

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

*INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DO TRANSIENTE TÉRMICO NO PROCESSO
DE SUCÇÃO DE COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO DOMÉSTICA*

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANDRÉ MORRIESEN

Florianópolis, Março de 2009.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

***INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DO TRANSIENTE TÉRMICO NO PROCESSO
DE SUÇÃO DE COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO DOMÉSTICA***

ANDRÉ MORRIESEN

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

Área de Concentração de Engenharia e Ciências Térmicas

sendo aprovada em sua forma final.

Prof. César José Deschamps, Ph.D. – Orientador

Prof. Eduardo Alberto Fancello, D.Sc. – Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Carlos Alberto Flesch, Dr.Eng. – Presidente

Prof. Amir Antônio Martins de Oliveira Jr., Ph.D.

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D.

Para meus pais Kurt e Miriam,
e meus irmãos Alois e Stefanie,
por todo o amor, carinho e afeto.

AGRADECIMENTOS

A Deus, em primeiro lugar.

A CNPq e Whirlpool – Unidade Embraco, pelo financiamento deste trabalho.

Ao professor Cesar José Deschamps, pela competente orientação e dedicação durante todo este trabalho e nos demais anos de academia.

Ao Eng. Ribas da EMBRACO, pelo suporte e incentivo.

Ao professor Atila Pantaleão Silva Freire pela oportunidade de aprender as técnicas de anemometria na UFRJ e amparar no reparo das sondas.

Aos membros da banca examinadora, pela disposição em avaliar este trabalho.

Aos meus grandes amigos Felipe, Irving, Ivan e Marcelo, pela amizade, ensinamentos e companhia em todos os momentos.

Aos colegas do POLO Thiago, João, Guilherme, Kremer, Tiago, Fabiano, Eduardo, Maurício, William, James e Evandro, pela amizade, discussões e suporte para o enriquecimento e conclusão do presente trabalho.

A todos os demais integrantes do POLO, que de uma maneira direta ou indireta tornaram possível a concretização deste trabalho.

Ao corpo docente do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, pelos conhecimentos transmitidos.

A todas as pessoas que, de alguma maneira, motivaram, criticaram, e acrescentaram experiências a esta fase importante da minha vida.

*Nós devemos ser a mudança que desejamos ver no mundo.
(Mohandas Karamchand Gandhi)*

*No final, tudo dá certo, se não der, é porque não chegou no final.
(autor desconhecido)*

RESUMO

A análise térmica detalhada do sistema de sucção de compressores pode permitir um aumento significativo de suas eficiências, principalmente através da redução do superaquecimento do gás. No entanto, uma análise completa desse fenômeno requer também dados sobre transientes de temperatura, os quais são muito difíceis de serem obtidos em função da pequena escala de tempo associada ao escoamento. Termopares são os sensores mais comumente empregados na medição de temperatura em compressores, mas, seus tempos de resposta são insuficientes para a medição de variações bruscas de temperatura. Neste trabalho, apresentam-se os resultados de uma investigação experimental de transientes de temperatura na câmara de sucção de um compressor de refrigeração doméstica operando a 3600 rpm. Um compressor alternativo usando o fluido refrigerante R134a foi selecionado para a análise, sendo submetido a duas condições de operação em uma bancada. Um sistema de anemometria foi adotado para medições de temperatura e velocidade na câmara de sucção, sendo que um micro-termopar foi também usado para efeito de comparação. Um procedimento foi especialmente desenvolvido para contornar a dificuldade da impossibilidade de calibrar o sensor de anemometria diretamente no fluido refrigerante. Medições de pressão foram também realizadas com um transdutor piezométrico a fim de complementar a análise. Os resultados revelaram um fenômeno complexo na câmara de sucção, com variações bruscas em todas as propriedades do escoamento. Observou-se também um aumento considerável de temperatura durante o período em que a válvula de sucção permanece fechada e que não está correlacionado com as pulsações de pressão. Por outro lado, quando a válvula de sucção se abre, a queda de pressão na câmara induz uma redução na temperatura, a qual é um efeito combinado do processo de expansão e do fornecimento de fluido com temperatura mais baixa pelo sistema de sucção.

ABSTRACT

A detailed thermal analysis of the suction system of compressors can lead to a considerable improvement in their performance, mainly through the reduction of gas superheating. However, a complete analysis of the involved phenomena requires also data from temperature transient, which is very difficult to obtain due to the very small time scale associated with the flow through the suction system. Thermocouples are the most commonly used sensors for gas and wall temperature measurement in compressors but, nevertheless, their slow response time make them inappropriate for instantaneous gas temperature measurement. In the present work, an experimental investigation is carried out to study the instantaneous temperature in the suction chamber of a small compressor adopted for household refrigeration operating at 3600 rpm. A reciprocating compressor working with R134a was selected for the analysis, being submitted to two different operation conditions in a calorimeter facility. A hot-wire system operated in constant temperature and constant current modes was applied to measure velocity and temperature in the compressor suction chamber. Additionally, measurements with a micro-thermocouple are provided for the purpose of a comparative assessment of different temperature sensors. An alternative procedure was developed due to the impossibility of directly using the refrigerant fluid to calibrate the hot-wire system. Finally, measurements for pressure pulsation were acquired with a piezoelectric sensor to complement the analysis. The results revealed a very complex phenomenon in the suction chamber, with steep variations in all flow quantities. It has also been observed a considerable increase in the gas temperature during the period in which the suction valve is closed, not correlated with the pressure pulsation in the suction chamber. On the other hand, when the valve opens the pressure drop in the suction chamber gives rise to a considerable temperature decrease, linked to a combined effect of the expansion process and the supply of low temperature gas by the suction system.

LISTA DE SÍMBOLOS

A_{duto}	-	Área transversal do duto 1 (m^2)
A_{fio}	-	Área transversal do sensor de anemometria (m^2)
A_{fio}^{trans}	-	Área transversal do fio do termopar (m^2)
Bi	-	$\frac{h.L_c}{k_{termopar}}$ Número de Biot, razão entre a resistência térmica interna em um sólido e a resistência térmica na camada limite
Cp_{fio}	-	Calor específico do sensor de anemometria (J/kg.K)
$Cp_{termopar}$	-	Calor específico do termopar (J/kg.K)
D	-	Diâmetro do sensor de anemometria (m)
E_{corr}	-	Tensão corrigida (V)
E_{fio}	-	Tensão medida através do sensor de anemometria (V)
E_{offset}	-	Tensão de compensação para deslocar a tensão lida (V)
$E_{saída}$	-	Tensão lida na saída do módulo de temperatura correspondendo a temperatura medida (V)
f_c	-	Frequência de corte de um sensor de anemometria (Hz)
$f_{operação}$	-	Frequência de operação do compressor (Hz)
Ga	-	Ganho ajustado no módulo de temperatura para aumentar o valor da tensão $E_{saída}$
h	-	Coeficiente de transferência de calor por convecção ($W/m^2.K$)
h_i	-	Entalpia no ponto i (kJ/kg.K)
I	-	Corrente ajustada no módulo de temperatura para a operação com a sonda de anemometria de fio-frio (A) Corrente passando através do sensor de anemometria (A)
k	-	Condutividade térmica (W/m.K)
k_f	-	Condutividade térmica do fluido à temperatura de filme (W/m.K)
k_{fio}	-	Condutividade térmica do sensor de anemometria (W/m.K)
$k_{termopar}$	-	Condutividade térmica do termopar (W/m.K)
L	-	Comprimento do sensor de anemometria (m)

L_c	-	$\frac{\text{Volume}}{\text{Área}}$	Comprimento característico de um sólido para o cálculo do número de Biot representado pela razão do seu volume pela sua área exposta ao escoamento
L_{duto}	-		Comprimento do duto (m)
\dot{m}	-		Vazão mássica (kg/s)
N	-		Número de pontos em um ciclo
n_{ciclos}	-		Número de ciclos
Nu	-	$\frac{h.D}{k_f}$	Número de Nusselt, gradiente de temperatura adimensional na superfície
p	-		Pressão do fluido refrigerante (Pa)
$p(t)$	-		Pressão instantânea na câmara de sucção (bar)
P_c	-		Pressão de condensação (bar)
P_e	-		Pressão de evaporação (bar)
P_{fio}	-		Perímetro do fio do termopar (m)
P_i	-		Pressão intermediária (bar)
p_o	-		Pressão na câmara de sucção logo após o fechamento da válvula de sucção (bar)
Pr	-	$\frac{C_p \cdot \mu}{k}$	Número de Prandtl, razão entre a difusividade de momento e térmica
\dot{Q}_c	-		Calor trocado pelo condensador com o ambiente externo (W)
\dot{Q}_e	-		Calor trocado pelo evaporador com o ambiente refrigerado (W)
R_{20}	-		Resistência do sensor de anemometria a temperatura de 20°C (ohm)
R_{amb}	-		Resistência do sensor de anemometria quando desligado e exposto à temperatura ambiente (ohm)
R_C	-		Resistências do cabo, do suporte e das hastes da sonda de anemometria (ohm)
R_{cabo}	-		Resistência do cabo que se liga ao módulo de medição (ohm)
Re	-	$\frac{\rho \cdot U \cdot D}{\mu}$ ou $\frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D \cdot \mu}$	Número de Reynolds, razão entre as forças de inércia e as forças viscosas de um escoamento
Re_D	-		Número de Reynolds
R_{fio}	-		Resistência do sensor de anemometria quando ligado (ohm)
R_{hastes}	-		Resistência das hastes da sonda (ohm)

$R_{suporte}$	- Resistência do suporte que liga a sonda ao cabo (ohm)
$T_{adiabática}(t)$	- Temperatura adiabática estimada para câmara de sucção (°C)
T_{calib}	- Temperatura do escoamento durante a calibração (°C)
T_{fio}	- Temperatura de trabalho do sensor de anemometria (°C)
$T_{fio}(x)$	- Temperatura do sensor de anemometria ao longo do eixo x (°C)
\bar{T}_{fio}	- Temperatura média do sensor de anemometria ao longo do seu comprimento (°C)
T_{fluido}	- Temperatura do fluido no escoamento (°C)
T_{haste}	- Temperatura da haste da sonda quando inserida no escoamento (°C)
T_o	- Temperatura na câmara de sucção logo após o fechamento da válvula de sucção (°C)
T_{ref}	- Temperatura de referência (°C)
$U(\theta)$	- Velocidade do escoamento em cada ângulo de manivela (m/s)
$\bar{U}(\theta)$	- Velocidade média do escoamento em cada ângulo de manivela (m/s)
$\bar{U}_{duto}(t)$	- Velocidade instantânea média estimada para o duto 1(m/s)
$ \bar{U}_{duto} $	- Módulo da velocidade instantânea média estimada para o duto 1(m/s)
V	- Volume específico (m ³ /kg)
\dot{V}	- Taxa de variação de volume do compressor (m ³ /s)
V_{esfera}	- Volume do termopar (m ³)
$V_{medido}(t)$	- Velocidade instantânea medida no centro do duto 1 (m/s)
\bar{V}_{medido}	- Média da velocidade medida no centro do duto 1 (m/s)
V_{som}	- Velocidade do som (m/s)
W_c	- Potência consumida pelo compressor (W)
A	- Coeficiente térmico de resistividade do fio (°C ⁻¹)
α_{20}	- Coeficiente térmico de resistividade do fio à temperatura de 20°C (°C ⁻¹)
α_{amb}	- Coeficiente térmico de resistividade do fio à temperatura ambiente (°C ⁻¹)
γ	- $\frac{C_p}{C_v}$ Expoente adiabático
η_v	- Eficiência volumétrica (%)
$\theta(x)$	- $T_{fio}(x) - T_{fluido}$
θ_{haste}	- $T_{haste} - T_{fluido}$

μ_{sup}	-	Viscosidade dinâmica do fluido para a temperatura da superfície (Pa.s)
$\rho(t)$	-	Densidade instantânea (kg/m ³)
$\bar{\rho}$	-	Média da densidade do fluido em um ciclo (kg/m ³)
ρ_{fio}	-	Densidade do sensor de anemometria (kg/m ³)
σ	-	Constante de Stefan-Boltzmann (W/m ² .K ⁴)
τ_{fio}	-	Constante de tempo do sensor de anemometria (s ⁻¹)
$\tau_{termopar}$	-	Constante de tempo do termopar (s ⁻¹)
χ_{fio}	-	Resistividade do fio a uma temperatura de referência T_{fio} (ohm.m)
χ_o	-	Resistividade do fio a uma temperatura de referência T_o (ohm.m)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	15
1.1	CICLO DE REFRIGERAÇÃO	16
1.2	COMPRESSOR ALTERNATIVO DOMÉSTICO	18
1.3	EFEITOS DO SUPERAQUECIMENTO.....	22
1.4	OBJETIVO DO ESTUDO.....	23
1.5	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	24
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	25
2.1	SISTEMA DE SUÇÃO.....	26
2.2	MEDIÇÕES EM CÂMARAS DE COMPRESSÃO	28
2.3	MEDIÇÕES NO SISTEMA DE SUÇÃO.....	33
2.4	PRINCIPAIS OBSERVAÇÕES.....	38
3	BANCADA EXPERIMENTAL.....	41
3.1	SISTEMA CALORIMÉTRICO	42
3.2	CICLO QUENTE.....	43
3.3	BANCADA	45
3.4	MEDIÇÕES E CONTROLE.....	47
3.4.1	Medição de vazão mássica.....	47
3.4.2	Medição e controle de pressão	49
3.4.3	Medição e controle de temperatura	51
3.4.4	Medição de potência consumida	52
3.5	CARGA E DESCARGA DE REFRIGERANTE DA BANCADA	53
3.6	PARTIDA E OPERAÇÃO DA BANCADA.....	54
3.7	COMPRESSOR.....	54
3.8	SISTEMA DE ANEMOMETRIA.....	56
3.8.1	Medição de velocidade.....	57
3.8.2	Medição de temperatura.....	58
3.8.3	Calibração de velocidade	59
3.9	SISTEMA DE AQUISIÇÃO	60
3.10	SISTEMA DE MEDIÇÃO DE PRESSÃO DINÂMICA.....	61
3.11	GERADOR DE SINAIS PARA MOVIMENTO DE VÁLVULA	62
4	TRANSDUTORES DE TEMPERATURA E VELOCIDADE	63
4.1	ANEMOMETRIA DE FIO-QUENTE E FIO-FRIO.....	63
4.1.1	Vantagens do sistema de anemometria	64
4.1.2	Restrições ao uso da AFQ em máquinas térmicas	64
4.1.3	Modos de operação	67
4.1.4	Sonda de anemometria.....	72
4.1.5	Transferência de Calor na Sonda	73
4.1.6	Resposta em frequência	78
4.1.7	Calibração dos sensores	82
4.1.8	Calibração de velocidade	82
4.1.9	Calibração de temperatura	83
4.1.10	Relações adimensionais	85
4.2	TERMOPAR	87
4.2.1	Micro-termopar	89
4.2.2	Modelo matemático do micro-termopar.....	89
4.3	CARACTERÍSTICAS OPERACIONAIS DOS SENSORES.....	92
4.3.1	Manuseio e posicionamento dos sensores	92
4.3.2	Interferência no escoamento	93
5	MÉTODO EXPERIMENTAL.....	97
5.1	CONSTRUÇÃO DA SONDA DE MICRO-TERMOPAR	97

