóide de três vias, bem próxima da linha de sucção da bomba, e uma válvula agulha para ajuste da vazão do retorno.

Como o ajuste é praticamente constante para todos os combustíveis utilizados, pois as variáveis influentes variam muito pouco, como a viscosidade e densidade, não se torna necessária uma válvula com controle automático ou que necessite ajuste manual freqüente. Uma pequena variação da vazão de retorno será imperceptível pelo sistema de controle.

3.3.2 – Dimensionamento

Por questões de resistência à corrosão tanto interna quanto externa dos tubos do trocador de calor, maior durabilidade e facilidade de se encontrar no estoque da PETROBRAS, opta-se por um tubo comercial de instrumentação com diâmetro nominal de 3/4" (19mm) em aço inox tipo AISI-304.

Utiliza-se no cálculo a equação fundamental para dimensionamento de tubos de parede fina, conforme citado em Telles (1979):

$$\sigma = \frac{P.D}{2.e} \quad \text{Sendo:}$$

σ - Tensão transversal na parede do tubo [MPa]

D - Diâmetro médio do tubo [m]

e - Espessura da parede [m]

Para o diâmetro de 19mm externo, uma pressão máxima de trabalho de 20 MPa (200 bar) e uma espessura de parede de 2,1mm, tem-se uma tensão de 90,47 MPa, bem abaixo da tensão de escoamento esperada para o AISI-304, com o mínimo esperado na faixa de 195 MPa, conforme citado em Telles (1979) e em BOSCH / SAE – Automotive Handbook (1993).

Para a montagem do trocador, foram utilizadas conexões da série 3000 PSI (valor aproximado de 206 bar), com solda em filete de 5mm realizada com equipamento TIG.

Foram realizados ensaios de líquido penetrante para a verificação de possíveis fissuras na solda e teste hidrostático com uma pressão 25% acima da pressão de trabalho para verificação da estanqueidade do equipamento e possível ruptura por falhas durante a soldagem, de acordo com procedimentos e normas internas da Petrobras.

A tabela a seguir mostra alguns valores calculados da potência necessária para o aquecimento de cada combustível, o coeficiente de filme para esta potência fornecida, o seu fluxo de calor e o comprimento calculado para o tubo.

Fez-se a escolha do resistor de aquecimento através de visita a fabricantes na cidade de Campinas. Para esta aplicação são adquiridos 2 resistores de aquecimento encapsulados numa bainha inox de aço AISI-304, com diâmetro externo de 9,5mm, comprimento útil de 800mm, com potência de 2,57kW @ 220V cada um. As 2 unidades totalizam 1,3m útil e 5,15 kW .

No caso do resistor de 5,15kW completamente acionado, a tabela também mostra o fluxo máximo e o ΔT máximo.

Produto	Coefficiente de película - h	Potência de Aquecimento	Comprimento do Tubo p/ não vaporizar fluido	Fluxo para resistor real	Temperatura máxima de parede	Temperatura de ebulição (°C)		Velocidade Mássica
	kW/m ² .K	kW	m	kW/m2	°C	300 kPa	1000kPa	kg/m2.s
MeOH	1,50	4,34	1,61	88,0	103,8	103,6	140,2	660,9
AEAC	1,02	4,11	1,81	83,4	126,4	117,1	153,9	661,6
AEHC	1,17	4,33						676,4
IPA	0,67	4,31	2,74	87,5	175,7	121,3	159,1	652,2
MTBE	1,34	3,37	1,39	68,3	96,2	103,9	153,1	619,0
To	1,18	3,19	0,72	64,7	99,9	166,7	222,4	725,7
n-C7	1,15	3,27	0,86	66,4	102,9	152,4	206,0	570,1
Xi	1,11	3,16						
m-Xi	1,16	3,32	0,61	67,5	103,2	198,2	256,7	723,4
o-Xi	1,06	3,16	0,60	64,1	105,3	204,7	264,1	736,4
p-Xi	1,13	3,15	0,59	64,0	101,4	198,7	258,2	720,4
i-C8	0,99	3,07	0,91	62,4	107,8	155,9	211,9	578,7

Tabela 3.2 – Parâmetros térmicos calculados em função do tipo de combustível

O Álcool Iso-Propílico possui o menor coeficiente de película calculado, com o valor de $0,6695 \text{ kW/m}^2\cdot\text{K}$ e o Metanol o maior produto entre massa específica e calor específico, necessitando assim da maior potência de aquecimento dentre os combustíveis selecionados. Deste modo, seu valor foi usado para cálculo da potência da resistência de aquecimento.

Apesar do comprimento do resistor estar abaixo do valor encontrado para o álcool isopropílico, fez-se a escolha do resistor de 800mm por 2 motivos:

1. Não se pretende utilizar o **IPA** puro em combustíveis, somente em misturas.
2. O espaço disponível previsto na plataforma estava limitado em comprimento.

Assim, estas limitações levam a uma condição em não se permite chegar à temperatura máxima escolhida, a menos que se possa aumentar a temperatura de saída da bomba, o que é bastante provável para combustíveis com viscosidade mais elevada que o MTBE. Além disto, com a construção modular do aquecedor, caso seja necessário, é possível adicionar mais um aquecedor em série, não prejudicando o conjunto.

3.4 – Conclusão

A teoria de troca de calor entre um tubo (no caso o resistor de aquecimento) e o fluido, mostra-se satisfatória, inclusive nos resultados dos testes. Não é necessário o cálculo da perda de carga para este equipamento, pois se trata de um trocador de calor muito curto. Além do mais, o sistema de bombeio possui uma folga muitas vezes maior que a provável perda de carga existente, que pela experiência, não deve chegar a 50kPa.

O trocador de calor é confeccionado em 2 metades em função do espaço disponível, conforme pode ser observado nas fotos a seguir.

Observa-se aqui a bainha em inox sendo montada na conexão. A rosca na extremidade é o terminal elétrico, isolado da carcaça por material cerâmico.

As conexões em latão suportam pressões de até 40 MPa.

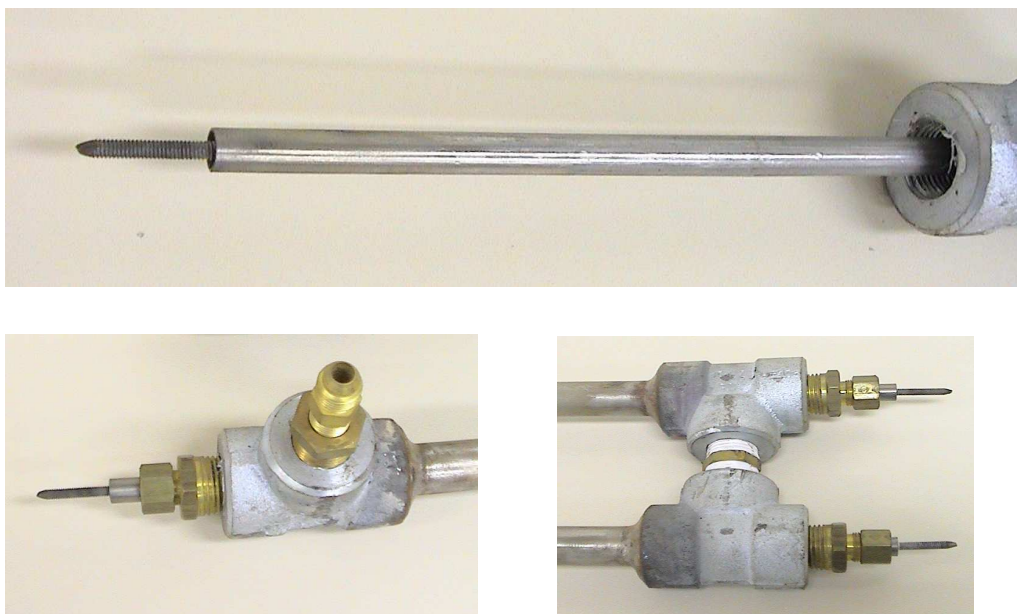


Figura 3.5 – Fotos do sistema de aquecimento montado - partes

Não são utilizadas anilhas em inox e nem conexões em inox nas extremidades em virtude de uma posterior necessidade de desmontagem. As anilhas inox “mordem” excessivamente o tubo, neste caso a camisa do resistor, não permitindo sua posterior remoção. Assim, a vedação para pressões mais elevadas (20MPa) será realizada com as anilhas em latão associadas a um material mais flexível adicionado.

O conjunto montado ficou bastante compacto, conforme mostrado abaixo.



Figura 3.6 – Foto do sistema de aquecimento montado

Capítulo 4

SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

4.1– Introdução

Os combustíveis utilizados em motores do ciclo Otto geralmente possuem elevada pressão de vapor. Em outras palavras, pressão de vapor indica a volatilidade de um combustível, e neste caso a presença de compostos leves na sua composição.

Em virtude desta característica, torna-se difícil utilizar este tipo de combustível num sistema que possua recirculação de produto com pequeno volume circulante. A própria bomba cede calor ao combustível, em virtude de recirculações internas, que transformam a energia mecânica em calor. Outro fator é a proximidade com as partes quentes do motor.

Em diversos ensaios em dinamômetro, observa-se uma variação sensível nos resultados de desempenho dos motores, semelhante ao que ocorre nas pistas. Comparando-se os resultados no início dos ensaios, com o reservatório cheio e com o combustível à temperatura ambiente, com os resultados no final, com o reservatório quase vazio, mas com temperatura bem acima da ambiente, observa-se uma grande diferença na potência medida.

Assim, para que se tenha baixa perda de componentes leves do combustível, conclui-se que é imprescindível um sistema de refrigeração entre o retorno de combustível e o seu armazenamento.

Optou-se pelo valor máximo de 5°C para armazenamento durante o ensaio, pois nesta temperatura, as perdas são muito pequenas e toleráveis para as várias misturas comumente utilizadas, como se observa no resultado de algumas simulações utilizando-se o software HYSYS. E o valor arbitrado de -5°C como meta para a temperatura mínima, em função de não ser necessário um abaixamento excessivo da temperatura, e pela experiência mostrar que uma histerese de aproximadamente 10°C ser suficiente para um controle satisfatório para um sistema deste porte.

4.2 – Revisão Bibliográfica

4.2.1 – Ciclo de refrigeração

Considerando-se um processo como mostra a figura abaixo, sabe-se experimentalmente ser impossível na prática, embora a 1ª lei da termodinâmica não imponha qualquer restrição, como citado por Van Wylen (1976) e Moran & Shapiro (2004).

Figura 4.1 – Esquema de troca de calor espontânea



A primeira lei da termodinâmica é comumente chamada de "*lei da conservação da energia*", onde a idéia básica, é que a energia pode ser armazenada dentro de um sistema, transformada de uma para outra forma de energia e transferida entre sistemas.

Para um *sistema fechado*, a energia pode ser transferida através do trabalho e da transferência de calor. Em resumo, a quantidade total de energia é *conservada* em todas transformações e transferências.

Para estes dois sistemas, poder-se-ia transferir o calor do sistema de alta temperatura para o de baixa temperatura de forma espontânea, mas o inverso não é possível de ocorrer espontaneamente.

Esse sistema “espontaneamente impossível”, leva a uma máquina térmica, de grande importância industrial, o **refrigerador** ou a **bomba de calor**, que é um sistema, ou instalação, que opera segundo um ciclo termodinâmico recebendo trabalho para conseguir transferir calor da fonte fria, isto é, do reservatório de baixa temperatura, para a fonte quente ou reservatório de alta temperatura.

Na figura a seguir é mostrado o esquema de um sistema de refrigeração ou bomba de calor que opera por compressão de vapor. O mesmo sistema será um refrigerador se o interesse for o calor retirado da fonte fria e será uma bomba de calor se o interesse for o calor transferido à fonte quente.

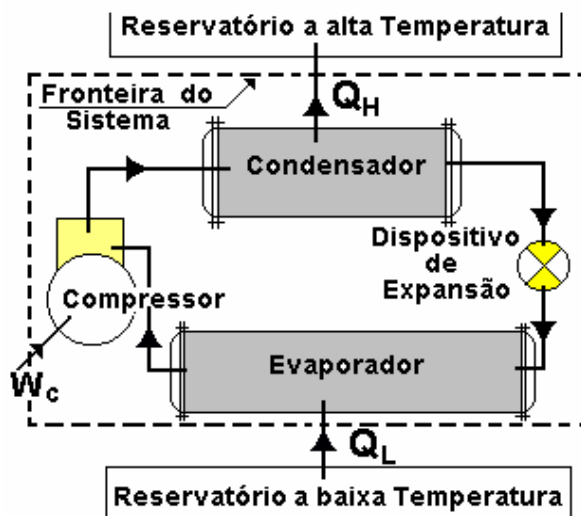


Figura 4.2 – Esquema de um refrigerador ou bomba de calor por compressão de vapor

Existem refrigeradores e bombas de calor operando segundo outros princípios. Tal como os sistemas por absorção e o através de semicondutores, que não é o caso em referência.

Ao aplicar-se a primeira lei da termodinâmica para o sistema demarcado, tem-se:

$$Q_L + (-Q_H) = -W_C \quad \text{ou} \quad W_C = Q_H - Q_L$$

Para um refrigerador ou bomba de calor não se define o parâmetro rendimento, como é definido para uma máquina térmica convencional, mas um outro equivalente chamado de **Coeficiente de eficácia**, β , **Coeficiente de desempenho**, **Coeficiente de Performance**, ou simplesmente **COP**, como segue:

$$\beta = \text{COP} = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Energia gasta}}$$

a equação acima se aplicada ao refrigerador, fica:

$$(\beta = \text{COP})_{\text{Refrigerador}} = \frac{Q_L}{W_C} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L}$$

Tem-se nos enunciados da Segunda lei da Termodinâmica, referindo-se aos ciclos de uma maneira global, tanto motores térmicos quanto refrigeradores:

1- Enunciado de Kelvin e Planck - Refere-se ao motor térmico: " É impossível a um motor térmico operar trocando calor com uma única fonte de calor "

Este enunciado diz que é impossível uma máquina térmica com rendimento de 100%, pois pela definição de rendimento térmico:

$$\eta_T = 1 - \frac{Q_L}{Q_H}$$

O rendimento é 100% para $Q_L = 0$, o que remete ao uso de apenas uma fonte de calor, ou se Q_H fosse infinito, o que não é possível.

Assim, uma máquina térmica qualquer deve operar entre dois reservatórios térmicos: Recebe calor de um e rejeita uma parte do calor ao outro e realiza trabalho.

2- Enunciado de Clausius - Refere-se ao refrigerador: " É impossível construir um dispositivo que opere em um ciclo termodinâmico e que não produza outros efeitos além da passagem de calor da fonte fria para a fonte quente "

Este enunciado está relacionado estabelece ser impossível construir um refrigerador que opere sem receber energia, ou trabalho. Isto indica ser impossível um coeficiente de eficácia (COP) infinito.

A pergunta que logicamente aparece é a seguinte: Sendo impossível um motor térmico com rendimento 100%, qual o máximo rendimento possível ?

O primeiro passo para responder esta pergunta é definir um processo ideal chamado "**Processo Reversível**": " Processo reversível é aquele que tendo ocorrido pode ser invertido sem deixar vestígios no sistema e no meio". Quando todos os processos que compõem um ciclo são ditos reversíveis, o ciclo também será reversível. Mas sabe-se que todos os processos reais são IRREVERSÍVEIS.

As causas mais comuns desta irreversibilidade nos processos reais são: Atrito, expansão não resistida, troca de calor com diferença finita de temperatura, mistura de substâncias diferentes, combustão, etc.

Assim, para que um processo real se aproxime de um processo IDEAL REVERSÍVEL, ele necessita ser lento, sofrer transformações infinitesimais, equilíbrio contínuo, trocar calor com diferenças mínimas de temperatura, mínimo de atrito, etc, o que é bastante improvável, como citado em Van Wylen (1976).

O ciclo de Carnot ou motor de Carnot, é um ciclo ideal reversível, também chamado de Motor Térmico Ideal, composto de dois processos adiabáticos reversíveis e de dois processos isotérmicos reversíveis.

O ciclo de Carnot independe da substância de trabalho, e qualquer que ela seja, tem sempre os mesmos quatro processos reversíveis. O ciclo de Carnot está mostrado nas figuras abaixo, no plano T x S.

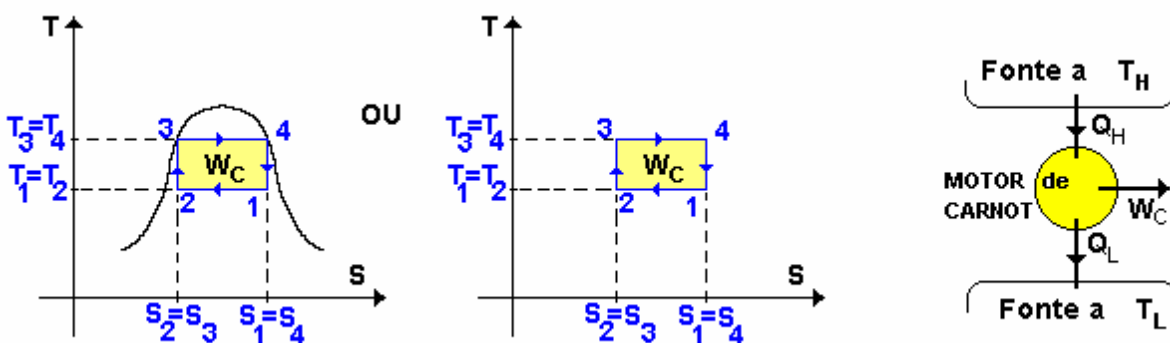


Figura 4.3 – O ciclo de Carnot e o esquema de uma máquina térmica

Existem dois teoremas importantes sobre o rendimento térmico do ciclo de Carnot:

1º Teorema - " É impossível construir um motor que opere entre dois reservatórios térmicos e tenha rendimento térmico maior que um motor reversível (motor de Carnot) operando entre os mesmos reservatórios "

2º Teorema - " Todos os motores que operam segundo um ciclo de Carnot, entre dois reservatórios à mesma temperatura, têm o mesmo rendimento"

Conforme citado em Van Wylen (1976) e Moran & Shapiro (2004), da segunda lei da termodinâmica tem-se a definição do ciclo de Carnot, que só depende da temperatura dos reservatórios térmicos, sendo independente da substância de trabalho. Pode-se mostrar que o rendimento térmico do ciclo de Carnot é função somente da Temperatura, isto é:

$$\eta_{T\text{CARNOT}} = \frac{W_C}{Q_H} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \propto \varphi(T_L, T_H)$$

Existem inúmeras relações funcionais, $\varphi(T_L, T_H)$, sendo T_H a temperatura da fonte quente e T_L da fonte fria, que satisfazem essa equação. A função escolhida originalmente, proposta por Lord Kelvin (Sir William Thompson), para a escala termodinâmica de temperatura, é a relação:

$$\left(\frac{Q_L}{Q_H} \right)_{\text{reversível}} = \frac{T_L}{T_H}$$

As temperaturas T_H e T_L são em Kelvin. Com a *Escala de Temperatura Absoluta* definida pela equação acima, o rendimento térmico do ciclo de Carnot, para um **motor térmico**, resulta:

$$\eta_{T\text{CARNOT}} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \rightarrow \eta_{T\text{CARNOT}} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

Tal como no motor térmico, o ciclo de Carnot aplicado à **refrigeração** tem as mesmas considerações, só que para o COP. Assim:

$$\beta_{\text{CARNOT}} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} \rightarrow \beta_{\text{CARNOT}} = \frac{T_L}{T_H - T_L}$$

Conforme citado por Stoecker & Jabardo (2002), um modo mais prático de se interpretar e trabalhar com o ciclo de refrigeração é através de diagramas de **Pressão X Entalpia**, em função das entalpias serem facilmente convertidas em potência através do seu produto com a vazão mássica ali reinante.

Nas aplicações reais tornam-se necessárias algumas modificações no ciclo de Carnot de modo a aproximá-lo de uma condição mais real. Pode-se, assim, observar que:

- 1- No ciclo de Carnot, a expansão do líquido a alta pressão é através de um motor térmico reversível, e resulta numa expansão isentrópica. Problemas de ordem prática impedem este tipo de expansão, pois desenvolver um motor que opere com uma mistura líquido/vapor é bastante complexo. Além disto, há a dificuldade no controle da vazão do refrigerante que ali circula versus a carga térmica requerida pelo evaporador.
- 2- A presença de duas fases distintas – líquido e vapor - durante a compressão no ciclo de Carnot, a chamada “compressão úmida”, gera problemas de remoção e/ou diluição do óleo lubrificante em compressores alternativos, e causa desgaste prematuro dos cilindros e anéis.

Estas dificuldades são suficientes para que sejam necessárias modificações no ciclo de Carnot original, conforme mostrado nos diagramas abaixo por Stoecker & Jabardo (2002).

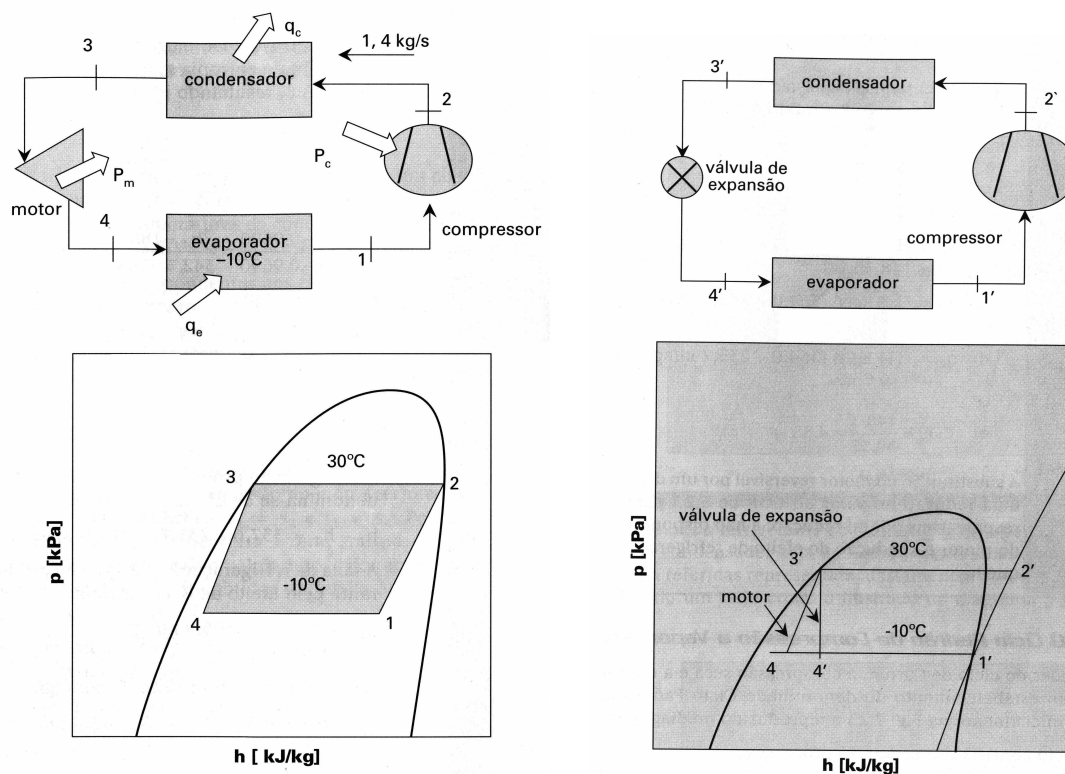


Figura 4.4 – Ciclo de Carnot original e ciclo padrão de compressão a vapor

Estas modificações levam ao chamado “ciclo padrão de compressão a vapor”. A partir deste ciclo torna-se possível chegar teoricamente a resultados mais próximos ao da realidade. Necessita-se somente arbitrar as perdas do sistema, isto é, o calor que entra e que sai pelo isolamento térmico, e a eficiência do compressor, que gira em torno dos 75% a 80%.

Para chegar mais perto ainda da realidade, deve-se lembrar que nem sempre se trabalha com líquidos ou vapores saturados. Em algumas condições o líquido se resfria bem antes da expansão e o vapor se superaquece levemente antes da compressão, gerando alterações no ciclo como pode se observado abaixo, também por Stoecker & Jabardo (2002).

Deve ser lembrado que dependendo do refrigerante utilizado, pode-se aumentar ou diminuir a capacidade de refrigeração em função do sub-resfriamento ou do superaquecimento, conforme cita o mesmo autor.

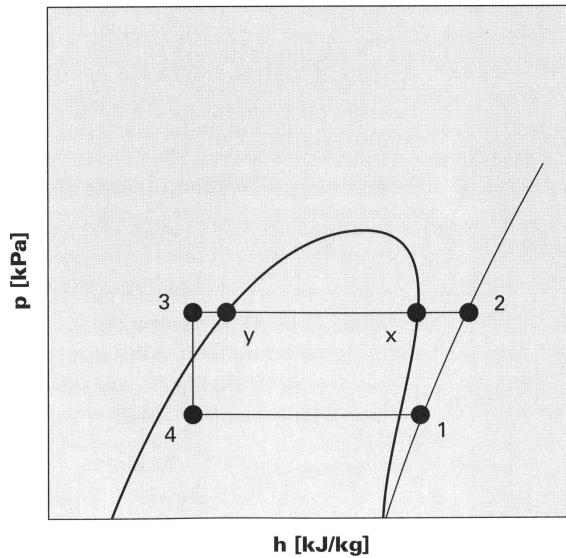


Figura 4.5 – Ciclo padrão com sub-resfriamento e superaquecimento

Assim, o trabalho de compressão realizado, a energia cedida à fonte quente e a energia retirada da fonte fria são facilmente calculados:

Trabalho de compressão $W_c = h_2 - h_1$

Calor cedido à fonte quente $Q_q = h_2 - h_3$

Calor removido da fonte fria $Q_f = h_1 - h_4$

4.2.2 – Compressor

Dentre os vários tipos de compressores utilizados em sistemas de refrigeração, há certa preferência no mercado por um ou outro tipo específico em função da aplicação.

Dentre eles temos os alternativos, utilizados em uma ampla gama de capacidades, utilizados principalmente para pequeno porte em sistemas herméticos e grande porte quando abertos.

Os de parafuso e os centrífugos, para grandes capacidades de refrigeração e nos últimos 20 anos um aumento considerável no uso dos compressores do tipo **Scroll**.

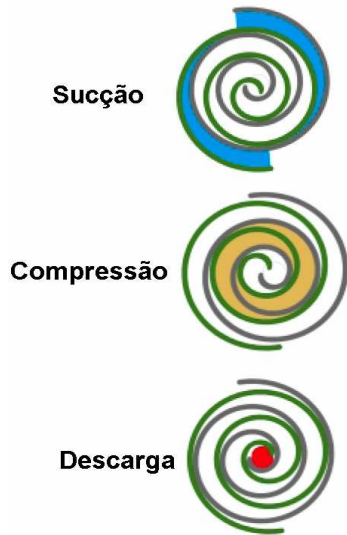


Figura 4.6 – processo de compressão de um compressor Scroll



Figura 4.7 – Volutas

Sua alta capacidade volumétrica associada ao pequeno volume externo têm tido boa aceitação por parte dos projetistas, principalmente em aparelhos condicionadores de ar residenciais.

Os dois componentes mostrados são volutas que se encaixam perfeitamente. Uma voluta é fixa na carcaça do compressor e outra descreve órbitas em torno da primeira.

Uma parte que não é mostrada neste diagrama mas é essencial à operação das volutas é a junção de anti-rotação. Este dispositivo mantém uma relação angular fixa de 180 graus entre a voluta fixa e a que está orbitando.

Esta relação angular fixa, acoplada com o movimento orbital é a base para a formação dos "pacotes" de compressão de gás.

Como mostrado nas figuras, o processo de compressão envolve três órbitas da voluta. Na primeira órbita, as volutas coletam duas bolsas de gás.

Durante a segunda órbita, estas bolsas são comprimidas a uma pressão crescente.

Na órbita final, as duas bolsas se encontram e alcançam a pressão de descarga, onde descarregam.

Este processo simultâneo de sucção, compressão e descarga contínua, conduz o processo de compressão de uma maneira suave.

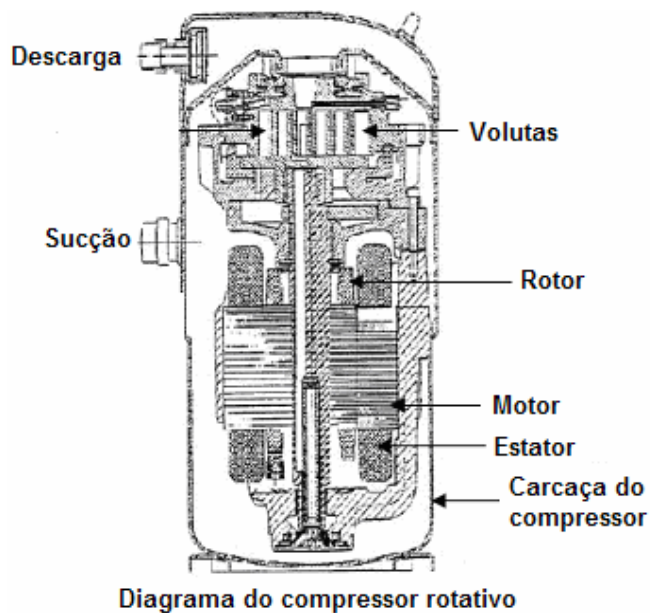


Figura 4.8 – Corte esquemático de um compressor Scroll

O esquema conceitual do compressor apresentado na figura a seguir é baseado em uma aproximação, semelhante aos compressores alternativos a pistão.

De acordo com a análise de Winandy et al. (2002), uma concepção mais compacta da evolução do estado do refrigerante pelo compressor pode ser decomposta em quatro passos:

- (i) Aquecimento
- (ii) compressão Isentrópica
- (iii) Compressão a um volume fixo
- (iv) Esfriamento

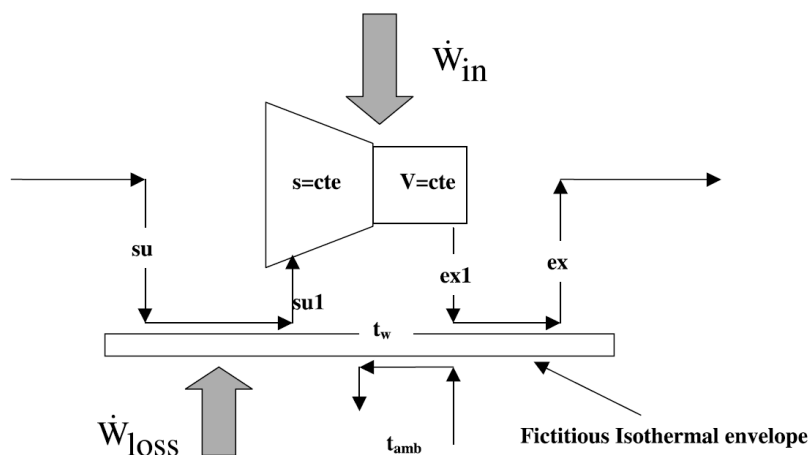


Figura 4.9 – Modelo conceitual do compressor

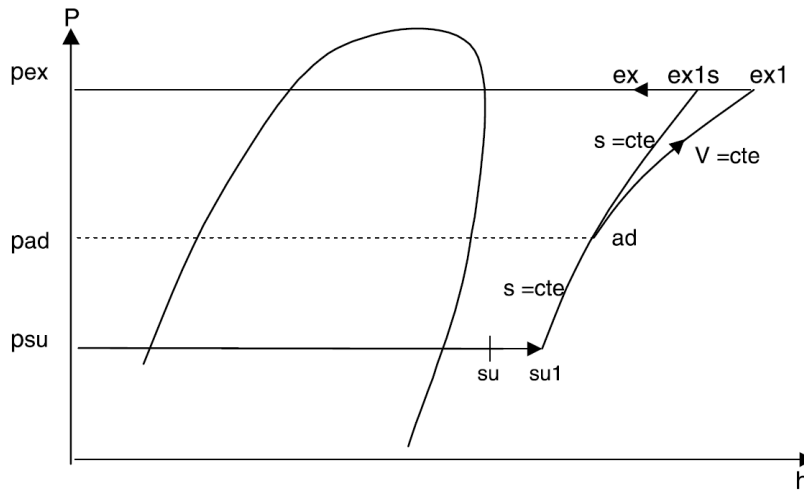


Figura 4.10 – Ciclo termodinâmico do processo de compressão

O fluxo de massa do refrigerante $\dot{M}$ é determinado por:

$$\dot{M} = \frac{N \cdot V_d}{v_{su1}}$$

V_d é o volume deslocado, não conhecido a priori ou levado como um valor fictício tal como um parâmetro para o modelo. Esta é uma informação passada pelo fabricante do compressor, N a rotação em Hz, e v_{su1} o volume específico na entrada do compressor, pois leva em conta o aquecimento do vapor antes da entrada nas volutas. Em função deste vapor passar por dentro do motor elétrico, rouba o calor gerado nos seus enrolamentos e armaduras. Apesar de entrar neste detalhe, não é levado em consideração o estrangulamento da entrada, pois seu efeito é pouco influente.

Em geral, as diferentes taxas de transferência de calor em um compressor incluem a própria sucção do gás, o aquecimento devido às perdas eletromecânicas, o calor devido à alta temperatura da descarga e o calor transferido ao ambiente, sendo $\dot{W}$ o trabalho e $\dot{Q}$ o fluxo de calor.

Assume-se que uma parede fictícia de temperatura uniforme T_{parede} pode representar todos os modos de transferência de calor acima mencionados, como mostrado no diagrama anterior. Um balanço de energia para esta parede nos fornece:

$$\dot{W}_{perdas} + \dot{Q}_{exaustão} - \dot{Q}_{Sucção} - \dot{Q}_{Ambiente} = 0$$

As equações para o trocador de calor fictício com temperatura de parede constante e perdas ambientes são:

$$\dot{Q}_{Sucção} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{SucçãoInt} - T_{SucçãoExt}) \quad \text{e} \quad \dot{Q}_{Amb} = A \cdot U_{Amb} \cdot (T_{Parede} - T_{Amb})$$

O mesmo conjunto de equações é usado para a transferência de calor de descarga, sendo $\dot{m}$ o fluxo de massa, c_p o calor específico a pressão constante, A a área de transmissão do calor e U_{amb} o coeficiente global de transferência de calor.

A etapa de compressão é considerada adiabática desde a sucção interna até a exaustão interna. Assim, a temperatura de descarga é calculada através de:

$$h_{exaut\ int} - h_{sucção\ int} = W_{in}$$

Onde W_{in} é o trabalho interno desenvolvido e h as entalpias na entrada e saída. A temperatura de descarga é então calculada da mesma forma que as temperaturas de sucção.

Assim, em resumo, o fluxo de massa e as temperaturas são definidos através dos seguintes parâmetros:

$$Vs, AU_{sucção}, AU_{exaustão}, AU_{amb}.$$

O compressor Scroll é uma máquina de geometria fixa. Sua razão de volumes internos é fixada pelos parâmetros de projeto do compressor:

$$\mathcal{E} = \frac{V_{inicial}}{V_{final}}$$

Para um dado refrigerante e uma dada condição, é então fixada a razão de compressão. Mas se a razão entre as pressões externas é diferente da razão das pressões internas (em função dos volumes), o compressor comporta-se como se não tivesse sido “adaptado” àquela condição, e irão ocorrer perdas.

Se a relação entre as pressões de operação do compressor é igual àquela associada à relação entre as pressões internas, a abertura da descarga deve ser no exato instante em que a pressão do gás se iguala à pressão na região de descarga. O refrigerante será simplesmente expelido pela simples rotação das volutas. É evidente que a situação acima raramente ocorre.

Assim, quando a pressão externa é maior que a relação do compressor, um fluxo quase instantâneo adentra pela voluta, elevando a pressão no seu interior. Posteriormente a rotação dos rotores expelle o refrigerante. Na outra condição, o gás sai muito rapidamente, sofrendo uma descompressão súbita.

Este efeito de “não adaptação” é mais severo em baixas relações entre as pressões. Primeiramente a taxa de subida isentrópica pressão-volume é inferior a baixas razões entre as pressões, e em seguida o trabalho total é menor, mostrando que o efeito da não adaptação é mais acentuado.

Assume-se que a compressão é adiabática e a compressão dividida em duas partes: A primeira é adiabática e reversível, ou melhor: isentrópica, até a pressão adaptada, e a segunda adiabática a volume constante. Esta segunda parte corresponde à abertura das câmaras das volutas à câmara de descarga, também chamada de “plenum”, antes do duto de saída da carcaça externa do compressor.

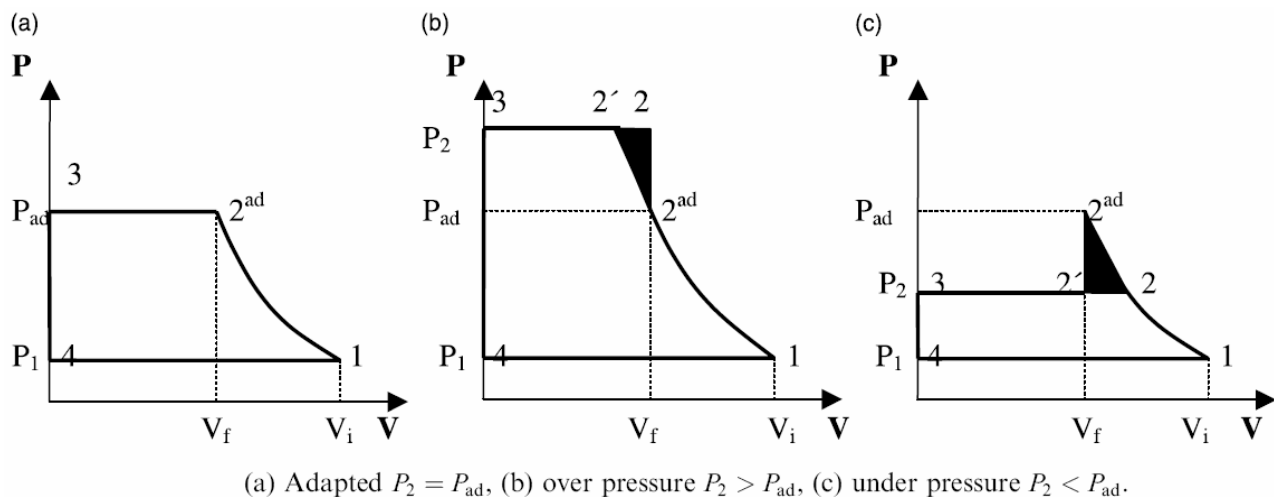


Figura 4.11 – Efeitos de não adaptação

Assim, tem-se:

$$\frac{\dot{W}_{\text{int erno}}}{N} = W_{\text{int erno}} = W_{\text{Sucção} \rightarrow \text{Pressão Adaptada}} + (P_{\text{Descarga}} - P_{\text{Adaptada}}).V_{\text{Adaptado}}$$

As condições “adaptadas” são dadas pela relação de volumes real fornecida pelas volutas:

$$V_{\text{Adaptada}} = \frac{V_{\text{Sucção}}}{\varepsilon} \quad e \text{ por:} \quad S_{\text{adaptada}} = S_{\text{sucção entrada}}$$

O parâmetro ε , definido como a relação entre os volumes, terá que ser identificado, pois não é fornecido pelo fabricante.

Assim, para o cálculo da potência mecânica necessária ao motor do compressor, devemos analisar os seguintes termos:

- . A potência de compressão interna $\dot{W}_{\text{int}}$
- . As perdas eletromecânicas $\dot{W}_{\text{Perdas}}$
- . As perdas eletromecânicas proporcionais à potência de compressão: $\alpha.\dot{W}_{\text{int}}$

Assim, combinando os termos acima, temos:

$$\dot{W} = \dot{W}_{\text{int}} + \dot{W}_{\text{Perdas}} + \alpha.\dot{W}_{\text{int}}$$

Como citado por Winandy et al.(2002), os parâmetros ε , α e $\dot{W}_{\text{Perdas}}$ são positivos e devem ser identificados, pois não são fornecidos pelos fabricantes..

4.2.3 – Condensador

Um dos pioneiros na transferência de calor, Nusselt, desenvolveu o primeiro modelo de condensação sobre superfícies frias, na primeira década do século 20, num trabalho publicado em 1916 (NUSSELT, W. **Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes**. VDI Z. vol. 60. 1916. pág. 541).

Segundo o modelo de Nusselt, o vapor se condensa sobre uma superfície plana vertical e forma uma película líquida aderida à parede, que escorre com a gravidade e que cresce a medida que mais vapor é condensado e agregado à superfície. O coeficiente de película local é considerado igual à condutância térmica do filme líquido condensado, isto é, a condutividade térmica do líquido dividida pela espessura do filme líquido.

Mas este modelo, aplicado somente para um tipo de trocador de tubos verticais, não tem aplicação prática nos dias de hoje.

O processo de condensação mais utilizado nos dias de hoje é a condensação no interior de tubos, que ocorre num processo relativamente complexo. Na entrada do condensador, o fluido sob a forma de vapor, inicia sua troca de calor e conseqüentemente sua condensação, mas com um coeficiente de transferência muito baixo, típico do escoamento de gases.

Com o início da condensação, um filme líquido começa a se formar, e este coeficiente aumenta rapidamente até um determinado limite, em que a espessura cresce muito e a velocidade conseqüentemente cai dentro do tubo. Com esta diminuição da velocidade, o coeficiente também diminui progressivamente até a saída completa de líquido na outra extremidade do condensador.

Como o calor deve ser retirado do tubo e trocado com o meio externo, que pode ser líquido ou gasoso, como nos pequenos sistemas de refrigeração, deve-se efetuar os cálculos baseados no coeficiente global de transmissão de calor U , que leva em consideração as temperaturas do fluido frio, do fluido quente, e de seus respectivos coeficientes de película, além da condutividade do material do tubo. Como a referência para projetos em geral é na maioria das vezes o diâmetro externo do tubo, a equação ajustada fica da seguinte forma:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{D_e \cdot \ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot k} + \frac{D_e}{h_i \cdot D_i}} \quad \text{sendo:}$$

h_e, h_i	coeficientes de película externo e interno	[W/m ² .K]
D_e, D_i	diâmetros externo e interno do tubo	[m]
k	a condutividade térmica do material do tubo	[W/m.K]

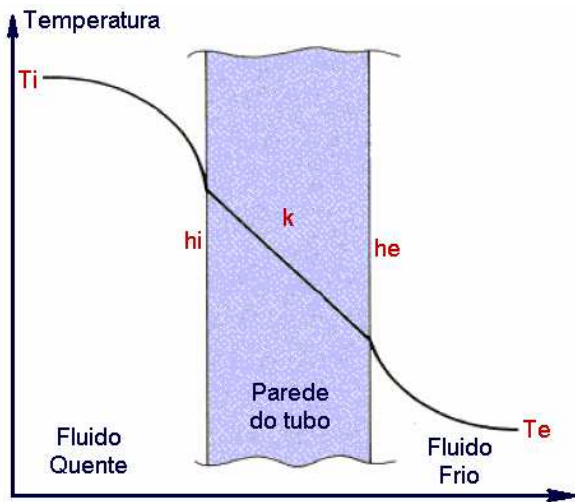


Figura 4.12 – Queda de temperatura através da parede de um tubo

Para paredes finas, despreza-se o termo referente à condução, resultando em:

$$U = \frac{h_i \cdot h_e}{h_i + h_e}$$

Que é o mais utilizado na maioria dos casos.

O problema maior é estimar corretamente o coeficiente de película, pois até hoje não existem correlações confiáveis, em função da complexidade do assunto.

O maior empecilho é que a distribuição de temperaturas ao longo do condensador não é conhecida, o que torna difícil o problema. Trabalhos como o de Jabardo & Mamani (2003) e Jung (2003) mostram aparatos para estimativa de parâmetros mais confiáveis. Jung (2003) mostra um tubo de diâmetro externo de 9,51mm, bastante utilizado nos sistemas convencionais, mas refrigerado externamente com água, o que não coincide com o projeto em questão, que é uma serpentina aletada com troca de calor para o ar.

Há vários trabalhos na área, mas nenhum conclusivo.

4.2.4 – Evaporador

O evaporador é o agente principal responsável pelo resfriamento do sistema de refrigeração. É onde o refrigerante – frio – encontra o meio a ser refrigerado, que pode ser líquido ou gasoso. Em função do tipo de aplicação, podem ser construídos trocadores do tipo serpentina, placas, etc de modo a permitir a troca de calor desejada da maneira mais eficiente possível.

O refrigerante entra no evaporador completamente ou quase totalmente líquido, A medida que o calor é cedido ao refrigerante, este recebe sua parcela de calor sensível e passa então a entrar em ebulição, recebendo somente o calor latente de vaporização. Quanto mais vapor é formado, maior é a velocidade no interior do tubo, aumentando consideravelmente seu coeficiente de filme, e conseqüentemente a sua troca de calor. O processo continua até o término da fase líquida, que sai do evaporador sob a forma de vapor saturado ou superaquecido.

O processo de ebulição é tão ou mais complexo que o processo que ocorre no condensador. Segundo Stoecker & Jabardo (2002), há mais de 4000 artigos técnicos publicados hoje sobre o assunto, em que se estuda o processo e um modelo que permita estimar o coeficiente de película durante o fenômeno da ebulição. Apesar da dificuldade, vários artigos são publicados anualmente sobre o assunto. São mostrados a seguir alguns deles.

A correlação apresentada por Choi et al. (1999), mostra uma relação entre a equação de Dittus-Boelter e Stephan-Abdelsalam, em que calcula o coeficiente de película para duas fases (h_p – “two-phases”), através de duas constantes E e S na equação:

$$h_p = Eh_{DB} + Sh_{SA} \quad \text{sendo:}$$

$$h_{DB} = 0.023 Re_1^{0.8} Pr_1^{0.4} \quad (\text{Dittus-Boelter}), \text{ e}$$

$$h_{SA} = 207 \frac{k_l}{bd} \left(\frac{q'' bd}{k_l T_s} \right)^{0.674} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.581} Pr_1^{0.533} \quad (\text{Stephan-Abdelsalam}).$$

Utilizando-se:

$$bd = 0.0146\beta[2\sigma/g(\rho_l - \rho_v)]^{0.5} \quad \text{para} \quad \beta = 35^\circ$$

e as constantes $S = c_4 Co^{c_5}$ e $E = c_1 Bo^{c_2} X_{tt}^{c_3}$

obtidas com parâmetros experimentais tabelados e apresentados no seu trabalho.

Pioro (1999) e Pioro et al. (2004), baseado em trabalhos anteriores de Rohsenow, vê a ebulição através de outros aspectos, além dos já conhecidos como fluxo de calor, pressão de saturação do fluido em ebulição, dentre outras propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho. Efeitos pouco investigados como características da superfície, tais como propriedades do material, dimensões, espessura, microestrutura, etc. são bastante influentes neste processo. Em alguns trabalhos são citadas que algumas aplicações mostram-se insensíveis aos efeitos superfície / líquido / vapor, mas outros mostram que estes efeitos são significativos e propõe outros métodos para estimá-los. Estes estudos mostram que propriedades como densidade de poros na superfície são os centros geradores de bolhas de vapor.

Vários estudos tentam chegar a um equacionamento mais preciso para a ebulição. Um dos mais aceitos são as correlações de Rohsenow, conforme citados por Pioro (1999) e Pioro et al. (2004), citado também na literatura por Holman (1976). Rohsenow correlacionou dados experimentais para ebulição em tubos e fios imersos em líquido, obtendo a seguinte correlação:

$$\frac{c_p \cdot \Delta T}{h_{fg}} = C_{sf} \cdot \left[\frac{q/A}{\mu \cdot h_{fg}} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)}} \right]^{0.33} \cdot \left(\frac{c_p \cdot \mu}{k} \right)^n$$

c_p Calor específico à pressão constante [J/kg.K]

C_{sf} Coeficiente da correlação de Rohsenow

g Aceleração da gravidade [m/s²]

h Coeficiente de película [W/m².K]

hfg	calor latente de vaporização	[J/kg]
k	Condutividade térmica	[W/m.K]
q	Potência	[W]
A	Área	[m ²]
ΔT_e	Excesso de temperatura (Tparede-Tsaturação)	[K]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa.s]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
σ	Tensão superficial	[N/m]
n	Fator, juntamente com Csf , que depende da combinação fluido/material metálico do tubo. Alguns valores podem ser encontrados nas referências.	

O fator mais interessante desta equação é a relação que existe entre o tipo de líquido em ebulição e sua interação com o material da superfície em que a evaporação ocorre.

Mostra que existem parâmetros ainda não bem estudados referentes à interação, talvez catalítica, do material e seu acabamento superficial. A granulometria da estrutura cristalina, rugosidade e conseqüentemente a área “real” de contato, são influentes, levando-se em conta as micro-porosidades que podem incrementar ou não a ebulição, conforme citados por Pioro (1999) e Pioro et al. (2004).

Assim, com a estimativa do coeficiente de película, é possível utilizar no cálculo o coeficiente global de transferência de calor, conforme citado no item 4.2.3 (condensador).

Quando se fala de troca de calor por convecção no interior de tubos, é fácil imaginar a hipótese de temperatura média constante ao longo do escoamento. Após uma devida análise, verifica-se que a temperatura média do fluido varia ao longo do comprimento do trocador.

Esta informação torna-se um pouco mais complexa pois não se têm informações sobre o fluxo de calor na parede ou sobre a temperatura superficial. Na verdade, só pode-se garantir é que **não são constantes**.

Esta consideração é ruim pois os coeficientes de troca de calor por convecção são muito elevados nas regiões de entrada dos trocadores. Na prática, isto pode dificultar o projeto de um trocador ou mascarar a análise do desempenho do trocador real ao comparar-se com o teórico.

Assim, para permitir o uso simples da lei do resfriamento de Fourier em trocas de calor em somente uma fase,

$$\dot{Q} = h.A.\Delta T \quad (\text{citada no item 3.2})$$

utiliza-se a diferença média logarítmica de temperaturas ou LMTD (do inglês Log Mean Temperature Difference), que leva em consideração estas diferenças:

$$\dot{Q} = h.A.(LMTD) \quad \text{e} \quad LMTD = \frac{(T_{QS} - T_{FE}) - (T_{QE} - T_{FS})}{\ln \frac{(T_{QS} - T_{FE})}{(T_{QE} - T_{FS})}}$$

sendo:

T_{QE}, T_{QS} Temperatura do fluido quente, entrada e saída [°C]

T_{FE}, T_{FS} Temperatura do fluido frio, entrada e saída [°C]

Mas no caso da ebulição, este equacionamento não é tão direto. O LMTD é válido somente para trocas de calor sem mudança de fase.

Conforme citado por Corberán & González (2002), o cálculo do coeficiente global U , tanto para trocadores de correntes paralelas quanto para contra-correntes, é realizado através de uma aproximação, tal como a usada para determinar a expressão geral para o LMTD, supondo as variações lineares. No gráfico abaixo, é mostrado um trocador de correntes paralelas. Faz-se o cálculo em duas etapas. A primeira de T_i a T'_i , é uma ebulição supondo a temperatura de ebulição constante dentro do trocador. A segunda de T'_i a T_o , que é uma troca de calor sem mudança de fase, pois agora o fluido frio é somente vapor.

Para o trocador de contra-correntes o raciocínio é o mesmo.

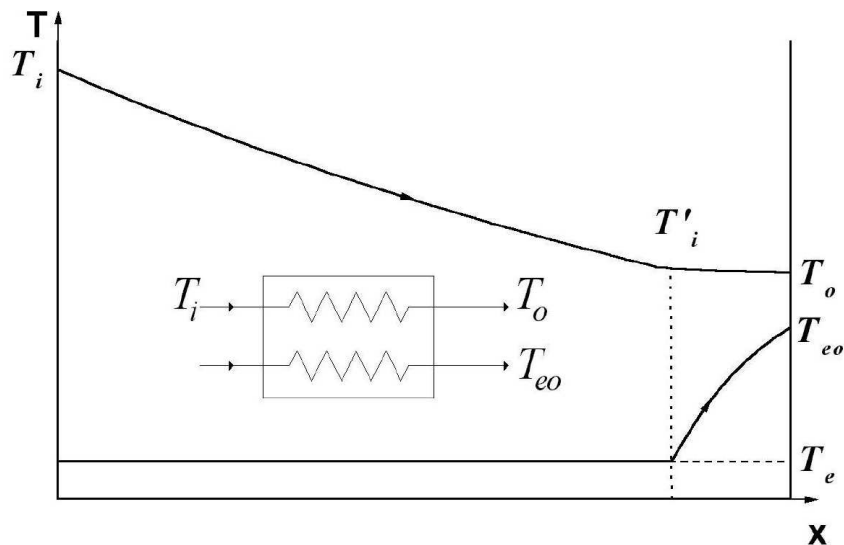


Figura 4.13 – Evolução das temperaturas dos fluidos em um trocador de correntes paralelas

Observa-se que no caso real, há uma pequena queda de pressão no fluido frio, como pode ser visto no gráfico a seguir, mas desprezado no cálculo.

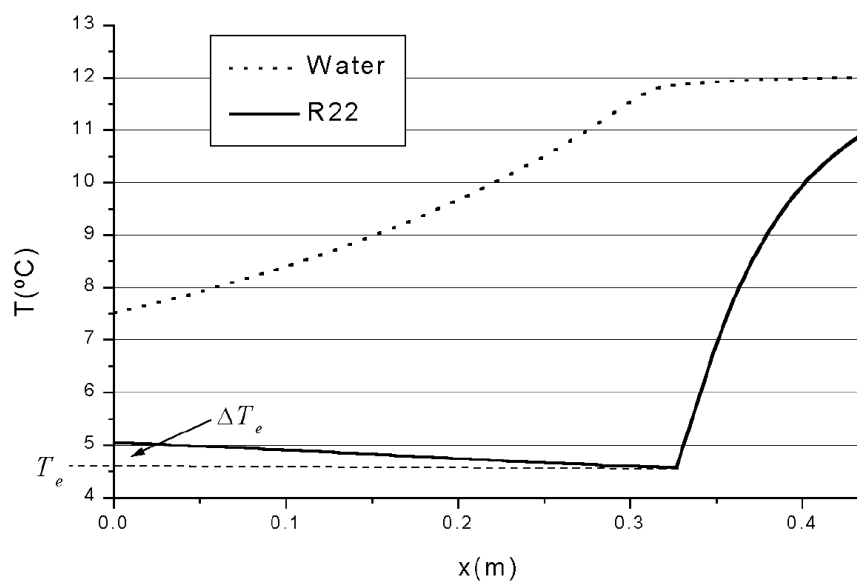


Figura 4.14 – Evolução das temperaturas em um trocador com fluxos em contra-corrente, com superaquecimento de aproximadamente 2,5°C

Assim, o coeficiente de transferência de calor em duas fases é:

$$U_{2F} = \frac{\frac{\dot{m}_Q \cdot c_{pQ}}{A} \cdot \ln \left(\frac{T_{QE} - \frac{\dot{m}_F \cdot c_{pF}}{\dot{m}_Q \cdot c_{pQ}} \cdot S - T_{evap}}{T_{QS} - T_{evap}} \right)}{1 - \frac{\dot{m}_Q \cdot c_{pQ}}{A} \cdot \frac{\dot{m}_F \cdot c_{pF}}{\dot{m}_Q \cdot c_{pQ}} \cdot \ln \left(\frac{T_{QE} - \frac{\dot{m}_F \cdot c_{pF}}{\dot{m}_Q \cdot c_{pQ}} \cdot S - T_{evap}}{T_{QE} - (T_{evap} + S)} \right)}$$

$$U_{1F} \cdot \left(1 - \frac{\dot{m}_F \cdot c_{pF}}{\dot{m}_Q \cdot c_{pQ}} \right) \cdot \ln \left(\frac{T_{QE} - \frac{\dot{m}_F \cdot c_{pF}}{\dot{m}_Q \cdot c_{pQ}} \cdot S - T_{evap}}{T_{QE} - (T_{evap} + S)} \right)$$

Sendo:

- $\dot{m}_Q$ e $\dot{m}_F$ Vazões mássicas dos fluidos quente e frio
- c_{pQ} e c_{pF} Calores específicos dos fluidos quente e frio
- A Área de troca térmica total
- T_{evap} Temperatura de ebulição do fluido frio
- S Superaquecimento do vapor = $T_{FS} - T_{FE} = T_{FS} - T_{evap}$

E para a região de troca de calor monofásica:

$$U_{1F} = \frac{1}{\frac{1}{h_{liq}} + \frac{1}{h_{vap}}}$$

Assim, através do cálculo, é possível estimar o coeficiente de película da ebulição:

$$h_{2F} = \frac{1}{\frac{1}{U_{2F}} - \frac{1}{h_Q}}$$

Mas, apesar da simplicidade dos cálculos, torna-se necessário um tratamento numérico para se obter a área necessária para a troca de calor.

Outro método é citado por Claesson (2004), que corrige o valor do LMTD através de um fator de correção determinado iterativamente por simulação numérica.

O trabalho utilizou o refrigerante R-22 e salmoura, mas obteve resultados interessantes.

Observa que para um LMTD muito alto, o fator de correção tende a 1, podendo ser utilizado diretamente nos cálculos.

4.2.5 – Válvula de expansão

Como citado no desenvolvimento teórico do ciclo de refrigeração, a utilização de um motor térmico para expandir isentropicamente o líquido torna-se impraticável em função da dificuldade de se construir tal motor. Assim, são utilizados dispositivos que permitam a expansão do refrigerante líquido a alta pressão para uma região de baixa pressão, onde irá ocorrer a sua vaporização. Não há troca de energia neste processo (expansão isentálpica).

Tubo Capilar – Bastante utilizado em sistemas de pequeno porte. É simplesmente um tubo de pequeno diâmetro, com diâmetro interno é da ordem de 0,3mm a 0,5mm e com um comprimento de aprox. 1 a 3m., onde o pequeno diâmetro de passagem gera uma enorme perda de carga, entregando o refrigerante no evaporador já nas condições desejadas. Caso a carga térmica varie, este sistema não possui capacidade de corrigir a vazão de líquido, demorando muito tempo para que o sistema se estabilize. É muito utilizado em função de seu baixo custo em relação aos outros tipos de válvulas de expansão.

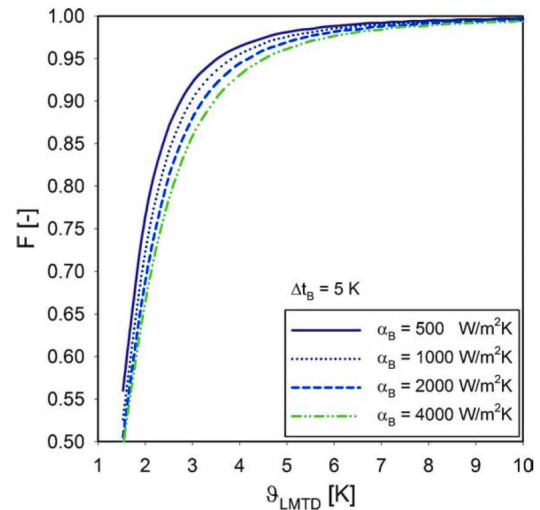


Figura 4.15 – Fator de correção para o LMTD para diferentes α_B a 5K de queda de temperatura

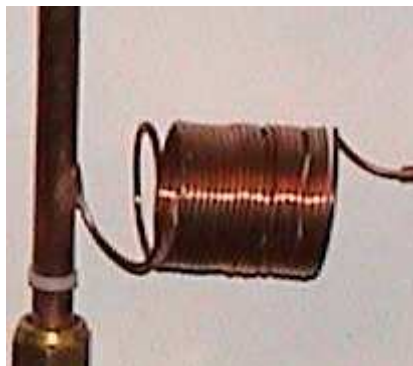


Figura 4.16 – Tubo capilar típico

Válvula de expansão de pressão constante – Utilizada quando se deseja uma temperatura de evaporação constante. Como a temperatura de evaporação do líquido é função termodinâmica da pressão em que está submetido, o líquido ferve sempre naquela temperatura cuja pressão de ebulição é ajustada.



Figura 4.17 – Válvula de expansão de pressão constante

É bastante utilizada em pequenas câmaras frigoríficas para frutas e legumes, nas quais a temperatura não pode abaixar demasiadamente, pois danifica os produtos ali armazenados.

Válvula de expansão termostática - Nos dois sistemas anteriores, não há um controle que otimize a área útil de contato do evaporador. O ideal é mantê-lo cheio de líquido o suficiente para cargas térmicas elevadas e restrinja o líquido quando a carga térmica for baixa, e não permita o retorno de líquido para o compressor.

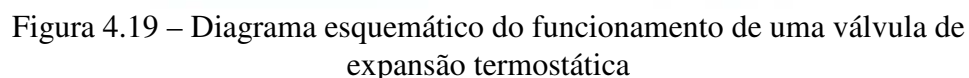
Em outras palavras, uma válvula que mantenha o superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador sempre constante.

Assim, utiliza-se a válvula de expansão termostática, que é uma válvula automática comercial bastante utilizada em sistemas de ar condicionado central e em pequenas salas frigoríficas. Na foto abaixo, são mostrados 3 modelos deste tipo de válvula.



Figura 4.18 – Válvulas de expansão termostáticas

Seu funcionamento está descrito no diagrama a seguir, conforme citado por Althouse (1996):



58

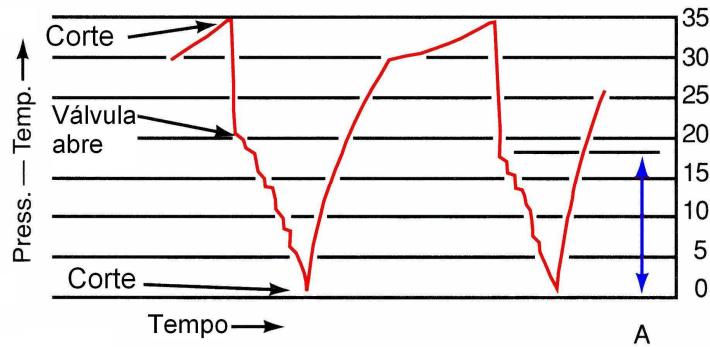
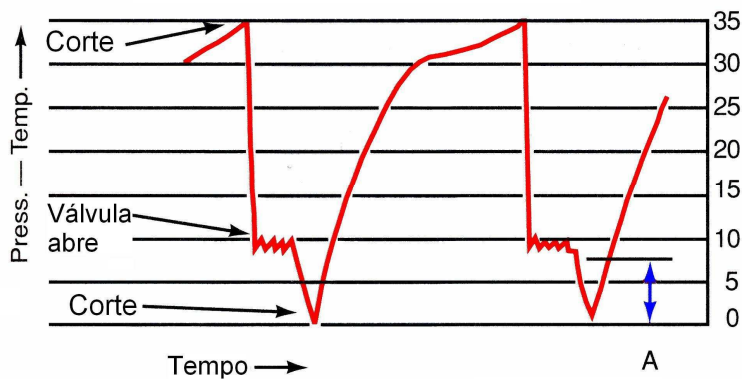


Diagrama Pressão/Temperatura x Tempo de uma válvula de expansão termostática (lado de baixa pressão), usando um ajuste de alto superaquecimento.

Ponto A: Queda de pressão entre o instante de abertura da válvula e ponto de corte.



Idem, para ajuste de pequeno superaquecimento.

Figura 4.20 – Superaquecimento do refrigerante obtido através do ajuste da válvula de expansão termostática

Este ciclo se repete continuamente, mantendo o evaporador com a capacidade de refrigeração sempre equivalente à requisitada pelo meio externo.

4.3 – Metodologia aplicada ao problema

4.3.1– Seleção do fluido refrigerante

Um dos parâmetros mais importantes num sistema de refrigeração é a escolha do fluido refrigerante, que é simplesmente um fluido que ao vaporizar, absorve calor do meio local a ser refrigerado.

Os refrigerantes mais conhecidos hoje em dia podem ser classificados em:

- hidrocarbonetos halogenados
- misturas azeotrópicas
- hidrocarbonetos
- componentes inorgânicos
- misturas não azeotrópicas

Os refrigerantes mais comuns são os hidrocarbonetos fluoretados, porém outras substâncias, em grande número, também funcionam como refrigerantes, incluindo muitos compostos inorgânicos e hidrocarbonetos.

Deve ser reconhecido por princípio, que não existe um refrigerante "ideal" que reúna todas as propriedades desejadas para qualquer aplicação, de modo que um refrigerante considerado bom para ser aplicado em um determinado tipo de equipamento nem sempre é recomendado para se utilizar em outro.

As Propriedades termodinâmicas de um bom fluido refrigerante são:

1. Pressões de trabalho não devem ser elevadas. Evitam-se assim tubulações com paredes espessas.
2. Pressões de trabalho superiores à pressão atmosférica evitam a penetração de ar e umidade no sistema.
3. Temperatura de evaporação baixa.
4. Produzir o máximo possível de refrigeração para um dado volume de vapor movimentado.
5. Alto COP (Coeficiente de eficácia, β , Coeficiente de desempenho, ou Coeficiente de Performance).
6. Temperatura de descarga não muito elevada. Por exemplo: $T_{NH3} > T_{R22} > T_{R12}$
7. Temperatura crítica bem acima temperatura de condensação.

Neste projeto, tem-se a necessidade de um equipamento compacto, seguro, e com temperaturas de refrigeração próximas de 0°C, que em nada se assemelha a um frigorífico, que necessita de temperaturas muito inferiores.

Assim, opta-se pelo R-22. Esta escolha leva em consideração os seguintes itens:

1. O R-22 possui o maior calor latente de vaporização dentre os refrigerantes comerciais, somente abaixo da amônia, mas esta não possui operação segura em equipamentos leves, móveis e utilizados em ambientes fechados, em função de sua toxicidade, exceto em alguns refrigeradores que utilizam ciclo de absorção. Esta característica leva a um equipamento mais compacto, em função de menores volumes de refrigerante em circulação para a mesma remoção de calor.
2. Compatibilidade com ligas de cobre. Este material é mais fácil de se trabalhar, e possui tubos e conexões também fáceis de se encontrar no mercado, o que não é tão simples para o caso da amônia.
3. Muito utilizado em condicionadores de ar. Estes trabalham geralmente na faixa de 0°C a 10°C em função de ser necessário evitar a formação de gelo no evaporador. Mas quando não há este problema, pode-se usá-lo abaixo de 0°C.
4. Facilidade de se encontrar peças e componentes já dimensionados para o R-22, pois é usado em equipamentos comerciais.
5. Há R-22 no estoque da PETROBRAS.

Assim, os valores de algumas propriedades do R-22 para algumas condições de operação, são vistos na tabela abaixo. Os valores encontrados na tabela são citados em Stoecker & Jabardo (2002), Perry & Chilton (1980), DuPont (2001), nos sites da NIST (2004) e DuPont (2004) e através de softwares dedicados como o DuPont Refrigerant Expert (1996), KleaCalc (2002) e HYSYS (2002).

<i>Parâmetros Termodinâmicos</i>							
T_{evap}	-5	0	37,8	43,3	48,8	°C	Temperatura de evaporação
ρ_{liq}			1141,038	1116,51	1090,6	kg/m ³	Massa específica do líquido
ρ_{vap}	18,064	21,28	62,341	72	83,05	kg/m ³	Massa específica do vapor
H_l	194,2	200	246,7	254,1	261,6	kJ/kg	Entalpia do líquido
H_v	403,5	405,3	416,1	417	417,7	kJ/kg	Entalpia do vapor
Δ_{hlv}	209,3	205,4	169,4	163	156,1	kJ/kg	Diferença entre Entalpias do vapor e do líquido
S_l			1,1575	1,1802	1,203	kJ/kg.K	Entropia do líquido
S_v	1,7593	1,7519	1,7023	1,6953	1,688	kJ/kg.K	Entropia do vapor
P_{sat}	421,186	497,404	1452,456	1660,156	1888,95	kPa	Pressão de Saturação

Tabela 4.1 – Alguns parâmetros termodinâmicos do refrigerante R-22

4.3.2 – Potência de refrigeração

Utilizam-se as propriedades dos combustíveis citadas no capítulo 2 para calcular a potência de refrigeração necessária para o sistema. Como somente a vazão da bomba subtraída da vazão de recirculação é que vai ser refrigerada, são calculadas estas vazões mássicas para cada combustível, a fim de se determinar a potência real necessária.

Produto	Potência de Refrigeração		Vazão mássica da bomba kg/s	Vazão mássica de recirculação kg/s	Vazão mássica refrigerada kg/s
	kW	TR			
MeOH	5,53	1,57	0,106	0,052	0,054
AEAC	4,92	1,40	0,105	0,055	0,050
AEHC	5,23	1,49	0,108	0,056	0,052
IPA	5,06	1,44	0,105	0,056	0,049
MTBE	3,91	1,11	0,099	0,053	0,046
To	3,57	1,02	0,116	0,064	0,052
n-C7	3,72	1,06	0,091	0,050	0,041
Xi	3,54	1,01	0,114	0,063	0,051
o-Xi	3,71	1,06	0,118	0,065	0,053
m-Xi	3,54	1,01	0,115	0,064	0,052
p-Xi	3,53	1,00	0,115	0,063	0,052
i-C8	3,49	0,99	0,092	0,050	0,042

Tabela 4.2 – Potência de refrigeração e vazões de combustível no sistema

Através do equacionamento básico do fluxo de energia,

$$\dot{Q} = \dot{m}.c_p.\Delta T$$

e utilizando-se os limites estipulados de temperatura máxima de retorno de 45°C e máxima de armazenamento de 5°C, são calculados os valores mínimos de potência que devem ser atendidos.

Observa-se que o Metanol é o que mais requisita potência de refrigeração. Mas como um componente puro não é problema em termos de armazenamento, pois caso a sua temperatura aumente um pouco e ocorra evaporação, não altera a composição do combustível utilizado. Assim, os valores calculados não são levados rigidamente em consideração.

Sabe-se que um combustível de competição típico possui um c_p na faixa de 2,05 kJ/kg.K a 2,10 kJ/kg.K, e que estes valores estão entre os calores específicos do MTBE e iso-octano. Assim, são utilizados seus valores de potência (na faixa de 3,5 kW a 3,9 kW) para efeito de cálculos.

4.3.3 – Seleção do Compressor

A escolha do compressor mais adequado através de cálculos necessita de informações inerentes à própria construção do compressor e variáveis termodinâmicas difíceis de se estimar, como as trocas térmicas internas e o quanto este se desvia do compressor ideal reversível (isentrópico). Estas variáveis geralmente não são fornecidas pelos fabricantes, em função de serem diferenciais tecnológicos sigilosos de cada fabricante e de fatias de mercado.

O procedimento usual é a escolha através de dados experimentais fornecidos pelo próprio fabricante. Estas informações mostram os resultados de ensaios controlados em laboratório, com os parâmetros que influenciam na capacidade de refrigeração e na potência elétrica fornecida.

Dentro do raciocínio acima, escolhe-se o compressor RKA5518EXD da TECUMSEH, em função de uma unidade estar disponível no estoque da Petrobras, e que atende os requisitos do projeto.

Apesar da escolha do refrigerante direcionada para o R-22, conforme citado no item 4.1, sabe-se que não é usual utilizá-lo em aplicações abaixo de 0°C. O problema é a geração de neve nos evaporadores de condicionadores de ar, pois o R-22 é usado tipicamente neste tipo de aparelho.

Fez-se um contato com o fabricante sobre possíveis problemas em usar além da faixa prevista, e confirmou-se que não há problema algum na utilização deste compressor nesta faixa de temperaturas, sendo a extrapolação dos dados válida, desde que o sistema esteja bem limpo e seco, ou seja, sem umidade interna.

Assim, extrapolam-se os dados fornecidos pelo fabricante, citados no site da TECUMSEH DO BRASIL LTDA (2004), como se observa nas tabelas e curvas a seguir.

Capacidade Frigorífica - Watts - ASHRAE						
Temperatura de Condensação	Temperatura de Evaporação - °C					Extrapolação
°C	0	4,4	7,2	10	12,8	-5
37,8	4812	5567	6134	6743	7364	3832,1 3603,5
43,3	4547	5271	5816	6401	6997	
48,9	4286	4977	5500	6061	6631	
54,4	4025	4683	5183	5719	6262	
60	3761	4385	4861	5372	5888	

Potência consumida – Watts - ASHRAE						
Temperatura de Condensação	Temperatura de Evaporação - °C					Extrapolação
°C	0	4,4	7,2	10	12,8	-5
37,8	1.162	1.211	1.235	1.258	1.281	1212,7 1324,7
43,3	1.281	1.336	1.363	1.388	1.414	
48,9	1.404	1.467	1.498	1.526	1.555	
54,4	1.533	1.605	1.640	1.672	1.704	
60	1.667	1.748	1.789	1.826	1.863	

Tabela 4.3 – Dados termodinâmicos do compressor RKA5518EXD, fornecidos pelo fabricante

Os gráficos a seguir mostram as regiões de extrapolação dos dados e as equações encontradas.

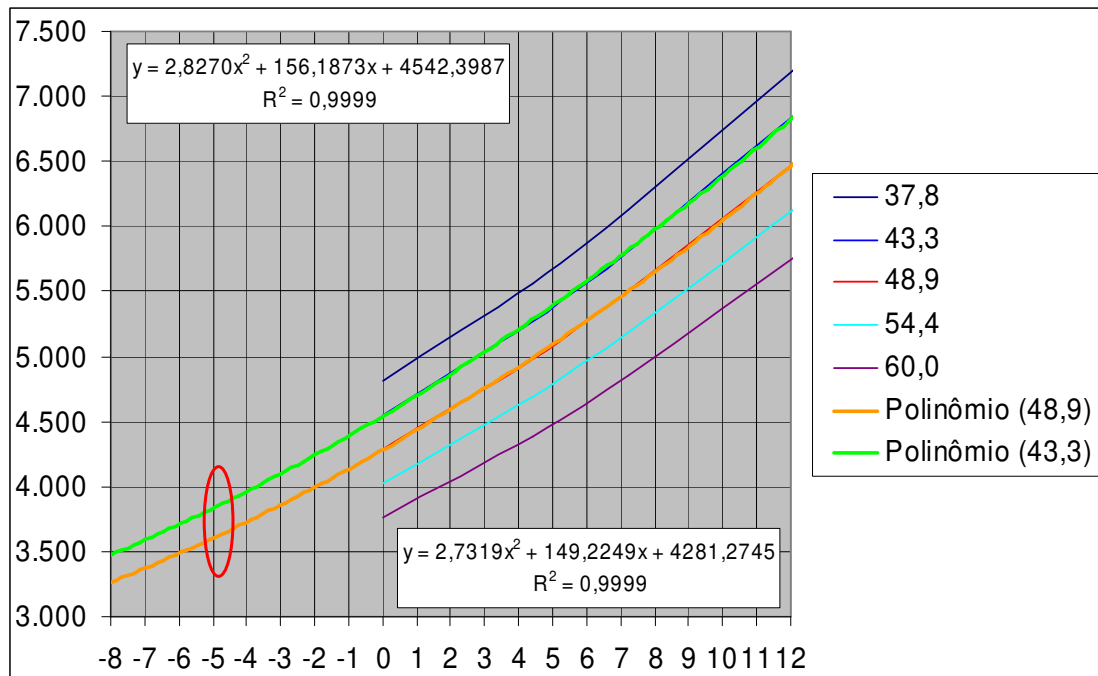


Figura 4.21 – Extrapolação dos dados de potência de refrigeração

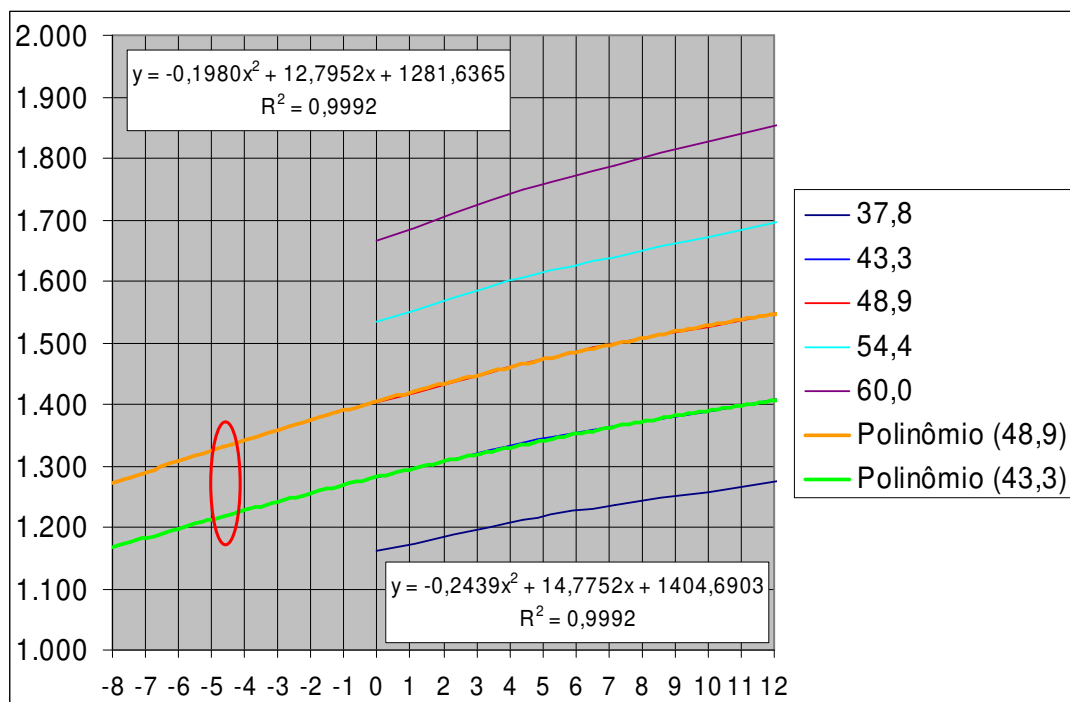


Figura 4.22 – Extrapolação dos dados de potência consumida

Ao se analisar uma curva de regressão observa-se que há pontos distribuídos acima e abaixo da mesma. Relacionam-se cada ponto com o seu valor estimado (curva de regressão) e com o valor médio destes pontos Y (reta paralela ao eixo X). Observa-se que a diferença entre o valor de Y e o valor Y* (valor médio de Y) é o desvio total do ponto em relação a sua média.