5.2	PREPARAÇÃO DO COMPRESSOR	99
5.2.1	Instalação da sonda de fio-quente e de micro-termopar	100
5.2.2	Instalação do sensor de pressão piezelétrico	106
5.2.3	Instrumentação do movimento do virabrequim.....	107
5.2.4	Instrumentação para medição do movimento da válvula de sucção.....	107
5.2.5	Modificações na carcaça	107
5.3	COMPRESSOR INSTRUMENTADO	108
5.4	NOVO MÉTODO DE CALIBRAÇÃO DOS SENSORES DE ANEMOMETRIA	110
5.4.1	Calibração dos sensores em ar.....	111
5.4.2	Adimensionalização das calibrações	113
5.4.3	Ajuste de uma relação adimensional sobre os pontos de calibração	114
5.4.4	Determinação da velocidade medida.....	116
5.5	MEDIÇÃO E AQUISIÇÃO DOS SINAIS	116
5.6	TRATAMENTO DOS DADOS	118
5.6.1	Parametrização do ângulo da manivela	118
5.6.2	Tratamento estatístico dos sinais	120
5.6.3	Compensação da inércia térmica dos sensores	122
5.7	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	123
6	RESULTADOS E DISCUSSÕES	125
6.1	PROCEDIMENTO DE CALIBRAÇÃO	125
6.2	TRATAMENTO ESTATÍSTICO DAS MEDIÇÕES	131
6.3	ANÁLISE COMPARATIVA DOS TRANSDUTORES DE TEMPERATURA	135
6.3.1	Sinais medidos	135
6.3.2	Inércia térmica.....	137
6.3.3	Considerações finais sobre os dois tipos de sensores	147
6.4	ANÁLISE DOS RESULTADOS	148
6.4.1	Escoamento na câmara de sucção	151
6.4.2	Superaquecimento do gás.....	163
7	CONCLUSÕES	175
	REFERÊNCIAS.....	179

1 INTRODUÇÃO

Talvez as duas definições mais entendíveis para frio, segundo o dicionário Michaelis (2004) sejam: *ausência de calor* e *sensação produzida pela falta de calor*. Sobre essas definições tão leigas e singelas pode-se imaginar o porquê da importância do frio no dia-a-dia de qualquer pessoa normalmente é desconhecida.

Os sistemas de refrigeração e de condicionamento de ar são partes importantes no cotidiano de todos; o primeiro é uma das principais formas de conservação dos alimentos, e o segundo a maneira mais conveniente de atingir o conforto térmico de ambientes. O emprego da refrigeração no transporte permite levar alimentos a qualquer parte do mundo, ampliando as exportações e alterando os hábitos alimentares dos consumidores. A melhora no conforto térmico em estabelecimentos fechados favorece o comércio e o ambiente de trabalho durante períodos quentes. Apesar da produção de frio estar claramente inserido no dia-a-dia, a compreensão do seu custo energético pode passar despercebido.

Pesquisas recentes do PROCEL (2007) indicam que nos últimos anos o consumo de energia elétrica residencial cresceu cerca de 6%. Nos anos 90, este setor da economia representava 25% do consumo total de energia brasileiro, a estimativa atual é atingir 30% nos próximos 10 anos. A energia consumida em refrigeração (geladeira, freezer e condicionador de ar) representa 47% do consumo total de energia de uma residência no Brasil. Apenas o refrigerador representa 22,2% do consumo total residencial. Naturalmente que estes dados se baseiam em valores médios e, portanto, podem desfigurar o consumo de energia de qualquer residência. Contudo, é clara a importância da demanda de energia elétrica para a produção do frio em uma residência.

Avaliando o crescimento da economia mundial nas últimas décadas e os limitados recursos naturais, observa-se que o cômodo hábito da utilização inconseqüente e desordenada

destes recursos criou um padrão de degradação do meio em que vivemos. Isso criou uma necessidade de buscar formas de produção, distribuição e consumo de energia mais eficazes.

Portanto, ao reavaliar a parcela de consumo de energia referente à refrigeração somada à restrição dos órgãos reguladores e a competitividade do mercado, fica evidente a importância da pesquisa de sistemas de refrigeração mais eficientes para uma produção de frio menos nociva ao meio, mas que seja economicamente competitiva.

1.1 CICLO DE REFRIGERAÇÃO

A produção de frio em sistemas de refrigeração é feita através de um ciclo de refrigeração e, em refrigeradores domésticos, o ciclo por compressão de vapores é o mais usual. O registro mais antigo de um ciclo de compressão de vapores é a patente de Jacob Perkins em 1824. A figura 1.1 ilustra os quatro principais componentes de um ciclo convencional como o de Perkins. Para o funcionamento de um ciclo como esse é necessário ainda um quinto elemento; um líquido volátil chamado fluido refrigerante.

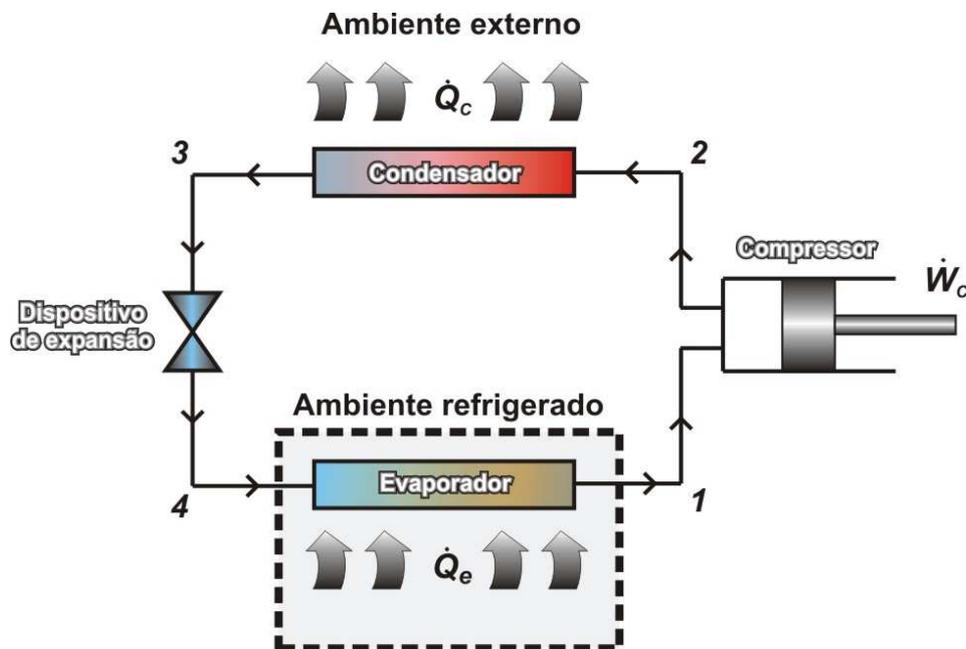


Figura 1.1 - Exemplo de um sistema de refrigeração utilizado em refrigeradores domésticos.

Em princípio, esse ciclo compreende a passagem do fluido refrigerante através de cada componente, alterando as suas propriedades termodinâmicas ao longo do ciclo, de forma a criar uma diferença de temperatura entre o evaporador e a substância (ou meio), propiciando transferência de calor e conseqüente refrigeração.

Uma forma de ilustrar as transformações que ocorrem com o fluido refrigerante ao longo do ciclo apresentado anteriormente é representar a relação entre as variações de pressão e de entalpia, conforme ilustrado na figura 1.2. Nessa figura, os pontos de 1 a 4 correspondem às posições indicadas no sistema de refrigeração da figura 1.1.

Partindo este ciclo do ponto 1, o fluido refrigerante em estado gasoso entra no compressor e é comprimido até atingir a pressão P_c e chegar no ponto 2. Saindo do compressor com elevada temperatura e pressão, o fluido entra então no condensador, onde troca calor com o meio externo a ponto de esfriar, mudando de fase e chegando ao ponto 3, eventualmente na condição de líquido subresfriado. O fluido no estado líquido entra no dispositivo de expansão, havendo uma queda de pressão e de temperatura, em um processo isentálpico, até atingir a pressão P_e no ponto 4. Ao sair do dispositivo de expansão o fluido está no estado bifásico (líquido e vapor) e a uma temperatura inferior ao ambiente a ser resfriado. Entrando no evaporador, o fluido passa a receber calor deste ambiente e começa a mudar de fase até ficar completamente gasoso, voltando para o ponto 1, recomeçando o ciclo.

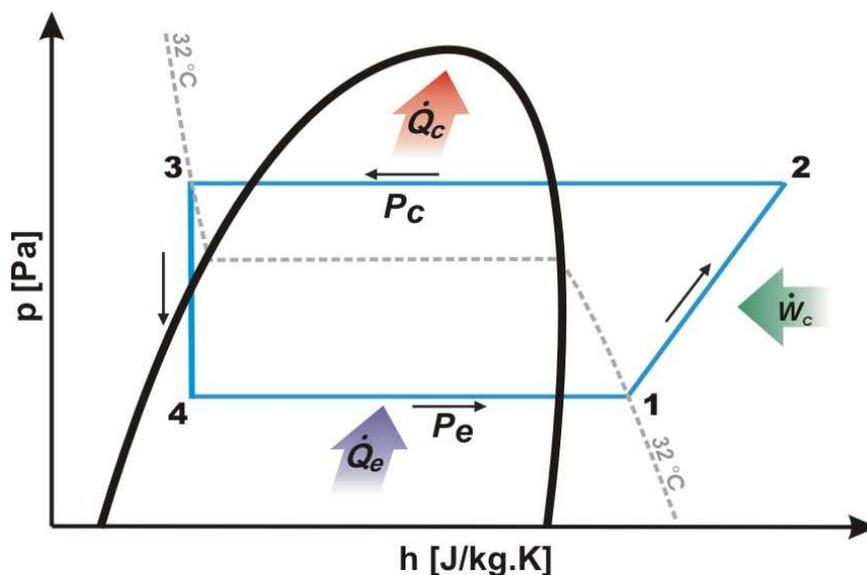


Figura 1.2 - Ciclo de refrigeração.

A passagem do fluido refrigerante por cada um desses componentes com uma determinada vazão é promovida pelo compressor que proporciona também a diferença de pressão ($P_c - P_e$) requerida no sistema. De fato, a diferença de pressão ($P_c - P_e$) é determinada

pela soma das perdas de carga relacionadas a todos os componentes do sistema, bem como pelas condições do ambiente externo e do ambiente a ser refrigerado. Embora a potência necessária para o funcionamento de um refrigerador seja determinada pelo desempenho de todos os seus componentes, o compressor é responsável pelo maior consumo de energia e, deste modo, o seu funcionamento determina em grande parte a eficiência do sistema de refrigeração.

1.2 COMPRESSOR ALTERNATIVO DOMÉSTICO

Os compressores instalados em refrigeradores domésticos são herméticos para evitar vazamento de fluido refrigerante e, portanto, os seus componentes não entram em contato com o meio externo. A única forma de interação direta do compressor com o meio externo é através da transferência de calor da carcaça.

A maioria dos compressores de uso doméstico utiliza um mecanismo de compressão alternado, do tipo biela-manivela, ilustrado na figura 1.3a. Neste tipo de mecanismo, uma manivela (ou virabrequim) descreve um movimento circular por meio de um eixo acionador, e tendo uma biela conectada à sua extremidade. Por outro lado, um pistão conectado a outra extremidade desta biela descreve um movimento alternado no interior de um cilindro, pela ação do movimento da manivela. Assim, o volume resultante dentro do cilindro (denominado muitas vezes por volume da câmara de compressão) varia constantemente com o giro da manivela, entre o seu volume mínimo (chamado de volume morto, V_{morte}) e o seu volume máximo (volume total do cilindro).

Este tipo de compressor possui um sistema de válvulas automáticas, que vedam a câmara de compressão durante a compressão, e a abrem durante os processos de sucção e de descarga. Essas válvulas são ditas automáticas, pois funcionam através da diferença de pressão entre a câmara de compressão e as câmaras de sucção ou de descarga, de acordo com o processo, sucção ou descarga, sendo executado.