A soma dos desvios ao quadrado de todos os pontos em relação a média de Y é chamada de *Variação Total*. Isto é: $\Sigma (Y - Y^*)^2$

A diferença entre o valor de um ponto Y e seu valor estimado Y', isto é a distancia entre o ponto Y e a reta de regressão, é chamada de *Variação Não Explicada* pela reta de regressão. Isto é: $\Sigma (Y - Y')^2$

Já a diferença entre o valor Y' (estimativa de Y) situado sobre a reta de regressão e o valor médio de Y (situado sobre a reta paralela ao eixo x) é conhecida como *Variação Explicada* pela reta de regressão. Isto é: $\Sigma (Y' - Y^*)^2$

Assim: $\text{Variação Total} = \text{Variação Explicada} + \text{Variação não Explicada}$

Conclui-se que: $\Sigma (Y - Y^*)^2 = \Sigma (Y - Y')^2 + \Sigma (Y' - Y^*)^2$

O Coeficiente de Determinação r^2 é definido pela seguinte relação:

$$\Sigma (Y - Y^*)^2 = \frac{\Sigma (Y - Y')^2}{\Sigma (Y' - Y^*)^2} = r^2 = \frac{\text{Variação Explicada}}{\text{Variação Total}}$$

O coeficiente de determinação deve ser interpretado como a proporção de variação total da variável dependente que é explicada pela variação da variável independente X. O coeficiente de determinação indica o quanto a curva de regressão explica o ajuste da reta.

Observa-se assim, que a regressão realizada possui uma excelente correlação com os dados reais do compressor, o que indica também uma excelente expectativa com os valores extrapolados.

As características construtivas, fornecidas pelo fabricante do compressor, estão nas tabelas abaixo:

DADOS BÁSICOS

Faixa de Tensão de Operação:	60 Hz: 187 - 242 V	
Aplicação:	Alta Pressão de Evaporação Condicionador de AR (HBP/AC)	
Faixa de Temperatura de Evaporação:	0°C a +12.8°C	
Tipo de Motor:	PSC	
Classe de Torque de Partida:	Torque Normal de Partida (LST)	
Tipo de Expansão:	Tubo Capilar	
Tipo de Óleo:	Sintético	Viscosidade: 53cSt @ 40°C
Carga de Óleo:	458 ml	
Deslocamento:	24,40 cc/rev.	
Peso Líquido:	14,10 Kg	
Homologação:	UL / CSA / UC	

PERFORMANCE ESPERADA

Condições de Teste:	ASHRAE
Tensão de Teste:	230V/60Hz
Capacidade Frigorífica (+/-5%) (W):	5.188
Potência (+/-5%) (W):	1.640
Corrente (+/-5%) (A):	7,60
Eficiência – EER (-9.04%/+10.5%) (W/W):	3,16
LRA (Max) (A):	45,00
Resistência da bobina à 25°C (+/-7%) (Ohms)	Marcha: 1,45
	Partida: 4,25

Tabela 4.4 – Dados mecânicos e elétricos do compressor RKA5518EXD, fornecidos pelo fabricante

4.3.4 – Condensador

Como citado na revisão bibliográfica, não há uma metodologia simples e confiável para o cálculo da troca de calor em mudança de fases. Assim, utiliza-se de similaridades encontradas em publicações técnicas, tal como citado por Jung (2003). Com esta publicação, pode-se estimar a área necessária para a condensação do refrigerante, mas somente para trocadores com fluido líquido. Há várias outras publicações para condensadores convencionais de aletas e refrigerados por meios líquidos.

Sendo o propósito um projeto rápido, e que atenda às necessidades, opta-se por um condensador existente, proveniente de um aparelho condicionador de ar de 30.000BTU/h que utiliza o R-22, o que equivale em unidades mais coerentes com o mundo moderno a 8,79 kW, bem acima da capacidade térmica necessária ao equipamento.

Esta potência engloba o calor dissipado pelo motor elétrico do compressor, por se tratar de um compressor hermético. Nestes compressores, como citado na revisão bibliográfica, é utilizado o próprio refrigerante para refrigerar o estator.

Para comprovar que este condensador atende à capacidade térmica instalada, fez-se o somatório da capacidade de refrigeração com potência do motor do compressor, conforme citado no item 4.3.3, na tabela abaixo. Não é real, mas é um limite que o sistema não vai atingir, pois somente parte da potência elétrica do motor é transformada em calor.

°C	0	4,4	7,2	10	12,8	-5
37,8	5.974	6.778	7.369	8.001	8.645	
43,3	5.828	6.607	7.179	7.789	8.411	5.045
48,9	5.690	6.444	6.998	7.587	8.186	4.928
54,4	5.558	6.288	6.823	7.391	7.966	
60	5.428	6.133	6.650	7.198	7.751	

Tabela 4.5 – Estimativa de máxima carga térmica no condensador

Observa-se que nenhuma situação ultrapassou os 8,79kW, satisfazendo assim o requerido pelo sistema.

Este condensador possui uma serpentina aletada com 40 tubos de 9,52mm (3/8”) de diâmetro externo, em cobre, com aletas contínuas em alumínio (“grade” com 500mm X 360mm X 65mm), totalizando 20 metros lineares de tubo, sem contar com as curvas externas, como pode ser verificado na foto abaixo:

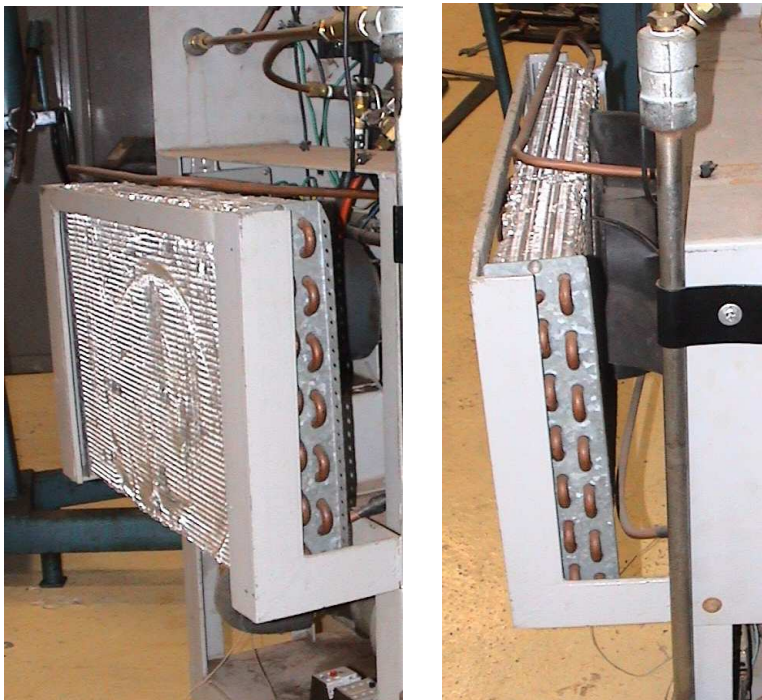


Figura 4.23 –
Condensador
instalado na
plataforma do
sistema

Instala-se um ventilador para forçar a circulação tal como o original utilizado no referido condicionador de ar.

Em função da dificuldade de se adaptar uma carenagem semelhante à existente no equipamento original, constata-se durante ensaios que a troca térmica não é satisfatória, pois parte do ar que o ventilador move não passa pelo condensador.

Assim, para permitir o uso, acopla-se mais um ventilador externo, pois não há espaço físico para a carenagem em torno do ventilador.

O resultado final mostra-se satisfatório, atendendo a todas as expectativas.

4.3.5 – Evaporador

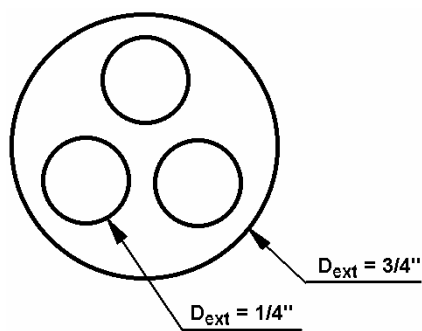


Figura 4.24 – Corte esquemático do tubo do evaporador

Em função da complexidade verificada para satisfazer as necessidades de cálculo para o dimensionamento do evaporador, fez-se uso de trabalhos com experimentos mais focados no problema real, e com maior semelhança ao projeto em questão.

Para efetuar a troca de calor, opta-se por um trocador do tipo casco-tubo, com o tubo externo de cobre com diâmetro nominal 3/4“, em cujo interior monta-se 3 tubos de 1/4“, para aumentar a área de troca e manter baixa a perda de carga do combustível.

Os tubos **internos** são responsáveis pela condução do **combustível** e a **seção anular** para o **refrigerante**, conforme desenho a seguir. Não há preocupação com a perda de carga, pois há bastante folga no sistema de bombeio.

Como citado no item 3.2, para efetuar os cálculos do trocador de calor é necessário calcular o diâmetro equivalente da seção anular. O valor calculado foi 8,698mm, equivalente a um tubo de diâmetro externo de 9,52mm.

O experimento citado por Jabardo & Bandarra (2000) utilizou R-22 em tubos com diâmetro nominal de 1/2“, velocidades mássicas na faixa de 50 a 500 kg/m².s e temperatura mínima de saturação de 8°C, muito acima do desejado no projeto.

Wang et al. (1997) compara tipos diferentes de processos de ebulição em função da velocidade do fluido no interior de tubos com diâmetro de 6,5mm através de uma microcâmera, e velocidade mássica da ordem de 100 kg/m².s, mas também com temperaturas de saturação altas.

Mas no trabalho de Seo & Kim (1999), usa-se coincidentemente um tubo com diâmetro externo de 9,52mm e interno de 8,7mm. Também usa numa faixa de velocidades mássicas de 70 a 211 kg/m² s, e utiliza temperaturas de saturação entre -15°C e 5°C, que englobam facilmente a faixa do projeto.

R-22		
Diâmetro Interno Camisa	0,01695	m
Diâmetro Externo tubos	0,0064	m
Diâmetro Equivalente	0,008698	m (4*Area/Perímetro)
Seção transversal anular	0,000130	m ²
Área troca (externa) - 3 tubos	0,0598	m ² /m

Tabela 4.6 – Dimensões do tubo do evaporador – R22

Realiza-se o cálculo da vazão mássica do refrigerante na seção anular através de uma planilha, sabendo-se que o volume bombeado pelo compressor é de 24,4 cm³/revolução, conforme mostra a especificação do fabricante, e pela rotação do motor elétrico. Esta rotação não consta na especificação, mas sabe-se que um motor de 2 pólos possui uma rotação nominal da ordem de 3500 RPM, sendo este o valor estimado.

Combustível		
Diâmetro Interno	0,004680	m
Seção transversal (3 tubos)	0,000052	m ²
Velocidade do fluido	1,033	m/s
Vazão do fluido	3,2	l/min
	0,000053	m ³ /s
Área troca (interna) - 3 tubos	0,0441	m ² /m

Tabela 4.7 – Dimensões do tubo do evaporador - combustível

Nas aplicações reais, sabe-se que o compressor aspira o vapor levemente superaquecido, mas para os cálculos iniciais, assume-se que a saída do evaporador esteja na condição de vapor saturado, em função de ser possível o uso prático do LMTD, conforme citado por Claesson (2005). Escolhe-se um valor de aproximadamente 5K para a diferença entre temperatura mínima da gasolina e do R-22, baseado em valores práticos.

Fez-se uso do software KLEA (2002), em função de ser mais amigável às opções de cálculo para os parâmetros do R-22. Assim, fez-se o levantamento da massa específica do vapor e das pressões de saturação em função da temperatura de evaporação. As velocidades mássicas e vazões mássicas do R-22 são calculadas para temperaturas de ebulição de -15°C a 0°C.

Volume bombeado compressor	24,4	cm ³ /rev.
	0,0000244	m ³ /rev.
Rotação estimada compressor	3500	1/min
	58,33	1/s
Vazão bombeada	0,001423	m ³ /s
Seção do tubo	0,00013034	m ²

Tabela 4.8 – Parâmetros de vazão do compressor

Pressão (bar)	Pressão (bar absoluto)	Temp. Evaporação (°C)	Massa Específica do Vapor (kg/m ³)	Vazão mássica (kg/s)	Velocidade Mássica (kg/m ² .s)
2,01	2,96	-15	12,94	0,0184	141,3
2,12	3,07	-14	13,39	0,0191	146,3
2,24	3,19	-13	13,87	0,0197	151,4
2,35	3,30	-12	14,35	0,0204	156,7
2,47	3,42	-11	14,85	0,0211	162,1
2,60	3,55	-10	15,36	0,0219	167,7
2,73	3,68	-9	15,88	0,0226	173,4
2,86	3,81	-8	16,42	0,0234	179,3
2,99	3,94	-7	16,97	0,0242	185,3
3,13	4,08	-6	17,54	0,0250	191,5
3,27	4,22	-5	18,12	0,0258	197,9
3,41	4,36	-4	18,72	0,0266	204,4
3,56	4,51	-3	19,33	0,0275	211,1
3,71	4,66	-2	19,95	0,0284	217,9
3,87	4,82	-1	20,60	0,0293	224,9
4,03	4,98	0	21,26	0,0303	232,1

Tabela 4.9 – Vazões do compressor

Produto	Potência de Refrigeração	h Combustível	h R22	U	L.ΔT
	kW	kW/m ² .K	kW/m ² .K	kW/m ² .K	m.°C
MeOH	5,53	1,897	1	0,655	308,9
AEAC	4,92	1,270	1	0,559	322,1
AEHC	5,23	1,265	1	0,559	342,5
IPA	5,06	0,805	1	0,446	415,4
MTBE	3,91	1,711	1	0,631	226,8
To	3,57	1,500	1	0,600	217,7
n-C7	3,72	1,458	1	0,593	229,3
Xi	3,54	1,413	1	0,586	221,4
o-Xi	3,71	1,475	1	0,596	228,1
m-Xi	3,54	1,340	1	0,573	226,0
p-Xi	3,53	1,442	1	0,590	218,8
i-C8	3,49	1,256	1	0,557	229,4

Tabela 4.10 – Coeficientes de troca térmica do evaporador

Escolhe-se então o coeficiente de película para o R-22, baseado nos experimentos de Seo & Kim (1999), conforme mostrado a seguir. Leva-se em consideração a pior situação para a velocidade mássica, escolhendo o $h_{R22}=1000 \text{ W/m}^2\text{K}$.

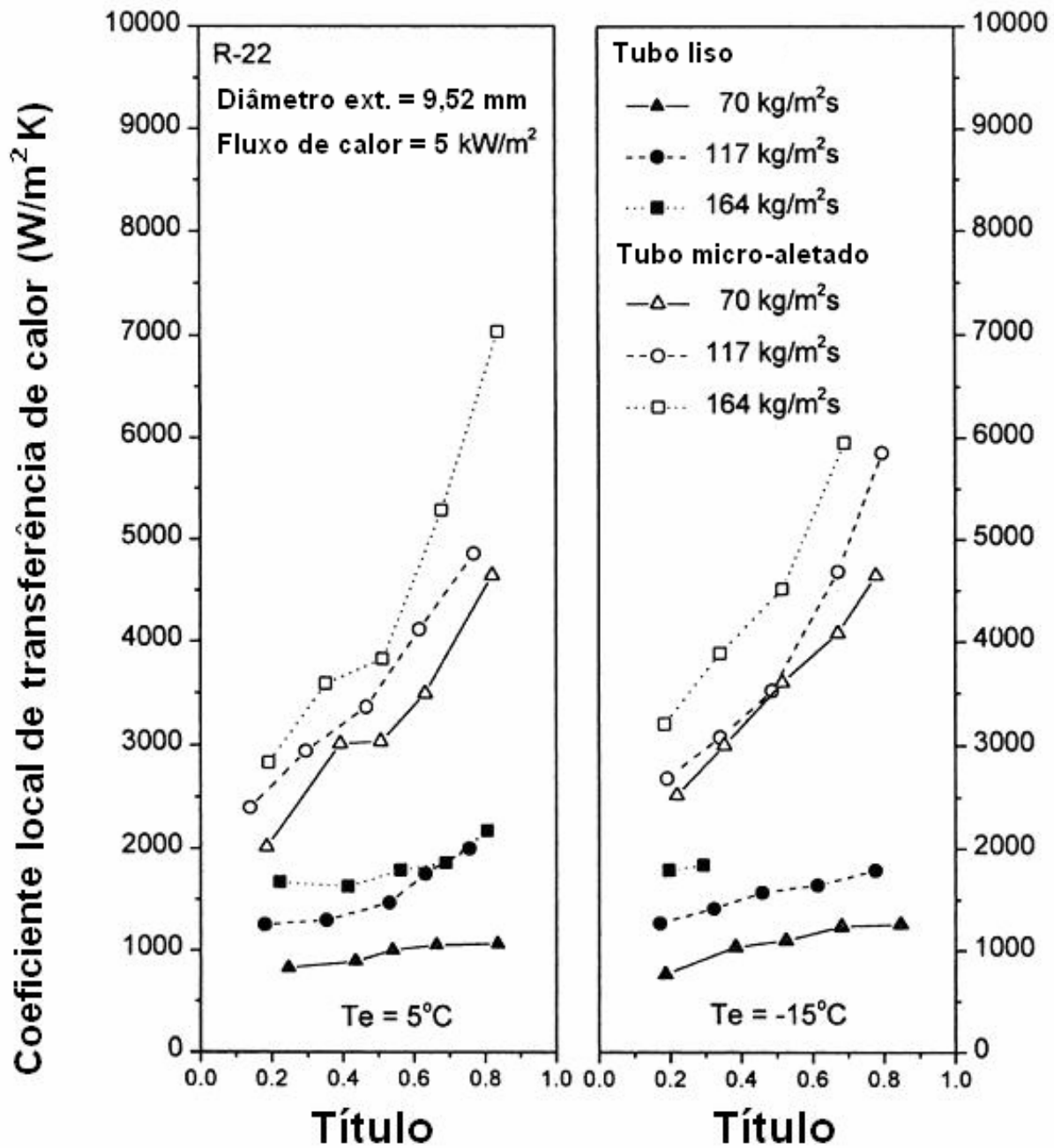


Figura 4.25 – Coeficientes de transferência de calor para temperaturas de 5°C e -15°C e fluxo de calor de 5kW/m²

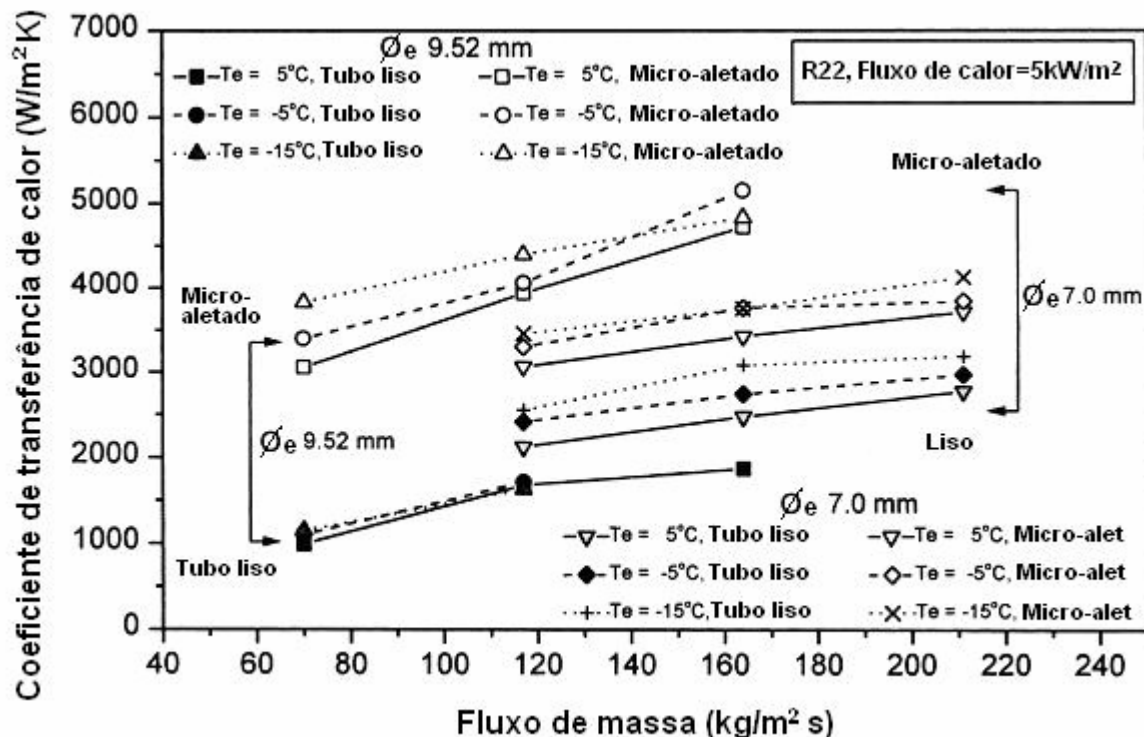


Figura 4.26 – Coeficientes médios de transferência de calor para um fluxo de calor de 5kW/m²

Para o cálculo da LMTD, foram escolhidas as temperaturas limite para o combustível: Temperatura máxima de entrada no evaporador de 45°C e mínima de saída de -5°C, e a do R-22, considerada igual para a entrada e saída, pois o líquido estaria em ebulição (temperatura constante). Mas pelos cálculos, não é possível refrigerar a maioria dos produtos listados até a temperatura mínima. Mesmo para +5°C somente alguns se tornam viáveis.

Observa-se que quanto menor a LMTD pior situação, pois se torna necessário um maior comprimento de tubo. Assim, utiliza-se um lance de 11,5m de tubo de cobre de 3/4" como a camisa do trocador em função de sua disponibilidade no estoque da Petrobras. Observa-se que este comprimento atende com folga a situação do MTBE, conforme citado anteriormente. As cores da tabela a seguir indicam: Fundo amarelo – a potência de refrigeração do compressor não atende. Fundo verde – atende. Texto vermelho – camisa acima de 11,5m de comprimento.

Produto	L.ΔT m.ºC	Comprimento necessário para o tubo-camisa do evaporador (m)											Temperatura mínima para atingir a potência de refrigeração necessária
		Temp. ebulição R-22: -10ºC a 0ºC LMTD: entrada da gasolina: 45ºC saída da gasolina: + 5ºC											
		-10	-9	-8	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	
		30,8	29,6	28,5	27,3	26,1	24,9	23,6	22,3	21,0	19,6	18,2	
MeOH	308,9	10,0	10,4	10,9	11,3	11,8	12,4	13,1	13,8	14,7	15,7	17,0	5,7
AEAC	322,1	10,5	10,9	11,3	11,8	12,4	13,0	13,6	14,4	15,3	16,4	17,7	2,3
AEHC	342,5	11,1	11,6	12,0	12,6	13,1	13,8	14,5	15,3	16,3	17,4	18,8	4,1
IPA	415,4	13,5	14,0	14,6	15,2	15,9	16,7	17,6	18,6	19,8	21,2	22,8	3,1
MTBE	226,8	7,4	7,7	8,0	8,3	8,7	9,1	9,6	10,2	10,8	11,5	12,5	-4,4
To	217,7	7,1	7,3	7,7	8,0	8,4	8,8	9,2	9,8	10,4	11,1	12,0	-7,2
n-C7	229,3	7,4	7,7	8,1	8,4	8,8	9,2	9,7	10,3	10,9	11,7	12,6	-5,9
Xi	221,4	7,2	7,5	7,8	8,1	8,5	8,9	9,4	9,9	10,5	11,3	12,2	-7,4
o-Xi	228,1	7,4	7,7	8,0	8,4	8,7	9,2	9,7	10,2	10,9	11,6	12,5	-6,0
m-Xi	226,0	7,3	7,6	7,9	8,3	8,7	9,1	9,6	10,1	10,8	11,5	12,4	-7,4
p-Xi	218,8	7,1	7,4	7,7	8,0	8,4	8,8	9,3	9,8	10,4	11,1	12,0	-7,5
i-C8	229,4	7,5	7,7	8,1	8,4	8,8	9,2	9,7	10,3	10,9	11,7	12,6	-7,9

Tabela 4.11 – Comprimento necessário para o tubo camisa do evaporador

Produto	Potência de Refrigeração kW	Fluxo de calor para o comprimento calculado em kW/m2 (LMTD: entrada da gasolina: 45°C saída: + 5°C)										
		-10	-9	-8	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0
		30,8	29,6	28,5	27,3	26,1	24,9	23,6	22,3	21,0	19,6	18,2
		30,8	29,6	28,5	27,3	26,1	24,9	23,6	22,3	21,0	19,6	18,2
MeOH	5,53	9,2	8,9	8,5	8,2	7,8	7,4	7,1	6,7	6,3	5,9	5,4
AEAC	4,92	7,9	7,6	7,3	7,0	6,7	6,3	6,0	5,7	5,4	5,0	4,7
AEHC	5,23	7,9	7,6	7,3	7,0	6,7	6,3	6,0	5,7	5,4	5,0	4,6
IPA	5,06	6,3	6,0	5,8	5,6	5,3	5,1	4,8	4,5	4,3	4,0	3,7
MTBE	3,91	8,9	8,5	8,2	7,9	7,5	7,2	6,8	6,4	6,1	5,7	5,2
To	3,57	8,4	8,1	7,8	7,5	7,1	6,8	6,5	6,1	5,8	5,4	5,0
n-C7	3,72	8,3	8,0	7,7	7,4	7,1	6,7	6,4	6,0	5,7	5,3	4,9
Xi	3,54	8,2	7,9	7,6	7,3	7,0	6,6	6,3	6,0	5,6	5,3	4,9
o-Xi	3,71	8,4	8,1	7,7	7,4	7,1	6,8	6,4	6,1	5,7	5,3	5,0
m-Xi	3,54	8,0	7,7	7,4	7,1	6,8	6,5	6,2	5,8	5,5	5,1	4,8
p-Xi	3,53	8,3	8,0	7,7	7,4	7,0	6,7	6,4	6,0	5,7	5,3	4,9
i-C8	3,49	7,8	7,5	7,2	6,9	6,6	6,3	6,0	5,7	5,3	5,0	4,6

Tabela 4.12 – Fluxo de calor em função do comprimento calculado para o tubo camisa

Em função do espaço disponível na plataforma sobre rodas, enrola-se este conjunto numa espiral, com diâmetro interno de aprox. 330mm, totalizando 11 espiras. Após a montagem, fez-se uma caixa externa em alumínio para a injeção de espuma de poliuretano para isolamento térmico. A espessura média realizada é de 100mm.

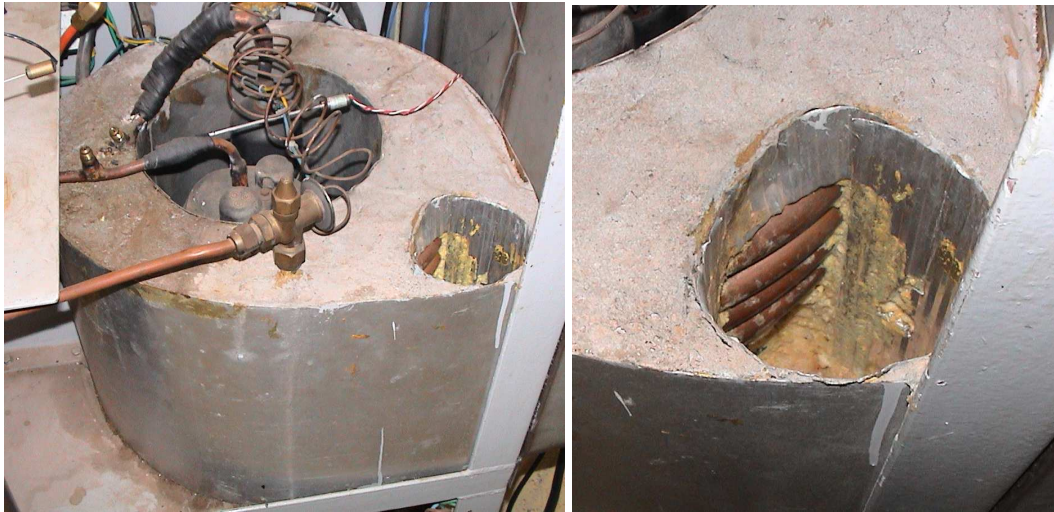


Figura 4.27 – Evaporador montado na plataforma e isolado termicamente

O furo no isolamento permite ver as espiras do trocador. A intenção do furo é refrigerar amostras de gasolina numa garrafa padrão de amostragem quando necessário.

O cálculo do isolamento térmico considera a condutividade térmica na faixa de 18 a 20 mW/m.K (fornecido pelo fabricante da espuma).

Utiliza-se para o cálculo:

- 1- Equação de condutividade térmica para cilindros verticais
- 2- Coeficiente de película para convecção natural do ar
- 3- Temperatura de evaporação de -25°C (pior caso estimado)
- 4- Temperatura ambiente muito alta na sala de motores (45°C).

Chega-se aos seguintes resultados:

- Temperatura de parede externa: $30,9^{\circ}\text{C}$
- Potência dissipada: 15,99 W

Assim, considera-se o isolamento térmico satisfatório, pois usa-se menos de 0,3% da capacidade de refrigeração do sistema.

4.3.6 – Válvula de expansão

Não sendo necessário um sistema sofisticado, opta-se por um sistema de refrigeração tradicional, mas utiliza-se para melhoria da performance do equipamento uma válvula de expansão do tipo termostática.

Conforme citado no item 4.2.5, esta válvula faz com que o evaporador seja mais bem aproveitado em termos de área útil e energia consumida pelo compressor. Assim, escolhe-se a válvula FLIGOR modelo TAD-1,5 para R-22, com equalização interna, conforme dados dimensionais de catálogo abaixo:

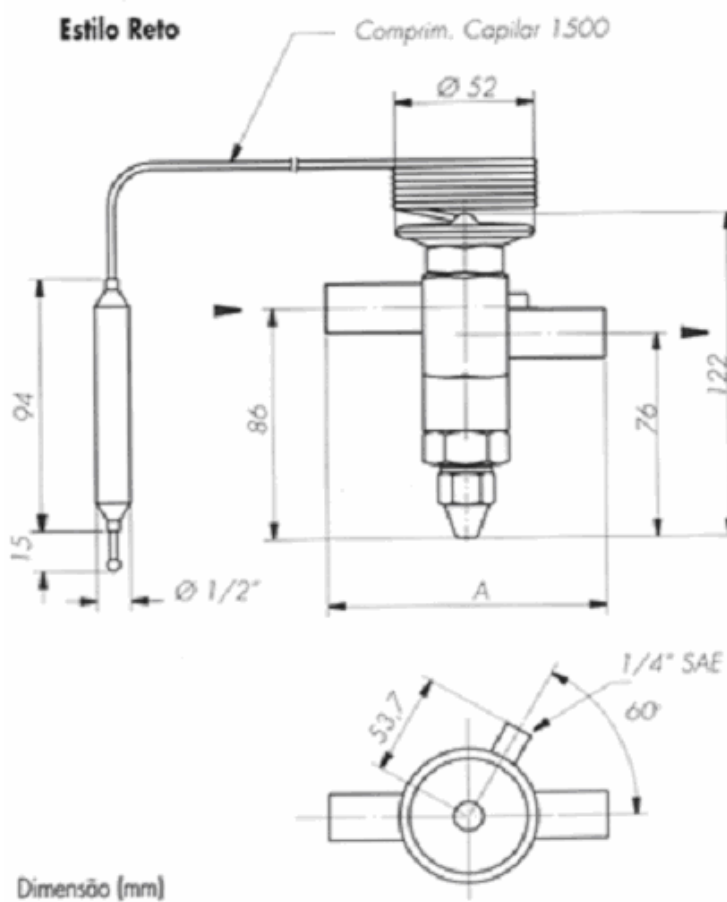


Figura 4.28 –
Desenho dimensional
do fabricante –
válvula de expansão
termostática
FLIGOR

4.4 Conclusão

Dentre os outros sistemas do projeto, o sistema de refrigeração é o que possui mais valores arbitrados, em função de não existirem métodos teóricos mais precisos para o seu dimensionamento.

As informações sobre as propriedades dos gases, disponíveis em softwares através de correlações matemáticas, facilitam sobremaneira o projeto em função da facilidade de acesso, inclusive em comparações com outros fluidos refrigerantes.

Um dos grandes empecilhos durante o desenvolvimento desta etapa do projeto é o grande número de variáveis com interação mútua. Por exemplo, se há variação na pressão de sucção, há variação na temperatura de ebulição, que influencia no coeficiente de transferência de calor, que varia as temperaturas de entrada e saída do fluido quente, que já altera novamente o coeficiente de troca térmica, que altera a capacidade de refrigeração do sistema, etc. Tudo isto continuamente num pequeno espaço de tempo.

Capítulo 5

SISTEMA DE CONTROLE

5.1– Introdução

O controle automático representa um papel vital no avanço da engenharia e da ciência. Possui importância extrema em processos industriais modernos, além de ser utilizado em outras áreas como pilotagem de aviões, equipamentos de laboratório e até brinquedos e aparelhos de uso doméstico. Como exemplos de uso em indústria, temos controles de pressão, temperatura, umidade, viscosidade, vazão, nível, posição, rotação, etc.

Os avanços da teoria e a prática no uso de controles automáticos nos últimos anos, bem como a melhoria na qualidade dos sistemas, diminuição dos custos e miniaturização eletrônica, levou estes sistemas não somente às indústrias de pequeno e grande porte, mas às residências e aos mais simples instrumentos e artefatos.

5.2– Revisão bibliográfica

O Sistema regulador automático é um sistema de controle realimentado no qual a entrada de referência ou a saída desejada, é constante ou varia lentamente com o tempo. A finalidade deste sistema é manter a saída real num valor desejado mesmo na presença de distúrbios.

Um sistema de aquecimento é um exemplo de sistema regulador automático. Neste sistema o ajuste da temperatura é comparado com a medição do valor real do combustível. Caso haja algum distúrbio, como uma diminuição de vazão ou o reenchimento de um reservatório, causa uma variação na temperatura que o sistema deve corrigir automaticamente. Esta correção deve ser a mais rápida possível, para manter a condição desejada.

Sabe-se que qualquer sistema linear deste tipo pode ser representado por um diagrama de blocos, conforme citado por Ogata (2003) e D'Azzo & Houpis (1984), que consiste em blocos, somadores e pontos de junção.

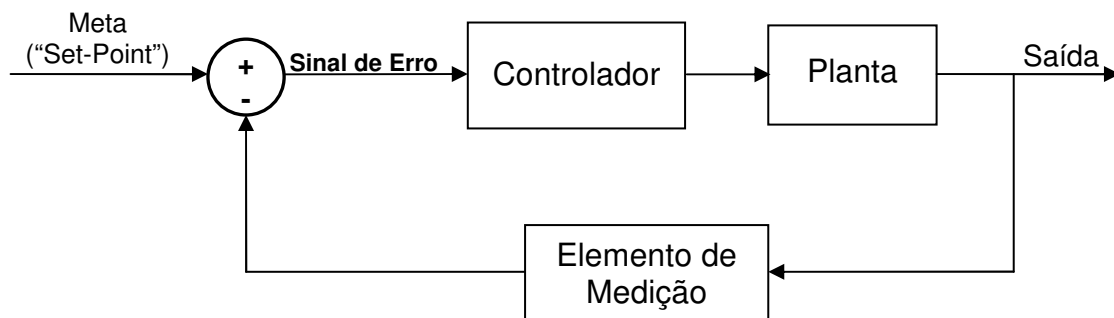


Figura 5.1 – Diagrama de blocos de um sistema de controle genérico

A natureza da malha fechada do sistema é indicada claramente na figura.

Para ser possível compreender qualquer sistema de controle, é necessário definir primeiramente alguns elementos deste sistema:

1- **Planta** – é uma parte ou o próprio equipamento como um todo. Matematicamente pode-se definir, num significado mais ligado aos sistemas de controle, como sendo um elemento que recebendo uma determinada ação de entrada, reage com uma outra ação de saída, não obrigatoriamente na mesma variável física. Por exemplo, ao variar-se rapidamente a vazão de gás em um forno, alterar-se-á a sua temperatura interna numa taxa que depende de suas dimensões físicas, materiais com que foi construído, carga do forno, tipo de maçaricos, etc.

2- **Elemento de Medição** – é um transdutor que vai transformar o valor da variável física da saída, seja ela quem for – pressão, temperatura, etc – numa outra variável física mais “palpável”, tal como um sinal elétrico, uma posição, etc.

3- **Comparador ou Somador** – compara (subtrai) os sinais do “set-point” e da saída do elemento de medição. Caso haja alguma diferença entre eles, gera um sinal de erro, numa variável física compatível com o que o próximo bloco – o controlador – possa receber.

4- **Controlador** – recebe o sinal de erro e atua na planta de modo a minimizar o erro, ou melhor, sempre procura manter a saída no valor desejado ou de ajuste, também chamado de “set-point”.

Tal como citado acima, os sinais de entrada em um somador , devem ter a mesma grandeza física. Caso não sejam, devem ser convertidos antes do bloco, para que haja coerência no seu resultado. Esta é uma outra função importante do elemento de medição, que promove a realimentação do sistema. Ele basicamente converte uma variável física em outra, e entrega sua variável física de saída ao comparador, compatível com o que este pode receber.

Para permitir uma análise mais detalhada, necessita-se de um modelo matemático que mostre as características dinâmicas do um sistema.

O uso que se pretende fazer deste modelo determina o grau de formalismo matemático requerido. O modelo deve conter as informações essenciais sobre o sistema, em função da aplicação do mesmo. Modelos que se propõem a serem universais são inevitavelmente impraticáveis ou antieconômicos. Assim, é necessário encontrar um ponto de equilíbrio entre a simplicidade de um modelo e sua capacidade de representar o sistema modelado de maneira mais próxima possível à realidade.

A complexidade do modelo depende do grau de entendimento a respeito dos fenômenos envolvidos. Obviamente, a complexidade de um modelo aumenta na medida em que aumenta o número de fenômenos que se pretende explicar através dele.

Nas primeiras etapas do desenvolvimento de um modelo, é difícil prever se o acréscimo de um novo termo permite ao modelo incorporar um novo fenômeno ou se este acréscimo somente provoca um aumento desnecessário da complexidade do modelo. É, portanto, um passo importante à determinação das variáveis que são realmente significantes.

De uma maneira geral, modelos complexos e multivariáveis têm aplicação restrita, sendo utilizados principalmente em pesquisas. Para aplicações práticas são desejáveis modelos simplificados, envolvendo somente poucas variáveis. É importante que se utilize algum conhecimento a priori ou alguma outra técnica apropriada para que se eliminem os parâmetros que não possuam importância significativa, de acordo com a aplicação desejada, de modo a se obter um modelo simples e eficiente.

Na teoria de controle, funções denominadas “funções de transferência” são extremamente usadas para caracterizar as relações entrada-saída de sistemas.

Ela é definida como sendo a relação entre a transformada de Laplace da saída (função resposta) pela transformada de Laplace da entrada (função excitação). Ela é uma função do próprio sistema. Ela descreve exatamente como o sistema se comporta ao ser submetido a uma determinada entrada variante no tempo, que pode ser da própria planta, do controlador, do sistema de medição ou de qualquer sistema físico existente.

5.2.1– Tipos de controladores

Os controladores industriais podem ser classificados de acordo com suas ações de controle, como citado por Ogata (2003):

1. Controladores de duas posições ou on-off
2. Controladores proporcionais
3. Controladores integrais
4. Controladores proporcional-integrais
5. Controladores proporcional-derivativos
6. Controladores proporcional-integral-derivativos

A maior parte dos controladores industriais utiliza eletricidade ou fluido pressurizado, como óleo ou ar, como fontes de energia. Como consequência, os controladores podem ser classificados de acordo com a espécie de energia empregada na operação, como controladores pneumáticos, controladores hidráulicos ou controladores eletrônicos. A escolha do tipo de controlador a ser utilizado deve ser decidida com base na natureza da planta e nas condições de operação, incluindo certas considerações, como segurança, disponibilidade, confiabilidade, precisão, peso e tamanho.

5.2.1.1 - Ação de controle de duas posições ou “on-off”.

Em um sistema de controle de duas posições, o elemento atuante tem somente duas posições fixas, que são, em muitos casos, simplesmente ligado e desligado. O controle de duas posições, “on-off” ou “Liga-Desliga” é relativamente simples e barato, e por essa razão, é bastante utilizado em sistemas de controle domésticos e industriais que não requeiram muita precisão nos resultados.

5.2.1.2 - Ação de controle proporcional.

Para um controlador com ação de controle proporcional, a relação entre a saída do controlador $u(t)$ e o sinal de erro atuante $e(t)$ é:

$$u(t) = K_p \cdot e(t)$$

ou, utilizando-se a transformada de Laplace:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p$$

onde K_p é denominado ganho proporcional.

Qualquer que seja o mecanismo real e o tipo de energia utilizada na operação, o controlador proporcional é essencialmente um amplificador com um ganho ajustável.

5.2.1.3 - Ação de controle integral.

Em um controlador com ação de controle integral, o valor da saída $u(t)$ do controlador é modificado a uma taxa de variação proporcional ao sinal de erro atuante $e(t)$. Ou seja:

$$\frac{du(t)}{dt} = K_i \cdot e(t) \quad \text{ou} \quad u(t) = K_i \cdot \int_0^t e(t) \cdot dt$$

onde K_i é uma constante ajustável.

A função de transferência de um controlador integral é: $\frac{U(s)}{E(s)} = \frac{K_i}{s}$

5.2.1.4 - Ação de controle proporcional-integral.

Essa ação é definida por: $u(t) = K_p \cdot e(t) + \frac{K_p}{T_i} \cdot \int_0^t e(t) \cdot dt$

ou, então, a função de transferência do controlador é: $\frac{U(s)}{E(s)} = K_p \cdot \left(1 + \frac{1}{T_i \cdot s} \right)$

onde T_i é chamado de *tempo integrativo* ou *tempo integral*.

5.2.1.5 - Ação de controle proporcional-derivativo.

A ação de controle de um controlador proporcional derivativo é definida por:

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_p \cdot T_d \cdot \frac{de(t)}{dt}$$

e a função de transferência é: $\frac{U(s)}{E(s)} = K_p \cdot (1 + T_d \cdot s)$

onde T_d é chamado de *tempo derivativo*.

5.2.1.6 - Ação de controle proporcional-integral-derivativo.

A combinação das ações de controle proporcional, de controle integral e de controle derivativo é denominada ação de controle proporcional-integral-derivativo ou mais conhecida como *controle PID*.

Essa ação combinada tem as vantagens individuais de cada uma das três ações de controle. A equação de um controlador com essas ações combinadas é dada por:

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + \frac{K_p}{T_i} \cdot \int_0^t e(t) \cdot dt + K_p \cdot T_d \cdot \frac{de(t)}{dt}$$

e a função de transferência é:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p \cdot \left(1 + \frac{1}{T_i \cdot s} + T_d \cdot s \right) \quad \text{ou} \quad \frac{U(s)}{E(s)} = \left(\frac{K_p (1 + T_i s + T_i T_d s^2)}{T_i s} \right).$$

onde K_p é o ganho proporcional, T_i é o tempo integrativo e T_d é o tempo derivativo.

O diagrama de blocos de um controlador proporcional-integral-derivativo é mostrado na figura abaixo:

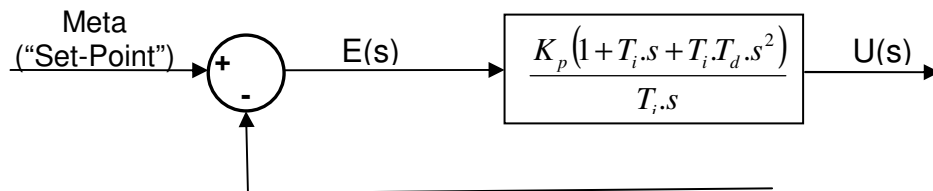


Figura 5.2 – Diagrama de blocos de um sistema de controle PID

É interessante notar que mais da metade dos controladores industriais em uso atualmente empregam esquemas de controle PID ou PID modificado. Como a maioria destes controladores PID são ajustados em campo, diferentes tipos de regras de sintonia vêm sendo propostas na literatura. Assim, com a utilização dessas regras de sintonia, e ajustes finos no controlador PID podem ser feitos em campo, permitindo respostas mais rápidas e isenção de instabilidades.

Vários métodos de sintonia automática vêm sendo desenvolvidos e alguns controladores PID já têm a capacidade de fazer sintonia automática com o próprio aparelho. São rotinas matemáticas gravadas no próprio processador, que aplicam por exemplo um degrau no sistema, verificam a resposta e através de equações previamente programadas.

Estes controladores mais modernos estimam os valores de K_p , T_i e T_d e já põe o sistema para operar com estes parâmetros. Há outros que fazem análise de tempos em tempos, para manter o sistema sempre otimizado, pois as constantes podem variar em função de outras como temperatura ambiente, pressão e umidade atmosféricas, etc.

A utilidade dos controles PID está na sua aplicabilidade à maioria dos sistemas de controle. Em particular, quando o modelo matemático da planta não é conhecido, o que ocorre na maioria dos casos, e portanto métodos analíticos de projeto não podem ser utilizados. Assim, este controle PID se mostra extremamente útil em função de sua versatilidade.

Sabe-se que os esquemas básicos de controle PID e os controles PID modificados provam sua utilidade conferindo um controle satisfatório no controle de processos, embora seja conhecido que em muitas situações eles podem não proporcionar um controle ótimo.

5.2.2– Regras e sintonia para controladores PID

Se o modelo matemático da planta pode ser obtido, então é possível aplicar várias técnicas teóricas de projeto na determinação dos parâmetros do controlador. Estas impõem as especificações do regime transitório e do regime permanente do sistema de malha fechada, de acordo com o requerido.

Contudo, se a planta for muito complexa, de modo que seu modelo matemático não possa ser obtido facilmente, então a abordagem analítica do projeto do controlador PID não será possível. Deve-se então recorrer a abordagens experimentais de sintonia de controladores PID.

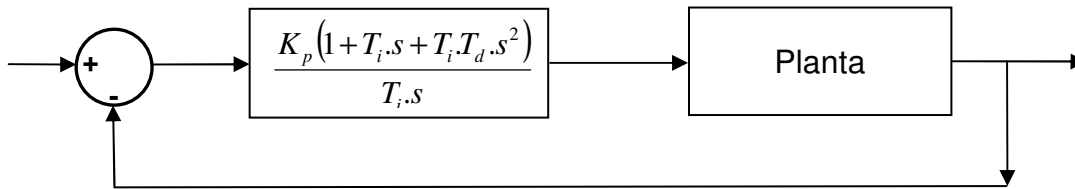


Figura 5.3 – Diagrama de blocos de um sistema de controle PID conectado

O processo de selecionar parâmetros do controlador que garantam uma dada especificação de desempenho é conhecido como sintonia do controlador.

Ziegler e Nichols sugerem regras para a sintonia de controladores PID, o que significa ajustar os valores de K_p , T_i e T_d . Baseados na resposta experimental ao degrau ou no valor de K_p que resulta em uma estabilidade marginal, quando somente uma ação proporcional é utilizada, é possível estimar estas constantes.

Estas regras são úteis quando os modelos matemáticos da planta são desconhecidos, mas também podem, é claro, ser aplicadas ao projeto de sistemas com modelos matemáticos conhecidos. Elas sugerem um conjunto de valores de K_p , T_i e T_d que vão proporcionar uma operação estável do sistema.

Outras regras de sintonia apresentadas na literatura vêm também sendo muito utilizadas para sintonizar controladores PID em sistemas de controle de processo em que as dinâmicas da planta não são precisamente conhecidas.

Mas nem sempre os valores calculados atendem os requisitos do sistema. Pode-se encontrar um máximo sobre-sinal de grande amplitude, por exemplo, devido à resposta do degrau, o que é inaceitável. Nesse caso, precisa-se fazer uma série de sintonias finas até que um resultado aceitável seja obtido.

De fato, as regras de sintonia de Ziegler-Nichols fornecem estimativas dos valores dos parâmetros e proporcionam um ponto de partida na sintonia fina, e não os valores definitivos de K_p , T_i e T_d logo na primeira tentativa.

A determinação de valores do ganho proporcional K_p , do tempo integral T_i e do tempo derivativo T_d são baseadas na característica da resposta temporal de uma dada planta. Essa determinação dos parâmetros dos controladores PID pode ser feita por engenheiros de campo, por meio de experimentos com a planta.

Existem dois métodos básicos destas regras de sintonia:

5.2.2.1 – Primeiro método

No primeiro método, obtém-se experimentalmente a resposta da planta a uma entrada em degrau unitário, como é visto abaixo. Se a planta não possui integradores nem pólos complexos conjugados dominantes, então essa curva de resposta ao degrau unitário deve ter o aspecto de um “S”, como na figura. Esse método se aplica caso a curva de resposta ao degrau tiver o aspecto de um “S”.

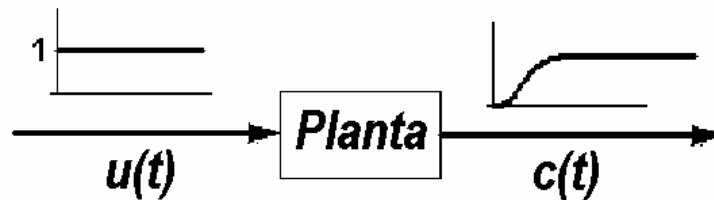


Figura 5.4 – Resposta ao degrau de um sistema qualquer

A curva com o formato em “S” pode ser caracterizada por duas constantes, o atraso L e a constante de tempo T .

O atraso e a constante de tempo são determinados desenhando-se uma linha tangente no ponto de inflexão da curva com o formato em “S” e determinando-se a intersecção da linha tangente com o eixo dos tempos e a linha $c(t) = K$, obtendo-se os parâmetros L e T , como mostra a figura a seguir:

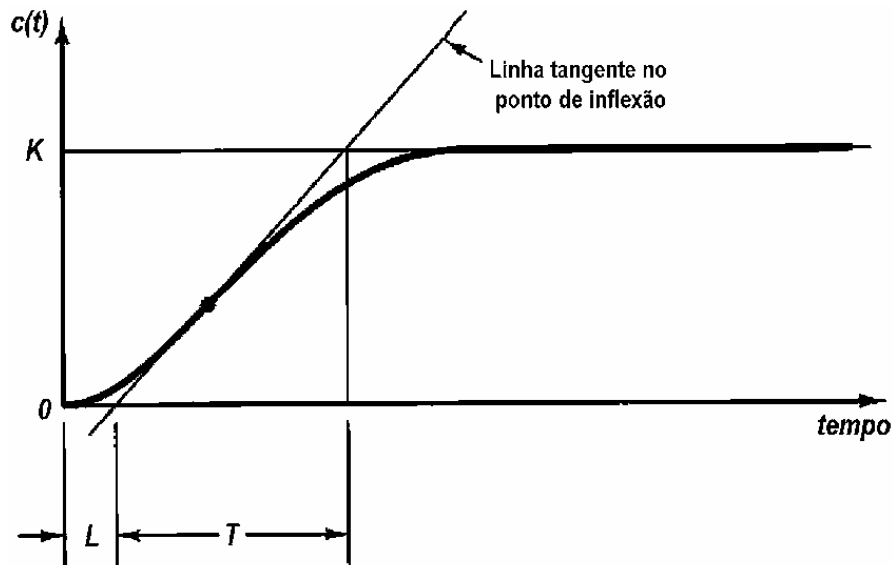


Figura 5.5 – Parâmetros da resposta ao degrau de um sistema qualquer

A função de transferência $C(s)/U(s)$ pode ser aproximada por um sistema de primeira ordem com um atraso de transporte, como se segue:

$$H(s) = \frac{C(s)}{U(s)} = \frac{K.e^{-Ls}}{Ts + 1}$$

Ziegler e Nichols sugeriram escolher os valores de K_p , T_i e T_d de acordo com as equações mostradas na tabela abaixo, calculados a partir dos parâmetros L e T obtidos conforme a figura anterior:

Controlador	K_p	T_i	T_d
P	T/L	∞	0
PI	0,9 T/L	L/0,3	0
PID	1,2 T/L	2L	0,5 L

Tabela 5.1 – Parâmetros de Ziegler-Nichols para o primeiro método

Observe que o controlador PID sintonizado pelo primeiro método tem um pólo na origem e zeros duplos em $s = -1/L$, como pode ser visto a seguir:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i \cdot s} + T_d \cdot s \right) = 1,2 \frac{T}{L} \left(1 + \frac{1}{2Ls} + 0,5 \cdot Ls \right) = 0,6 \cdot T \frac{\left(s + \frac{1}{L} \right)^2}{s}$$

5.2.2.2 – Segundo método

No segundo método, define-se inicialmente $T_i = \infty$ e $T_d = 0$. Utiliza-se somente a ação de controle proporcional. Aumenta-se o K_p de 0 ao valor crítico $K_{pcrít}$, no qual a saída exibe uma oscilação sustentada pela primeira vez. Se a saída não exibe uma oscilação sustentada para qualquer valor que K_p , pode-se assumir que esse método não se aplica. Os valores de $K_{pcrít}$ e o período $P_{crít}$ são determinados experimentalmente, conforme diagrama abaixo:

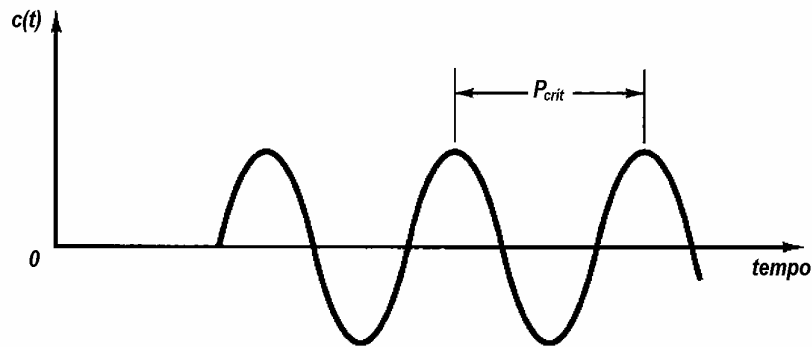


Figura 5.6 – Resposta ao $K_{P\text{ Crítico}}$ com oscilação sustentada

Ziegler e Nichols sugerem escolher os valores dos parâmetros K_p , T_i e T_d de acordo com tabela abaixo:

Controlador	K_p	T_i	T_d
P	$0,5 \cdot K_{pcrít}$	∞	0
PI	$0,45 \cdot K_{pcrít}$	$P_{crít} / 1,2$	0
PID	$0,6 \cdot K_{pcrít}$	$0,5 \cdot P_{crít}$	$0,125 \cdot P_{crít}$

Tabela 5.2 – Parâmetros de Ziegler-Nichols para o segundo método

Note que o controlador PID sintonizado pelo segundo método fornece:

$$\begin{aligned}\frac{U(s)}{E(s)} &= K_p \left(1 + \frac{1}{T_i \cdot s} + T_d \cdot s \right) = 0,6 \cdot K_{pcrít} \left(1 + \frac{1}{0,5 \cdot P_{crít} \cdot s} + 0,125 \cdot P_{crít} \cdot s \right) = \\ &= 0,075 \cdot K_{pcrít} \cdot P_{crít} \cdot \frac{\left(s + \frac{4}{P_{crít}} \right)^2}{s}\end{aligned}$$

Portanto, o controlador PID tem um pólo na origem e zeros duplos em $s = -4/P_{crít}$.

5.3– Metodologia aplicada ao problema

Ao analisar-se o sistema do projeto, nota-se a existência de um atraso de resposta considerável, pois o motor se encontra a aproximadamente 3 metros do sistema de aquecimento, conectado por uma mangueira que leva o combustível pressurizado. Assim, pode-se assumir que o sistema pode ser representado pelo diagrama de blocos mostrado a seguir:

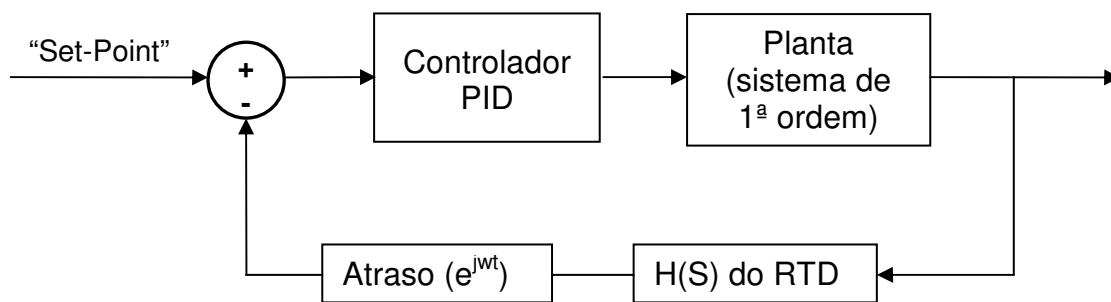


Figura 5.7 – Diagrama de blocos para o sistema projetado

Sabe-se que o método de Ziegler-Nichols supõe um atraso de resposta, e que a aplicação de um degrau é bastante simples neste sistema.

Ao injetar-se um degrau no acionamento do sistema de aquecimento após o sistema estar em regime constante de operação, é possível coletar a variação de temperatura na entrada de combustível do motor, através da leitura do sensor de temperatura.

Como a potência de acionamento é muito elevada, a temperatura subiria muito além do necessário. Assim, opta-se por ajustar o controlador para controle proporcional, com o ganho K_p muito elevado ($T_i = \text{máximo}$ e $T_d = 0$), para simular o acionamento dos tiristores na condição de totalmente acionados durante a subida de temperatura.

Após o experimento, avalia-se a dinâmica de variação da temperatura no tubo distribuidor do motor, e na saída do aquecedor, conforme o resultado mostrado abaixo:

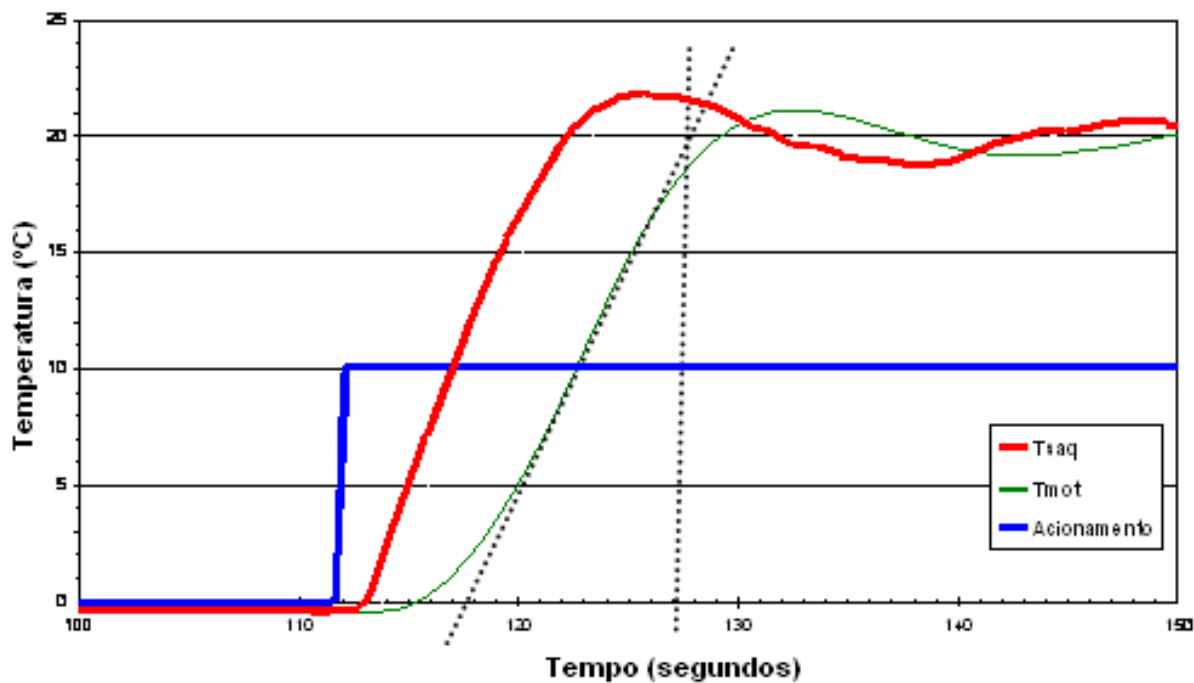


Figura 5.8 – Resposta ao degrau para o sistema projetado

Efetuem-se as medições dos parâmetros de Ziegler-Nichols, e obtém-se a tabela abaixo com os parâmetros medidos e os calculados pelo primeiro método:

Medições		Parâmetros calculados	
L	5,5	K _p	2,073
T	9,5	T _i	11,000
		T _d	2,750

Tabela 5.3 e 5.4 – Parâmetros de Ziegler-Nichols calculados

5.4– Conclusão

Infelizmente não houve tempo hábil para efetuarem-se mais medições, o que pode prejudicar na exatidão do valor controlado durante a operação.

Como a troca térmica varia em função dos parâmetros físico-químicos do combustível, e estes com a temperatura, é importante efetuar outros ensaios em outras faixas de temperaturas, para verificar a estabilidade nestas condições.

Além disto, há trocas para o ambiente que dependem do ΔT , influenciadas também pelas mangueiras e dutos, sua proximidade com o motor aquecido, consumo de combustível do motor que influencia na vazão de retorno e esta na temperatura de armazenagem, etc.

Também pode-se efetuar o experimento utilizando o segundo método de Ziegler-Nichols e comparar os resultados com os do primeiro.

Encontram-se ainda inúmeros outros métodos em trabalhos técnicos publicados em revistas especializadas, que também podem ser utilizados, mas seria um preciosismo, pois os resultados encontrados já satisfazem o que se deseja, não sendo necessário demandar tempo extra na procura de algo mais, pois os erros encontrados já são satisfatórios.

Capítulo 6

INTEGRAÇÃO DO SISTEMA

6.1– Introdução

A montagem do equipamento integra todos os itens citados nos capítulos anteriores, e algo mais. Outros itens de igual importância como sistema de bombeio, regulador de pressão e amortecedor hidráulico, estão descritos a seguir como citado anteriormente no capítulo.

6.2– Bomba

Pressões elevadas são cada vez mais procuradas para atender aos modernos sistemas de injeção de combustível, em função da diminuição do tamanho da gota injetada, o que proporciona uma melhor mistura ar/combustível e conseqüentemente diminuição das emissões.

Assim, opta-se por uma bomba que forneça pressões até 200 bar.

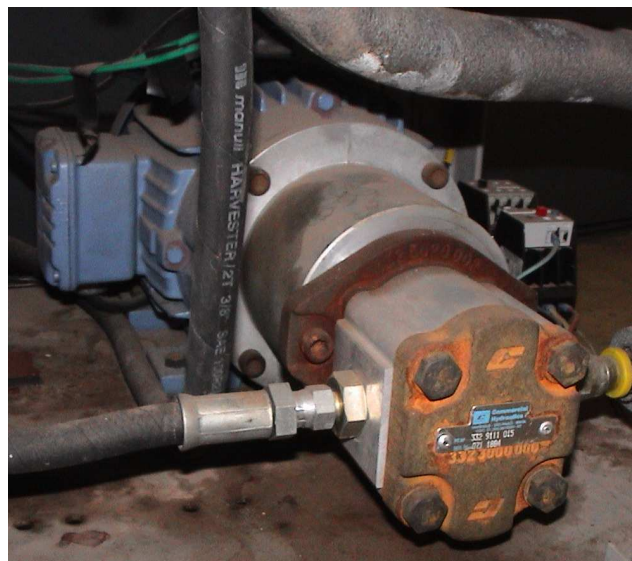


Figura 6.1 – Bomba de engrenagens

Infelizmente não existe no mercado bomba de engrenagem capaz de fornecer tal pressão sem se auto-destruir em pouco tempo, em função da baixa viscosidade da gasolina. Assim, os fabricantes atualmente estão fornecendo bombas a pistão de pequenas dimensões para pressões desta ordem de grandeza.

Mesmo assim, para pressões até aproximadamente 30 bar, é possível utilizar uma bomba de engrenagens, e com tempo de vida bastante alto, segundo experiências já realizadas na PETROBRAS. Observa-se que partes da carcaça em aço estão oxidadas, em função da condensação de vapor d'água do ar nas baixas temperaturas da carcaça da bomba resfriadas pelo combustível do reservatório.

6.3– Amortecedor hidráulico, Filtro e Regulador de pressão

Qualquer bomba de deslocamento positivo gera pulsação na linha de descarga, e dependendo da intensidade desta pulsação, causa interferência nos processos adiante dela.

Assim, instala-se um amortecedor hidráulico de 0,5 litro na descarga da bomba para atenuar as pulsações e logo a frente um filtro de 10 μ m para proteção do sistema de injeção.

Junto ao motor está instalado o regulador de pressão que alivia a linha para o retorno ao reservatório, de modo a manter a pressão estabilizada.

Este regulador tem construção especial. Possui um obturador de alumínio de pequenas dimensões, e conseqüentemente pequena massa, de modo a possuir uma alta frequência de ressonância juntamente com a mola que o pressiona contra a sede.

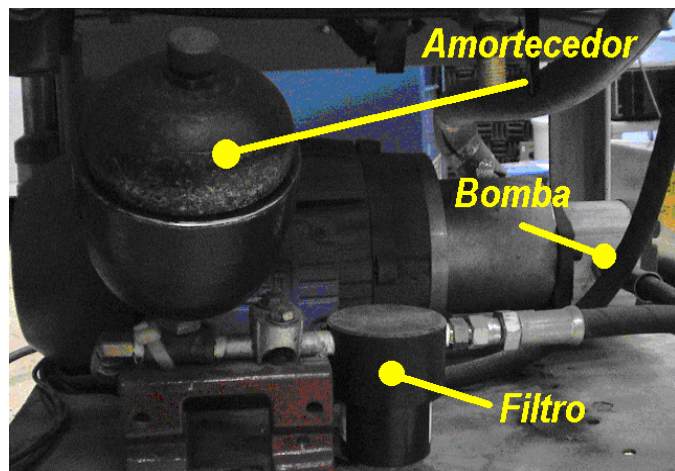


Figura 6.2 – Amortecedor hidráulico e filtro

O ideal seria um obturador de material polimérico e uma mola de titânio. Este conjunto teria a maior frequência de ressonância possível para um regulador deste tipo. Melhor seria uma “mola a ar”, ou melhor: um pequeno pistão acionado a ar comprimido.

Deste modo, o tubo distribuidor que alimenta os injetores, se mantém com uma pressão estabilizada e com o mínimo de pulsações.

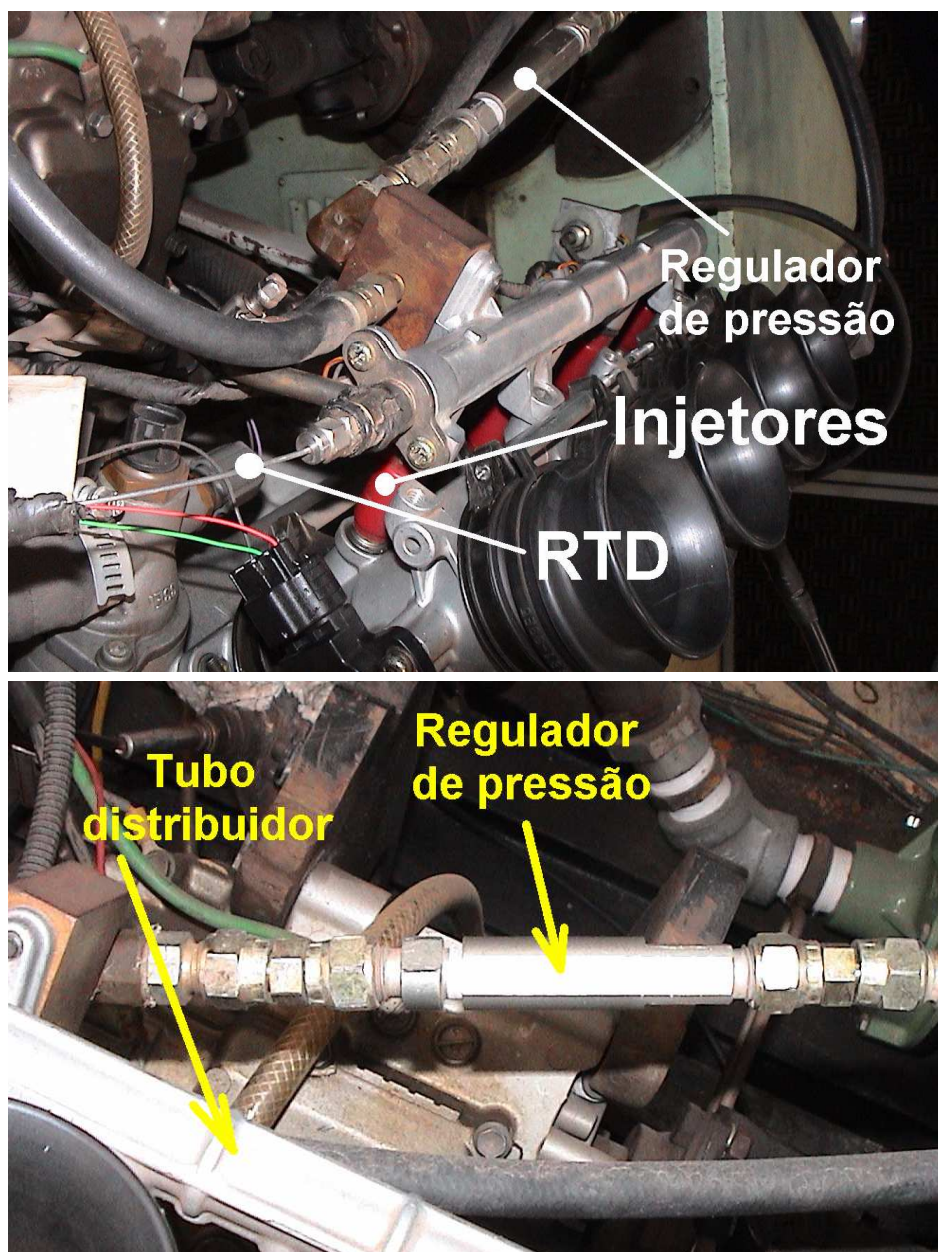


Figura 6.3 – Regulador de pressão junto ao motor de combustão interna

6.4– Sistema de aquecimento

Como citado no capítulo 3, os 2 trocadores de calor são posicionados na lateral da plataforma, num local onde quase não ocupa espaço físico.

O controlador de temperatura lê a temperatura no distribuidor de combustível do motor, através de um RTD e aciona uma chave estática tiristorizada, no instante mais adequado (maiores detalhes sobre os RTDs são mostrados no capítulo 7).

Esta chave consiste num circuito eletrônico que aciona um TRIAC ou par de SCRs, que funcionam como interruptores em estado sólido, acionados por um sinal de PWM (“**P**ulse **W**idth **M**odulator”) enviado pelo controlador. Esta chave estática controla a corrente elétrica média que é enviada aos resistores, controlando deste modo a energia entregue ao combustível, e como consequência deste controle, o combustível sai com a temperatura de acordo com o ajustado no controlador.

Um circuito típico de uma chave estática para pequenas potências pode ser visto na figura a seguir. Logo após, pode-se ver o trocador montado na lateral da plataforma, a chave estática e o controlador de temperatura.

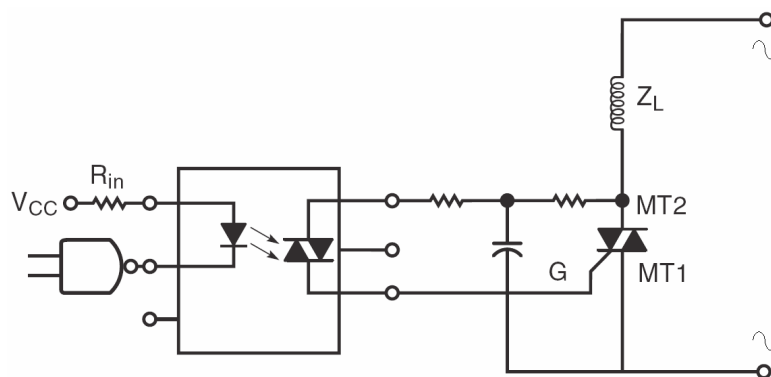


Figura 6.4 – Esquema típico de uma chave estática tiristorizada simples

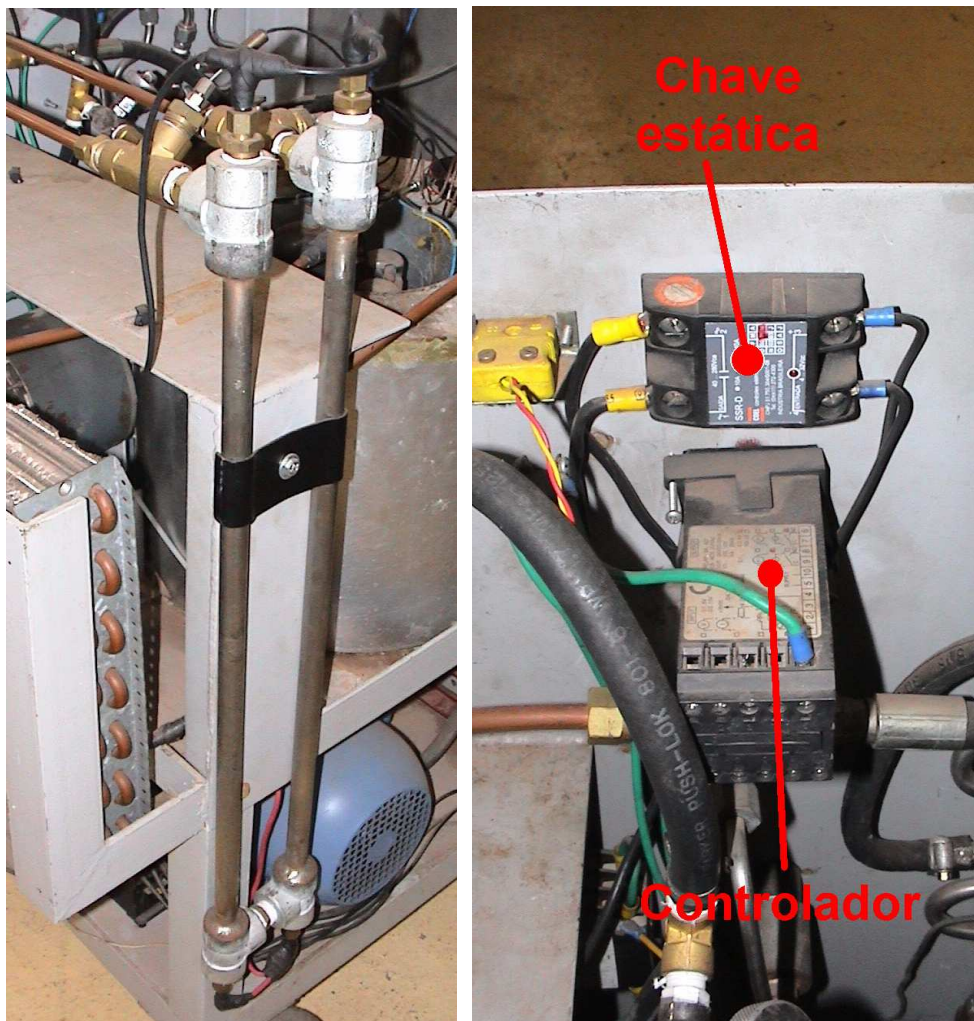


Figura 6.5 – Elementos do sistema de aquecimento montados na plataforma

Logo após o trocador de calor, necessita-se levar o combustível até o motor a combustão interna. Assim, utilizam-se engates rápidos para sistemas hidráulicos convencionais, que trabalham a 35 MPa, e mangueiras padrão SAE-100R2 para pressões até 27,5 MPa. Na foto da direita observam-se os espigões dos engates rápidos de entrada e saída de produto.



Figura 6.6 – Aquecedor e engates rápidos montados na plataforma

6.5– Sistema de refrigeração

Recebe o combustível que sai do regulador de pressão e o resfria, antes que seja enviado ao reservatório.

Possui um sistema de controle simples, do tipo liga/desliga, para manter o combustível no reservatório sempre dentro da faixa de -5°C a $+5^{\circ}\text{C}$.



Figura 6.7 – Controle Liga/Desliga

É um sistema convencional semelhante ao utilizado nos refrigeradores domésticos com um bulbo de gás que se expande ao ser aquecido, ligando um contato elétrico e este comandando um relé. Está instalado sob o suporte do painel, como pode ser visto na foto abaixo:

O bulbo sensor está em contato direto com o tê de junção para a linha saída após as válvulas que selecionam qual reservatório será usado, de modo a atender aos dois reservatórios simultaneamente. Está isolado com espuma de poliuretano, como pode ser visto na foto abaixo:



Figura 6.8 – Bulbo sensor do sistema de controle Liga/Desliga do sistema de refrigeração

O evaporador pode ser visto juntamente com o compressor no seu interior, já isolado com espuma de poliuretano e montado no carrinho. Fez-se um furo na face superior para permitir a refrigeração de garrafas de amostras de gasolina antes do envio ao laboratório químico.