Um ciclo de compressão como ilustrado na figura 1.3b começa com a expansão do fluido refrigerante no ponto A, através do movimento descendente do pistão. Ao descer, a câmara de compressão tem o seu volume aumentado e, conseqüentemente, a sua pressão diminuída até que eventualmente, no ponto B, a pressão no interior do cilindro é menor do

que a pressão na câmara de sucção. Essa diferença de pressão promove a abertura de válvula de sucção, admitindo o fluido refrigerante na câmara de compressão até a equalização das pressões desta com a câmara de sucção, o que geralmente acontece quando o pistão alcança o ponto morto inferior (ponto C), quando então a válvula de sucção se fecha.

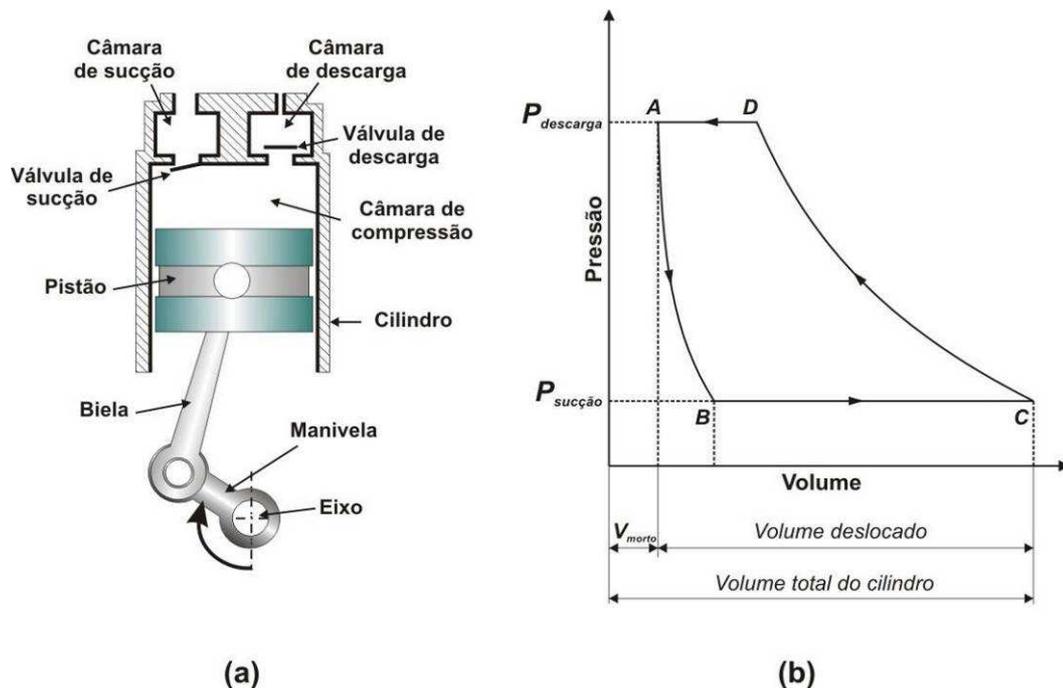


Figura 1.3 - Mecanismo de compressão alternativo e suas partes (a). Ciclo de compressão (b).

A partir do ponto C, o pistão começa seu movimento ascendente, reduzindo o volume e aumentando a pressão da câmara de compressão até atingir uma pressão superior a da câmara de descarga (ponto D). Ao passar deste ponto, com a contínua redução do volume da câmara, ocorre uma diferença de pressão entre as câmaras de compressão e de descarga resultando na abertura da válvula de descarga, e a liberação do fluido refrigerante para a câmara de descarga.

Quando o pistão atinge o fim de curso, ponto A, as pressões de descarga e da câmara de compressão estão praticamente equalizadas e, assim, a válvula de descarga se fecha, dando reinício ao ciclo.

O ciclo idealizado exposto difere do ciclo de um compressor real pela ausência de perdas ao longo de todo o ciclo de compressão. Uma forma de avaliar as perdas de um compressor é através do coeficiente de performance (COP):

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c} \quad [1.1]$$

o qual é uma razão entre a capacidade de refrigeração (\dot{Q}_e) e a potência consumida pelo compressor (\dot{W}_c) em um determinado ciclo.

A capacidade de refrigeração é calculada com base na diferença das entalpias da entrada (ponto 4) e saída (ponto 1) do evaporador multiplicada pela vazão mássica do compressor (\dot{m}):

$$\dot{Q}_e = \dot{m} \cdot (h_3 - h_1) \quad [1.2]$$

Com base em valores de COP, Possamai e Todescat (2004) avaliaram as perdas em compressores alternativos fabricados em diferentes anos e constataram que compressores fabricados em 2002 eram cerca de 60% mais eficientes do que aqueles fabricados em 1980, conforme ilustra a figura 1.4. Adicionalmente, a figura 1.4 mostra a eficiência esperada de um compressor com um rendimento de uma máquina de Carnot. Pode-se observar assim a evolução tecnológica dos últimos anos na obtenção de compressores mais eficientes e a margem ainda existente para a busca de melhorias. As perdas devido ao ciclo referem-se à comparação do ciclo de compressão de vapor com o ciclo de Carnot. As perdas termodinâmicas referem-se ao escoamento do fluido refrigerante no interior do compressor.

No tocante a oportunidades de melhorias, Ribas *et al.* (2008) descrevem que a eficiência elétrica do estado-da-arte de compressores alternativos de uso doméstico está entre 87 e 88%, podendo alcançar valores ainda maiores com o uso de motores síncronos se não houvesse o limitante custo destes. A eficiência do sistema mecânico é também elevada e pode atingir valores superiores a 92%, havendo a possibilidade de aumentar ainda mais com compressores lineares e de velocidade variável. Já a eficiência termodinâmica se situa entre 80 e 83%, oferecendo assim as maiores oportunidades para melhoria.

A redução da eficiência termodinâmica do compressor, causadas pelas ditas “perdas termodinâmicas”, pode ser devida a diversos fatores, tais como superaquecimento, vazamentos e perdas pelas válvulas. A figura 1.5 mostra a parcela de cada um destes fatores em um compressor alternativo doméstico de 900 BTU/h, utilizando R134a como fluido refrigerante e considerando as condições de sistema ASHRAE/LBP¹.

¹ Sigla em inglês para Low Back Pressure que se refere a condição da pressão de sucção em compressores. Um compressor do tipo LBP trabalha com temperaturas de evaporação baixas, entre -40 a -10 °C.

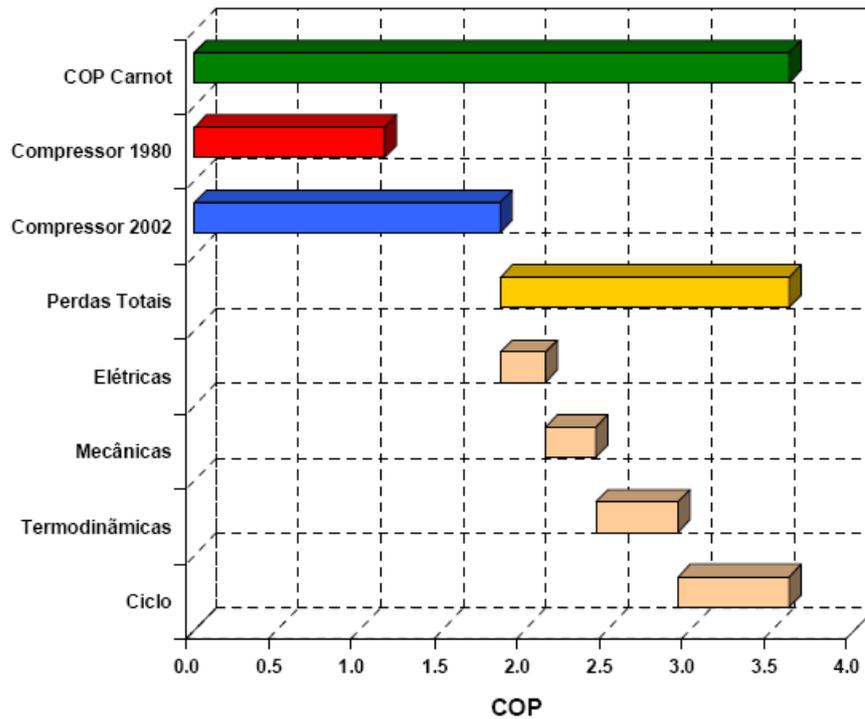


Figura 1.4 - Distribuição de perdas em um compressor real e a sua comparação com uma máquina com rendimento de Carnot operando nas mesmas condições. Reproduzido de Possamai e Todescat (2004).

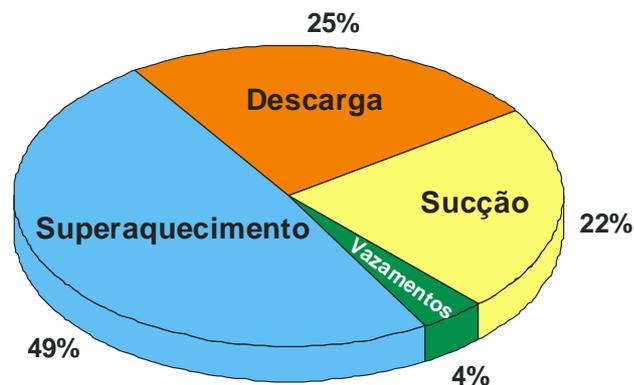


Figura 1.5 - Fontes de perdas termodinâmicas em um compressor de 900 BTU/h operando com R134a; reproduzido de Ribas *et al.* (2008).

Observa-se claramente que as perdas por superaquecimento são muito relevantes na eficiência termodinâmica. O efeito do superaquecimento em um compressor refere-se ao aquecimento do fluido refrigerante desde a sua entrada no compressor, passando pelo sistema de sucção e entrando na câmara de compressão, até o fechamento da válvula de sucção e o início do processo de compressão. A sua significativa participação no funcionamento de um compressor alternativo doméstico é detalhada a seguir.

1.3 EFEITOS DO SUPERAQUECIMENTO

Segundo Gosney (1982), algum superaquecimento é fundamental para o funcionamento de um compressor porque garante a eliminação das gotas de líquido refrigerante que não foram evaporadas na saída do evaporador. Desta forma o fluido refrigerante que entra na câmara de compressão se encontra completamente gasoso, evitando golpe de aríete. Adicionalmente, com o aumento da entalpia no ponto 1, pode haver o aumento da capacidade de refrigeração, dependendo do fluido refrigerante.

Contudo, eventualmente com o aumento acentuado do superaquecimento decorre a redução da performance do compressor, devido ao aumento do volume específico, v_1 , do fluido refrigerante que é admitido para o interior da câmara de compressão através do processo de sucção. De fato, com um fluido de volume específico maior, admite-se menos massa de gás na câmara de compressão durante a sucção e, por consequência, proporcionado uma vazão mássica menor. Por sua vez, a diminuição da vazão mássica acarreta uma redução da capacidade de refrigeração do sistema. Finalmente, quanto mais superaquecido estiver o gás no início do processo de compressão, maior será o trabalho específico do compressor, reduzindo assim o coeficiente de performance do compressor (COP).

Uma forma de quantificar a perda por superaquecimento pode ser realizada através do cálculo da eficiência volumétrica do compressor. Segundo Gosney (1982), a eficiência volumétrica é definida como a razão entre a vazão mássica real do compressor (\dot{m}) e aquela que seria obtida se todo o volume deslocado pelo compressor, \dot{V} , fosse preenchido com fluido refrigerante na condição de volume específico da entrada do compressor:

$$\eta_v = \frac{\dot{m} \cdot v_1}{\dot{V}} \quad [1.3]$$

Assim, a eficiência volumétrica quantifica a perda da capacidade de bombeamento do compressor referente ao superaquecimento e, também, outros efeitos, tais como dinâmica de válvulas.

Desta forma, considerando a influência do superaquecimento na eficiência volumétrica do compressor e a grande parcela que a mesma contribui para a ineficiência termodinâmica do

compressor, fica evidente que a caracterização do superaquecimento em um compressor alternativo possui lacunas a serem exploradas.

1.4 OBJETIVO DO ESTUDO

A apresentação de uma síntese do papel da refrigeração no dia-a-dia deixou evidente a sua importância na conservação dos alimentos, bem como o seu impacto no consumo energético. A identificação do compressor como sendo o principal responsável pelo consumo de energia em um sistema de refrigeração, encerra a contextualização para apontar as motivações e oportunidades na busca de uma maior eficiência de compressores alternativos adotados em sistemas de refrigeração doméstica. Por fim, a partir de um inventário de perdas de eficiência em compressores, pôde-se claramente perceber que o superaquecimento em compressores é de grande importância e necessita ser analisado com mais detalhes em projetos de compressores de alta eficiência.

A caracterização do superaquecimento compreende o entendimento de fenômenos complexos no sistema de sucção, motivo pelo qual diversos trabalhos foram desenvolvidos nos últimos anos. Nesses trabalhos, a quantificação da temperatura média em pontos críticos de filtros de sucção é uma das técnicas mais utilizadas para avaliação do superaquecimento no sistema de sucção de um compressor. Contudo o valor médio da temperatura não fornece informações completas, pois não descreve a temperatura real do gás durante o processo de sucção.

O objetivo principal do presente estudo é a caracterização experimental do processo de sucção em um compressor alternativo, através de medições instantâneas de pressão, velocidade e temperatura na câmara de sucção. Para alcançar esse objetivo, aplicou-se as técnicas de medição de a anemometria de fio-quente e fio-frio. No conhecimento do autor, não há trabalhos publicados utilizando estas técnicas no processo de sucção de compressores herméticos. Além disto, outras técnicas já consolidadas foram também empregadas (micro-termopares e transdutores de pressão piezelétricos). Por fim, em função das características de cada técnica de medição, sistemas de calibração, de aquisição e de análise de dados tiveram que ser desenvolvidos.

A seguir, no capítulo 2, é feita uma revisão bibliográfica de trabalhos referentes às medições em câmaras de sucção de compressores ou, que de alguma forma, possuem importância neste contexto. No capítulo 3 descreve-se a bancada experimental utilizada nos experimentos e as instruções para a sua operação. Em seguida, no capítulo 4, os instrumentos de anemometria e o termopar são pormenorizados, objetivando o uso dos mesmos em compressores. No capítulo 5 é apresentado o método de instrumentação desenvolvido para medições instantâneas em compressores e algumas das ferramentas para a análise estatística necessária. O capítulo 6 considera a apresentação e a análise dos resultados e, finalmente, no capítulo 7 apresentam-se as principais conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

1.5 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Para alcançar o objetivo geral do estudo, propõem-se os seguintes objetivos específicos:

- desenvolvimento de métodos de instrumentação e de medição de valores instantâneos de temperatura e de velocidade em compressores;
- estabelecimento de uma curva de calibração para sensores de anemometria de fio-quente que, após ser construída a partir de dados para o ar como fluido de trabalho, possa ser estendida a qualquer outro fluido;
- avaliação do desempenho de diferentes instrumentos para medições de transientes, identificando as restrições no uso de cada um;
- determinação das condições termodinâmicas e o comportamento do escoamento do fluido refrigerante no interior da câmara de sucção de um compressor de refrigeração doméstica;
- análise do escoamento pulsante com transferência de calor na câmara de sucção em duas condições de operação do compressor.

2

Revisão bibliográfica

Compreendendo a relevância do estudo de sistemas de sucção de compressores para o entendimento das perdas por superaquecimento, o presente capítulo faz um detalhamento de trabalhos relevantes da literatura. Além disso, este capítulo também analisa trabalhos relacionados com medições de transientes em compressores e motores a combustão interna, em função de que o objetivo maior deste trabalho é o levantamento dos transientes de temperatura, velocidade e pressão na câmara de sucção de um compressor alternativo. A maioria dos trabalhos encontrados considera a investigação da transferência de calor no cilindro, obtendo, em alguns casos, correlações para a transferência de calor instantânea.

Após uma extensa revisão bibliográfica, constatou-se que estudos relativos a temperaturas e velocidades instantâneas em sistemas de sucção de compressores são raros, embora estudos em coletores de admissão de motores a combustão interna sejam relativamente comuns.

As medições instantâneas no interior de máquinas térmicas são feitas com instrumentos de resposta rápida, capazes de medir as variações bruscas de temperatura, velocidade e pressão. Entretanto, o uso desses instrumentos em compressores trabalhando em rotações elevadas levanta muitas questões sobre a própria instrumentação e o método de medição em si.

2.1 SISTEMA DE SUCÇÃO

O sistema de sucção é o conjunto de componentes do compressor responsável pelo fluxo do fluido refrigerante da entrada na carcaça até a câmara de sucção, sendo composto pelo filtro e pela válvula de sucção. Esse sistema é responsável pelo isolamento térmico e pela redução do ruído acústico do escoamento desde a sua admissão até a câmara de compressão.

O filtro de sucção é composto de tubos e câmaras ligados de forma a reduzirem as pulsações de pressão, conforme mostra a figura 2.1. O filtro é feito em polímero de modo a reduzir a transferência de calor através de suas paredes, do ambiente interno da carcaça para o fluido refrigerante que ali escoava.

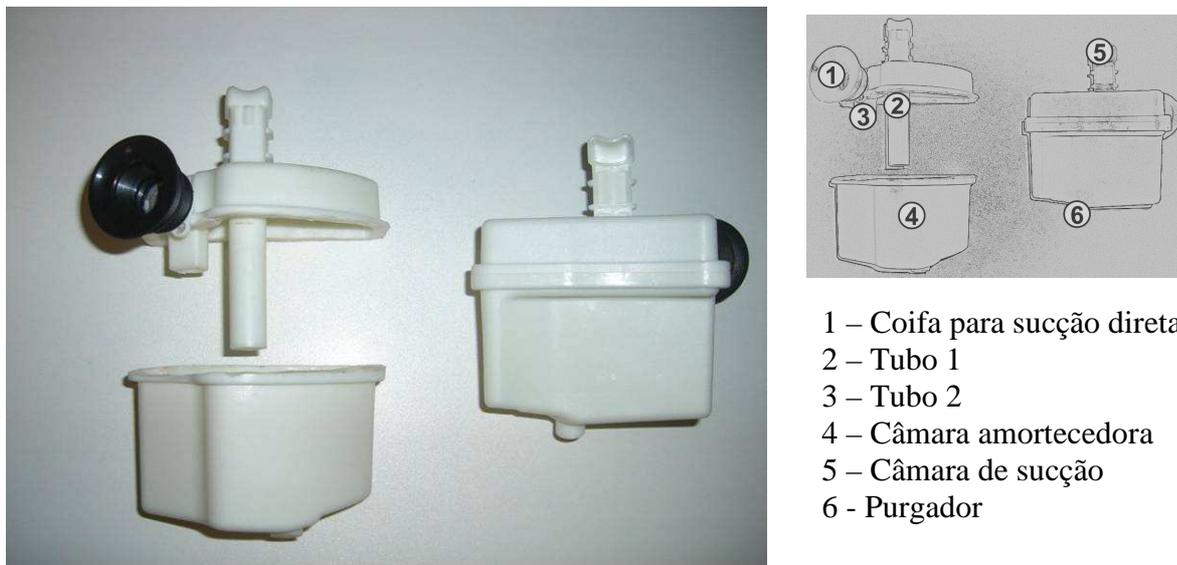


Figura 2.1 - Filtro de sucção utilizado no estudo.

O filtro de sucção possui orifícios de equalização de pressão que permitem que a pressão no interior do filtro seja a mesma do ambiente interno do compressor, de maneira a evitar a implosão do filtro durante uma sucção rápida. O purgador, indicado na figura 2.1, além de funcionar como orifício equalizador de pressão, promove a remoção de óleo advindo do escoamento de refrigerante através do filtro.

As dimensões dos tubos e das câmaras são calculadas de forma a alcançar o máximo fluxo de gás com a abertura da válvula de sucção. Jacobs (1976) demonstrou que o ajuste da câmara de sucção para um volume tendendo ao infinito, reduzindo as pulsações de grande magnitude, aumentava a eficiência termodinâmica em 4,5% e a do compressor em 2%. No mesmo estudo, verificou-se que o ajuste da fase da pulsação de pressão na câmara de sucção,

através da alteração do comprimento dos tubos, com a abertura da válvula de sucção produzia essencialmente o mesmo ganho.

Para avaliar o escoamento pulsante em filtros, um modelo numérico de simulação unidimensional foi desenvolvido por Pereira *et al.* (2002), utilizando o método de volumes finitos. De uma forma simplificada, modelou-se o filtro como câmaras e tubos, estes últimos subdivididos em pequenos volumes (figura 2.2). A figura 2.3 ilustra o transiente de pressão na câmara de sucção obtido com o modelo, denotado por CFD, em relação ao ângulo de manivela do compressor. Quando comparado a duas versões de modelos acústicos, percebe-se que o modelo CFD apresenta uma melhor concordância com os dados experimentais.

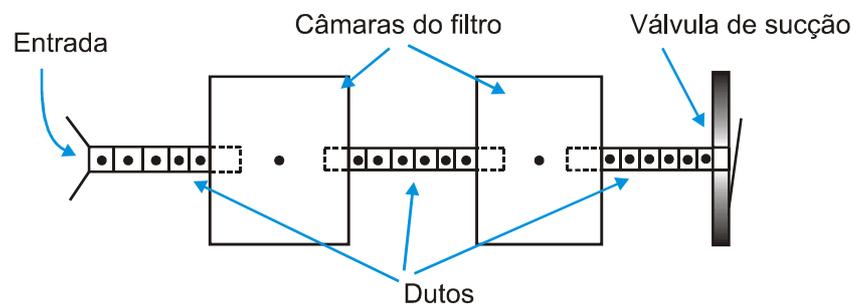


Figura 2.2 - Modelo do filtro de sucção e sua discretização. Reproduzido de Deschamps *et al.* (2002).

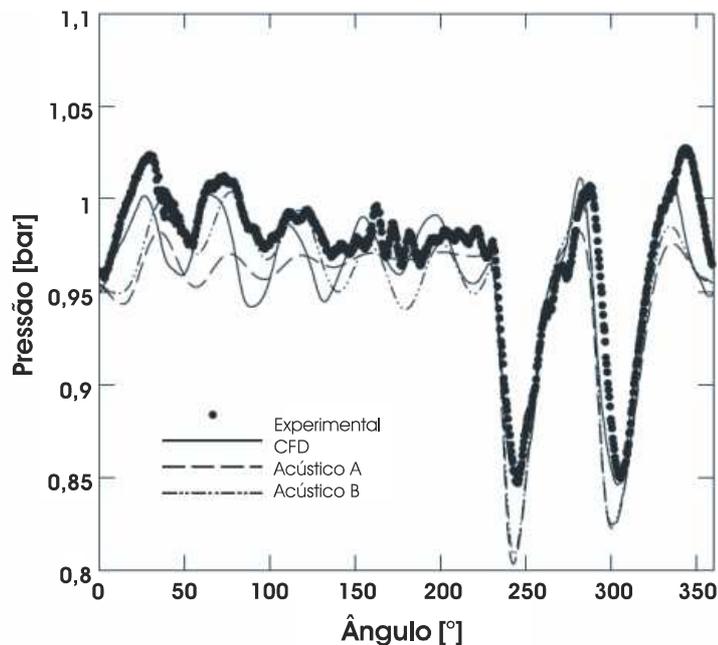


Figura 2.3 - Resultado da pulsação de pressão na câmara de sucção. Reproduzido de Deschamps *et al.* (2002).

O modelo considera também a transferência de calor através das paredes do sistema de sucção. Desta forma, são necessárias condições de contorno para a temperatura média do

ambiente interno da carcaça do compressor. No entanto, uma limitação do modelo é a dificuldade na prescrição do coeficiente de transferência de calor na superfície externa do filtro, dificultando assim a caracterização do superaquecimento.

2.2 MEDIÇÕES EM CÂMARAS DE COMPRESSÃO

Sabe-se que muito pode ser aprendido do fluxo de calor nas paredes da câmara de compressão, porém isto requer dados de taxas instantâneas de transferência de calor, de preferência em diferentes posições sobre a superfície. Annand *et al.* (1970) contribuíram para a caracterização dos fluxos de calor instantâneos através de medições junto ao topo do cilindro de um motor a combustão interna. As medições foram feitas em 5 pontos na superfície, com termopares especialmente desenvolvidos para este propósito. Os resultados demonstraram que a magnitude do fluxo de calor e a sua variação durante o ciclo depende fortemente das condições locais.

Termopares de superfície foram construídos com a superposição a vácuo de diferentes materiais no cabeçote do cilindro, tais como alumínio (fixador), magnésio (isolador) e antimônio, formando uma espessura de no máximo 5 μm . As medições foram feitas considerando ao menos uma amostra de 15 ciclos para cada condição de teste, sendo testadas três velocidades de operação do motor: 1200, 1500 e 1800 rpm.

Annand *et al.* (1970) verificaram que a consideração de fluxo de calor unidimensional não era adequada, uma vez que a variação de temperatura ao longo da superfície do cabeçote era alta (superior a 100 °C), ocorrendo de forma não linear. Os autores implementaram então uma correção para essa condução bidimensional, assumindo linhas isotérmicas ao longo do cabeçote, baseadas nas médias das temperaturas na superfície.

Assumindo uma relação adimensional modificada de Ma (1969), Annand *et al.* (1970) relacionaram as medidas de temperatura com o número de Reynolds, e outras constantes ajustadas para cada teste experimental. A constante de ajuste relacionada ao termo de radiação foi definida como zero até o início da ignição. Finalmente, a expressão do fluxo de calor no cilindro foi ajustada através de uma compensação empírica da natureza transiente do problema, incorporando à expressão um termo de transiente para a temperatura do gás, $T_{gás}$.

Adair *et al.* (1972) fez uma revisão das correlações existentes na literatura para transferência de calor instantâneo no cilindro de compressão de compressores e motores de combustão interna e as classificou em dois grupos principais de acordo com a escolha das variáveis: um que emprega relações para o coeficiente de convecção (em função da velocidade do pistão, pressão no cilindro e temperatura do gás) e outro que avalia o número de Nusselt (em função do número de Reynolds e das propriedades do gás). O coeficiente de transferência de calor obtido por cada relação, na média de um ciclo, demonstrou não ser igual para nenhuma das relações, por causa das variações na diferença de temperatura entre a *parede-gás* que são função do ângulo de manivela e de cada correlação em particular. Observaram ainda que as correlações não previam o fluxo calor corretamente na presença de transientes elevados em que efeitos inerciais surgem na camada limite térmica.

Na análise experimental, Adair *et al.* (1972) utilizaram um compressor de três cilindros para o estudo dos transientes de fluxo de calor. Utilizando um termopar de superfície com tempo de resposta rápida para medir a temperatura do gás e das superfícies no interior do cilindro, concluíram que é possível assumir a temperatura da parede do cilindro como constante. Ajustaram uma correlação para os dados experimentais que, mesmo não prevendo a inversão do fluxo de calor, apresentou uma concordância dentro de 20% do valor médio da transferência de calor na parede do cilindro. Finalmente, concluíram que um melhor conhecimento da taxa de transferência de calor instantânea se dará pelo entendimento dos mecanismos básicos de transferência de calor, os quais diminuem as eficiências volumétrica e termodinâmica.