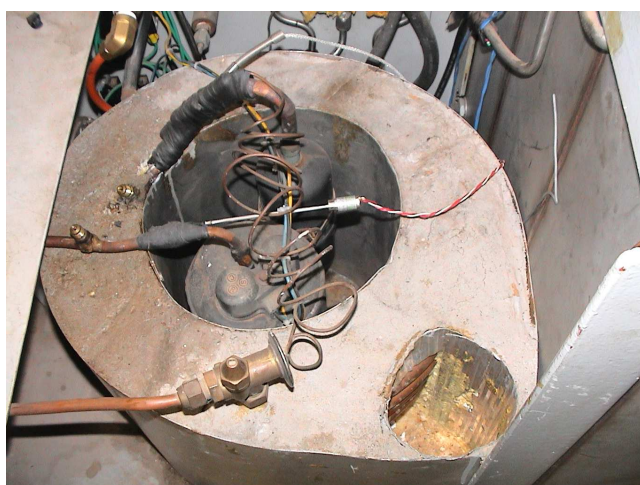


Figura 6.9 – Compressor montado no interior do evaporador

6.6– Reservatórios

Há 3 reservatórios, 2 para uso e 1 para descarte de produtos.

No painel frontal visto na figura 6.10, podem-se notar as válvulas para seleção do reservatório a ser utilizado, tanto para a linha de retorno (válvulas superiores), quanto para a sucção pela bomba (válvulas inferiores).

A válvula central direciona o retorno do combustível para o 3º reservatório, que não possui linha de sucção, esvaziado somente pelo dreno de descarte.

Durante a troca de combustível, sem retirar o motor de operação, fecha-se a válvula de sucção do reservatório que está sendo utilizado e abre-se a sucção do outro.

O retorno é então alinhado para o 3º reservatório (descarte), onde recebe o combustível proveniente da operação de limpeza das linhas (“flushing”) durante esta troca de combustível.

Após certo volume circulado pelas linhas, consideram-se as linhas limpas e alinha-se o retorno de volta para o reservatório onde está sendo succionado o combustível.

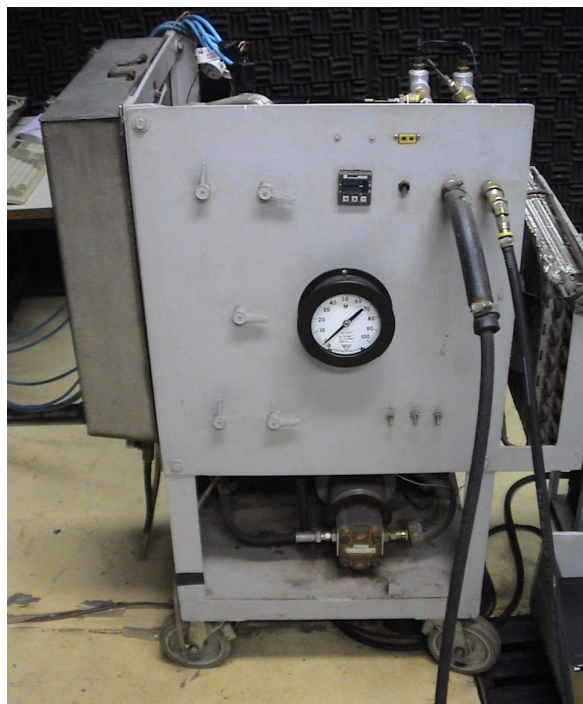


Figura 6.10 – Painel frontal e reservatórios à esquerda



Figura 6.11 – Interior dos reservatórios

Para evitar acidentes, os reservatórios possuem chaves tipo “reed-switch” acopladas numa pequena bóia, para indicar nível alto, como pode ser visto na figura 6.11. Estas informações vão diretamente para o painel de controle.

6.7– Conclusão

Todos os equipamentos citados nos itens acima estão instalados na plataforma sobre rodas, conforme definido nas premissas do projeto. Utilizam-se mangueiras de alta pressão para conectar a saída da bomba até o motor e mangueiras convencionais para as linhas de retorno.

Para permitir o funcionamento dos sistemas, a plataforma recebe energia através de alimentação trifásica em 220V e sinais de controle para acionamento da bomba, sistema de aquecimento, controlador de temperatura e sistema de refrigeração com seu ventilador. Além disto, retorna sinais de sensores de temperatura de combustível e nível dos reservatórios para o sistema de alarmes. Há muitos outros detalhes que não foram citados, pois não interferem com o funcionamento do sistema.

O projeto visa atender uma demanda de aplicações a curto prazo, pois sua finalidade é a diminuição do erro de medição em determinados ensaios de combustíveis em motor. É certo que há muito a melhorar.

O sistema mostrado atende perfeitamente as necessidades, dentro dos parâmetros esperados de facilidade de operação, resposta relativamente rápida às mudanças de combustível e respostas do controle.

Capítulo 7

INSTRUMENTAÇÃO

7.1– Introdução

Para permitir a comprovação prática do projeto teórico com o equipamento montado, é necessário realizar-se algumas medições de temperatura e pressão no sistema.

Para que isto seja possível, instalam-se alguns sensores de temperatura e pressão em locais adequados e utiliza-se um sistema de aquisição de dados através de computador.

Para se obter a melhor exatidão possível nos resultados, leva-se em consideração os seguintes parâmetros na escolha dos sensores:

- 1- Constante de tempo compatível com o sistema em questão.
- 2- Facilidade de se encontrar no mercado.
- 3- Custo aceitável
- 4- Erro aceitável.
- 5- Atender a faixa de medição desejada.

7.2- Sensores de temperatura

Opta-se pelos RTDs (Resistance Temperature Detectors), pois atendem com facilidade todos os itens acima.

Conforme citado por Holman (1994) e Nachtigal (1990), o erro esperado é da ordem de $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$ para os RTDs de platina, comparado ao de um termopar tipo K com $\pm 2,2^{\circ}\text{C}$. A máxima temperatura de trabalho de um RTD de platina é de 600°C para bulbos de vidro e de 800°C para bulbos cerâmicos, o que atende perfeitamente ao propósito.

A platina é um metal precioso muito estável e com uma função resistência versus temperatura bastante linear. Apesar de possuir menor sensibilidade e resistividade que os termistores, geralmente construídos em pastilhas de óxidos metálicos, consegue-se com fios finos valores relativamente altos para este metal.

A função Resistência versus temperatura é modelada com erro muito pequeno através da equação de Callendar-Van Dusen.

Esta equação usa as constantes A, B e C, derivadas das medições de resistência a 0°C , 100°C e 260°C .

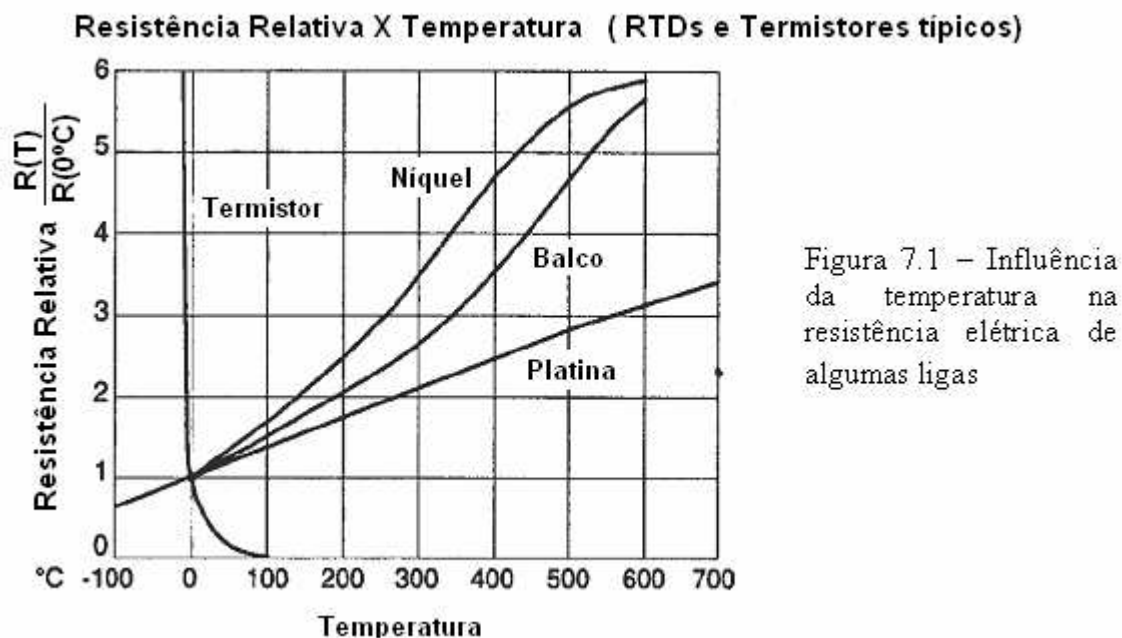


Figura 7.1 – Influência da temperatura na resistência elétrica de algumas ligas

$$R_T = R_0(1 + AT + BT^2 - 100CT^3 + CT^4)$$

Sendo:

R_T = Resistência [Ω] na temperatura T [$^{\circ}\text{C}$]

R_0 = Resistência [Ω @ 0°C]

T = Temperatura [$^{\circ}\text{C}$]

Para $T > 0^{\circ}\text{C}$, a equação quadrática pode ser utilizada para se encontrar a temperatura como função da resistência elétrica medida:

$$0 = R_0BT^2 + R_0AT + (R_0 - R_T)$$

$$T_R = \frac{-R_0A + \sqrt{R_0^2A^2 - 4R_0B(R_0 - R_T)}}{2R_0B}$$

Os RTDs são especificados pela sua resistência a 0°C , R_0 , e alfa,

Que é o coeficiente de temperatura daquele RTD. As constantes A, B e C da equação de Callendar-Van Dusen são derivadas do fator alfa e de outras constantes – beta e delta, que são obtidas da medição real da resistência do RTD.

Valores típicos para estas constantes são mostrados na tabela abaixo:

Constantes de Callendar-Van Dussen

Alpha, α ($^{\circ}\text{C}^{-1}$)	.003750 $\pm$.00003	.003850 $\pm$.0001
Delta, δ ($^{\circ}\text{C}$)	1.605 $\pm$ 0.009	1.4999 $\pm$ 0.007
Beta, β^* ($^{\circ}\text{C}$)	0.16	0.10863
A ($^{\circ}\text{C}^{-1}$)	3.81×10^{-3}	3.908×10^{-3}
B ($^{\circ}\text{C}^{-2}$)	-6.02×10^{-7}	-5.775×10^{-7}
C ($^{\circ}\text{C}^{-4}$)*	-6.0×10^{-12}	-4.183×10^{-12}

Ambos $\beta=0$ e $C=0$ para $T > 0^{\circ}\text{C}$

Tabela 7.1 – constantes da equação de Callendar-Van Dussen

As constantes A, B, C, α , β e δ , e suas correlações, estão descritas pelas equações abaixo. Em todos os casos, os valores das constantes, erros e repetibilidade são determinados empiricamente através de ensaios em laboratório:

$$R_0 \pm \Delta R_0, R_{100} \pm \Delta R_{100} \text{ and } R_{260} \pm \Delta R_{260}$$

$$A = \alpha + \frac{\alpha \cdot \delta}{100} \quad B = \frac{-\alpha \cdot \delta}{100^2} \quad C_{T<0} = \frac{-\alpha \cdot \beta}{100^4}$$

$$\alpha = \frac{R_{100} - R_0}{100 \cdot R_0} \quad \delta = \frac{R_0 \cdot (1 + \alpha \cdot 260) - R_{260}}{4.16 \cdot R_0 \cdot \alpha}$$

$$\beta = \text{Constant for } T < 0^\circ\text{C}$$

Os RTDs de platina geralmente são fornecidos em duas diferentes calibrações e sujeitos a tolerâncias descritas por duas normas diferentes. Estas calibrações diferem basicamente nos valores esperados para alfa no intervalo de 0°C a 100°C. A norma européia (IEC 60751) especifica $\alpha=0,003850 \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ enquanto a ASTM E1137-04 possui especificações próprias.

O valor de alfa aumenta com o aumento da pureza da platina, chegando a valores tão grandes quanto $0,003927^\circ\text{C}^{-1}$, como citado por Nachtigal (1990).

A IEC 60751 possui duas classes de performance, definidas como Classe A e Classe B, nas quais as tolerâncias são definidas a 0°C, com as respectivas taxas de variação em função da temperatura.

Também existem na IEC 60751 as classes C e D (cada uma dobrando a tolerância da anterior), mas são pouco usadas. Abaixo, algumas classes de RTDs, como citado no catálogo do fabricante ECIL (1999):

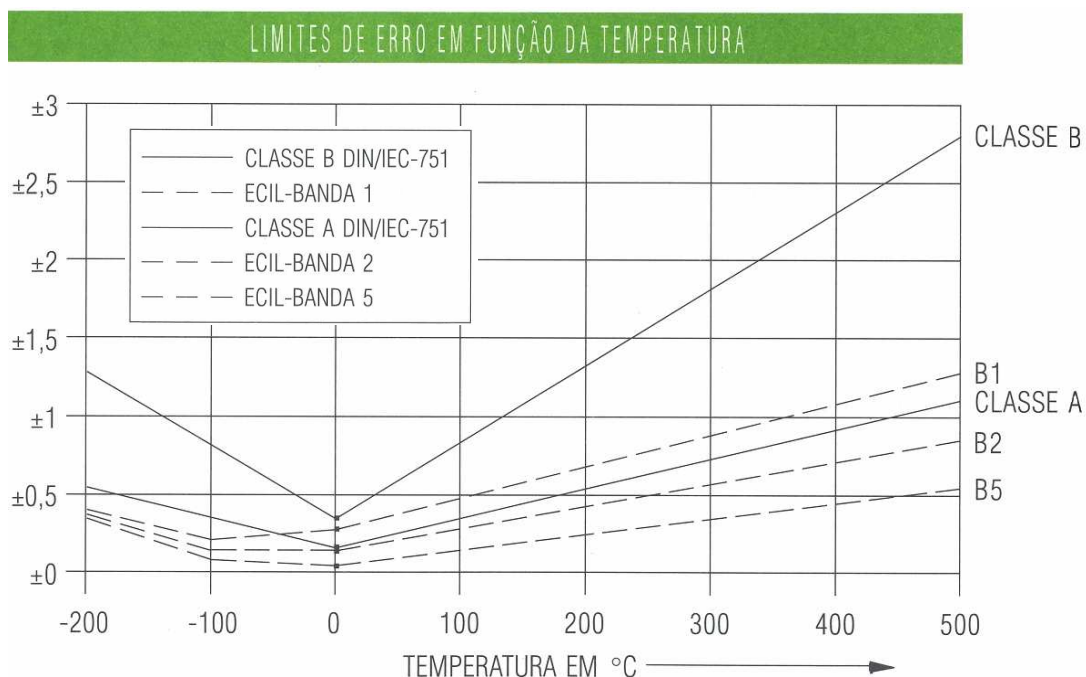


Figura 7.2 - Limites de erro para RTDs de platina em função da temperatura

PADRÕES INTERNACIONAIS		
Norma	Comentários	
IEC 60751	Define as classes de performance A e B para 100Ω e $\alpha = 0,00385$ para RTDs de Platina	
DIN	Cópia da IEC 60751	
BS-1904	Cópia da IEC 60751	
JIS C1604		
ITS-90	Define escalas de temperatura e padrões de transferência	
ASTM E1137-04	Norma individual	
Parâmetro	IEC Classe A	IEC Classe B
R_0	$100\Omega \pm 0,06\%$	$100\Omega \pm 0,12\%$
Alfa	$0,00385 \pm 0,000063$	$0,00385 \pm 0,000063$
Faixa	-200°C a 650°C	-200°C a 850°C
R_T *	$\pm (0,06 + 0,08 \cdot T - 2e-7 \cdot T^2)$	$\pm (0,12 + 0,0019 \cdot T - 6e-7 \cdot T^2)$
Temperatura T **	$\pm (0,3 + 0,002 \cdot T) \text{ } ^\circ\text{C}$	$\pm (0,3 + 0,005 \cdot T) \text{ } ^\circ\text{C}$

* Unidades em Ohms. Valores aplicados a RTDs de platina com 100Ω somente. Escala através da relação entre os R_0 aplicados a outras resistências no ponto de gelo.

** Aplicado a todos os RTDs de platina com $\alpha = 0,00385$, independentemente dos R_0 de ponto de gelo.

Tabela 7.2 - Valores típicos de constantes de acordo com a norma considerada

Em função de mudanças na estrutura metalúrgica da platina, quando utilizada principalmente em temperaturas elevadas, pode ocorrer uma pequena mudança no tamanho de grão, gerando uma pequena variação da resistência elétrica com o tempo. Alguns estudos mostram variações de leitura de 0,01°C em RTDs trabalhando em temperaturas muito elevadas, da ordem de 1100°C, durante 100 horas de exposição, e o mesmo valor para temperaturas bem mais baixas, da ordem de 250°C durante 1 ano de exposição, como citado por Nachtigal (1990).

Quanto à configuração mecânica, utiliza-se a bainha de menor diâmetro comercial encontrada, para que tenha a menor constante de tempo possível. Adquiriu-se RTDs do tipo PT-100 (material: Platina – Resistência elétrica de 100Ω @ 0°C), pois são mais fáceis de se encontrar no mercado e de valor mais acessível.

A instalação no motor consiste de um RTD de maior comprimento inserido dentro do distribuidor de combustível para os injetores, realimentando ao controlador a temperatura em que o combustível está sendo realmente injetado, conforme pode ser visto na foto a seguir. A vedação é realizada com um bucim comercial padrão.

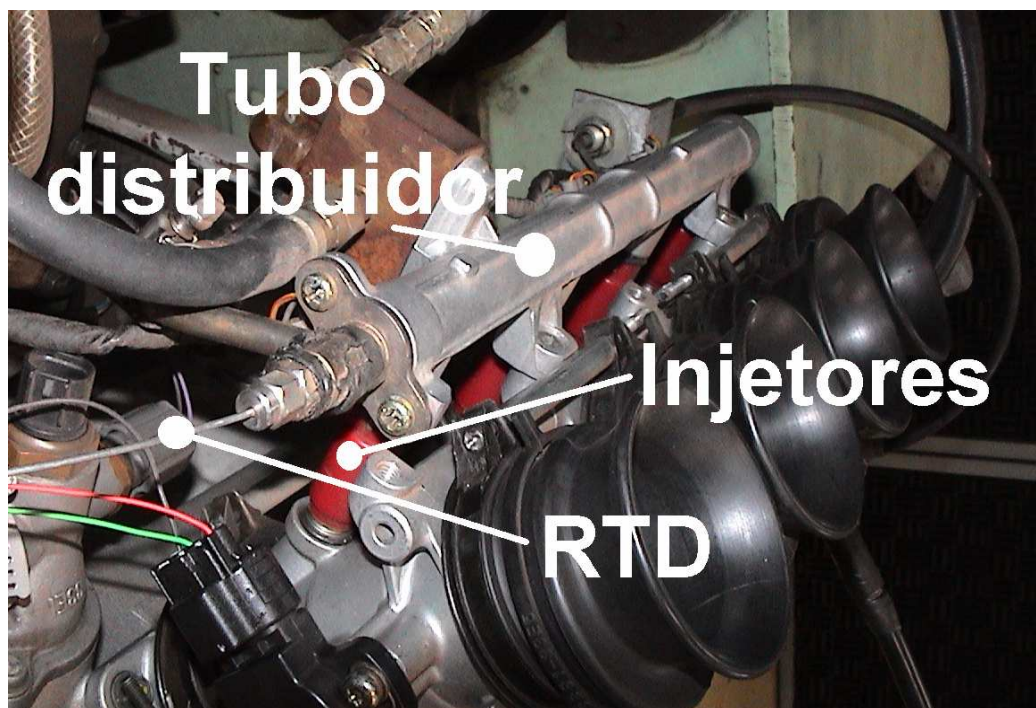


Figura 7.3 - Disposição física do RTD de realimentação no motor

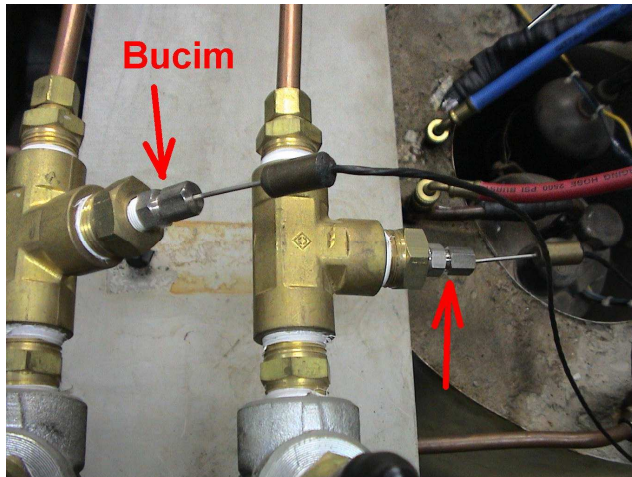


Figura 7.4 - Bucim

Para fixar os RTDs nos trocadores de calor, também se utilizam bucins comerciais padrão, conforme foto ao lado.

Mas para os tubos do sistema de refrigeração, opta-se por contato externo pela facilidade de remoção sem ser necessário remover o gás refrigerante.

Os RTDs são amarrados aos tubos de cobre do sistema com fios de cobre, pois este possui maior condutividade térmica, de modo a se obter o maior contato térmico possível. Além disto, foi adicionada pasta térmica (composta geralmente de óleo de silicone e dióxido de titânio em pó) para melhoria do contato térmico, através da remoção dos espaços ocupados pelo ar (baixa condutividade térmica). No final, o conjunto foi isolado com fita de auto-fusão para melhor rigidez mecânica do sistema.

Em função do sinal de saída do RTD ser de baixa amplitude, é necessária a utilização de transmissores, que possuem amplificador de sinal interno, para aumentar o nível deste sinal. Utiliza-se 6 unidades da INOR, modelo IPAQ-H, do tipo “para cabeçote”. A grande vantagem desta série é ser programável, e com saída de 4 a 20mA proporcional à faixa programável.

A folha de dados está no anexo 10.2.



Figura 7.5 - Transmissores de Temperatura

Ponto	Local	Mínimo	Máximo	Unidade
T1	Entrada aquecedor	-10	50	°C
T2	Saída aquecedor	-10	50	°C
T3	Descarga compressor	0	200	°C
T4	Sucção compressor	-10	20	°C
T5	Saída refrigerador	-15	50	°C
T6	Combustível motor	10	50	°C

Tabela 7.3 - Faixas de programação utilizadas nos Transmissores de Temperatura

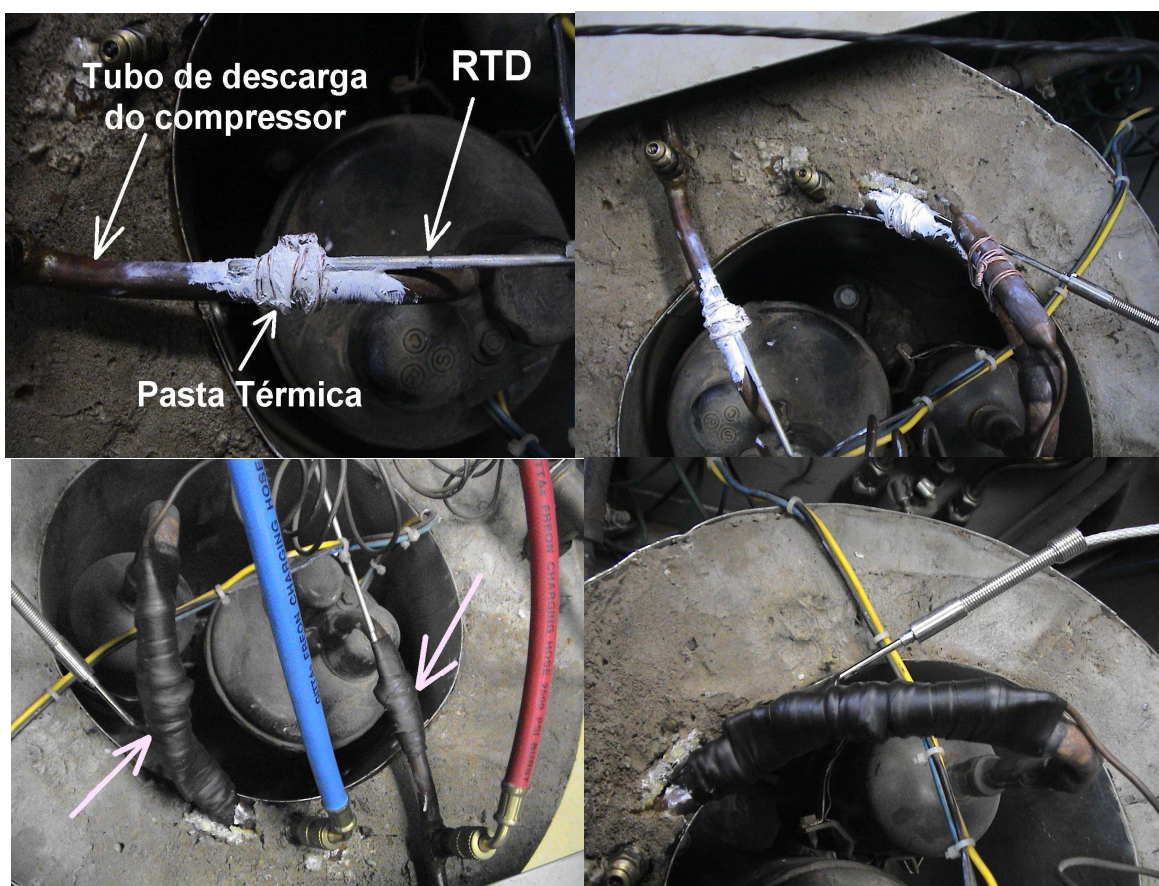


Figura 7.6 - Fotos das montagens dos RTDs na entrada e saída do compressor

7.3- Transdutor de pressão

Para a medição de pressão do gás refrigerante, são utilizados 2 transmissores de pressão com sensores do tipo membrana com strain-gages, pois atendem a condição de frequência zero (pressão constante) até variações da ordem de 1 kHz. Além disto, havia alguns sensores deste tipo no laboratório, para algumas faixas de pressão.

7.3.1- Elemento sensor

Uma grande variedade de elementos flexíveis e metálicos podem ser utilizados como transdutores de pressão, porém a grande maioria utiliza o tubo de Bourdon, o diafragma (ou membrana) ou o fole. Mesmo os transdutores eletrônicos tão usados na atualidade, utilizam na grande maioria o diafragma, geralmente de dimensões diminutas.

O elemento sensor de um transdutor de pressão do tipo diafragma possui uma membrana geralmente metálica, que ao ser submetida a uma pressão diferencial entre seus dois lados, se deforma. Esta deformação é proporcional à sua espessura, seu diâmetro e ao tipo de material em que foi construída. A equação abaixo mostra a relação entre estas variáveis, como citado em Holman (1994) e Ismail (2000).

$$P = \frac{16.E.t^4}{3.r^4.(1-\mu^2)} \left(\frac{Y_c}{t} + 0,488.\left(\frac{Y_c}{t}\right)^3 \right)$$

As tensões na membrana podem ser calculadas através da equação abaixo:

$$\sigma_R = \frac{3}{4}.\left(\frac{r}{t}\right)^2.P \quad \text{e} \quad \sigma_S = \frac{3}{8}.\left(\frac{r}{t}\right)^2.P.(1-\mu)$$

onde:

P	diferença de pressão atuando no diafragma	[Pa]
E	modulo de elasticidade	[Pa]
t	espessura do diafragma	[m]
μ	coeficiente de Poisson	

r	raio do diafragma	[m]
Y_c	deflexão central do diafragma	[m]
σ_R e σ_S	tensões radial e superficial na membrana	[Pa]

Para o cálculo direto da espessura da membrana, utiliza-se a tensão superficial como a tensão de escoamento do material acrescida de um pequeno fator de segurança.

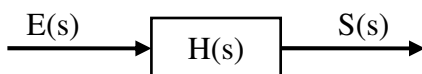
Mas quando se deseja acompanhar um sinal de pressão que varia rapidamente, e não somente uma pressão estática, a membrana deverá ser delgada e pequena o suficiente para conseguir acompanhar, ou melhor, ter uma frequência de ressonância acima da frequência do sinal que deseja acompanhar. O sistema se comporta como uma massa – mola (massa da membrana x elasticidade da membrana). Para o cálculo desta frequência, pode-se utilizar equação abaixo, como citado em Holman (1994):

$$f = \frac{10,21}{r^2} \cdot \sqrt{\frac{E.t^2}{12.\rho.(1-\mu^2)}}$$

onde:

f	frequência de ressonância	[Hz]
ρ	massa específica	[kg/m ³]

Assim, em se tratando de um sistema de 2ª ordem, a função de transferência será equivalente a de um sistema massa-mola, inclusive a sua resposta em frequência, conforme mostrado abaixo:



$$H(s) = \frac{S(s)}{E(s)}$$

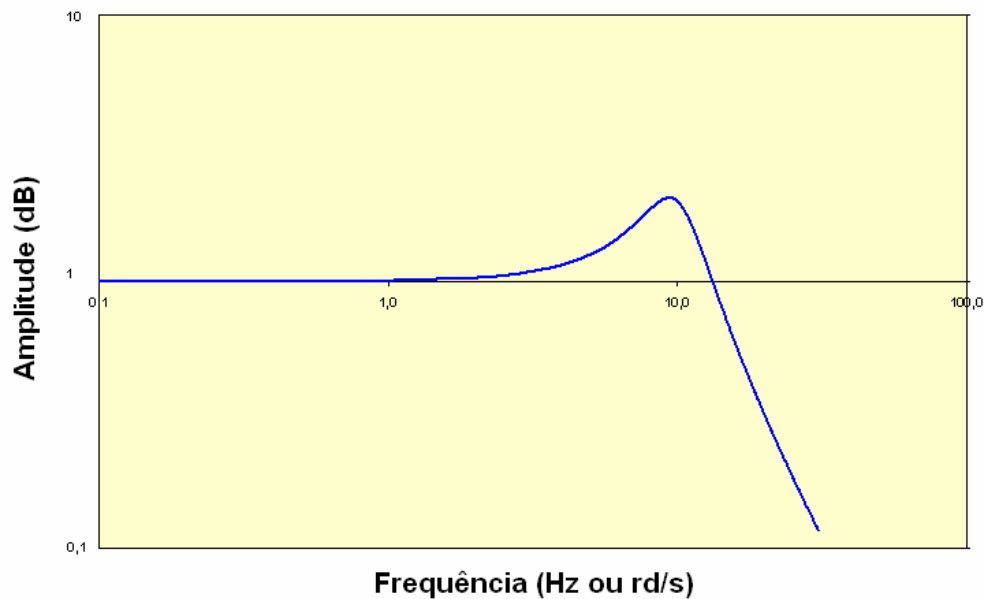


Figura 7.7 - diagrama de bode do sistema massa-mola (2ª ordem).

Observa-se que muito próximo da frequência de ressonância há um aumento da amplitude do sinal de saída em relação ao sinal de excitação. Assim, recomenda-se na prática, tal como a maioria dos fabricantes, que não se utilize sensores de pressão de membrana em frequências maiores que a metade da sua frequência de ressonância.

Em alguns casos onde a amplitude aumenta excessivamente, como em um projeto cujo elemento sensor possui baixo amortecimento, pode-se ocorrer deformação permanente, em função de ultrapassar a tensão de escoamento do material.

Uma construção típica de transdutores de pressão com diafragma pode ser vista no diagrama a seguir. Observa-se uma câmara evacuada para se ter a pressão sempre em referência ao vácuo. Mas há sensores em que a pressão na câmara pode ser a pressão de referência ao nível do mar ou até a câmara aberta para que a pressão seja a mesma reinante na atmosfera local.

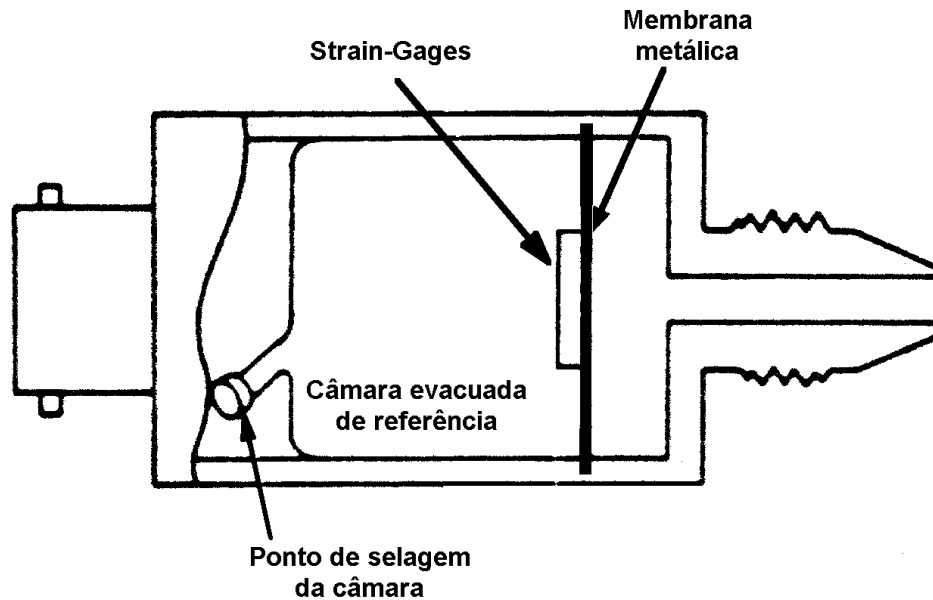


Figura 7.8 - diagrama esquemático do sensor de pressão do tipo membrana

7.3.2- Elemento de conversão mecânica-elétrica: o Strain-Gage

7.3.2.1 – Histórico:

Em 1856, o professor da Royal Society of London, William Thomson (Lord Kelvin) notou que a resistência elétrica de um condutor aumentava quando este era submetido a uma força de tração, e diminuía quando a força de tração diminuía. Esta descoberta só teve sua aplicação prática para a realização de medidas com as experiências levadas a efeito pelo norte-americano P.W. Bridgman em 1923.

Mas somente nas décadas de 1930 e 1940 que Roy Carlson realmente aplicou o princípio, na construção de um extensômetro de fio livre, que são utilizados até hoje em transdutores de pressão, aceleração, torção e outros, isto devido à sua excelente estabilidade.

Em 1937/39, Edward Simmons (California Institute of Technology, - Pasadena, CA, USA) e Arthur Ruge (Massachusetts Institute of Technology - Cambridge, MA, USA) trabalhando independentemente um do outro, utilizaram pela primeira vez fios metálicos colados à superfície de um corpo de prova para medida de deformações. Esta experiência deu origem aos extensômetros resistivos que são utilizados atualmente.

Por volta de 1960, extensômetros baseados em materiais semicondutores em vez de metálicos, se tornaram comercialmente viáveis. Porém esses tipos de extensômetros, mais caros, necessitam de uma técnica mais cuidadosa, do que a aplicada aos extensômetros metálicos, tendo como vantagem uma alta sensibilidade à deformação (Gage Factor), o qual é aproximadamente de 150, podendo ser positivo ou negativo.

7.3.2.2- Extensômetros (Strain-Gages):

Quando traciona-se um fio metálico qualquer, seu comprimento aumenta e sua seção transversal diminui. Mas, avaliando a sua resistência elétrica, verifica-se que também ocorre uma alteração, conforme pode-se observar pela equação abaixo:

$$R = \frac{\rho \cdot L}{A} \quad \text{sendo:}$$

- ρ a resistividade do material,
- L o comprimento do fio e
- A a área da seção transversal do fio.

Derivando-se a equação anterior para verificar a influência de cada fator tem-se:

$$dR = \frac{A(\rho \cdot dL + L \cdot d\rho) - \rho \cdot l \cdot dA}{A^2}$$

Sendo: O volume do fio $V = A \cdot L \quad \Rightarrow \quad dV = A \cdot dL + L \cdot dA$

A deformação relativa $\epsilon = dL/L \quad \Rightarrow \quad dV = A \cdot L \cdot \epsilon + L \cdot dA$

Mas como há uma contração lateral do fio, i.é, uma diminuição da área da seção transversal, tem-se que levar em consideração o módulo de Poisson. Se há deformação no eixo X, as deformações nos eixos Y e Z serão: $\epsilon_y = \epsilon_x \cdot \nu$ e $\epsilon_z = \epsilon_x \cdot \nu$. Sendo o volume de um corpo rígido não tensionado $V = L_x \cdot L_y \cdot L_z$, ao ser submetido a uma tensão, tem-se:

$$V = L_x(1 + \epsilon_x) \cdot L_y(1 - \epsilon_x \nu) \cdot L_z(1 - \epsilon_x \nu)$$

Sendo a seção transversal $A = L_y \cdot L_z$, então:

$$V = L_x(1 + \varepsilon_x) \cdot A \cdot (1 - \varepsilon_x \nu)^2$$

Como o interesse é na variação $dV = V_{\text{tensionado}} - V_{\text{sem carga}}$:

$$dV = L(1 + \varepsilon) \cdot A \cdot (1 - \varepsilon \nu)^2 - LA = (LA + LA\varepsilon) \cdot (1 - 2\varepsilon \nu + \varepsilon^2 \nu) - LA$$

$$dV = LA + LA\varepsilon - 2\varepsilon \nu LA - 2\varepsilon^2 \nu LA - LA = LA\varepsilon(1 - 2\nu) = AdL + LdA = LA\varepsilon + LdA$$

assim: $LdA = -2\varepsilon \nu LA = -2\nu AdL$

Substituindo-se na equação da derivada da resistência elétrica, tem-se:

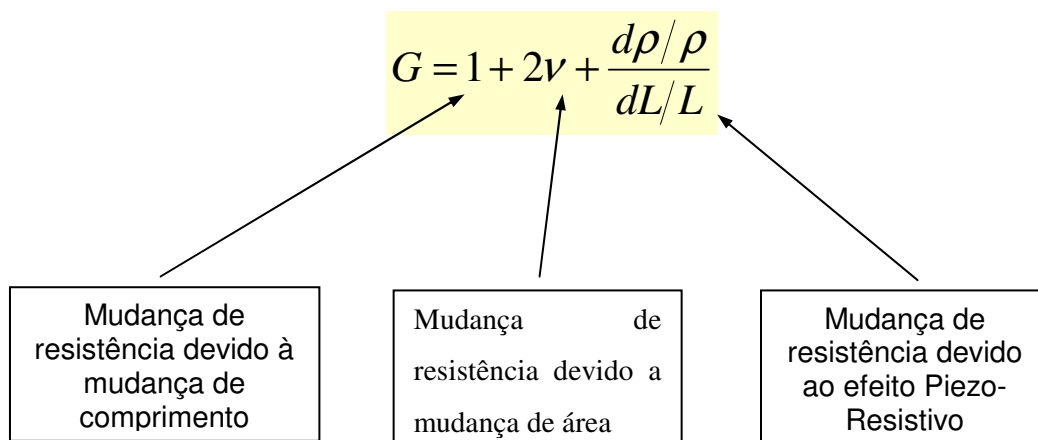
$$dR = \frac{A\rho dL + LA d\rho + 2\rho \nu AdL}{A^2} = \frac{\rho dL(1 + 2\nu) + Ld\rho}{A}$$

Dividindo-se por $R = \frac{\rho \cdot L}{A}$, tem-se:

$$\frac{dR}{R} = \frac{dL}{L}(1 + 2\nu) + \frac{d\rho}{\rho}$$

Definindo-se **Gage Factor** como: $G = \frac{dR/R}{dL/L} = \frac{dR/R}{\varepsilon}$, tem-se então a equação

característica dos extensômetros:



Desta equação, pode-se observar o seguinte: Para materiais metálicos em geral, G é praticamente constante, pois a resistividade ρ varia muito pouco, e para o material nas mesmas condições físicas, isto é, sem deformação excessiva, varia somente com a temperatura.

Assim: $G \approx 1+2\nu$ ou também $dR=GR\epsilon$

Para os materiais metálicos usuais, G fica em torno de 1 a 5, pois o coeficiente de Poisson varia entre 0 e 0,5 para todos os materiais conhecidos. Para semicondutores, G pode chegar a valores em torno de 150, somente com a desvantagem de necessitar-se avaliar as variações de ρ com a temperatura.

Material	Composição	Gage-Factor aproximado	Resistividade aproximada ($\mu\Omega.m$)	Coeficiente de temperatura aproximado (ppm/°C)	Máxima temperatura de operação
Nichome V	80%Ni, 20%Cr	2.0	1.08	400	1100
Constantan	45%Ni, 55%Cu	2.0	0.49	11	480
Karma	74%Ni, 20%Cr, 3%Al, 3%Fe	2.4	1.30	18	815
Platina-Irídio	95%Pt, 5%Ir	5.1	0.24	1250	1100
Níquel	100%Ni	-12 *	0.078	6000	-

* Varia conforme o encruamento do material

Tabela 7.4 - Características das ligas utilizadas na fabricação de extensômetros

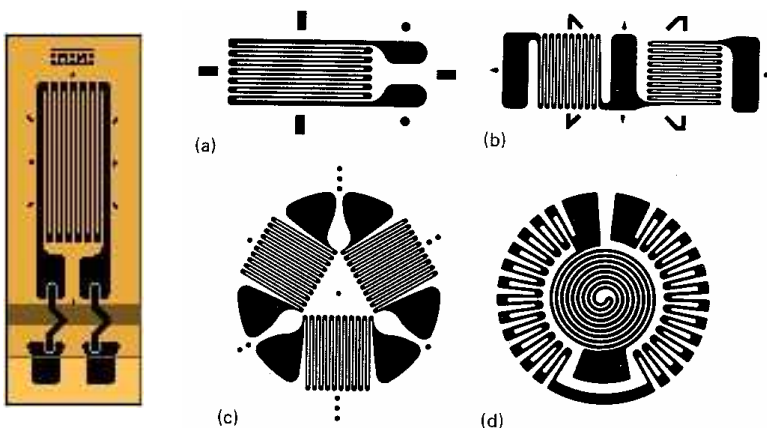
Como não se conhece perfeitamente os mecanismos físicos envolvidos, (pois a resistividade pode variar também com a temperatura, encruamento, etc), o valor do Gage-Factor é em geral determinado experimentalmente para cada tipo de deposição em película, e suas variações em função de temperatura, erros, etc. são fornecidos diretamente pelo fabricante.



Figura 7.9 - Configurações típicas de extensômetros comerciais

Os extensômetros são confeccionados com pequenas películas de epoxi ou poliéster, sobre a qual é depositado um pequeno filamento metálico, por um processo de vaporização metálica, ou por um processo fotoquímico.

Este filamento metálico funciona como um fio, que ao ser distendido, causa uma variação da sua resistência elétrica, proporcional à deformação a que está submetido. Há diversos tipos, conforme a aplicação.



Na figura ao lado, pode-se identificar alguns dos tipos mais utilizados:

Figura 7.10 - Configurações típicas de extensômetros

- a- Extensômetro para aplicações em que interessa somente a deformação em um dos eixos.
- b- Para medir deformações em 2 eixos principais.
- c- Roseta – utilizada para medição de deformações onde o sentido é completamente desconhecido.

- d- Utilizado para medição de tensões em membranas, tal como em sensores de pressão, que utilizam a deformação como parâmetro de inferência para determinação da pressão do meio.

São colados, geralmente, com resinas epóxi sobre a superfície metálica que se deseja efetuar a medição. Também são bastante utilizados nas chamadas células de carga.

Há vários tipos de extensômetros, que utilizam outros princípios físicos de medição, tais como os piezo-resistivos (semicondutores), os capacitivos, indutivos, piezoelétricos e fotoelétricos, mas os mais utilizados ainda continuam sendo os resistivos.

7.3.2.3 -Vantagens:

1- Pequeno tamanho e massa muito baixa: Importante pois minimiza os efeitos inerciais (choque). Permite operação em cima de uma ampla gama de frequências - de dc (estático) a mais de 50 kHz. A limitação de frequência superior é principalmente fixada pelo tamanho da “grade” do extensômetro (comprimento).

2- Completamente unido à estrutura a ser medida: Juntamente com a idéia do item anterior, está livre de conexões mecânicas ou "partes" soltas - resultando em uma construção rígida, resistente ao choque.

3- Excelente linearidade em uma ampla gama de tensões mecânicas: Na maioria dos casos, a linearidade global está mais limitada pelas características do elemento em que o extensômetro está colado que pelo próprio sensor.

4- Efeitos térmicos pequenos e previsíveis: Compensação simples e métodos de correção permitem operação precisa em cima de ampla gama de temperaturas.

5- Altamente estável com tempo: Quando adequadamente protegidos contra sobrecargas e intempéries, os extensômetros mantêm sua calibração original por longos períodos de tempo.

6- Custo relativamente baixo: O custo de um transdutor completo é um parâmetro amplo e complexo de se avaliar, mas o custo do elemento sensor (o próprio extensômetro) raramente é um fator importante, pois é barato.

7- A saída do elemento é uma mudança de resistência elétrica: O elemento sensor é passivo (não gera nenhum sinal elétrico por si só).

Assim, é essencialmente insensível a variações de tensão e frequência da fonte, podendo ser usado com tensão de alimentação alternada ou contínua. Regularmente operam em alguma forma de circuito em ponte, de fácil construção.

7.3.2.4 - Desvantagens:

1- Degradação térmica: Extensômetros em que a base da película, os adesivos, e os componentes protetores são de materiais orgânicos, são os mais precisos, versáteis, e de fácil utilização, mas estão limitados em aplicações em altas temperaturas pelas próprias características dos materiais empregados. As máximas temperaturas operacionais para estes elementos geralmente variam de +65°C a +260°C, dependendo de especificações, tempo de exposição, e ambiente operacional. Baixas temperaturas não causam problemas sérios, tanto que são facilmente projetados transdutores para uso em temperaturas criogênicas.

2- Sinais de saída são de amplitude relativamente baixa: Necessita de amplificação precisa, estável e voltagens de excitação controladas, para que se tenha uma boa precisão na leitura. Com a moderna eletrônica isto não representa um problema significativo no custo. A precisão de um sistema é frequentemente mais limitada por baixos valores sinal/ruído, o que não é o caso dos extensômetros, pois possuem baixa reatância e resistências elétricas de valores moderados.

3- Requer um cuidadoso procedimento de instalação: O desempenho do elemento transdutor é fortemente afetado pelos materiais e procedimentos utilizados para colar o extensômetro no lugar, pelo processo de ligação dos fios no circuito, e pelo sistema de proteção contra danos e fatores ambientais. Sem controle cuidadoso, rigoroso de todo o processo de instalação, não pode ser alcançada a produção de um transdutor barato e de resposta previsível.

4- Sensibilidade à umidade: Sistemas simples de proteção, geralmente de materiais orgânicos, podem ser efetivos, mas terão vida limitada quando expostos a umidade excessiva. Com o tempo, a água irá alcançar o elemento sensor, destruindo ou degradando a resposta do

elemento sensor. Para que se mantenha a precisão a longo prazo, é essencial que o sistema seja hermeticamente selado.

7.3.2.5– Ponte de Wheatstone:

Não é comum o uso de extensômetros isolados, mas sim em pontes, de modo a eliminar o problema da componente contínua do sinal de saída e também aumentar a sensibilidade da medição.

Numa primeira avaliação, a ponte de Wheatstone parece bastante complexa, mas com uma análise mais objetiva, pode-se verificar a presença de 2 divisores resistivos em paralelo, como mostra a figura.

As tensões V_{0A} e V_{0B} são calculadas independentemente, tal como num divisor resistivo convencional:

$$V_{0A} = \frac{R_4}{R_1 + R_4} \quad \text{e} \quad V_{0B} = \frac{R_3}{R_2 + R_3}$$

Ao substituir um dos resistores, como por exemplo R_1 , por um strain-gage, encontrar-se-á em V_{0A} a mesma resposta obtida com um elemento isolado, mas sem a componente contínua. Porém, como se tem um segundo divisor resistivo, e se para a maior sensibilidade $R_1=R_2=R_3=R_4$, tem-se que $V_{0B} = V_{0B\text{-sem carga}} = V_{0A\text{-sem carga}} = V_i/2$, que independe da deformação imposta no extensômetro. Ao realizar-se a leitura de $V_0 = V_{0A} - V_{0B}$, tem-se a seguinte resposta:

$$V_{0A} = V_{0A\text{-sem carga}} + dV_{0A} \implies V_0 = V_{0A} - V_{0B} = dV_{0A}$$

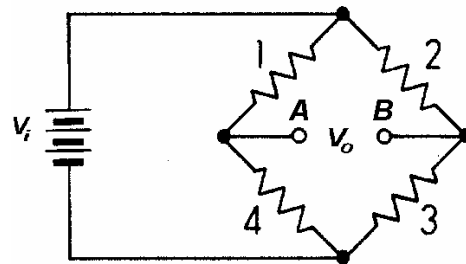


Figura 7.11 - Ponte de Wheatstone típica

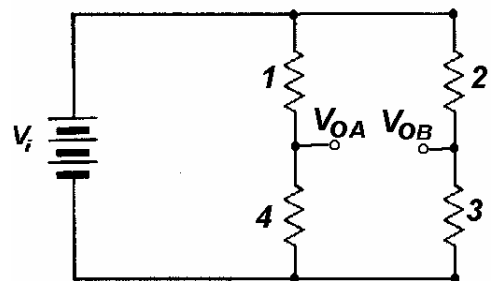


Figura 7.12 - Ponte de Wheatstone de fácil visualização

O circuito com um amplificador diferencial de ganho k mostra como ficou mais simples de se trabalhar com um sinal de baixa amplitude sem a componente contínua de tensão, pois o interesse é somente no sinal dV_{0A} .

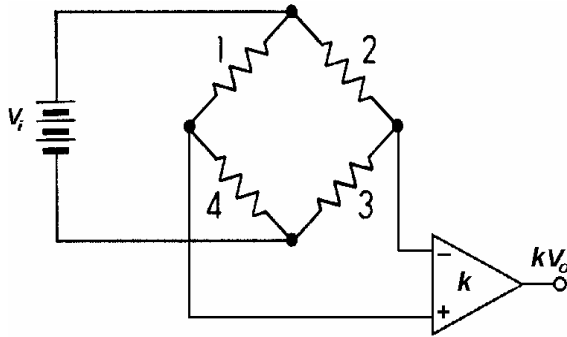


Figura 7.13 - Ponte de Wheatstone com amplificador diferencial

Amplificadores deste tipo são facilmente encontrados comercialmente, não sendo motivo de preocupação para o usuário.

A aplicação acima com a substituição de somente 1 extensômetro é bastante simples, mas há outras formas de se aumentar a sensibilidade e se diminuir o erro da medição para diversas aplicações.

7.3.2.6– Ponte de Wheatstone – Caso Geral:

Supondo que todos os resistores da ponte de Wheatstone sejam extensômetros, pode-se verificar que para deformações individuais, impostas a cada um dos extensômetros, há variação na tensão de saída V_0 , proporcional a esta variação, i.é, cada extensômetro tem uma determinada influência na geração da tensão de saída.

Assim, tem-se como equação geral:

$$V_0 = \left[\frac{R_4}{R_1 + R_4} - \frac{R_3}{R_2 + R_3} \right] \cdot V_i$$

Pode-se verificar a influência de cada um dos resistores derivando-se a função em relação a cada um deles independentemente:

$$dV_0 = \frac{\partial V_0}{\partial R_1} . dR_1 + \frac{\partial V_0}{\partial R_2} . dR_2 + \frac{\partial V_0}{\partial R_3} . dR_3 + \frac{\partial V_0}{\partial R_4} . dR_4$$

Calcula-se cada derivada parcial e assume-se para maior sensibilidade $R=R_1=R_2=R_3=R_4$. Assim, tem-se:

$$dV_0 = \left[\frac{dR_1 - dR_2 + dR_3 - dR_4}{4R} \right] V_i$$

Apesar de $R=R_1=R_2=R_3=R_4$, resistências em vazio iguais, os desvios de resistência continuam independentes entre si, pois pode-se deformar um extensômetro mais que o outro, isto é, pode-se ter $dR_1 \neq dR_2 \neq dR_3 \neq dR_4$.

Sabe-se que $G = \frac{dR/R}{\mathcal{E}} \longrightarrow \frac{dR}{R} = G\mathcal{E}$

ou melhor: $\frac{dR_n}{R_n} = G\mathcal{E}_n$ (independente para cada extensômetro):

Que mostra quanto será a variação da tensão de saída ao variar-se a deformação $\mathcal{E}_i$ de cada extensômetro.

$$dV_0 = \frac{G}{4} [\mathcal{E}_1 - \mathcal{E}_2 + \mathcal{E}_3 - \mathcal{E}_4] V_i$$

Analisando a equação acima, verifica-se o seguinte: Se os extensômetros 1 e 3 estiverem sendo tracionados e os extensômetros 2 e 4 estiverem sendo comprimidos (deformação negativa), e os módulos das deformações forem iguais, tem-se:

$$dV_0 = G\mathcal{E}V_i$$

Que tem uma sensibilidade 4 vezes maior que o divisor resistivo convencional.

No caso de uma membrana, necessita-se da deformação somente em um determinado raio, onde o strain-gage está colado, e não no seu centro como as equações da resistência máxima nos fornecem. Assim, devem-se calcular as deformações baseadas no raio onde o extensômetro está. Na figura, pode-se verificar a montagem de um extensômetro múltiplo típico para esta aplicação. Observa-se 2 raios diferentes.

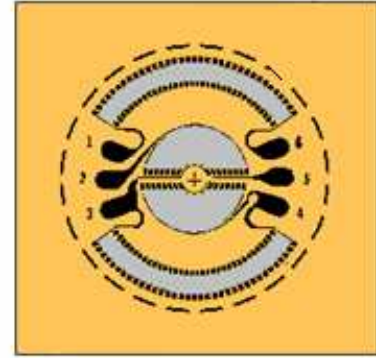


Figura 7.14 - Extensômetro para membranas

Deste modo, deve-se utilizar as equações abaixo, como citadas em Ismail (2000):

$$\varepsilon_r = \frac{3.P.(1-\mu^2)}{8.E.t^2} \cdot (r_0^2 - 3.r^2) \quad \text{e} \quad \varepsilon_c = \frac{3.P.(1-\mu^2)}{8.E.t^2} \cdot (r_0^2 - r^2)$$

sendo ε_r e ε_c as deformações radial e circunferencial respectivamente.

7.3.2.7– Transmissor

Há transdutores que além do uso de strain-gages, já possuem um circuito interno que transforma os sinais de baixa amplitude do strain-gage em sinais de maior amplitude, além de prepará-lo para transmiti-lo a longas distâncias, tal como se utiliza no projeto. O diagrama abaixo mostra um diagrama simplificado do transmissor que é comumente utilizado na indústria.

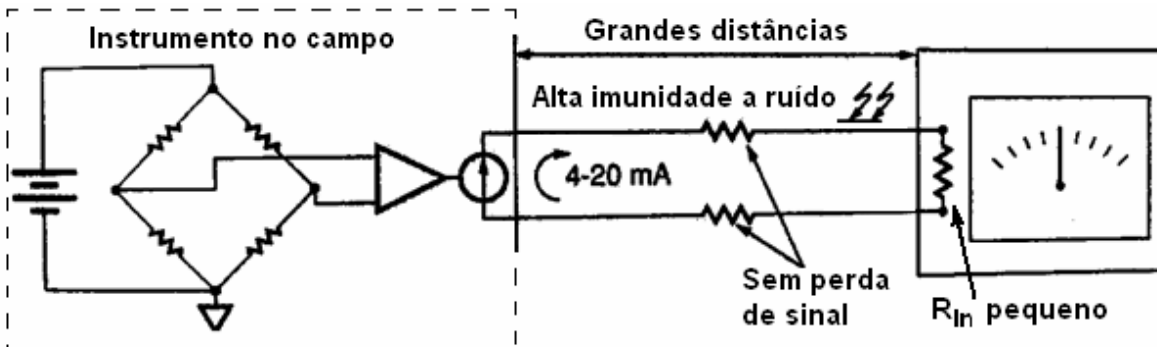


Figura 7.15 - Diagrama esquemático de um transmissor para ponte de Wheatstone

Os transmissores são alimentados com uma fonte de 24Vcc, e a leitura realizada diretamente sobre os resistores, conforme diagrama abaixo:

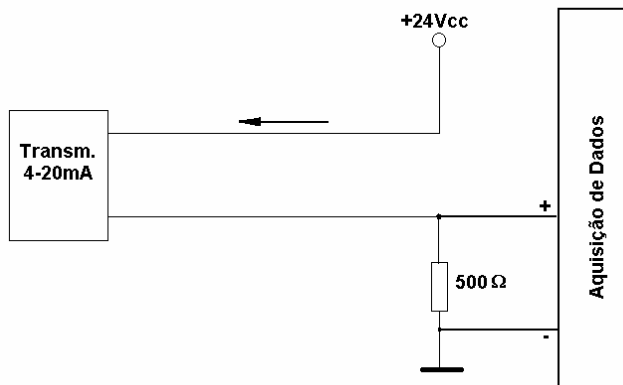


Figura 7.16 - Alimentação e saída de sinal de um transmissor em corrente típico

Como a pressão máxima de descarga do compressor não passa da faixa dos 3 MPa, e a da sucção é da ordem de 1MPa, utiliza-se um transmissor de pressão em corrente, tal como mostrado no diagrama acima.

Utiliza-se os transmissores modelo PTX7217 da DRÜCK, com erro combinado de não-linearidade, histerese e repetibilidade de no máximo $\pm 0.2\%$ de fundo de escala, para 60 bar manométrico de pressão, com saída de 4-20mA e frequência máxima de operação de 1kHz. Mais detalhes no anexo 10.3. Veja o transmissor na foto a seguir.



Figura 7.17 - Transmissor de pressão

São instaladas na linha de entrada e na linha de saída do compressor 2 válvulas schrader para permitir a conexão destes transmissores. Estas válvulas também são utilizadas no procedimento de carga de refrigerante no sistema.

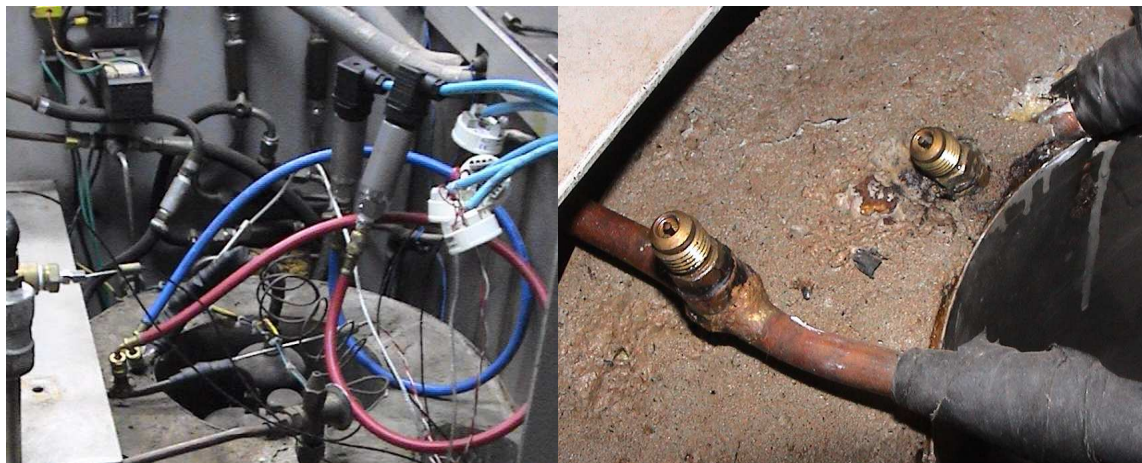


Figura 7.18 - Válvulas schrader (dir.) e mangueiras conectadas às válvulas e aos transmissores de pressão(esq.)

7.4- Sistema de aquisição de dados

O sistema de aquisição de dados utilizado conta com um computador do tipo PC e uma placa de aquisição de dados CIO-DAS1601/12, de fabricação da Computer Boards, com A/D de 12 bits, 16 canais de entrada analógica com taxa máxima de coleta por canal de 160 kHz, 2 canais de saída analógica e 32 I/O digitais configuráveis.

Para gerenciar a coleta, foi utilizado o software LabView versão 5.1, no qual se programou uma tela de aquisição simples para leitura e armazenamento dos dados em arquivo.

Este software permite a criação de uma tela personalizada, em que se coleta da maneira desejada, além de permitir cálculos intermediários antes de apresentar os dados na tela.

Para permitir a coleta em arquivo, os valores lidos foram convertidos diretamente para temperatura (°C). Para aumentar a resolução de leitura, optou-se por configurar a placa de aquisição para entradas de 0 a 10V.

Assim, na chegada dos sinais dos transmissores junto à placa de aquisição, foram instalados 2 resistores de instrumentação de 250Ω com tolerância de fabricação de $\pm 0,1\%$, em série, totalizando 500Ω no total, de modo a gerar um sinal de tensão de 2V a 10V com os 4 a 20mA modulados pelos transmissores.



Figura 7.19 - Tela “painel” do LabVIEW

Sendo uma leitura de 12 bits, 10V (valor máximo) equivale ao maior valor numérico - 4096 (2^{12}), e os 2V equivalem ao valor numérico 819. Para permitir a conversão correta dos valores numéricos lidos para os valores de temperatura e pressão, foram escritas equações lineares de conversão e inseridas diretamente na programação gráfica do software LabView. As faixas programadas nos transmissores de temperatura podem ser vistas na tabela 7.5.

Na programação gráfica, pode ser observado que após as coletas de dados realizadas nos blocos de entrada analógica “Ain” no diagrama do LabView, foi solicitada uma média aritmética dos valores lidos pra uma maior garantia dos valores armazenados.

A seguir, a programação gráfica realizada no LabView.

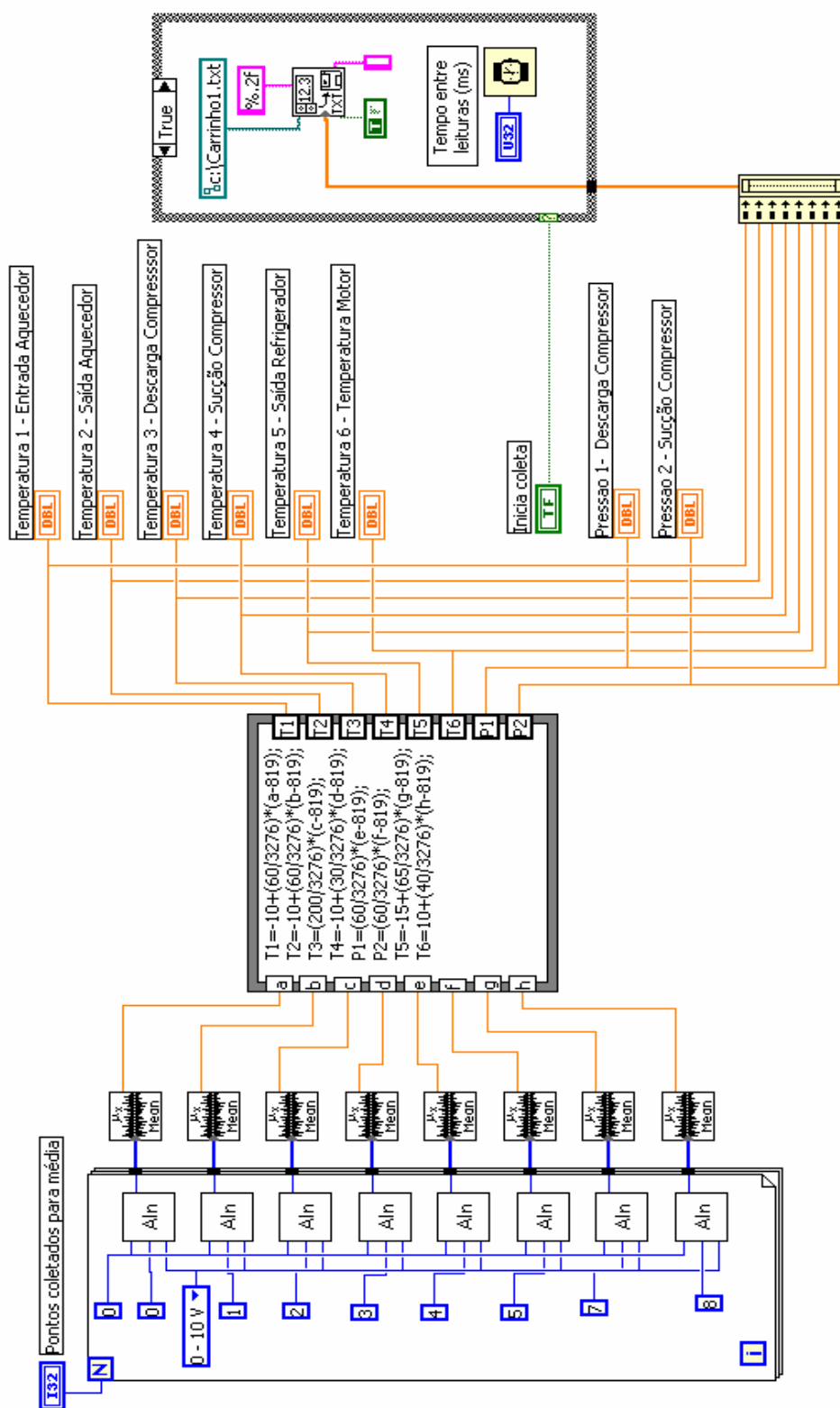


Figura 7.20 - Tela “diagrama” do LabVIEW

Experimentalmente chegou-se a um valor de 350 leituras para cada média. Nesta taxa, não apareciam mais valores espúrios, provenientes de ruído elétrico associado à montagem do experimento. Apesar dos cuidados durante a montagem, há alguns cabos longos, expostos e sem a blindagem e o aterramento devido.

Ponto	Local	Mínimo	Máximo	Unidade
T1	Entrada aquecedor	-10	50	°C
T2	Saída aquecedor	-10	50	°C
T3	Descarga compressor	0	200	°C
T4	Sucção compressor	-10	20	°C
T5	Saída refrigerador	-15	50	°C
T6	Combustível motor	10	50	°C
P1	Descarga compressor	0	60	bar g
P2	Sucção compressor	0	60	bar g

Tabela 7.5 - Faixas programadas nos Transmissores

A taxa de armazenamento dos valores em arquivo foi de 2 Hz (dados armazenados de 0,5s em 0,5s). esta taxa foi escolhida em função da variação muito lenta dos valores de temperatura e pressão observados com um osciloscópio, levando-se em consideração o teorema de Nyquist, no qual a taxa de amostragem deve ser maior que o dobro da maior frequência observada no sinal.

Os ensaios são realizados utilizando-se o combustível mais crítico, como citado nos capítulos anteriores, o Metanol anidro. São registrados os valores estabilizados e em transiente, mostrando que o sistema de controle é capaz de manter as temperaturas desejadas.

7.5 Conclusão

Não houve uma grande preocupação quanto à escolha da sensibilidade e exatidão dos instrumentos utilizados, exceto na medição de temperatura do combustível no motor, pois é o resultado final de todo o processo de armazenamento, bombeio e entrega do combustível.

Mesmo assim, foram utilizados sensores e transmissores com características muito além do necessário, em função da sua disponibilidade no laboratório de PETROBRAS.

Capítulo 8

RESULTADOS EXPERIMENTAIS

8.1– Introdução

Levando-se em consideração todos os aspectos referentes à troca de calor, vazão mássica de combustível em circulação e capacidade térmica dos equipamentos e acessórios envolvidos, como carcaças, mangueiras e tubos, já discutidos nos capítulos anteriores, optam-se pelos ensaios nas duas situações possíveis de operação: em regime constante e em transiente, de modo a avaliar o desempenho do equipamento em qualquer situação possível de operação.

8.2- Resultados obtidos

São realizados ensaios em regime constante e em transientes de consumo pelo motor e de abertura da válvula de refluxo. É utilizada a notação abaixo nos gráficos:

Teaq	Temperatura de entrada do aquecedor
Tsaq	Temperatura de saída do aquecedor
Tscp	Temperatura de saída do compressor
Tecp	Temperatura de entrada do compressor
Tsrf	Temperatura de saída do refrigerador
Pdcp	Pressão de descarga do compressor
Pscp	Pressão de sucção do compressor

8.2.1 – Ensaios em regime constante:

Após o sistema estabilizado, verifica-se que as condições de operação se mantiveram estáveis durante todo o tempo.

8.2.1.1 – Ensaios em regime constante a 20°C :

A temperatura no motor mostra-se levemente abaixo do valor, que foi de 20°C, mas a diferença está na leitura do controlador, pois realiza sua medição interna através de amplificadores analógicos que necessitam de aferição.

No caso da placa de aquisição utilizada, a tensão de referência é fornecida por um elemento fixo, e não necessita de aferição. Como o controlador não foi aferido, supõe-se então que a diferença deva estar nele.



Figura 8.1 - Display do controlador

A comparação entre o “set-point” do controlador e a variável medida pode ser visualizada ao lado. A figura 8.1 mostra o sistema estabilizado, com uma vazão de consumo praticamente constante, semelhante a do motor em funcionamento.

Observa-se que durante todo o ensaio, a temperatura de saída do aquecedor fica aproximadamente 2,5°C abaixo da temperatura medida no motor, o que é impossível, pois não há fonte de calor entre o trocador de calor e o motor.

A seguir, uma coleta de dados de temperatura e pressão do sistema, e uma ampliação da região até 20°C:

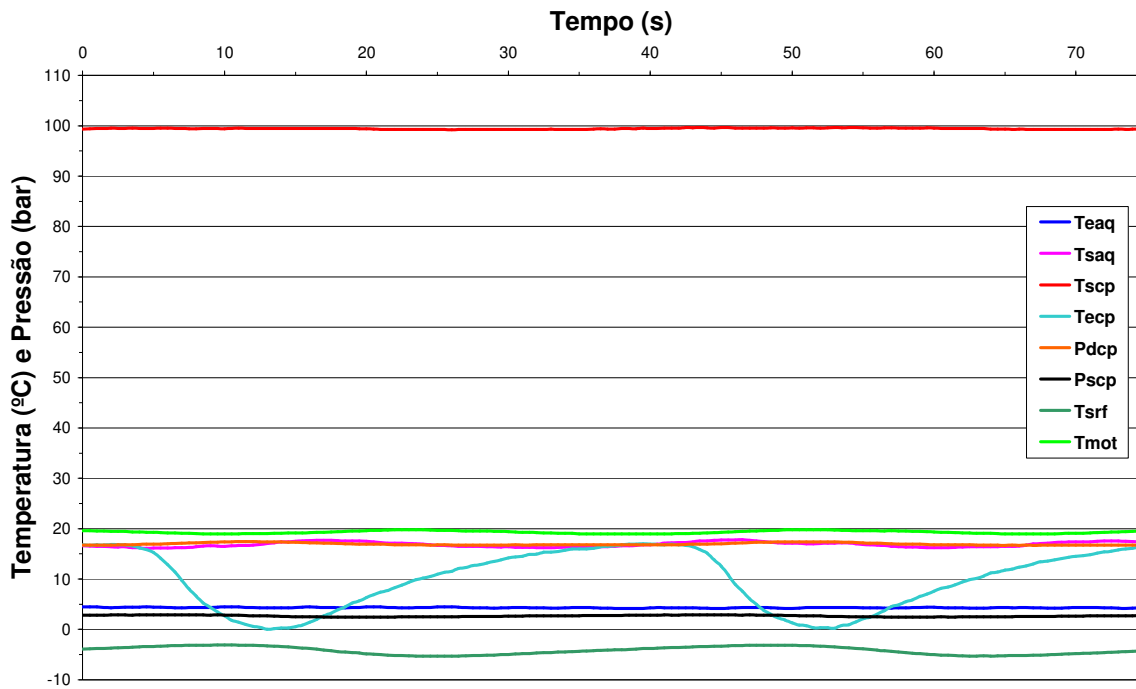


Figura 8.2 - Sinais coletados em regime constante

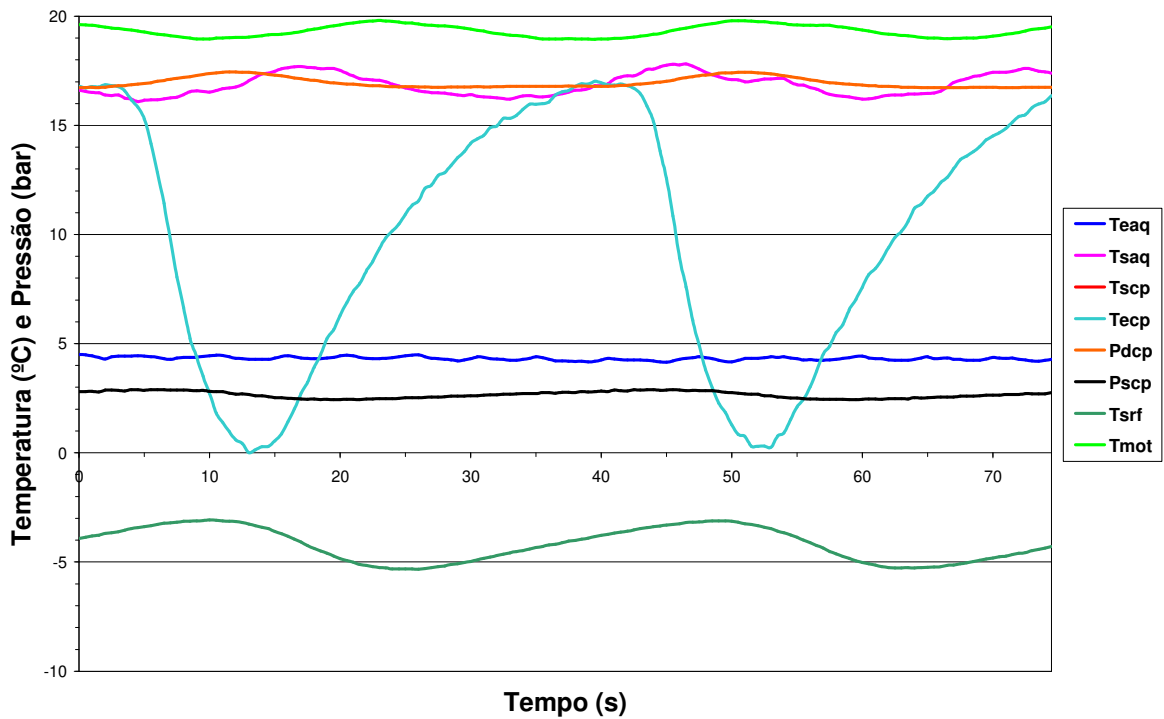


Figura 8.3 - Sinais coletados em regime constante – faixa ampliada

Observa-se nitidamente o funcionamento da válvula de expansão termostática, com um ciclo de aprox. 40 segundos, através da temperatura de sucção do compressor.

A pressão de sucção está com uma oscilação muito leve, com o seu valor máximo sempre em aproximadamente 6 segundos antes do máximo da temperatura.

Os valores da temperatura do combustível na entrada do reservatório também estão dentro do previsto em cálculo.

	Teaq	Tsaq	Tscp	Tecp	Pdcp	Pscp	Tsrf	Tmot
Média	4,32	16,86	99,43	9,86	16,95	2,66	-4,19	19,31
DesvPad	0,08	0,50	0,12	5,80	0,24	0,15	0,77	0,27
Máximo	4,50	17,81	99,65	17,01	17,45	2,90	-3,07	19,80
Minimo	4,15	16,09	99,22	0,01	16,72	2,43	-5,33	18,94

Tabela 8.1 - Resumo dos valores coletados – regime constante

Um fato observado durante os ensaios foi o congelamento da válvula de expansão termostática. Como há expansão na própria válvula, ocorre abaixamento da temperatura na mesma, o que mostra um processo não adiabático. Assim, o contato com o ar atmosférico, leva a condensação e congelamento da sua umidade.

Observa-se também que a temperatura média no reservatório chegou aos -5°C em média, conforme mostrado nos gráficos e constatado também no medidor de temperatura portátil utilizado e mostrado na figura a seguir.

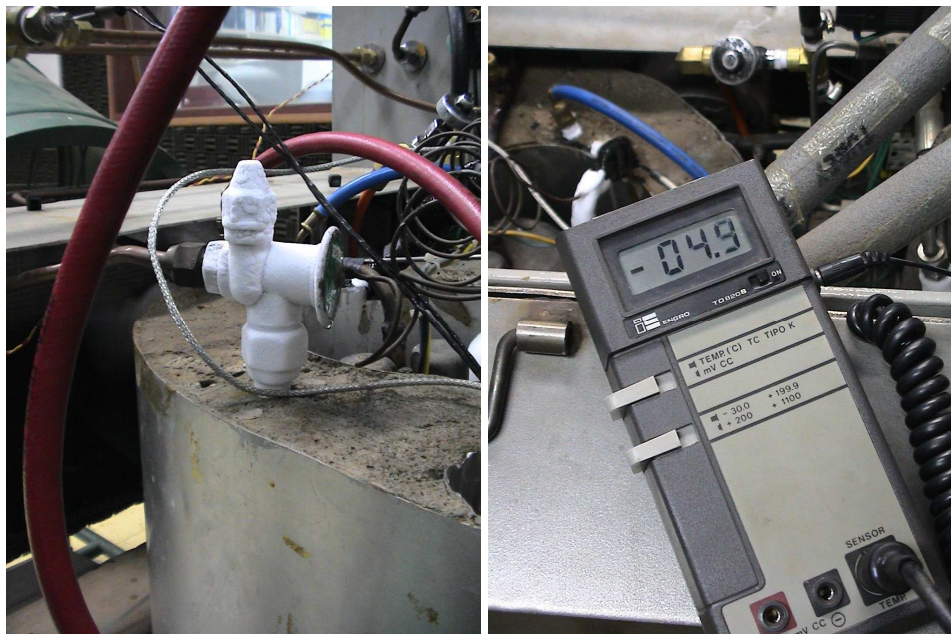


Figura 8.4 - Sistema em regime constante

8.2.1.2 – Ensaios em regime limite de projeto:

Para verificar a capacidade máxima do sistema, ajusta-se o controlador na temperatura de 45°C, para verificar as temperaturas em que o sistema estabiliza.