Brok *et al.* (1980) avaliaram os principais caminhos de transmissão do calor que influenciam a performance de um compressor. Na tentativa de determinar as possíveis magnitudes máxima e mínima da performance do compressor, utilizaram modelos termodinâmicos simples para a simulação numérica do compressor, considerando a transferência de calor interna. Para avaliar a importância da transferência de calor, avaliaram dois casos: um em que o compressor possuía o cilindro com paredes adiabáticas e outro com a máxima transferência de calor possível. Nos dois casos, assumiram que a carcaça do compressor não troca calor com o meio externo e, sendo assim, no segundo caso o calor gerado é transferido totalmente para a câmara de sucção.

O modelo termodinâmico demonstrou que o acréscimo no trabalho fornecido ao compressor é de 3 a 4%, diferentemente das estimativas de 10 a 20% indicadas na literatura. De fato, mesmo com o aumento em oito vezes do coeficiente de transferência de calor, a diferença aumenta em não mais do que 3%, tanto para o trabalho indicado como para a

eficiência volumétrica.

Buscando identificar os mecanismos que causam perdas de eficiência isentrópica e de eficiência volumétrica, não associadas a perdas em válvulas, Lee *et al.* (1980) realizaram medições instantâneas de temperatura no interior de um cilindro, em um compressor alternativo operando de acordo com o ciclo Brayton, com uma frequência de 10 Hz. Ao constatar que o controle de vazamento não melhorou a performance do motor e que o resfriamento do cilindro aumentou a eficiência de 21 para 26%, os autores decidiram medir o transiente da temperatura no interior do cilindro. Para tanto, construíram um termopar de resposta rápida (figura 2.4) para minimizar os erros relativos a efeitos de condução, radiação, velocidade e transientes. O termopar do tipo K (chromel-alumel) foi preparado com um diâmetro de 25,4 μm , resultando uma constante de tempo menor que 0,001s.

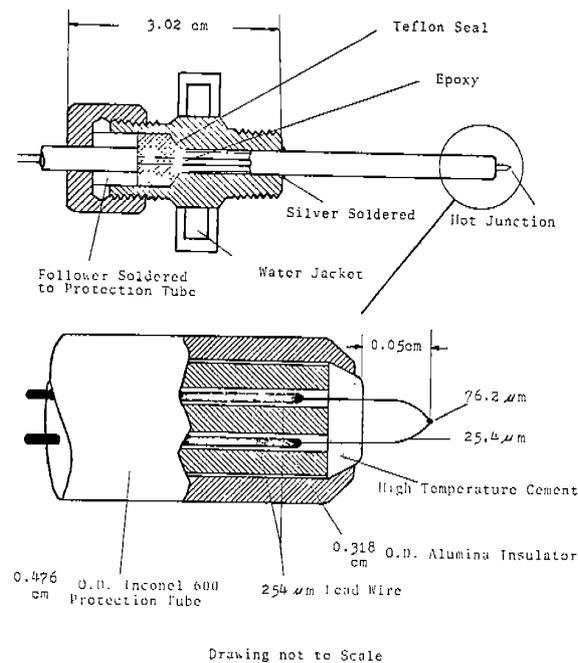


Figura 2.4 - Sonda de termopar para medições transientes; reproduzido de Lee *et al.* (1980).

As medições na sucção e na descarga sugeriram que o compressor seguia praticamente um processo adiabático no ciclo como um todo, embora a estimativa do calor transferido instantaneamente entre a parede e o gás revelasse valores significativos. Lee *et al.* (1980) verificaram que o fluxo de calor do gás para a parede do cilindro não poderia ser modelado com base na temperatura média do gás no cilindro, pois tal fluxo decorre da interação da parede do cilindro com a camada de gás adjacente. Ao final da sucção, a camada de gás adjacente a parede se encontra em equilíbrio térmico e, assim que a compressão começa, a

temperatura dessa camada de gás começa a aumentar mesmo que a temperatura média do gás naquele momento seja inferior à temperatura da parede. Por isto, concluíram que a temperatura média do gás não é uma boa representação da temperatura do gás no cálculo da transferência de calor no cilindro, quando existe grande variação espacial de temperatura.

Witze (1981) comparou as diferenças existentes entre as técnicas de medição de anemometria de fio-quente (AFQ) e de velocimetria laser Doppler (LDV) através de um extenso estudo em um motor de combustão interna com um cabeçote especialmente construído para pesquisa, operando em 600 rpm.

Entre as vantagens da anemometria de fio-quente, Witze (1981) citou a possibilidade de caracterizar escoamentos com baixa intensidade turbulenta e baixa taxa de compressão. Uma das principais desvantagens do fio-quente é a sua dependência com as propriedades do fluido de trabalho, além de ser intrusivo e não permitir a determinação simples da direção do escoamento. Por outro lado, as principais vantagens do sistema de velocimetria laser Doppler são a insensibilidade às propriedades do gás e o fato de não ser intrusivo no escoamento em estudo. Porém o LDV depende de acesso óptico ao ponto de medição, não é capaz de produzir um sinal contínuo, além de precisar da adição de partículas no escoamento.

Witze (1981) conclui que a aplicabilidade do LDV em pesquisas de motores de combustão interna é muito superior ao AFQ, principalmente devido à insensibilidade do instrumento às propriedades do fluido. Ressaltou também que, apesar de existir a possibilidade de calibrar a sonda de fio quente sob diferentes faixas de temperatura, a opção dos modelos analíticos é mais conveniente para considerar a dependência da resistência elétrica do fio com a temperatura do escoamento. Neste sentido, o autor analisou em detalhes as grandes variações nos resultados produzidos pelos diferentes modelos existentes. Finalmente, extensas análises foram conduzidas para avaliar os parâmetros mais dependentes com a temperatura e as possíveis fontes de erros na medição de intensidade turbulenta para AFQ.

Prasad (1992), com o intuito de avaliar a relação da perda de capacidade de um compressor com o superaquecimento do gás na sucção, fez medições instantâneas da temperatura do gás no interior do cilindro durante compressão. A sonda utilizada pelo autor foi construída especificamente para tal aplicação e apresentada de forma esquemática na figura 2.5. Basicamente, a sonda possui uma configuração de termopar (cobre-constantan), com semelhança construtiva a um sensor de anemometria de fio-quente. Fios de cobre e de constantan com diâmetros de 381 μm , foram introduzidos através de dois furos de um suporte cerâmico de 1,587 mm de diâmetro, e suas pontas então usadas como suporte para a junta de

medição, feita pela soldagem de fios de Cobre e de Constantan com 12,7 μm de diâmetro.

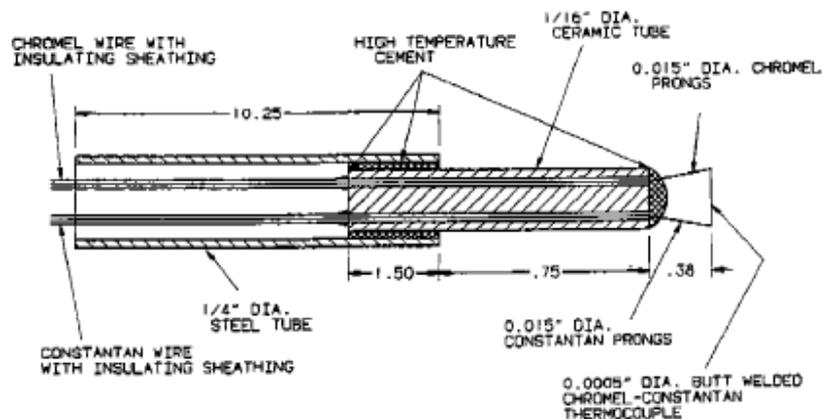


Figura 2.5 - Sonda para medição instantânea de temperatura. Reproduzido de Prasad (1992).

As sondas foram instaladas próximas ao centro do cilindro, na saída da válvula de sucção, e nas câmaras de sucção e descarga de um compressor de dois estágios, operando em 900 rpm. Prasad (1992) observou que a temperatura do gás ao entrar no cilindro é inferior à do gás ainda retido no seu interior, ocasionando um grande aquecimento do gás durante a sucção. Foi ainda notado que existe uma não-uniformidade no campo de temperatura no interior do cilindro, conforme mostraram leituras de temperatura das sondas no centro do cilindro e na saída da válvula de sucção. O autor notou ainda que, devido à rápida redução da capacidade durante o início da operação do compressor, não é possível, através da medição da capacidade apenas, determinar a parcela de perda referente ao aquecimento do gás na sucção.

Prasad (1993) realizou medições para determinar a contribuição do calor regenerativo transferido para o gás na sucção com o intuito de verificar os modelos empíricos mais recentes. Esse calor regenerativo se refere à transferência de calor durante a sucção da parede para o gás, que durante a descarga tem o sentido inverso, ou seja, do gás para a parede. Tal calor regenerativo advém, portanto, da transferência de calor em locais sem nenhuma fonte de calor, sendo considerado o maior responsável pelos efeitos danosos do aquecimento do gás na sucção e a uma conseqüente perda da eficiência volumétrica. Para a instrumentação do compressor foram utilizados sensores de fluxo de calor e termopares com tempo de resposta rápida. O compressor utilizado nos experimentos foi o mesmo descrito Prasad (1992). Os sensores de fluxo de calor e os termopares foram colocados próximos às válvulas e, adicionalmente, outro termopar foi posicionado no centro do cilindro. As medições foram tomadas em um intervalo de tempo longo para avaliar a perda da capacidade ao longo do tempo.

Prasad (1993) observou uma não-uniformidade espacial nas temperaturas e nas taxas de troca de calor. Particularmente, uma baixa transferência de calor da parede para o gás foi detectada próxima à válvula de sucção, enquanto que próximo à válvula de descarga, essa transferência foi mais significativa. Observou também um atraso na resposta entre o gradiente de temperatura e a transferência de calor nos processos de expansão e de sucção, mas não ocorrendo o mesmo fenômeno na compressão. Prasad (1993) desenvolveu dois modelos para prever a taxa de transferência de calor entre as paredes do cilindro e o gás. No primeiro modelo, a taxa de transferência de calor é calculada assumindo uma temperatura fixa na parede, enquanto que no segundo, dados experimentais da temperatura na parede são adotados. Os resultados de ambos os modelos foram comparados às temperaturas do gás determinadas tanto analiticamente (ciclo ideal) quanto experimentalmente, com um nível de concordância satisfatória.

Hsieh e Wu (1996), interessados em obter correlações adimensionais para o fluxo de calor em compressores de alta pressão, fizeram medições em um compressor de refrigeração alternativo. Os autores utilizaram nitrogênio como fluido de trabalho em um compressor de duplo estágio com um ciclo de aproximadamente 10 segundos (6,3 rpm). A importância do estudo da transferência de calor nesses compressores se deve à alteração significativa das propriedades do gás, tais como viscosidade e condutividade térmica. As medições do fluxo de calor foram realizadas na parede do cilindro do segundo estágio com sondas construídas a partir de termopares de superfície corroída. Hsieh e Wu (1996) investigaram os efeitos de vários parâmetros construtivos da sonda de fluxo de calor na medição na parede, a partir das medições instantâneas de temperatura superficial. Obtiveram uma correlação com um expoente para o número de Reynolds próximo a unidade, indicando a forte dependência do número de Nusselt com a variação da densidade do fluido.

2.3 MEDIÇÕES NO SISTEMA DE SUCÇÃO

Com o objetivo de avaliar hipóteses adotadas em testes e projetos de compressores, Hughes *et al.* (1972) realizaram uma investigação experimental em um compressor alternativo de 3 cilindros operando com R22. Os autores avaliaram a metodologia de medição da transferência de calor nos coletores, o calor transferido na passagem do fluido pelo orifício, o

vazamento através da válvula de sucção e a fração de óleo no refrigerante.

Hughes *et al.* (1972) cita que o calor transferido para o refrigerante no coletor de sucção pode aumentar a temperatura do gás na sucção entre 20 e 30 %. Três metodologias de medição foram testadas: a medição com um sensor de fluxo de calor, a medição com uma aleta cilíndrica inserida no escoamento e a medição com uma placa aquecida. Mesmo apresentado o maior erro (entre 15 e 25%), a aleta cilíndrica demonstrou ter a melhor repetibilidade nas medições, mas a placa aquecida apresentou o resultado mais preciso em toda a faixa medida (erros de até 10%), devido à característica de sua montagem.

Em uma bancada especial, Hughes *et al.* (1972) avaliaram o efeito da transferência de calor entre o orifício de sucção e o gás. Ao aquecer o conjunto da placa de válvulas nessa bancada, medindo a temperatura do gás na entrada e na saída do orifício e o fluxo de massa em regime permanente, os autores determinaram uma relação para o calor transferido. Finalmente, a medição do vazamento na válvula de sucção foi realizada com a pressurização do cilindro, adicionando óleo à válvula, para simular o efeito da vedação durante a operação do compressor. Constataram que o vazamento pode induzir uma perda volumétrica de 2%, porém um desgaste crítico da válvula poderia elevar esta perda para um fator de 5 ou mais.

Gasparetti *et al.* (1995) apresentaram uma técnica de medição de velocidade para regiões próximas do cilindro e no coletor de um motor a combustão interna, além de resultados experimentais para o deslocamento da válvula. Avaliando as condições de amostragem com um sistema de vibrometria laser Doppler, concluíram que a média no tempo é adequada para um número grande e uniformemente distribuído de amostras. Como tal amostra é pouco provável em medições usuais, utilizaram a média de conjuntos, a qual aumenta artificialmente a intensidade turbulência.

Para o estudo, Gasparetti *et al.* (1995) usaram uma bancada montada sob o motor de um Fiat Tipo 1.4 quatro cilindros, com um coletor de admissão modificando para conter o acesso óptico para as medições com LDA (anemometria laser Doppler). Modificaram também a montagem do coletor no motor, instalando uma câmara de acrílico a fim de abrir uma janela para a medição de velocidade na saída da válvula de admissão, já no interior do cilindro.