Em função de um problema no indicador manual de temperatura utilizado nos ensaios anteriores, utiliza-se um calibrador da PRESYS com RTD padrão imerso no fluido do reservatório, ajustado no modo de indicação no seu próprio painel.

O primeiro ensaio foi realizado sem a recirculação de líquido, ou melhor: todo o combustível retornou para o reservatório.

A figura ao lado mostra o sistema em controle, mantendo a temperatura do combustível no duto de alimentação do motor no valor máximo de projeto.



Figura 8.5 - Sinais coletados em regime constante - limite de projeto

A temperatura do reservatório passa do limite esperado de +5°C para +9,91°C, o que estaria fora do limite de projeto.

Já no segundo ensaio, com a recirculação de líquido, os valores se enquadraram bem abaixo do esperado, como pode ser visto na foto ao lado, indicando a temperatura de +0,43°C, mostrando que com a recirculação, o refrigerador consegue atender às premissas do projeto., e com certa folga.

Outra condição de ensaio é a aplicação de 100% de carga no resistor de aquecimento.

Para forçar o controlador a aplicar a carga máxima nos resistores, ajusta-se seu set-point para sua temperatura limite, tal como a ajustada em 990°C utilizada no experimento. Este valor muito acima da temperatura real do fluido leva o controlador a assumir uma meta distante, e para atingi-la rapidamente aplica os 100% de carga.

Para indicar a temperatura, utiliza-se a indicação do próprio controlador de temperatura, efetuando a troca rápida do sensor do controlador através de uma chave de duas posições. Nas fotos agrupadas, vê-se a temperatura nos sensores instalados antes e depois do aquecedor.

Para esta condição, a potência aplicada foi de $21,1 \text{ A} \cdot 206,1 \text{ V} = 4357,7 \text{ W}$.

Calculando a diferença de temperatura pela teoria, obtém-se 32,3°C, que chega muito próximo do valor obtido de 31,0°C. O erro de 4% provavelmente está distribuído entre as medições de tensão, corrente elétrica, vazão, temperaturas medidas e o valor do calor específico obtido na literatura, este também uma função da temperatura.



Figura 8.6 - Sinais coletados em regime constante - limite de projeto – com retorno



Figura 8.7 - Sinais coletados em regime de máxima potência



Figura 8.8 - Sinais coletados no resistor em regime de máxima potência

Assim, pelos resultados obtidos, constata-se que o projeto teórico do trocador de calor do sistema de aquecimento é um modelo bastante representativo do equipamento real.

8.2.1.3 – Verificação da eficiência dos trocadores de calor:

A eficiência de um trocador de calor é dada pela seguinte relação:

$$\varepsilon = \frac{\text{Calor realmente trocado}}{\text{Máxima troca de calor possível}}$$

Para o aquecedor, a troca de calor realizada é a própria potência elétrica aplicada, conforme visto no item anterior. O único cuidado está relacionado ao fluxo de calor máximo na superfície do resistor para não gerar danos físicos no mesmo, por formação de filme de vapor na sua superfície, ocasionando superaquecimento e destruição do mesmo, conforme já citado no item 3.2. Não foi possível esta verificação - presença ou não de vapor - pois seria necessária a adaptação e uma pequena janela transparente e da utilização de algum equipamento ótico que permitisse a visualização direta da superfície em questão.

Para o refrigerador, utilizam-se os mesmos dados obtidos no item 8.2.1.1, através da tabela 8.1 para o cálculo da eficiência.

Para obter o valor da temperatura do refrigerante na entrada do trocador de calor, ou melhor, chamado de evaporador, utiliza-se o software KLEA.

Como dados de entrada no software, utiliza-se a pressão de sucção assumindo-se a condição de fluido saturado naquela pressão, logo após a válvula de expansão termostática. Para efeito de cálculo, despreza-se a perda de carga no evaporador.

Assim, têm-se os seguintes dados:

	Pscp	Te22	Ts22	ΔT_{22}	Tsliq	Teliq	ΔT_{liq}
Média	2,66	-9,51	9,86	19,37	-4,19	16,86	21,04
DesvPad	0,15		5,80		0,77	0,50	
Máximo	2,90		17,01		-3,07	17,81	
Mínimo	2,43		0,01		-5,33	16,09	

Tabela 8.2 - Valores coletados – evaporador

Sendo:

Te22	Temperatura de entrada do evaporador
Ts22	Temperatura de saída do evaporador
Teliq	Temperatura de entrada do líquido
Tsliq	Temperatura de saída do líquido
Pscp	Pressão de sucção do compressor
ΔT_{22} e ΔT_{liq}	Diferenças de temperatura - entrada e saída

Nesta condição de operação, utiliza-se metanol, numa vazão de 3,2 l/min, e com a sua massa específica da tabela 2.2, temos 0,0422 kg/s.

Com os dados de vazão do compressor mostrados no capítulo 4 e os dados termodinâmicos obtidos com o software KLEA, obtém-se os dados de vazão mássica do refrigerante no evaporador. Como o refrigerante entra na válvula de expansão na fase líquida, pressupondo uma expansão isoentálpica, utiliza-se a entalpia do líquido naquela condição imediatamente antes da expansão para o cálculo do calor absorvido no evaporador.

Como a temperatura na entrada da válvula não foi medida, assume-se a temperatura de líquido saturado na pressão de descarga do compressor. Assim, obtém-se os valores mostrados na tabela 8.3 .

Parâmetros Termodinâmicos - R22					
Tevap	-9,51	9,86	46,47	°C	Temperatura de evaporação
ρ_{liq}	1313,02		1099,21	kg/m ³	Massa específica do líquido
ρ_{vap}	15,613	14,214	78,162	kg/m ³	Massa específica do vapor
h_l	89,113		158,746	kJ/kg	Entalpia do líquido
h_v	301,048	314,783	318,036	kJ/kg	Entalpia do vapor
Δh_{lv}	211,935		159,290	kJ/kg	Diferença entre Entalpias do vapor e do líquido (calor latente de vaporização)
S_l	0,960		1,195	kJ/kg.K	Entropia do líquido
S_v	1,764	1,814	1,693	kJ/kg.K	Entropia do vapor
Psat	361	361	1790	kPa abs	Pressão de Saturação
Vazão bombeada	0,00142			m ³ /s	
	0,02023			kg/s	

Tabela 8.3 - Valores calculados – evaporador

Conforme citado por Holman (1976), a máxima troca térmica possível está limitada nas temperaturas extremas do sistema, que são a entrada do refrigerante e a entrada do líquido a ser refrigerado, neste caso o metanol. Assim, o fluido que teoricamente poderia atingir estes limites seria sempre o de menor produto $\dot{m}.c_p$, também chamado capacidade térmica. Como não há uma maneira direta de calcular este produto para o refrigerante, pois ele muda de estado e os valores de c_p variam durante esta mudança de estado, ele foi estimado como um valor entre as extremidades do trocador: entrada e saída:

$$\frac{\dot{Q}}{\Delta T} = \dot{m}.c_p$$

Assim, temos para os dois fluidos:

	MeOH	R-22	
ΔT	21,04	19,37	°C
$C=m.c_p$	0,108	0,163	kW/K
Q	2,27	3,16	kW
$C_{mín}/C_{máx}$	0,662		

Tabela 8.4 - Capacidade térmica dos fluidos no evaporador

Como o fluido com a menor capacidade térmica é o metanol, usa-se o mesmo para o cálculo da máxima troca térmica possível. Assim, tem-se:

$$\dot{Q} = \dot{m}.c_p.(T_{entradaMeOH} - T_{entradaR22}) = 2,85kW$$

E para a eficiência, tem-se:

$$\varepsilon = \frac{2,27}{2,85} = 0,798$$

Analisando os valores calculados, observa-se que há uma diferença muito grande entre as potências do metanol e do refrigerante. Esta última deveria ser levemente acima em função das perdas para o isolamento térmico, mas a diferença de 39% certamente é devida ao somatório dos vários efeitos citados abaixo:

1. O refrigerante provavelmente não está totalmente liquefeito na entrada da válvula de expansão, pois a temperatura de saturação foi um valor calculado, supondo-se a situação de líquido saturado. Assim o valor da entalpia também estaria equivocado.
2. A perda de carga no evaporador foi desprezada, pois seu valor calculado é pequeno. Supondo-se somente líquido no seu interior, o cálculo conforme citado em Stoecker e Jabardo (2000), fornece $\Delta P=3,6kPa$. Isto daria uma diferença de entalpia de $+0,36kJ/kg$ na entrada do evaporador, o que diminuiria a potência em apenas 7,2 W (0,23%) do total de 3160 W.

3. Como pode ser visto na figura 8.4, a válvula de expansão termostática está congelada, indicando uma forte troca térmica com o meio ambiente. Assim, não se pode considerar a expansão totalmente isoentálpica ou adiabática, pois HÁ TROCA TÉRMICA durante a expansão. Isto faz com que a entalpia na entrada do evaporador seja maior do que o valor utilizado.

O somatório dos efeitos do R-22 não totalmente liquefeito, da perda de carga e da expansão não adiabática podem ser vistos, de maneira exagerada, na figura abaixo. O efeito de não condensação total leva o ponto **3** mais para a direita (presença de vapor), gerando o ponto **3'**. A perda de carga faz a pressão do ponto 4 aumentar e a expansão não isoentálpica leva o mesmo ponto mais para a direita, gerando o ponto **4'**.

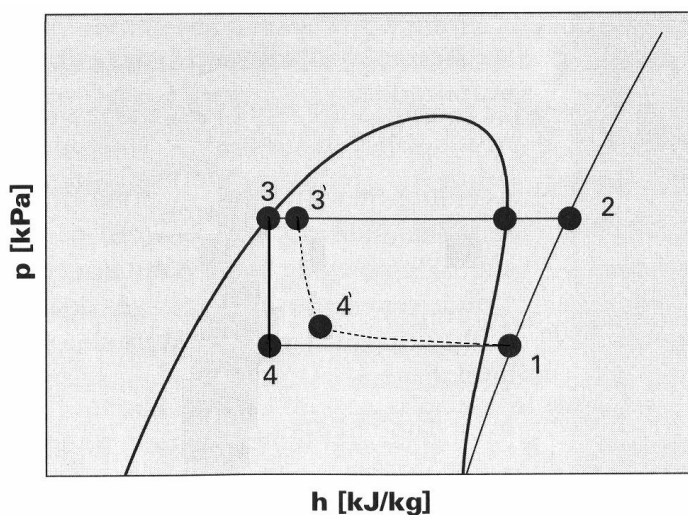


Figura 8.9 - Desvios do projeto teórico

4. A medição da temperatura de saída do líquido deve estar acima do valor real, pois como o sensor foi instalado internamente ao reservatório, o fluido circundante, mais quente, influenciou na medição. Além disto, sua saída está a certa distância da saída do evaporador, o que causa troca térmica com o ambiente e aumenta sua temperatura na entrada do reservatório, como pode ser visto na figura abaixo. Observe que em transiente este duto chega a congelar, como pode ser visto mais à frente na figura 8.16.



Figura 8.10 - Duto de saída em contato com o ambiente

5. O local onde a medição de temperatura foi realizada está um pouco distante do local onde o metanol inicia o contato com o R-22. Como está isolado termicamente, poderia dar somente uma pequena contribuição para a diferença de entalpia final.

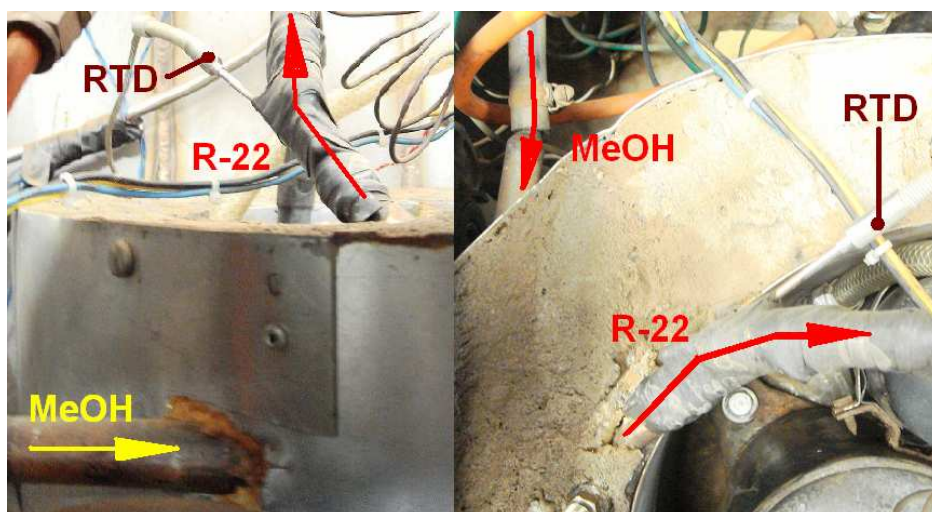


Figura 8.11 - Extremidade real do evaporador

6. O equipamento pode ter tido uma pequena contaminação do R-22 com ar durante a carga. Assim, o valor da vazão mássica de R-22 estaria abaixo do valor real.
7. Erro de medição na saída do R-22, em função do RTD não estar isolado termicamente, indicando uma temperatura mais alta.

De qualquer modo, mesmo que as potências sejam iguais, a eficiência do trocador de calor (evaporador) continuará próxima do valor calculado. Provavelmente entre 75% e 80%.

8.2.2 – Ensaios em regime transiente – variação da vazão de consumo:

Ao ser acelerado e com carga, o motor a combustão tende a ter um aumento súbito de consumo de combustível. Assim, para efeito de simulação, é instalada uma válvula nas proximidades do motor, de modo a extrair uma vazão constante, tal como um consumo alto e instantâneo. É calculado este consumo e ajustada a válvula para esta situação.

Ao abri-la (linha tracejada), o controlador age tão rapidamente que não se observou nenhuma variação de vulto na temperatura de saída do aquecedor, e nem no fechamento (2ª linha tracejada), como pode ser visto na figura 8.12. Há somente um pequeno abaixamento na temperatura de entrada do compressor, em virtude da diminuição da vazão de retorno, com seu conseqüente abaixamento de temperatura. Este não foi medido nesta série de ensaios, pois faltavam 2 transmissores de temperatura para tal, que foram adquiridos posteriormente.

Para conseguir visualizar a ação do controle, aumenta-se a vazão em aproximadamente 3 vezes o máximo necessário. Veja a pequena variação na figura 8.13:

Com a grande diminuição da vazão de retorno, o reservatório com certeza ficou com sua temperatura ainda mais baixa, levando aprox. 300s para diminuir 1,5°C. Mas a temperatura que o combustível chegou ao motor não sofreu alteração.

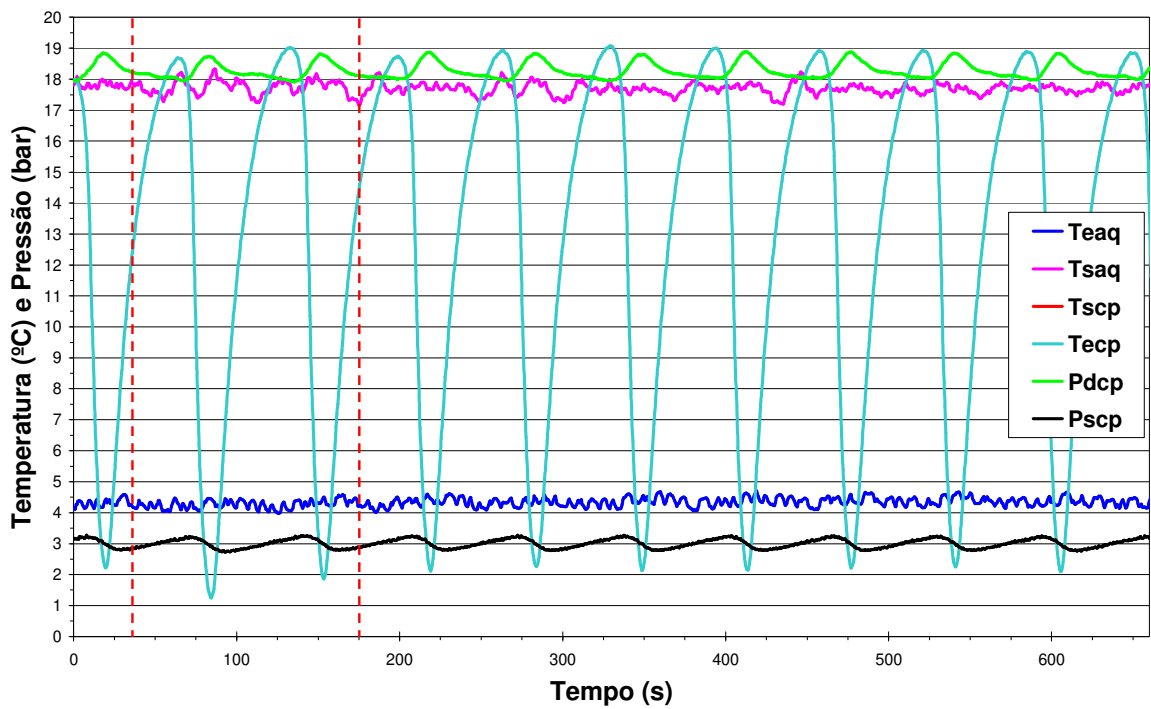


Figura 8.12 - Sistema em regime transiente – variação da vazão

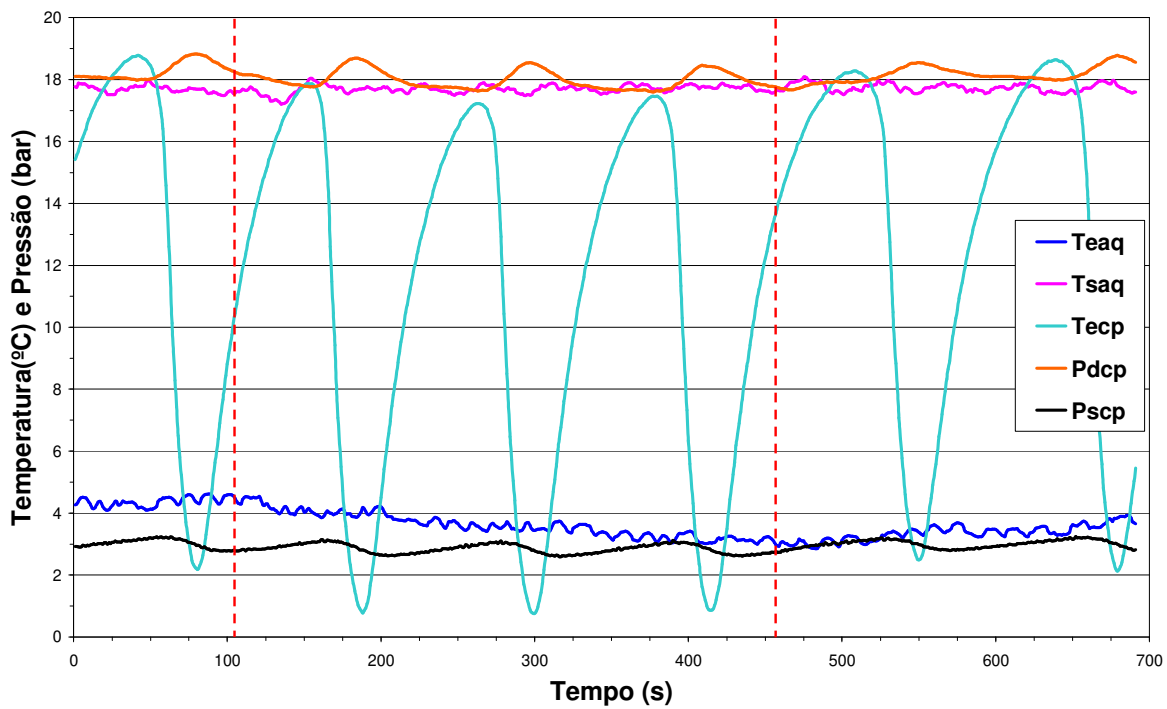


Figura 8.13 - Sistema em regime transiente – aumento da variação da vazão

8.2.3 – Ensaios em regime transiente – variação da vazão de retorno:

Instala-se para isto uma válvula de recirculação para diminuir a carga térmica do aquecedor e do refrigerador, conforme citado anteriormente.

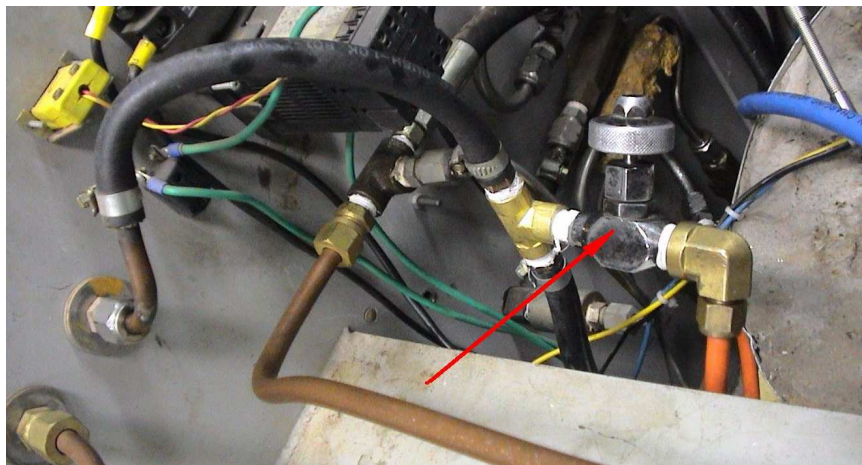


Figura 8.14 -
Válvula de
recirculação

A vazão de recirculação foi calculada recolhendo o combustível que entra no reservatório através de uma mangueira acoplada no seu duto de entrada em uma proveta graduada, medindo-se os tempos de enchimento nas duas situações de interesse: válvula de recirculação aberta e fechada. A diferença dos dois valores fornece o valor desejado. Mas em função do acréscimo de mais uma perda de carga no sistema (mangueira), não é possível prever o valor com exatidão. Considerando-se o erro desprezível, estima-se em torno dos 70%.

O resultado com o uso da recirculação melhora bastante o desempenho do equipamento, abaixando bastante a temperatura de armazenamento em função da diminuição da vazão de retorno ao reservatório, e aumentando a temperatura de entrada no aquecedor.

Durante a coleta de dados do ensaio, um erro de estimativa causa um problema quanto ao valor mínimo da temperatura de entrada do compressor. O transmissor foi programado para a faixa de -10°C a 20°C , sendo que o valor mínimo ajustado deveria estar mais abaixo. O resultado pode ser verificado nos gráficos, em que o valor **Tecp** está cortado na sua face inferior em aprox. -10°C .

Observa-se que ao fechar a válvula de retorno, ocorre um degrau na temperatura de entrada do aquecedor, pois todo o combustível agora é proveniente do reservatório.

Fica claro que sem a válvula, o sistema de aquecimento necessita fornecer mais energia para o fluido atingir a condição de temperatura desejada ao chegar ao motor.

Outra observação é que o ganho do controlador deve estar levemente acima do ótimo, pois há certa oscilação no sinal de saída do aquecedor e do combustível no motor. Este sinal não está relacionado com a temperatura de entrada do compressor, pois tem frequência diferente daquele.

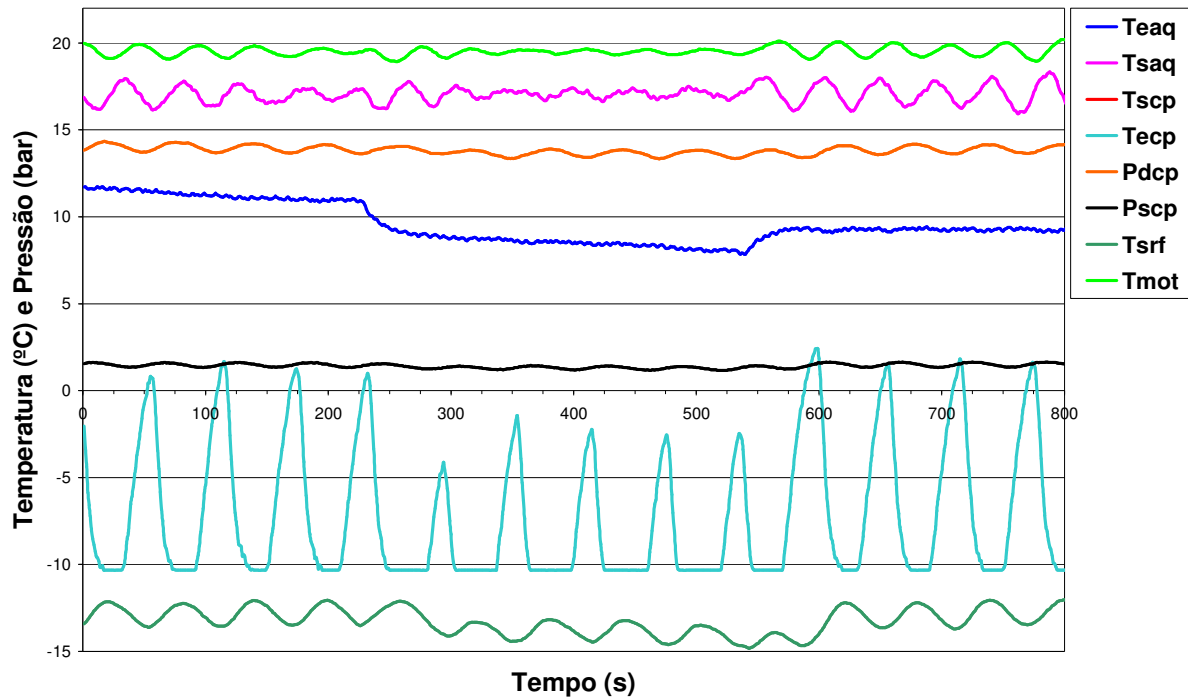


Figura 8.15 - Sistema em regime transiente – Variação da vazão de retorno

Mesmo neste caso em que a variação é rápida (a temperatura cai bruscamente em aprox. 14 segundos), e com queda linear constante, o controle se mostra insensível a estas perturbações.

Como a temperatura cai bastante, a sucção do compressor congela, e neste caso é bem provável que esteja entrando algum refrigerante ainda líquido dentro da carcaça. Mas como o refrigerante acessa inicialmente a região do enrolamento do motor, provavelmente vai ajudar a refrigerá-lo, não correndo o risco de compressão de fase líquida.

	Teaq	Tsaq	Tscp	Tecp	Pdcp	Pscp	Tsrf	Tmot
Média	9,55	17,05	86,16	-7,14	13,82	1,42	-13,26	19,51
DesvPad	1,14	0,48	0,67	3,90	0,24	0,13	0,75	0,26
Máximo	11,73	18,33	87,63	2,42	14,33	1,64	-12,04	20,20
Mínimo	7,84	15,92	85,12	-10,34	13,34	1,16	-14,83	18,92

Tabela 8.5 - Resumo dos valores coletados – transiente da vazão de retorno

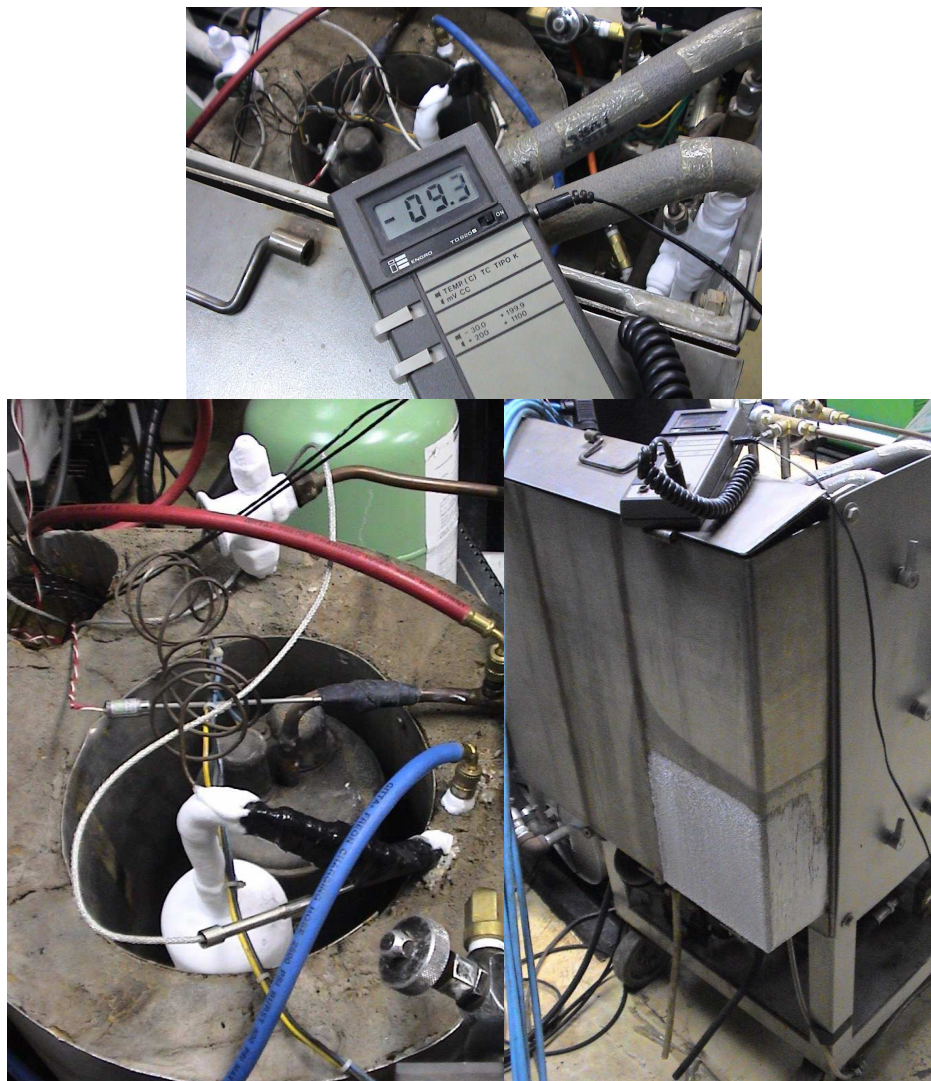


Figura 8.16 - Sistema em regime transiente - variação da vazão de retorno
– em operação -

8.3- Conclusão

É difícil comparar cálculos teóricos com resultados práticos num sistema de refrigeração que possui expansão com válvula termostática. Esta varia a sua abertura continuamente, de acordo com a situação, variando inclusive a pressão de sucção do compressor.

Outro fato é que o evaporador foi dimensionado supondo-se cheio de líquido, e na sua saída vapor saturado, em virtude da dificuldade de realizar o seu dimensionamento teórico com escoamento multifásico. Mas sabendo-se que o vapor sai superaquecido, não há como estimar com certeza qual percentual da área do evaporador possuiu troca de calor líquido-líquido, líquido-líquido+vapor ou líquido-vapor.

Apesar de algumas estimativas erradas e da necessidade de ter-se previsto mais pontos de medição, os cálculos teóricos resultaram em um equipamento que se mostrou eficiente em termos de trocas térmicas e que se enquadrou nas premissas de projeto. Sua operação mostrou-se satisfatória para o fim em que se destina.

Capítulo 9

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

O trabalho apresentado mostra que através da necessidade de se construir um equipamento em que várias áreas da engenharia atuam simultaneamente, o uso da teoria clássica da transferência de calor, termodinâmica, química, aquisição de dados e dos sistemas de controle, levam a resultados bastante satisfatórios.

Os objetivos gerais e específicos do projeto apresentados inicialmente foram todos atendidos a contento.

Destaca-se a importância do estudo detalhado dos processos de transferência de calor com mudança de fase, o que na realidade trata-se hoje ainda de “estado da arte”, pois nada de conclusivo se encontra na literatura.

É importante ressaltar que as tentativas não são recentes. Desde os trabalhos de Nusselt no início do século 20, onde conseguiu correlações bastante eficazes para um determinado tipo de condensador vertical para água, aos dias de hoje, onde há preocupação em ebulição e condensação de vapor d’água em sistemas fechados, utilizados em reatores nucleares, tal como citado em inúmeros trabalhos técnicos, inclusive em vários citados na bibliografia.

Mesmo hoje em dia, equipamentos convencionais de refrigeração necessitam de ensaios práticos e geração de protótipos para comprovação e aprimoramento do projeto.

Destaca-se também na área de controle uma enormidade de trabalhos onde se procuram metodologias mais eficazes para se implementar sistemas com sintonia automática. Apesar do trabalho apresentado não contemplar tais informações, o próprio controlador da COEL utilizado já possui tal implementação, mostrando que estas metodologias são atuais e já utilizadas em equipamentos de mercado. Assim, torna-se necessário um estudo mais aprofundado sobre o assunto.

Todas as premissas assumidas durante o projeto não prejudicaram o compromisso do trabalho, pois o levaram à realidade do seu uso na indústria. Assim, conclui-se que o objetivo final foi alcançado. O equipamento como um todo facilitou sobremaneira a execução de ensaios em laboratório, além da praticidade de ser modular e de fácil movimentação.

É óbvio que existem problemas ainda não solucionados. Alguns destes problemas já foram detectados, mas em implementações futuras e com novas idéias, outras melhorias poderão surgir. Algumas são citadas nos itens abaixo:

1- Em função de trabalhar em regime de liga/desliga, o compressor nem sempre consegue partir, ocasionando o desligamento pelo relé térmico de proteção. O uso de uma válvula solenóide temporizada fazendo um “curto-circuito” entre descarga e sucção durante a partida elimina este problema.

2- A oscilação de temperatura e o atraso na resposta gerado pela válvula de expansão termostática podem ser minimizados através do uso de uma válvula de expansão eletrônica ou o uso de um reservatório de líquido antes do evaporador.

3- Ao processo se desligar o compressor, o processo de refrigeração pode ser levemente estendido e ser mais confiável também através da instalação de um reservatório de líquido na descarga do compressor.

4- Em função da baixa temperatura no reservatório de combustível e em algumas linhas, ocorre muita condensação de vapor d’água do ar atmosférico. Através de um isolamento térmico mais eficiente, tais problemas seriam solucionados, além de se evitar o consumo extra de energia pelo sistema de refrigeração.

5- A troca do ventilador se faz necessária e urgente. O ideal seria instalar outro mais adequado ao espaço, e construir uma carenagem realmente eficiente.

6- Remover o compressor do espaço interno do evaporador. Segundo o fabricante, boa parte do calor gerado pelo compressor deve ser dissipado pela sua carcaça. Ali não há ventilação suficiente, sendo necessária sua remoção. Já foram observados problemas sérios de superaquecimento.

7- Para um controle mais eficiente da temperatura do combustível no motor, é necessária uma nova coleta de dados, e em várias temperaturas, para melhor otimizar as constantes de controle. Outro aspecto é com relação ao modelo. Devemos lembrar que o equipamento está a uma certa distância do motor, gerando um atraso considerável na resposta, ou tecnicamente chamado de “tempo morto”. Há modelamento matemático adequado para este tipo de problema, conforme cita Ogata (2003).

Há diversas sugestões para trabalhos futuros, de modo a complementar este desenvolvimento, como por exemplo:

- Novos estudos sobre dimensionamento de condensadores e evaporadores
- Projeto de bombas para fluidos de baixa viscosidade e pressões elevadas
- Análise dinâmica de oscilações em linhas de líquidos
- Projeto de reguladores de pressão de alta velocidade, insensíveis a pulsações na linha
- Criação de um software didático através do LabView, com vários sensores instalados em um ciclo de refrigeração conhecido. Através de uma tela de visualização do ciclo de refrigeração sobre um diagrama $P \times h$ em tempo real, torna-se possível a visualização das mudanças no ciclo de refrigeração. Didaticamente seria muito instrutivo.

Capítulo 10

BIBLIOGRAFIA

10.1– Literatura

- 1- ALTHOUSE, Andrew D. et al. **Modern refrigeration and air conditioning**. EUA: The Goodhearth-Willcox Company Inc, 1996. 1199p.: il.
- 2- ARAÚJO, Celso R. . **Transmissão de Calor** .Rio de janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora, 1978. 390 p. : il.
- 3- CELATA, Gian Piero et al. **Burnout in subcooled flow boiling of water**. Int. J. Therm. Sci., vol. 39 ,2000. Págs. 896 a 908
- 4- CHOI, T.Y. et al. **Evaporation heat transfer of R-32, R-134a, R-32/134a, and R-32/125/134a inside a horizontal smooth tube**. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 43. 2000. págs. 3651 a 3660
- 5- CLAEISSON, Joachim . **Correction of logarithmic mean temperature difference in a compact brazed plate evaporator assuming heat flux governed flow boiling heat transfer coefficient**. International Journal of Refrigeration, vol 28, 2005. págs 573 a 578.
- 6- CORBERÁN, José M.; GONZÁLVEZ, José. **Two-phase heat transfer analisys of evaporators**. Thermal and Fluid Science, vol 26, nº 256, 2002.
- 7- D’AZZO, John J.; HOUPIS, Constantine H. . **Análise e projeto de sistemas de controle lineares**. 2ª ed. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1984. 660p.:il.

- 8- E.I. DU PONT DE NEMOURS AND COMPANY. **SUVA Service Manual**. Inglaterra, 2001
- 9- ECIL S.A. . **Catálogo de pirometria**. Piedade-SP, 1999. 137p.
- 10-HALL, David D.; MUDAWAR, Issam. **Critical heat Flux (CHF) for water flow in tubes-I**. Compilation and assessment of world CHF data. International Journal of Heat and Mass Transfer. vol. 43, 2000. págs. 2573 a 2604.
- 11-HALL, David D.; MUDAWAR, Issam. **Critical heat Flux (CHF) for water flow in tubes-II**. Subcooled CHF correlations. International Journal of Heat and Mass Transfer. vol. 43, 2000. págs. 2605 a 2640.
- 12-HOLMAN, J. P. . **Heat Transfer**. 4ª ed. Tokyo: McGraw-Hill Kogakusha Ltd., 1976.
- 13-HOLMAN, P. J. **Experimental Methods for Engineers** . 6ª ed. Boston: Mc Graw Hill Inc., . 1994. 616p. : il
- 14-INCROPERA, Frank P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. Rio de Janeiro : LTC-Livros Técnicos e Científicos, 2003. 698 p. : il.
- 15-ISMAIL, Kamal A. R. . **Técnicas de medidas e instrumentação**. Campinas: Ed. do autor, 2000. 369p.
- 16-JABARDO, J. M. Saiz; BANDARRA FILHO, Enio Pedone. **Convective boiling of halocarbon refrigerants flowing in a horizontal copper tube - an experimental study**. Experimental Thermal and Fluid Science, vol 23. 2000. págs 93 a 1044
- 17-JABARDO, J. M. Saiz; MAMANI, W. G. .**Modeling and experimental evaluation of parallel flow micro channel condensers**. *J. Braz. Soc. Mech. Sci. & Eng.*, abr./jun. 2003, vol.25, no.2, p.107-114. ISSN 1678-5878.
- 18-JUNG, Dongsoo et al. **Flow condensation heat transfer coefficients of pure refrigerants**. International Journal of Refrigeration. vol. 26. 2003. págs. 4 a 11
- 19-KERN, Donald Q. **Processos de transmissão de calor** . Rio de janeiro: Guanabara Dois, 1980. 671 p. : il.
- 20-MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N. . **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. 5ª ed. . EUA: John Wiley & Sons Inc., 2004. 874p.: il.
- 21-NACHTIGAL, Chester L. . **Instrumentation and Control: Fundamentals and applications**. EUA: John Wiley & Sons Inc., 1990. 890p.: il.