Gasparetti *et al.* (1995) monitoraram 11 pontos, medindo pelo menos 20000 amostras válidas de velocidade para cada um deles. As medições foram realizadas com o eixo de comando de válvulas trabalhando em 1000, 3500 e 4200 rpm. Para a aquisição dos sinais do eixo de comando de válvulas, utilizaram um *encoder* capaz de gerar 1440 pulsos por revolução, criando um pulso de zeragem a cada rotação de forma a permitir a sincronização do movimento da válvula e da medição da velocidade do escoamento. Empregaram a média

de conjuntos para tratamento dos dados obtidos, considerando ao menos 30 amostras de velocidade válidas por ângulo. Para a velocidade de 3500 rpm, os autores obtiveram o perfil de velocidade no coletor para cada ângulo do eixo de comando, observando que, após o fechamento da válvula, a velocidade do escoamento junto à parede do duto apresenta-se defasada em relação à velocidade no centro do duto.

Gasparetti *et al.* (1995) verificaram também que as oscilações do escoamento no coletor após o fechamento da válvula de admissão não se extinguem. Adicionalmente, avaliando tais oscilações de velocidade média com uma transformada de Fourier e comparando com a relação para um duto com extremidade ressoante, os autores demonstraram que tais oscilações são de fato um fenômeno de ressonância.

Finalmente, medições de velocidade no interior do cilindro foram realizadas com uma taxa de aquisição de aproximadamente 0,4 kHz, mas resultaram em apenas 17500 amostras válidas de velocidade em cada ponto de medição. Isto, por sua vez, gerou uma grande dispersão nos dados e, assim, incertezas elevadas nos resultados, causadas provavelmente pelo tratamento estatístico não pela característica instável do escoamento. Mesmo assim, a média de conjuntos no cilindro foi obtida por um procedimento de rejeição de partículas e por um filtro para as velocidades, no qual as amostras com diferenças superiores a 10 desvios padrão do valor médio são desprezadas.

Bauer *et al.* (1998) realizaram experimentos em coletores de admissão de um motor CI operando em diferentes rotações, com o objetivo de avaliar a troca de calor de acordo com diferentes parâmetros: curvatura do coletor, entrada do coletor e tipo do regime do escoamento. O objetivo do estudo foi avaliar a transferência de calor no sistema de sucção considerada degradante para performance do motor, uma vez que reduz a eficiência volumétrica. A instrumentação dos coletores foi realizada com termopares, distribuídos em 5 posições ao longo do coletor, com 4 sensores em cada uma das seções. Próximo à saída foi preparada uma tomada para acomodar, de forma alternada, um fio-quente, um fio-frio e um sensor de fluxo de calor. Adjacente a essa mesma tomada, foi também instalado um sensor de fluxo de calor para medições em regimes permanentes.

A calibração da sonda de fio-frio foi feita para níveis de temperatura de até 100°C, sendo o seu sinal corrigido com um uma constante de tempo fixa de 2 ms, derivada do balanço de energia e de correlações de transferências de calor para o filamento do sensor. As medições em regime transiente foram realizadas com o motor operando a 2750 rpm, com os dados de temperatura, pressão, velocidade de fluxo de calor sendo tratados estatisticamente com o procedimento de média de conjuntos. Os resultados experimentais de temperatura

instantânea apresentaram boa concordância com uma temperatura adiabática instantânea calculada a partir da temperatura média e da pressão instantânea medida.

A partir de dados de flutuações de pressão e de temperatura, Bauer *et al.* (1998) empregaram a relação estabelecida por Pfriem (1943) para obter o fluxo de calor transiente induzido pela pressão, este mostrou em boa concordância com o obtido experimentalmente. Posteriormente, os autores subtraíram o fluxo de calor induzido pela pressão do fluxo de calor medido experimentalmente, chegando a um resultado experimental contendo apenas as parcelas convectiva e condutiva de transferência de calor no coletor. Comparando então a parcela medida com o resultado da relação para regime permanente e a parcela condutiva com o resultado do modelo de Malan e Johnson (1993), Bauer *et al.* (1998) chegaram à conclusão de que o período em que o escoamento está estagnado, no qual domina a parcela condutiva, contribui fortemente para a transferência total de calor em um coletor de admissão.

Hill *et al.* (2000) investigaram as variações cíclicas e instabilidades do escoamento no cilindro de motores a combustão em ambos os regimes, permanente e transiente, com um LDA combinado com técnicas de análise espectral. A bancada experimental para medições transientes foi construída com um cilindro com quatro válvulas de um motor Zetec 1.8, assentado sob um cilindro de vidro Pyrex, operando a 500 rpm. Partículas de óleo de silicone foram empregadas para a aplicação do LDA, permitindo uma taxa de aquisição em torno de 40 kHz. Para o regime permanente, um motor em acrílico (Perspex) foi construído de forma a replicar um motor Cosworth.

Para a situação de regime permanente, os dados passaram por um filtro passa-baixa a fim de diferenciar entre flutuações devido a uma variação cíclica e à turbulência. Resultados para velocidade média, níveis de turbulência e variações de ciclo-para-ciclo foram calculados com conjuntos de amostras em que pelo menos 95% dos dados estavam dentro de uma faixa de 3 desvios padrão. Estudando o número de amostras necessárias por ciclo para se obter uma medição representativa da velocidade no motor, Hill *et al.* (2000) verificaram que a técnica de média de conjuntos, mesmo quando utilizada em um ângulo de manivela pequeno, pode resultar em estimativas errôneas para a velocidade média na presença de níveis elevados de turbulência.

Zend e Assanis (2003) desenvolveram uma nova correlação para a transferência de calor em coletores de admissão de motores de combustão interna. Segundo os autores, durante o ciclo de operação, o movimento do ar no coletor compreende duas fases que se assemelham ao tempo de abertura e fechamento da válvula de admissão. A fase 1 estaria associada à indução de ar e a fase 2 estaria associada ao processo de decaimento das oscilações que foram

induzidas ao escoamento de ar após o fechamento da válvula. Os autores desenvolveram uma nova variável adimensional para caracterizar a natureza transiente da camada limite. Tal variável, assim como os números de Reynolds e de Prandtl, possui importância na transferência de calor em escoamentos transientes com variação rápida de velocidade. Seguindo esta linha de raciocínio, Zend e Assanis (2003) obtiveram uma relação para o número de Nusselt capaz de modelar a transferência de calor transiente da fase 1, ajustando-a com base nas medições de Bauer *et al.* (1998). A correlação demonstrou ser capaz de capturar o fluxo de calor gerado por transientes elevados do escoamento de ar no coletor de admissão do motor. Para a fase 2, os autores adotam um modelo de transferência de calor que admite o decaimento da intensidade turbulenta de um escoamento turbulento isotrópico. Utilizando os resultados numéricos de Malan e Johnston (1993) para ajustes na relação, uma boa concordância foi encontrada através da comparação com resultados de outros autores.

Olczyk (2008) mediu o escoamento pulsante em uma bancada a fim de investigar o escoamento em coletores de admissão e descarga de motores diesel. O autor aponta que os principais problemas em uma medição transiente de temperatura são o tempo de resposta dos instrumentos e a interpretação dos sinais medidos. Em suas medições, Olczyk (2008) empregou anemômetros de fio-quente e de fio-frio, além de termopares, em uma bancada capaz de gerar escoamentos pulsantes com frequências de até 180 Hz, usando ar aquecido a uma temperatura média de 40 °C.

Olczyk (2008) propôs uma metodologia de correção para o tempo de resposta dos sensores, baseada na leitura conjunta do termopar com o anemômetro de fio-frio, sem a necessidade de determinar de parâmetros construtivos dos instrumentos, a qual se mostrou adequada. Adicionalmente, fez um estudo da variação da constante de tempo de resposta dos sensores com a variação da velocidade do escoamento, observando que em escoamentos pulsados com frequências altas (> 30 Hz), a mesma tende a ser pequena e, portanto, podendo ser assumido um valor constante.

Com base em sua análise, Olczyk (2008) desenvolveu um método iterativo para a separação das componentes da temperatura medida em uma parcela estática, decorrente das mudanças termodinâmicas dos parâmetros de meio, e uma parcela dinâmica, relacionada à velocidade do escoamento. Observou que a parcela dinâmica influencia a temperatura medida, de forma que a sua decomposição permite encontrar uma correção e a interpretação adequada do fenômeno transiente do escoamento.

2.4 PRINCIPAIS OBSERVAÇÕES

Uma síntese de todas as referências consultadas é delineada na **Tabela 2.1** relacionando os autores e os instrumentos e técnicas utilizados em suas medições.

Verifica-se que as medições de grandezas instantâneas em motores de combustão interna foram realizadas em diversas frequências, até 70 Hz. Por outro lado, as medições em compressores não ultrapassaram condições de frequência superior a 15 Hz. Isto demonstra uma lacuna nos estudos de compressores, como os encontrados em refrigeração doméstica, cuja frequência de operação é normalmente maior ou igual a 50 Hz.

Observa-se que, quando construídos, os instrumentos envolvidos nessas medições, são cuidadosamente projetados para permitir uma resposta rápida à variação do fenômeno de interesse. Além disto, deve ser destacado que os cuidados na fixação, calibração e manipulação dos instrumentos são imprescindíveis para a qualidade da medição. De fato, os trabalhos na área demonstram o cuidado que se deve ter na análise dos sinais dos instrumentos, seja em relação aos tempos de resposta envolvidos seja em relação ao procedimento de tratamento estatístico dos sinais.

Tabela 2.1 - Relação dos artigos e as respectivas categorias de medições realizadas.

	Local	Frequência medida	Medição de velocidade	Medição de temperatura	Medição de fluxo de calor
Annand <i>et al.</i> (1970)	cilindro / motor C.I.	30 Hz	-	Termopar de superfície	Através de termopares
Adair <i>et al.</i> (1972)	cilindro / compressor	-	-	Termopar	Através de termopares
Brok <i>et al.</i> (1980)	cilindro / compressor	-	-	-	Estudo
Lee <i>et al.</i> (1980)	cilindro / compressor	10 Hz	-	Termopar	Através de termopares
Witze (1981)	cilindro / compressor	10 Hz	Anemômetro de fio-quente e LDV	Anemômetro de fio-frio	-
Prasad (1992)	cilindro / compressor	15 Hz	-	Termopar	-
Prasad (1993)	cilindro / compressor	15 Hz	-	Termopar	Sensores de fluxo de calor
Hsieh e Wu (1996)	cilindro / compressor	0,105 Hz	-	Termopar de superfície	Através de termopares
Hughes <i>et al.</i> (1972)	coletor de admissão / compressor	-	-	-	Sensores diversos
Gasparetti <i>et al.</i> (1995)	coletor de admissão / motor C.I.	70 Hz	LDV	-	-
Bauer <i>et al.</i> (1998)	coletor de admissão / motor C.I.	45,8 Hz	Anemômetro de fio-quente	Anemômetro de fio-frio	Sensores de fluxo de calor
Hill <i>et al.</i> (2000)	coletor de admissão / motor C.I.	8,3 Hz	LDV	-	-
Zend e Assanis (2003)	coletor de admissão / motor C.I.	-	-	-	Estudo
Olczyk (2008)	coletor de admissão / motor C.I.	130 Hz	Anemômetro de fio-quente	Anemômetro de fio-frio e termopar	-

3

Bancada experimental

A bancada utilizada na investigação experimental consiste de um sistema calorimétrico, um compressor instrumentado e sistemas de anemometria e de aquisição. Basicamente, o sistema calorimétrico tem a função de estabelecer e manter a condição termodinâmica do fluido refrigerante que entra e sai do compressor.

O compressor instrumentado é um protótipo de um compressor utilizado comercialmente em refrigeradores domésticos, modificado para permitir a instrumentação das partes em interesse neste estudo. As especificações técnicas do compressor e detalhes construtivos serão descritos neste capítulo, enquanto que as modificações e a instrumentação serão descritos no capítulo 5.

O sistema de anemometria consiste de equipamentos para a calibração e medição de sinais provenientes de sondas de anemometria de fio-quente e fio-frio. Um sistema como esse possibilita a medição rápida de velocidades e temperaturas em gases. No caso da velocidade, tal tecnologia se baseia no princípio de que o escoamento de um fluido sobre um fio aquecido induz uma perda de calor, sendo que essa perda de calor é proporcional à velocidade do meio. No capítulo 4 será abordada a teoria de anemometria de fio-quente e no presente capítulo serão descritos apenas os equipamentos utilizados nas medições.

O sistema de aquisição é responsável pela amostragem dos dados medidos pelos instrumentos. A sua correta montagem e ajuste garantem parte da confiabilidade dos valores medidos.

3.1 SISTEMA CALORIMÉTRICO

A função do sistema calorimétrico é manter o compressor na condição de teste desejada, mantendo as variáveis pertinentes em tolerâncias adequadas para garantir a padronização da operação do compressor.

O sistema calorimétrico utilizado nos testes foi desenvolvido para operar em ciclo quente, ou seja, o fluido refrigerante ao longo de todo o ciclo termodinâmico encontra-se no estado de vapor superaquecido. Adotou-se este tipo de operação para seguir a norma ISO 917 que define parâmetros para testes de compressores de refrigeração em uma bancada calorimétrica.

Procurou-se também seguir os padrões de teste de compressores descritos pela norma ASHRAE Standard 23 que estabelece padrões para testes e avaliação de desempenho de compressores de refrigeração. O ponto crítico de ambas as normas é garantir as tolerâncias das condições de operação do compressor quando em regime, podendo ser colocadas da seguinte forma sucinta:

- os valores de pressão da linha de sucção e de descarga não devem diferir mais que 1% da condição de operação estabelecida;
- o valor da temperatura da linha de sucção na entrada do compressor não deve diferir mais do que 1% da condição estabelecida;
- a temperatura ambiente deve ser mantida dentro de +/- 4 °C do valor estabelecido;
- a variação da vazão mássica em regime não deve ultrapassar +/- 2%.