- 22-NATIONAL INSTRUMENTS CORPORATION. **LabVIEW 6.1 Measurements Manual.** Austin-EUA, 2000.
- 23-OGATA, Katsuhiko. **Engenharia de controle moderno.** 4ª ed. São Paulo: Prentice Hall, 2003. 788p.
- 24-OLEKHNOVITH, A.; TEYSSÉDOU, A.; TYE, P. **Critical heat flux in a vertical tube at low and medium pressures. Part I. Experimental results.** Nuclear Engineering and Design, vol. 193, 1999. Págs. 73 a 89
- 25-OLEKHNOVITH, A.; TEYSSÉDOU, A.; TYE, P. **Critical heat flux in a vertical tube at low and medium pressures. Part II — new data representation.** Nuclear Engineering and Design, vol. 193, 1999. Págs. 91 a 103
- 26-PERRY, Robert H.; CHILTON, Cecil H.. **Manual de Engenharia Química.** 5ª ed. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1980
- 27-PHILLIPS PETROLEUM COMPANY. **Reference Data for Hydrocarbons and Organosulphur Chemicals:** Worldwide Specialty Chemicals. EUA, 1998
- 28-PIORO, I. L.. **Experimental evaluation of constants for the Rohsenow pool boiling correlation.** International Journal of Heat and Mass Transfer nº 42, 1999. págs. 2003 a 2013.
- 29-PIORO, I.L.; ROHSENOW, W.; DOERFFER, S.S. **Nucleate pool-boiling heat transfer. I: review of parametric effects of boiling surface.** International Journal of Heat and Mass Transfer 47 (2004) 5033–5044.
- 30-PIORO, I.L.; ROHSENOW, W.; DOERFFER, S.S. **Nucleate pool-boiling heat transfer. II: assessment of prediction methods.** International Journal of Heat and Mass Transfer 47 (2004) 5045–5057.
- 31-ROBERT BOSCH GmbH; SAE . Automotive Handbook. 3ª ed. Stuttgart: VDI-Verlag GmbH, 1993. 852p.: il.
- 32-SAKURAI, A. **Mechanisms of transitions to film boiling at CHF's in subcooled and pressurized liquids due to steady and increasing heat inputs.** Nuclear Engineering and Design nº 197. 2000. Págs. 301 a 356

- 33-SEO, K.; KIM, Y. **Evaporation heat transfer and pressure drop of R-22 in 7 and 9.52 mm smooth/micro-fin tubes.** International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 43. 1999. págs. 2869 a 2882
- 34-SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. **Fuels and Lubricants Standards Manual** (SAE HS-23). 1997 edition. Warrendale – EUA, 1997. 283p.
- 35-STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. Saiz. **Refrigeração Industrial.** 2ª ed. São Paulo: Edgard Blücher Ltda., 2002. 371p.
- 36-TELLES, Pedro C. Silva. **Tubulações Industriais.** 5ª ed. rev e ampliada. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 1979. 492p.: il.
- 37-VAN WYLEN, Gordon J.; SONNTAG, Richard E. . **Fundamentos da termodinâmica Clássica.** 2ª ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1976. 565p. :il.
- 38-WANG, Chi-Chuan; CHIANG, Ching-Shan; YU, Jyh-Goang. **An experimental study of in-tube evaporation of R-22 inside a 6.5-mm smooth tube.** International Journal of Heat and Fluid Flow, vol. 19. 1998. págs. 259 a 269
- 39-WINANDY, Eric; SAAVEDRA, Claudio; LEBRUM, Jean. **Experimental analisys and simplified modelling of a hermetic scroll refrigeration compressor.** Applied Thermal Engineering, vol. 22. págs 107 a 120. 2002.
- 40-E.I. DU PONT DE NEMOURS AND COMPANY. **DuPont Refrigerants.** Apresenta dados técnicos sobre o refrigerante R-22 de sua linha de produção. Disponível em: http://www.refrigerants.dupont.com/Suva/en_US/products/freon22.html>. Acesso em: 03 de julho de 2004.
- 41-NIST: National institute of Standards and Technology. **Propriedades termofísicas de sistemas fluidos.** Estão disponíveis algumas propriedades termofísicas de diversos fluidos medidas com exatidão. Disponível em: <http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid>>. Acesso em: 09 de junho de 2004.
- 42-TECUMSEH DO BRASIL LTDA. **Catálogo de produtos.** Apresenta dados técnicos dos seus modelos de compressores herméticos. Disponível em: <http://www.tecumseh.com.br>>. Acesso em: 14 de junho de 2004.

10.2– Softwares dedicados utilizados

- A. E.I. DU PONT DE NEMOURS AND COMPANY. **DuPont Refrigerant Expert**. Versão 2.0. EUA. 1996. Este programa gera as tabelas de várias propriedades termodinâmicas para vários fluidos refrigerantes nas condições de saturação e superaquecimento. As tabelas geradas são derivadas de equações de estado geradas com dados experimentais: Equação de Martin Hou, Benedict Webb e Peng Robinson Stryjek Vera.
- B. INEOS FLUOR HOLDING LTD; ICI KLEA CHEMICALS AND POLYMERS. **KleaCalc Windows**. Versão 5.0. Londres-Inglaterra. 2002. Este programa gera tabelas de várias propriedades termodinâmicas para vários fluidos refrigerantes e suas misturas nas condições de saturação e superaquecimento. As tabelas geradas são derivadas de equações de estado geradas com dados experimentais: Equação de Martin Hou e Huron Vidal modificada (MHV2).
- C. NATIONAL INSTRUMENTS CORPORATION. **LabVIEW Professional Development System**. Versão 6.1. Austin-EUA. 2001. Software de programação gráfica para realizar aquisições de dados e processamento destes dados em tempo real.
- D. ASPEN TECHNOLOGY INC. **HySys**. Versão 3.0.1. Cambridge–EUA. 2002. Software de simulação, projeto e otimização de processos químicos. Possui uma grande base de dados de produtos e suas propriedades físico-químicas.

Capítulo 11

ANEXOS

11.1– Histórico - Ciclo de Carnot (ou Motor de Carnot)

Nicolas Leonard Sadi Carnot

Engenheiro Francês

1796-1832



Carnot demonstrou que o funcionamento de toda máquina térmica supõe uma fonte quente e uma fonte fria; há então o transporte de uma quantidade de calor da primeira para a segunda.

A "máquina a fogo" é, portanto, comparável ao moinho de água.

Da mesma forma que é preciso uma queda de água para acionar um motor hidráulico, também é necessária uma "queda" de temperatura para se impulsionar um motor térmico.

A analogia mecânica que guiou a pesquisa de Carnot deixou imprecisa a natureza do calor; sugeria talvez uma interpretação dentro da teoria do fluido calórico.

Todavia, foi a partir dessas considerações que Carnot postulou um princípio fundamental: em uma máquina térmica, funcionando em condições ideais, a uma certa quantidade de calor fornecido à caldeira corresponde um trabalho recolhido, independente dos agentes postos em ação para realizá-lo; esse trabalho é fixado unicamente pelas quantidades de calor trocadas entre o motor térmico e o ambiente.

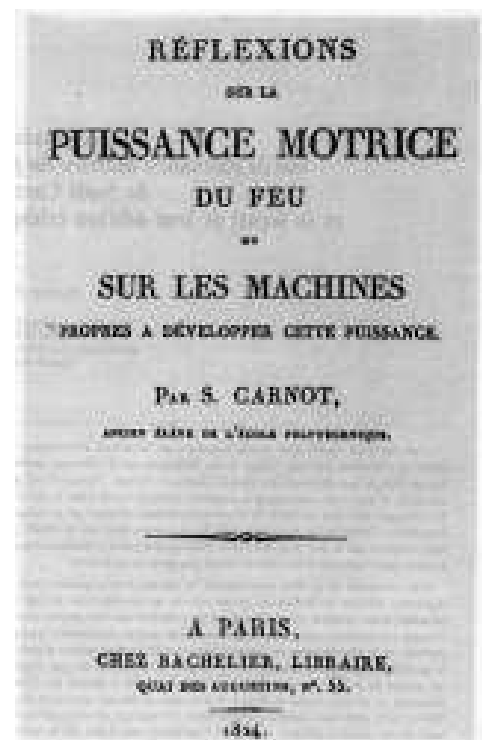
Abandonado o problema da construção de máquinas a vapor, Carnot procurou uma regra que permitisse relacionar entre si a energia mecânica por elas produzida e o calor fornecido. Intuiu, dessa forma, **o primeiro princípio da termodinâmica**, que nada mais é que uma reafirmação do princípio da conservação de energia.

Carnot, depois de realizar uma análise cuidadosa do funcionamento do motor térmico, construiu uma máquina que, trabalhando com gás aquecido ou resfriado, servia para medir a quantidade de energia mecânica produzida; permitia também calcular a porcentagem de energia térmica transformada em mecânica.

O funcionamento dessa máquina englobava quatro fases, o que hoje é chamado de *ciclo de Carnot*: a partir de um estado inicial, o sistema expande-se isotermicamente (absorvendo calor do ambiente) até atingir um segundo estado; a partir deste, a expansão é adiabática, e consequentemente a temperatura diminui; daí em diante, o volume do sistema começa a reduzir-se isotermicamente, até alcançar o estado final; uma compressão adiabática conduz o sistema ao ponto de partida, fechando assim o ciclo.

Uma das características do ciclo de Carnot é o fato de que as transformações que o compõem são totalmente reversíveis, isto é, podem ser realizadas em sentido inverso, percorrendo as mesmas etapas intermediárias.

Aplicável não apenas à máquina a vapor, mas a qualquer máquina térmica, o ciclo de Carnot fornece os dados necessários para calcular seu rendimento ideal.



Em 1824 surgiu a primeira publicação da obra fundamental de Carnot, "Réflexions sur la Puissance Motrice du Feu".

Notas complementares dessa obra, bem como diversos estudos realizados posteriormente, foram revelados somente depois de sua morte. Em 1878, Hippolyte, seu irmão, apresentou essas notas à Academia de Ciências. Nelas estava esboçado **o segundo princípio da termodinâmica**.

A comunicação, porém, veio tarde, pois a essa altura tal princípio já havia sido formulado. Um de seus enunciados é devido a Clausius:

"O calor passa espontaneamente dos corpos de temperatura maior para os de temperatura menor".

É em virtude desse princípio que, quando dois corpos - inicialmente a temperaturas diferentes - são postos em contato, tendem a atingir a mesma temperatura; o contrário, isto é, quando corpos de temperaturas iniciais iguais evoluem para temperaturas diferentes, nunca ocorre espontaneamente; para consegui-lo é necessário despende energia.

Lord Kelvin expressa o princípio nos seguintes termos: "Não é possível, sem permanentes alterações no sistema ou no ambiente, transformar totalmente uma certa quantidade de calor em trabalho".

11.2– Folha de dados do transmissor de temperatura.



IPAQ-H/-HX are universal, isolated 2-wire transmitters for temperature and other measurement applications. They combine competitive pricing, functionality and simple configuration. Useful error correction functions improve the accuracy.

- Fully universal, linearized and high-isolation
- Accepts RTD, T/C, mV and Ω
- Sensor error and system (sensor/transmitter) error correction for highest total accuracy
- Full access to all features while in operation
- NAMUR compliant
- Consistent sensor break function
- Simplified loop check-up with calibration output
- Low sensor isolation detection
- IPRO, easy-to-use Windows configuration software

Specifications:

Input RTD	3-, 4-wire connection
Pt100 ($\alpha=0.00385$)	-200 to +1000 °C/-328 to +1832 °F
Pt1000 ($\alpha=0.00385$)	-200 to +200 °C/-328 to +392 °F
PtX 10 ≤ X ≤ 1000 ($\alpha=0.00385$)	Upper range depending on X-value
Pt100 ($\alpha=0.003902$)	-200 to +1000 °C/-328 to +1832 °F
Pt100 ($\alpha=0.003916$)	-200 to +1000 °C/-328 to +1832 °F
Ni100 ¹⁾	-60 to +250 °C/-76 to +482 °F
Ni1000 ¹⁾	-10 to +150 °C/+14 to +302 °F
Input Potentiometer / resistance	3-, 4-wire connection, 0 to 2000 Ω
Input Thermocouples	Types AE, B, E, J, K, L, N, R, S, T, U
Input mV	-10 to +500 mV
Sensor failure / Low isolation	User definable output
Adjustments - Zero	Any value within range limits
Adjustments - Minimum spans	
Pt100, Pt1000, Ni100, Ni1000	10 °C / 18 °F
Potentiometer	10 Ω
T/C, mV	2 mV
Output	4-20 / 20-4 mA, temperature linear
Operating temperature	-40 to +85 °C / -40 to +185 °F
Galvanic isolation	1500 VAC, 1 min
Power supply	IPAQ-H: 6.5 to 36 VDC IPAQ-HX: 8 to 30 VDC
Intrinsic safety	IPAQ-HX: ATEX: II 1 G EEx ia IIC T4-T6 FM: Class I-III, Div. 1, Gr. A-D
Typical accuracy	±0.1 % of span
Connection head	DIN B or larger

¹⁾ IEC 60751

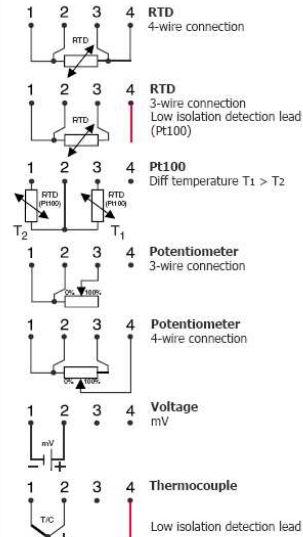
INOR

IPAQ-H

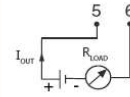
Universal
Programmable
2-wire Transmitters



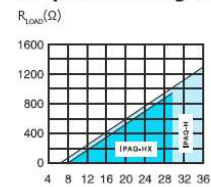
Input connections



Output connections

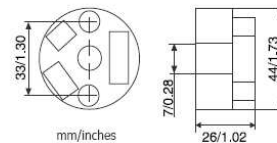


Output load diagram



Supply voltage U (V DC)
 $R_{LOAD} = (U-6.5)/0.022$ (IPAQ-H)
 $R_{LOAD} = (U-8)/0.025$ (IPAQ-HX)

Dimensions



Ordering information

IPAQ-H	70IPH00001
IPAQ-HX (ATEX)	70IPHX0001
IPAQ-HX (FM)	70IPHX1001
PC Configuration Kit	70CFG00092
Configuration	70CAL00001

11.3– Folha de dados do transmissor de pressão.

PTX 7200

PTX 7200 Series

Industrial Pressure Transmitters



Druck



- Any range between 1 and 10,000 psi
- $\pm 0.2\%$ FS accuracy to $\pm 0.1\%$ FS available
- NACE compatible Hastelloy C276 and 316L SS
- RFI/EMI protected to CE Heavy Industrial Standard
- Intrinsically safe versions available
- Exceptionally rugged and lightweight
- Operating temperature range -40° to 210°F

The PTX 7200 Series combines modular design with the latest advances in ASIC technology and surface mount electronics. This provides a lightweight, highly reliable and cost-effective solution for a range of industrial pressure measurement applications including factory automation, test cell monitoring, equipment monitoring and control, gas turbines, and any other application where high-reliability is important. The rugged design with exceptional RFI/EMI immunity gives the PTX 7200 the lowest "cost-of-ownership" in the industry.

At the heart of the transmitter is Druck's own piezoresistive silicon technology, extensively proven in aerospace, sub-sea, oil-field and many other applications where the highest levels of performance and long-term reliability are required.

The sensor features a Hastelloy C276 isolation diaphragm and is enclosed in an electron beam welded 316L stainless steel body. This rugged construction ensures full compatibility with a wide range of pressure media and operating conditions.

On-site trimming of the transmitter output is accomplished via non-interacting potentiometers located beneath the electrical connector. The PTX 7200 Series offers excellent RFI/EMI immunity, meeting the highest level of CE marking requirements for Heavy Industrial use.

PTX 7200 Series

Industrial Pressure Transmitters



STANDARD SPECIFICATION

Pressure Measurement

Operating Pressure Ranges

Any pressure unit and (zero-based) span available between 1 and 1000 psi gauge; between 1001 and 10,000 psi sealed gauge and between 5 and 10,000 psi absolute
Compound ranges -15 to 15, -15 to 30, -15 to 100, -5 to 5 psi g
Negative ranges refer to PTX 500/600
Alternate pressure units may be specified on order.

Proof Pressure

6X FS for ranges 725 psi and below
4X FS for ranges 30 psi and lower
3X FS (3000 psi max) for ranges 2000 psi and lower
2X FS (15,000 psi max) for ranges 10,000 psi and lower

Burst Pressure

8X FS for gauge ranges 725 psi and lower
6X FS for gauge ranges 30 psi and lower
4X FS (3500 psi max) for ranges 1000 psi and lower
3500 psi for absolute ranges 2000 psi and lower
15,000 psi for ranges above 2000 psi

Pressure Media Compatibility

Fluids compatible with a welded assembly of Hastelloy C276 and 316L SS (NACE MR-01-75 compatible grades)

Supply Voltage

9 to 30 Vdc at the transmitter terminals
(9-28 Vdc for IS units)
Maximum load (Ω)=50X (V_{Supply}^2)

Warmup Time

500 ms max at power-up
For pulse power applications refer to the PTX 500/600

Response Time

1 msec

Supply Sensitivity

0.005% FS/volt

Insulation Resistance

>10M Ω @ 500 Vdc (@68°F)

Surge Protection (between connectors & case)

Ranges up to 2000 psi withstands 2kV spike
Ranges above 2000 psi withstands 1kV spike

Spike test conforms to EN61000-4-4, EN61000-4-5
Between electrical connectors and case.

Output

2-wire, 4-20mA

Performance

Accuracy

Combined non-linearity, hysteresis and repeatability $\pm 0.2\%$ FS BSL
For improved performance, see Option A.

Zero Offset and Span Setting

Factory set ± 0.05 mA. Further $\pm 5\%$ FS user adjustment available via non-interacting potentiometers

Long Term Stability

$\pm 0.1\%$ FS/year

Operating Temperature Range

-40 to 210°F for non-cabled models
-40 to 175°F for PTX 7211

Temperature Effects

$\pm 1\%$ FS TEB over 15 to 125°F
 $\pm 2\%$ FS TEB over -5 to 175°F
For improved performance, see Option A.

CE Conformity

EMC Emissions: EN50081.1, EN55022
EMC Immunity: EN61000-6-2
10V/m Heavy Industrial

Physical

Pressure Connection

1/4" NPT female
Optional adapters available

Electrical Connection

3 feet integral cable (longer lengths available)
6 pin bayonet connector
DIN 43650A plug/socket
For gauge ranges up to 1000 psig
PTX 7211 and PTX 7217 require vented cable

Weight

7 oz. nominal

Acceleration Sensitivity

0.1%FS/g for 5 psi range decreasing to 0.005%FS/g for 150 psi range

Mechanical Shock

1000g half sine wave, pulse duration 1ms and 100g peak half sine wave, duration 11ms, both in each of 3 mutually perpendicular axes will not affect calibration

Vibration

Conforms to MILSTD 810C, Method 514.2-2 Curve L

OPTIONS

Option A Improved Performance

$\pm 0.1\%$ FS BSL
 $\pm 0.7\%$ FS TEB over 15 to 125°F
 $\pm 1.5\%$ FS TEB over -5 to 175°F

Intrinsic Safety Approval

FM Class I, Div 1, Groups A,B,C,D

For CSA certifications refer to PTX 500/600

BAS 01 ATEX 1254

EEx ia IIC T4 (-40°C < T_{amb} < 80°C)

Pressure Port Adapters

1/4" NPT male to 1/4" NPT male
1/4" NPT male to 1/2" NPT female
1/4" NPT male to 7/16"-20UNF (1/4 AN)
All adapters 316 SS construction

Calibration Certificate

ORDERING INFORMATION

(1) Select model number

Code	Model
PTX 721	Base model
Code	Electrical connection
1	Integral cable
6	6-pin bayonet
7	DIN 43650A plug/socket

PTX 721 1
Typical model number

(2) Pressure range/units required

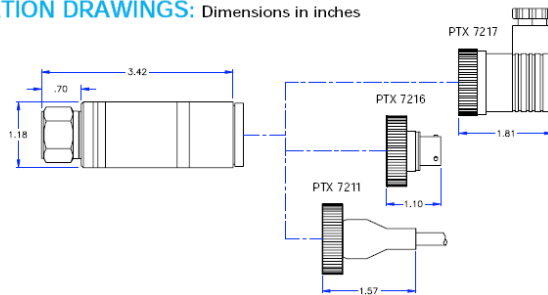
(3) Options (if required)

Continuing development sometimes necessitates specification changes without notice.

Druck is an ISO 9001 registered company.



INSTALLATION DRAWINGS: Dimensions in inches



WIRING DETAILS			
	+EXC	-EXC	GROUND
CASE	RED	BLACK	SHIELD
PTX 7211	PIN A	PIN B	PIN F
PTX 7216	PIN 1	PIN 2	



Druck Incorporated
4 Dunham Drive
New Fairfield, CT 06812

Representative:

PDS-A144 12/01

ThermX Southwest - 800-284-3769 - 7370 Opportunity Rd., Ste. S, San Diego, CA 92111, www.thermx.com

11.4– Folha de dados do controlador.

CONTROLADOR E INDICADOR DE TEMPERATURA MICROPROCESSADO modelo HW1430 e UW1430

COEL

BT 3 14.30 051
Rev. 0 11/00 1/2

- Alimentação de 90 a 240 Vca (fonte chaveada) ou 24Vca/cc (sob consulta);
- 2 displays a led's de fácil visualização para o operador;
- Entrada de sinal totalmente configurável: tipo de sensor, ponto decimal, limitação do início e fundo de escala, offset (correção do sensor), filtro digital, unidade de temperatura, indic. da pot. de saída, etc.;
- Controle PID com auto-tune e função "fast" ou intune (auto-tune dinâmico) programável ou ON-OFF c/ histerese ajustável;
- Saída para controle de aquecimento, resfriamento ou aquecimento / resfriamento (simultâneos), com rampa de subida e descida e controle para válvula motorizada;
- Saída à relé, mA ou tensão Vcc, p/ comandar chave estática e saída serial RS485 (especificar);
- Senha de acesso para operador;
- Alta precisão e desempenho garantidos;
- 1 alarme (HW1430) e até 3 alarmes (UW1430) configuráveis, inclusive loop-break e queima de resistência (aquec.) c/ indicação da corrente no display (HB), histerese ajustável c/ vários modos de funcion. (tipo, lógica, standby e reset autom./manual);
- Caixa plug-in 48 x 48mm (HW1430) e 48x96mm (UW1430) padrão DIN, c/ frontal IP52.

1 - DESCRIÇÃO GERAL

Os aparelhos aceitam uma grande variedade de sensores de temperatura (termoelementos, termoresistências), sinais em mV (0..50mV) ou sinais analógicos normalizados (0/4..20 mA, 0/1..5 V, 0/2..10V). A indicação da temperatura é precisa, executando uma ação de controle PID ou ON-OFF para manter o processo na temperatura desejada. Podendo operar com controle ON-OFF e histerese ajustável ou com controle PID tanto para aquecimento como resfriamento, dispõe do recurso "autotuning" que possibilita o ajuste automático dos algoritmos PID, ou a função SELFTUNING que possibilita a monitoração do controle e o cálculo automático contínuo dos algoritmos PID durante o controle, específicos para cada tipo de processo, proporcionando desempenho e precisão. Além disso possui uma entrada para transformador amperométrico para a função de queima de resistência e duas entradas digitais auxiliares que permitem a seleção remota do setpoint, como também um controle remoto através de uma interface de comunicação serial RS 485 (sob consulta).

Quatro displays, com 4 dígitos cada, permitem visualizar simultaneamente a temperatura do processo e a sua pré-seleção. No painel frontal, pode-se acompanhar constantemente o estado das saídas por meio de led's indicadores, bem como o desempenho do sistema.

É fornecido com saídas de alarme (sob consulta) totalmente configurável para adaptar-se a qualquer tipo de processo, tais como: absoluto, relativo de desvio, de janela, com lógica de máxima ou mínima e função com ou sem inibição inicial.

O instrumento é fornecido em caixa constituída de material plástico auto extingüível e alto impacto, com dimensões reduzidas padrão DIN 48 x 48mm (HW1430) ou 48x96mm (UW1430). Inúmeros elementos podem ser instalados lado a lado, tanto na horizontal como na vertical respeitando-se os espaçamentos mínimos. Concebido com a mais alta tecnologia de componentes oferece alta imunidade a ruídos e interferências, sendo perfeitamente indicado para uso em ambientes industriais.

2 - FUNÇÕES DO FRONTAL

O frontal possui dois displays: o superior (vermelho) indica, no modo normal, o valor em graus (°C ou °F) da temperatura do processo e o inferior (verde) indica o valor desejado da temperatura. As teclas e os led's estão descritos a seguir:

tecla "F" = permite selecionar os parâmetros; grava o parâmetro alterado e avança para o seguinte.

tecla "D" = após selecionado o parâmetro desejado, esta tecla permite deslocar os dígitos para alteração do valor.

teclas "▲" = estando no processo de alteração, estas teclas permitem incrementar/decrementar o valor do parâmetro.



3 - APLICAÇÕES

- Máquinas de embalagem;
- Equipamentos para ind. alimentícia;
- Controles de refrigeração;
- Sistemas de aquecimento de moldes;
- Extrusoras;
- Máquinas para calçados;
- Injetoras;
- Equipamentos criogênicos;
- Sopradoras;
- Secadores;
- Fornos;
- Prensas de borracha;
- Processos químicos;
- Máq. seladoras de sacos plásticos;
- Autoclaves;
- Etc..

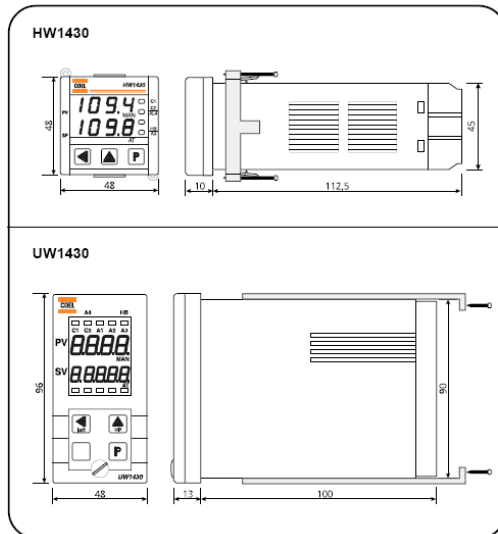
4 - CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS

- **Sinal de entrada:** o usuário pode optar entre 10 termoelementos, 2 tipos de Pt100, sinal em mili-volts (0..50mV) ou sinais normalizados (0/4..20 mA, 0/1..5 V ou 0/2..10V; todos com ou sem ponto decimal).
- **Abertura do sensor ou alarme para queima de resistência:** indicação através do frontal se programado;
- **Correção do sensor:** caso ocorram pequenos erros na indicação ou então o sensor não possa ser instalado no local desejado, pode-se programar um "offset" para ajustar a leitura correta da temperatura;
- **Filtro digital:** minimiza as oscilações na leitura da temperatura;
- **Controle:** PID com auto-tune e função "fast" ou in-tune (auto-tune dinâmico) ou ON -OFF, p/ aquecimento ou resfriamento, c/ saída a relé, mA (linear) ou tensão Vcc p/ chave estática e serial RS 485 (sob consulta);
- **Aquecimento / resfriamento simultâneo:** pode ser fornecido para controlar resfriamento simultâneo com o aquecimento;
- **Limites da pré-seleção do controle:** define o início e fim da escala permitida ao operador, evitando ajustes indevidos à sua máquina;
- **Rampa do controle:** impõe a taxa de subida / descida da temperatura;
- **Alarmes:** 1 alarme (HW1430) e até 3 alarmes (UW1430) configuráveis que permite escolha entre vários tipos: processo, relativo de desvio ou faixa, histerese, lógica do relé / led, "standby" e reset automático / manual;
- **Standby:** ao energizar o aparelho, o alarme somente poderá ser energizado após a temperatura atingir sua pré-seleção pela 2ª vez;
- **Reset automático / manual:** energizando o relé do alarme, o mesmo somente poderá ser desenergizado através de: um reset manual; ou então ocorrerá o reset automático conforme variação da temperatura;
- **Histerese:** ajuste independente para controle ON-OFF e alarmes;
- **Bloqueios:** através de uma senha, podemos bloquear o acesso do operador aos parâmetros da configuração;

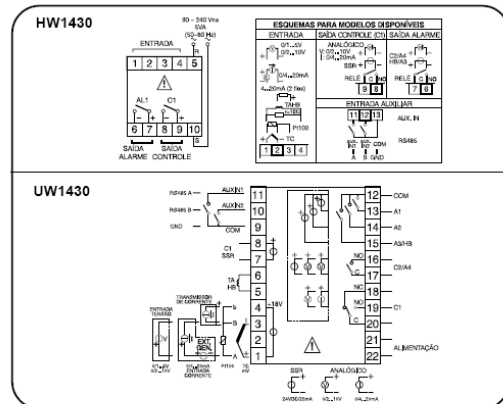
5 - DADOS TÉCNICOS

Alimentação	Vca	90 à 240 (fonte chaveada) 24(sob consulta)
Frequência da rede	Hz	50 à 60
Consumo aproximado	VA	8
Entradas	termoele. / termores.	vide tabela de sensores abaixo
	senais normalizados	0 à 50 mV ; 0/1 à 5 V ; 0/2 à 10 V ; 0/4 à 20mA (sob consulta)
	transf. amperométrico	alarme de queima de resistência (HB) k = 1/0,002 (máx. 200 mA) (sob consulta)
Sensores / faixa disponível	termoelementos	B (400 à +1820 °C / 400.0 à +1820.0 °C); N (-100 à +1300 °C / -99.9 à +999.9 °C); E (-150 à +700 °C / -99.9 à +700.0 °C); R (-50 à +1760 °C / -50.0 à +999.9 °C); J (-200 à +950 °C / -99.9 à +950.0 °C); S (-50 à +1760 °C / -50.0 à +999.9 °C); K (-200 à +1370 °C / -99.9 à +999.9 °C); T (-270 à +400 °C / -99.9 à +400.0 °C); L (-150 à +900 °C / -99.9 à +900.0 °C); U (-200 à +600 °C / -99.9 à +600.0 °C).
	termoresistência 2 ou 3 fios	Pt1 (-200 à +850 °C / -99.9 à +850.0 °C): conforme norma IEC Pt2 (-200 à +630 °C / -99.9 à +630.0 °C): conforme norma JIS
Resolução	graus	1 ou 0.1 (conforme seleção do sensor)
Precisão de indicação à 23 °C	%	0.25 do fundo de escala
Saída do controle "C1"	lógica	PID ou ON-OFF (histerese ajustável) aquecimento ou resfriamento
	relé	HW1430: SPST-NA e UW1430: SPDT (6 A @ 250 Vca, cos φ = 1 ou 30Vcc)
	SSR	24 (para consumo ~ 20 mA) não regulado
	saída tensão	0/2 à 10 Vcc (sob consulta)
Saída de alarme C2/A4	saída linear (mA)	0/4 à 20 mA (sob consulta)
	relé	SPST-NA 6 A @ 240 Vca, cos φ = 1 ou 30Vcc
	tipos	absoluto, relativo de desvio ou de janela com lógica de mínima ou máxima
Saída de alarme HB/A3	histerese	0 à 999 ou 0,0 à 999,9 °C
	relé	SPST-NA 6 A @ 240 Vca, cos φ = 1 ou 30Vcc
	lógica	aberto / fechada (OPEn/CLoS)
Saídas opcionais (sob consulta)	histerese	0 à 100 ou 0,0 à 100,0 °C
	válvula motorizada	saída C1 e C2
	auxiliares	AUX 1 / AUX 2
Tempo de amostragem	serial	tipo RS 485
	ms	1000
Display	tipo	duplo LED com 4 dígitos (HW1430) e superior: 4 dig. e inferior: 5 dig. (UW1430)
Temperatura ambiente	operação	0 à +55 °C
	armazenamento	-10 à +60 °C
Umidade relativa do ar	%	30 à 95 (não condensada)
Conexões elétricas	terminais	parafusos (HW1430) e fast-on 6,3 mm (UW1430)
Caixa plástica		preto, com frontal IP52 (quando corretamente instalado)
Peso aproximado	gramas	150 (HW1430) e 290 (UW1430)

6 - DIMENSÕES (mm)



7 - ESQUEMA DE LIGAÇÃO



8 - INFORMAÇÕES PARA PEDIDO

APARELHO TIPO	SAÍDA CONTROLADA	ALIMENTAÇÃO
HW1430 - 48 x 48 x 112,5 mm	6 A - 240 Vca	90 à 240 Vca
UW1430 - 48 x 48 x 100 mm	6 A - 240 Vca	90 à 240 Vca

W1430 /

Obs.: Outros modelos sob consulta

COEL

controles elétricos ltda.

MATRIZ: São Paulo - SP - Brasil
R. Mariz e Barros, 146 - Cep 01545-010
Vendas: (011) 272-4300 (PABX)
Fax: (011) 272-4787

http://www.coel.com.br

Representantes e distribuidores no Brasil e América Latina.

FÁBRICA: São Roque - SP - Brasil
Av. Varanguera, 535
B. Guapu - CEP 18130-000

e-mail: info@coel.com.br



50.50.58

11.5– Folha de dados da placa de aquisição de dados

Modelo: CIO-DAS 1601/12 - Fabricante: Computer Boards.

Power consumption

+5

1.4A typical, 2.1A max

Analog input section

A/D converter type

ADS7800 successive approximation

Resolution

12 bits

Programmable ranges

CIO-DAS1601/12

$\pm 10V$, $\pm 1V$, $\pm 0.1V$, $\pm 0.01V$, 0 - 10V, 0 - 1V, 0 - 0.1V, 0 - 0.01V

CIO-DAS1602/12

$\pm 10V$, $\pm 5V$, $\pm 2.5V$, $\pm 1.25V$, 0 - 10V, 0 - 5V, 0 - 2.5V, 0 - 1.25V

A/D pacing

Programmable: external source (Din0, positive edge) or internal counter (positive or negative edge, jumper selectable) or software polled

Burstmode

4 μ s

Data transfer

From 512 sample FIFO via interrupt, DMA, DT-Connect to external memory board or software polled

Polarity

Unipolar/Bipolar, switch selectable

Number of channels

8 differential or 16 single-ended, switch selectable

Interrupts

2-7

Interrupt enable

Programmable

Interrupt sources

End-of-conversion, terminal count (DMA)

DMA

Channel 1 or 3

Trigger sources

External hardware/software (DIn0)

A/D conversion time

3.3 μ s

Throughput

DMA

160kHz

DT-Connect (multi-channel)

250kHz

DT-Connect (single-channel)

330kHz

Differential Linearity error

± 1 LSB

Integral Linearity error

± 1 LSB

No missing codes guaranteed

12 bits

Gain drift

± 60 ppm/ $^{\circ}$ C

Zero drift

± 160 ppm/ $^{\circ}$ C

Input leakage current (@25 Deg C)

200nA

Input impedance

Min 10Meg Ohms

Absolute maximum input voltage

$\pm 35V$

Analog Output:

Resolution

12 bits

Number of channels

2

D/A type

MX7548

Voltage Ranges

$\pm 10V$, $\pm 5V$, 0-5V, 0-10V or user defined range between 0 and 10V. Each channel independently configurable by jumpers.

Offset error

Trimable to 0 by potentiometer

Gain error

Trimable to 0 by potentiometer

Differential nonlinearity

± 1 LSB max

Integral nonlinearity

± 1 LSB max

Monotonicity

Guaranteed monotonic

D/A pacing	Software paced
Data transfer	Double buffered software transfer, update on write to MSB register.
Throughput	System dependent, software paced.
Slew Rate	0.3V/ μ s
Current Drive (OP07)	± 5 mA min
Output short-circuit duration	Indefinite
Output coupling	DC
Output impedance	0.1 Ohms max
Miscellaneous	Double buffered output latches

Digital Input / Output

Digital Type (Digital I/O connector)	82C55
Configuration	2 banks of 8, 2 banks of 4, programmable by bank as input or output
Number of channels	24 I/O
Output High	3.0 volts min @ -2.5mA
Output Low	0.4 volts max @ 2.5mA
Input High	2.0 volts min, 5.5 volts absolute max
Input Low	0.8 volts max, -0.5 volts absolute min
Digital Type (Main connector)	
Output	74LS197
Input	74LS244
Configuration	4 fixed input, 4 fixed output
Number of channels	8
Output High	2.7 volts min @ -0.4mA
Output Low	0.5 volts max @ 8mA
Input High	2.0 volts min, 7 volts absolute max
Input Low	0.8 volts max, -0.5 volts absolute min

Counters section

Counter type	82C54
Configuration	3 down counters, 16 bits each
	Counter 0 - Independent, user configurable
	Source: Programmable - Internal 100kHz or external (CTR0 Clock In)
	Gate: External (DIn2)
	Output: Available at user connector (CTR0 Out)
	Counter 1 - ADC Pacer Lower Divider
	Source: 1 or 10 MHz oscillator (jumper selectable)
	Gate: Tied to Counter 2 gate, programmable source.
	Output: Chained to Counter 2 Clock.
	Counter 2 - ADC Pacer Upper Divider
	Source: Counter 1 Output.
	Gate: Tied to Counter 1 gate, programmable source.
	Output: ADC Pacer clock
Clock input frequency	10Mhz max
High pulse width (clock input)	30ns min
Low pulse width (clock input)	50ns min
Gate width high	50ns min
Gate width low	50ns min
Input low voltage	0.8V max
Input high voltage	2.0V min
Output low voltage	0.4V max
Output high voltage	3.0V min

CCM/ccm