Durante os testes, utilizou-se um condicionador de ar para controlar a temperatura ambiente em 23 °C, sendo constatadas variações de até +/- 3 °C.

Como será justificado mais adiante, não foi possível seguir as normas completamente devido a modificações nas tomadas de pressão e por não se medir a temperatura na linha de descarga logo na saída do compressor. A medição da temperatura na linha de descarga é na verdade um quesito para avaliar a repetibilidade da operação do compressor nos testes, não sendo uma variável de controle para o estabelecimento da condição de operação.

3.2 CICLO QUENTE

O ciclo quente empregado nos experimentos é ilustrado na figura 3.1 pelos pontos 12ABCD, sobreposto ao ciclo de refrigeração convencional. Nota-se que o ciclo quente possui 3 (três) patamares de pressão, representando respectivamente as pressões de sucção P_e (entre os pontos D e 1), descarga P_c (entre os pontos 2 e A) e intermediária P_i (entre os pontos B e C), a fim de facilitar o controle da bancada. De fato, a operação de uma bancada com apenas duas pressões (sucção e descarga) torna o sistema muito acoplado, em que a variação de um dos patamares de pressão induz rapidamente uma variação no outro patamar; tornando muito difícil se atingir uma condição de teste estável.

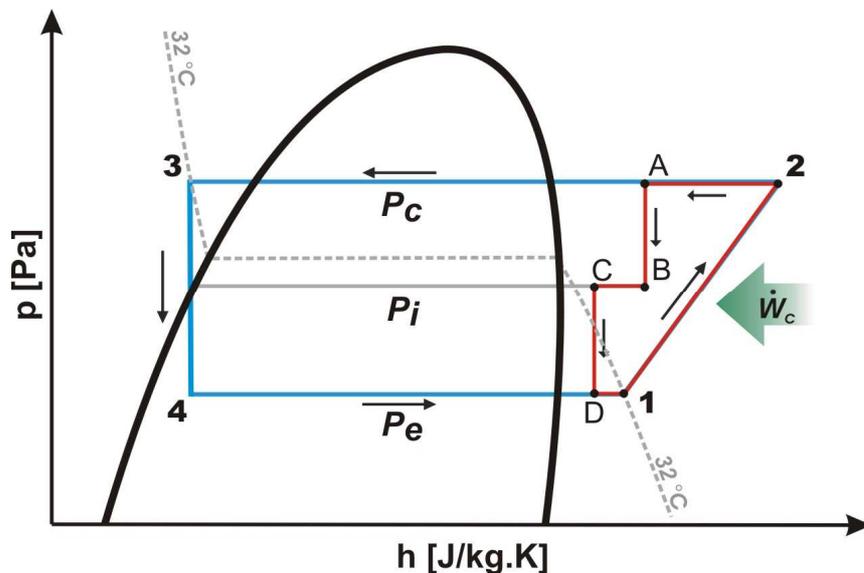


Figura 3.1 - Ciclo de refrigeração de Perkins (1234) e o ciclo utilizado nos experimentos (12ABCD).

Ao percorrer o caminho de um ciclo quente, o vapor que passou pelo compressor (através do processo representado ente os pontos 1 e 2), perde calor através da linha de descarga e chega até o ponto A, não entrando na região de saturação. Deste ponto, o vapor sofre uma queda de pressão até o ponto B, através de uma válvula de ajuste da pressão de descarga, atingindo a pressão intermediária. Do ponto B até o ponto C o vapor perde calor, e então uma nova queda de pressão, através de uma válvula de expansão, atingindo a pressão de sucção no ponto D. Finalmente, o vapor é aquecido até o ponto 1, de forma a atingir a condição definida do teste para a entrada do compressor.

A pressão intermediária (pontos C e B) possibilita um ajuste fino das pressões de descarga e sucção de uma maneira controlada. A adoção de um ciclo com uma pressão intermediária é justificada pela instabilidade obtida no controle de um ciclo que utiliza apenas uma válvula.

Um ciclo quente operando apenas com uma válvula de expansão é ilustrado na figura 3.2 sobreposto ao ciclo quente descrito anteriormente. Basicamente, a queda de pressão entre os pontos E e D é feita com uma válvula de expansão de controle manual, monitorada com uma tomada de pressão a jusante (ponto E), permitindo a leitura e controle da pressão. Essencialmente, com a abertura da válvula, aumenta-se o fluxo de massa que passa por ela e também a pressão a jusante (pressão de sucção). A expansão nos pontos E a D pode levar a uma perda muito grande de energia, resultando em um efeito de resfriamento intenso do vapor, levando-o próximo da linha de saturação. O aquecimento do gás entre pontos D e 1 permite estabelecer a condição de vapor superaquecido na entrada no compressor.

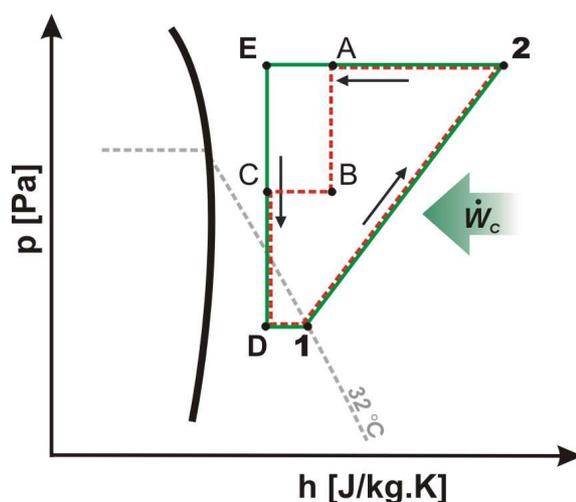


Figura 3.2 – Ciclos quentes operando com: uma válvula (12ED) e duas válvulas (12ABCD).

O resfriamento entre os pontos 2 e E não costuma necessitar de um trocador específico, uma vez que a própria tubulação que liga o compressor com o sistema calorimétrico permite uma troca de calor com o ambiente externo. Isso torna o ponto E dependente basicamente da pressão de descarga.

Neste ciclo simplificado, o controle da pressão de descarga pode ser feito com a adição de vapor na linha. Porém, a adição de refrigerante costuma causar uma grande perturbação no sistema, mesmo em poucas quantidades, gerando um esforço demasiado para controlar as condições do gás com apenas uma válvula de expansão. Outra forma de controlar a pressão de

descarga é usar um *traceamento elétrico*¹ na saída do compressor, entre os pontos 2 e E. Desta maneira, ao ser aquecido, o vapor eleva a sua pressão, deslocando a linha 2E para cima. Nesta configuração, o sistema possui as pressões de descarga e sucção muito dependentes entre si, o que torna muito difícil para o operador estabilizar o sistema na condição desejada.

Ao adotar uma bancada calorimétrica com pressão intermediária, as mudanças nas pressões de descarga e sucção são atenuadas pelo sistema graças a um pequeno acumulador de fluido refrigerante. Com isto, é possível que a variação da pressão a jusante da válvula de descarga não seja percebida diretamente a montante da válvula de expansão.

3.3 BANCADA

A bancada utilizada nas medições deste trabalho foi especificada com base nos projetos existentes para bancadas calorimétricas da Whirlpool S.A – Unidade EMBRACO.

O controle do fluido refrigerante que circula pela bancada calorimétrica em um ciclo quente requer equipamentos de controle e de medição de temperatura e pressão, além de outros para medições relacionadas à vazão mássica e à potência consumida do compressor. Um esquema de como os dispositivos de controle da bancada foram instalados é ilustrado na figura 3.3. O caminho percorrido pelo fluido refrigerante pode ser acompanhado pelas setas azuis, e os estados termodinâmicos, correspondentes à figura 3.2, são identificados pelas suas respectivas letras e números na figura 3.3.

Partindo da saída do compressor, ponto 2, o fluido refrigerante comprimido segue para um separador de óleo e, na sua entrada, é feita a medição da pressão de descarga. No interior do separador, o vapor é mantido a uma temperatura definida através de um traceamento elétrico nas suas paredes externas. Saindo do separador, o fluido passa pelo transdutor de vazão mássica e chega à válvula de controle da pressão de descarga, ponto A. A partir deste ponto o vapor sofre uma queda de pressão até atingir a pressão intermediária, ponto B, e segue então para a válvula de expansão perdendo calor, ponto C. O acumulador amortecede as flutuações de pressão da saída da válvula de pressão de descarga, possibilitando o ajuste das pressões de descarga e de sucção com maior facilidade. O vapor é então expandido até a

¹ Resistência elétrica flexível para aquecimento de dutos.

pressão correspondente ao ponto D, e logo em seguida aquecido para a condição definida pelo teste, ponto 1.

A parte frontal da bancada, figura 3.4, contém as válvulas e controladores usados durante as medições com o compressor, além das chaves de partida do compressor e válvulas para carga e descarga de gás. Na parte de traseira, ficam as mangueiras que conectam a bancada ao compressor, o reservatório de pressão intermediária e válvulas para desvio do fluxo de vapor, caso deseje-se retirar o transdutor de vazão mássica.

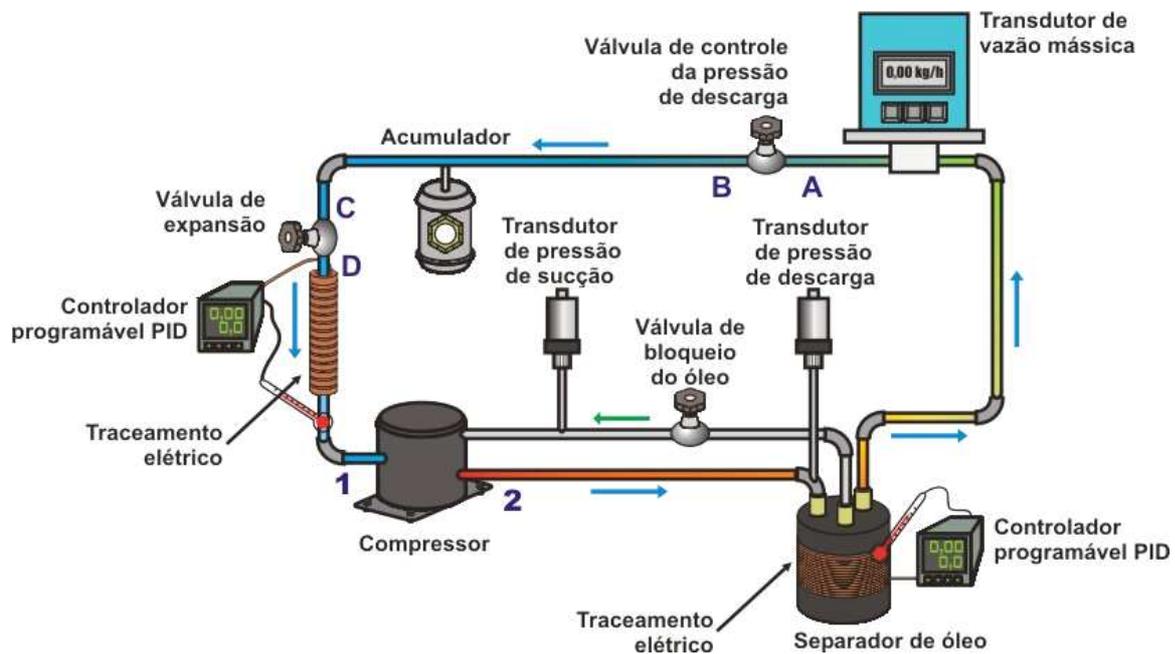
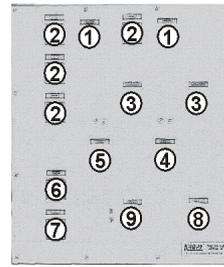
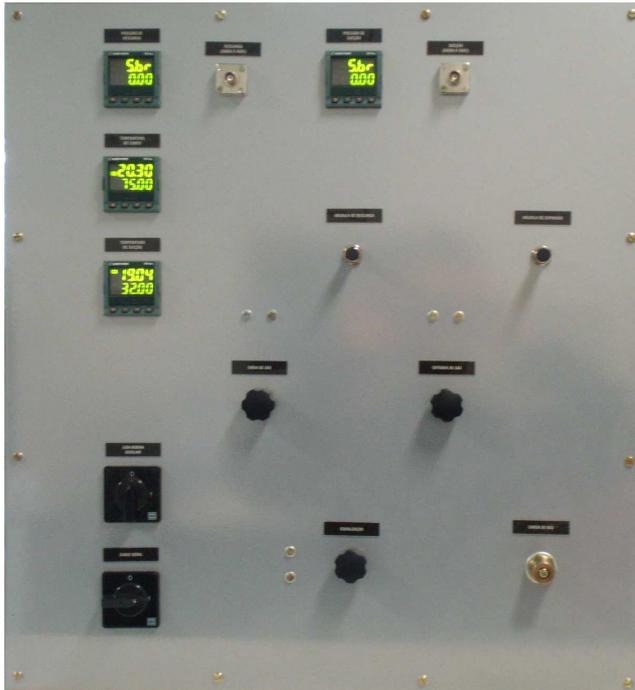


Figura 3.3 - Ilustração da bancada experimental.



- 1 - Terminais para leitura de pressão pelo sistema de aquisição
- 2 - Controladores PID
- 3 - Válvulas de ajuste de pressão
- 4 - Válvulas para entrada de fluido refrigerante
- 5 - Válvula para retirada de fluido refrigerante
- 6 - Chave para ligar bobina secundária
- 7 - Chave geral
- 8 - Engate para entrada do fluido refrigerante
- 9 - Válvula de equalização

Figura 3.4 - Vista frontal da bancada calorimétrica.

3.4 MEDIÇÕES E CONTROLE

A operação da bancada requer a constante medição de temperatura e pressão em pontos de controle específicos, segundo a norma ASHRAE Standard 23, para poder determinar se o sistema está em regime na condição de teste desejada. A seguir apresenta-se uma descrição das principais medições e controles.

3.4.1 Medição de vazão mássica

Instalou-se um transdutor de fluxo de massa, também denominado fluxímetro, na linha de pressão de descarga para a medição de vazão mássica do compressor. A escolha do local da instalação foi com base na perda de carga imposta pelo fluxímetro. O transdutor utilizado é da marca Rheonik (figura 3.5) e opera segundo o princípio de Coriolis, tal transdutor utiliza um transmissor-controlador, também da Rheonik, para ler os sinais de saída. A faixa de

operação do fluxímetro é nos experimentos é de 0,2 a 10 kg/h (relação de 1:50) e, nesta faixa, o erro máximo é de +/- 0,50% do valor medido, com repetibilidade 0,10%. Esses valores variam conforme a faixa de medição utilizada, para relações menores 1:20 o erro máximo é de +/- 0,20%.

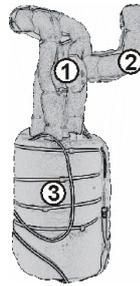
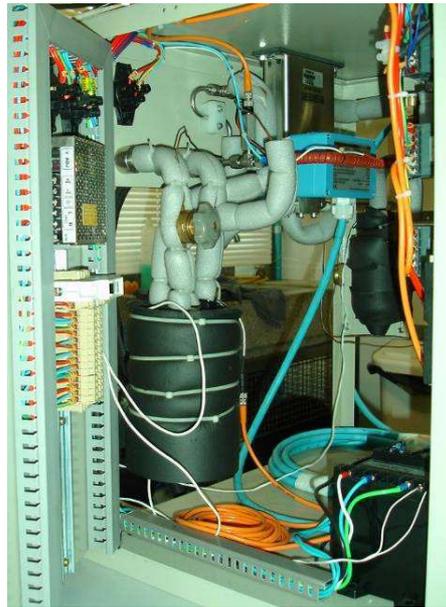


Figura 3.5 - Medidor Coriolis da Rheonik (esquerda) e o seu transmissor-controlador (direita).

A instalação do fluxímetro requer alguns cuidados. Por exemplo, observou-se durante os testes que o compressor não atingia a vazão mássica dada pelo fabricante mesmo nas condições de teste estabelecidas. Após a verificação de cada item de medição e possíveis erros de montagem, foram constatados dois problemas: i) localização das tomadas de pressões incorreta e ii) fluido refrigerante possivelmente com óleo passando pelo transdutor.

No primeiro caso, as tomadas de pressão estavam próximas das válvulas e muito afastadas das mangueiras que conectam o compressor à bancada, gerando uma leitura incorreta de pressão, devido à perda de carga na linha do sistema.

Na segunda situação, a composição do fluido refrigerante poderia estar em parte comprometida, pois este estaria carregando óleo do compressor. Desta forma, foi mudada a localização das tomadas de pressão e instalado um separador de óleo TD da marca Parker, próprio para fluido refrigerante R134a, na linha de descarga antes do fluxímetro, ver figura 3.6. O separador possui uma entrada e duas saídas, uma que leva o gás para o sistema e outra para o retorno do óleo ao compressor. Esta linha de retorno está conectada ao compressor pelo passador de processo, onde se encontra o transdutor de pressão de sucção. Para evitar que a passagem do óleo interfira na leitura do transdutor de pressão, instalou-se uma válvula de bloqueio da passagem do óleo. Um separador como este faz a separação em duas etapas: através do filtro de uma tela de aço e em seguida através de uma placa que funciona como um defletor.



- 1 – Válvula de bloqueio de óleo
- 2 – Tomada para de pressão de descarga
- 3 – Separador de óleo isolado termicamente

Figura 3.6 - Separador de óleo instalado na bancada calorimétrica.

Interessante citar que, para o correto funcionamento do separador de óleo, deve-se adicionar cerca de 300 ml de óleo no seu reservatório, a fim de permitir que a bóia, que controla o retorno do óleo, funcione adequadamente. Caso contrário, o separador deve acumular óleo até este atingir o nível da bóia, para só então abrir o retorno do óleo para o compressor. Sob tal circunstância, o compressor poderia trabalhar com menos óleo do que o necessário, causando danos ao compressor.

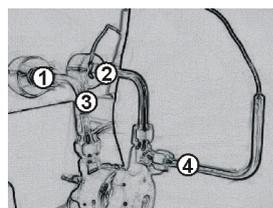
Observou-se nos testes, com o separador instalado no sistema, que a condição de pressão de descarga não era alcançada, devido à dissipação de calor do gás da descarga do compressor no separador, diminuindo assim a pressão do gás que saía do separador. Instalou-se então um traceamento elétrico em volta do separador, envolvida por um isolante térmico na forma de uma manta elastomérica de 10 mm de espessura. Além de isolar o separador, a manta foi aplicada também em volta da mangueira flexível da descarga.

3.4.2 Medição e controle de pressão

As tomadas de pressão de sucção e de descarga foram feitas próximas às conexões das mangueiras de processo e descarga que conectam o compressor a bancada (figura 3.7). A

pressão de sucção foi tomada da medição na linha de processo do compressor, uma vez que os passadores de sucção e de processo do compressor estão interligados no interior do compressor através de orifícios de equalização do filtro de sucção (conforme comentado na seção 2.1). Fazendo desta forma, a tomada de pressão de sucção não percebe as flutuações geradas pelo fluxo de massa atravessando a tubulação de sucção, medindo apenas a pressão equilibrada com o ambiente interno do compressor.

Na medição de pressão, utilizaram-se transdutores da marca Wika, modelo P-10, sendo que para a sucção foi selecionado um modelo com faixa de operação de 0 a 10 bar e pressão limite de 35 bar. Já para a descarga adotou-se um transdutor com faixa de operação de 0 a 40 bar e uma pressão limite de 80 bar. Ambos os modelos podem trabalhar entre -20 e 80 °C, seja no ambiente onde estão instalados, seja no meio que estão medindo. Tais transdutores apresentam um erro de medição menor e igual a 0,1 % em relação a sua faixa de medição (incluindo linearidade, histerese e repetibilidade, para uma faixa de 0 a 50 °C) e um erro adicional devido a estabilidade menor e igual a 0,1 % (também em relação a sua faixa de medição) para o valor lido na sua faixa de medição, após 10 minutos em funcionamento. Esses transdutores trabalham com uma taxa de aquisição interna de 100 Hz, e um sinal de saída de 4 a 20 mA. Como a placa de aquisição adquire o sinal em tensão, utiliza-se um resistor de 249 Ω entre os terminais do transdutor, de forma a converter o sinal de corrente em um sinal de tensão.



- 1 – Linha de processo
- 2 – Linha de descarga
- 3 – Tomada de pressão de sucção
- 4 – Tomada de pressão de descarga

Figura 3.7 - Detalhe das tomadas de pressão de sucção e descarga sem o isolante térmico.

As leituras dos sinais de pressão indicados pelos transdutores puderam ser feitas de duas maneiras: uma pela conexão do transdutor ao sistema de aquisição por um cabo BNC e a outra através de um controlador da Euroterm, modelo 2216e, conectado a saída do transdutor.

Ambos os dispositivos estão identificados na figura 3.8. A primeira alternativa é considerada a mais convenientemente e exata,t devido à possibilidade de se atualizar rapidamente a pressão atmosférica de referência diretamente no programa de aquisição, com base nos dados da pressão atmosférica medida e atualizada a cada hora via internet pelo Centro de Previsão de Tempo e Estudos Climáticos (CPTEC) do Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE). Por outro lado, o controlador da Euroterm não garante uma resolução maior que duas casas após a vírgula.

O controle das pressões é feito através de válvulas de controle precisas do tipo agulha acessada pela frente do painel de testes, conforme mostra a figura 3.9.



Figura 3.8 -Controlador Euroterm e engate BNC usados para a leitura de pressão.



Figura 3.9 -Válvula de expansão usada no controle da pressão de sucção.

3.4.3 Medição e controle de temperatura

As medições de temperatura da bancada calorimétrica se restringem ao controle do fluido que entra e sai do compressor. A primeira tomada foi inserida no interior da linha de sucção após o traceamento elétrico. A segunda tomada foi posicionada na parede externa do separador de óleo. Em cada uma das tomadas, identificadas na figura 3.10, utilizou-se também um transdutor de temperatura do tipo termoresistor ligado a um controlador Euroterm 2216e.

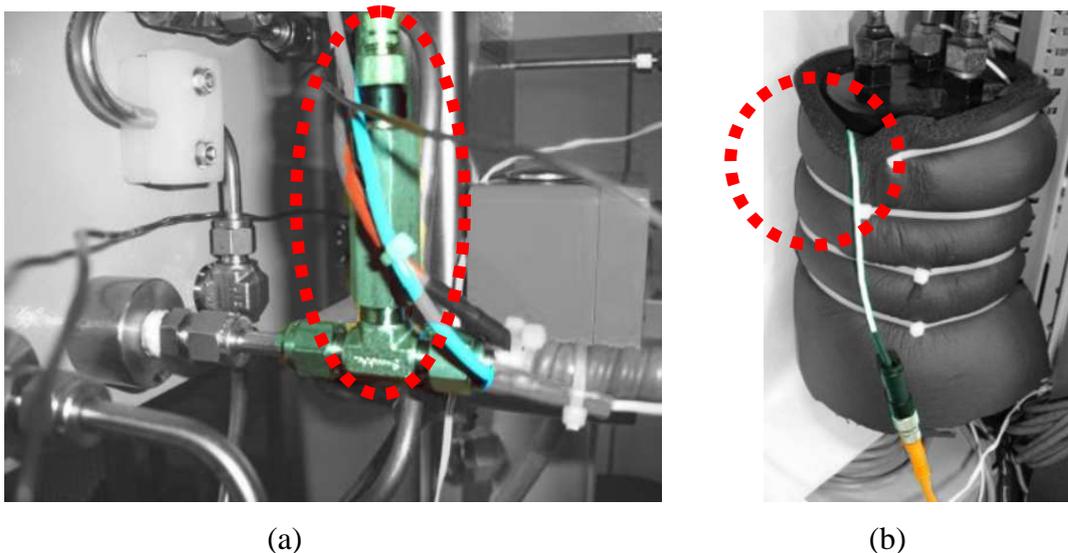


Figura 3.10 – Posicionamento dos sensores de temperatura: (a) passador de sucção; (b) separador de óleo.

O controle das temperaturas nos pontos supracitados foi feito através do aquecimento via traceamento elétrico, através de um controlador da Euroterm, programado para operar como um controle proporcional integral derivativo (PID). Para essa configuração, uma temperatura de referência é definida no controlador e usada para ligar e desligar o traceamento elétrico, conforme a resposta do transdutor de temperatura.

3.4.4 Medição de potência consumida

A potência elétrica consumida pelo compressor foi medida através de um transdutor de potência ativa e reativa, monofásico, modelo 2285A da Yokogawa, ligado na linha de alimentação do compressor. A figura 3.11 ilustra a ligação elétrica do transdutor no sistema e mostra o transdutor ligado à bancada.

Basicamente o transdutor mede a diferença de potencial entre os terminais L1 e L2 e a corrente que passa pela linha L1, obtendo assim o valor da potência. Comparando a diferença de fase entre essas duas medidas o transdutor calcula o ângulo de fase da potência fornecida, obtendo finalmente a potência consumida pelo compressor. A sua faixa de medição é de 0 a 500 W com um erro máximo de 0,25% da faixa de medição. O sinal de saída do transdutor é de 0 a 10 V.

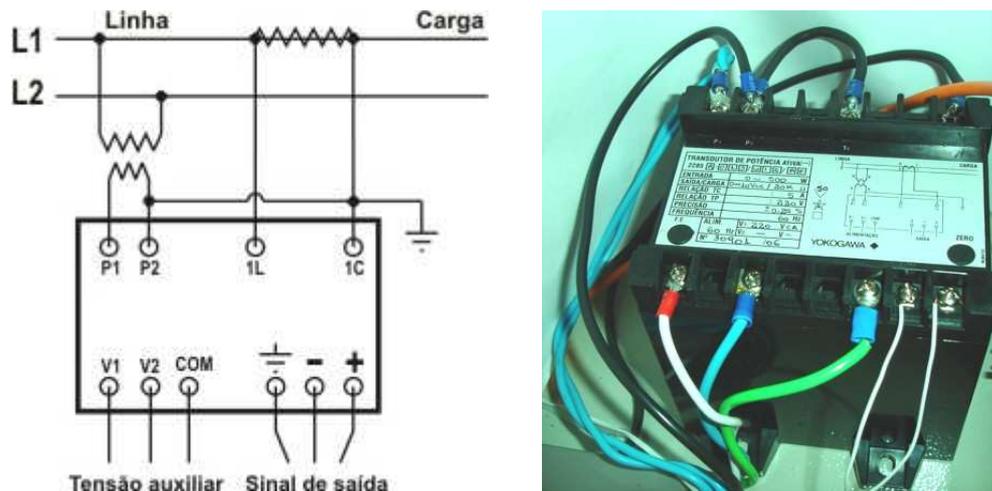


Figura 3.11 - Ilustração da ligação do transdutor de potência na bancada (esquerda), foto do transdutor de potência utilizado (direita).

3.5 CARGA E DESCARGA DE REFRIGERANTE DA BANCADA

Para remover o gás da bancada abre-se a válvula de equalização que liga as linhas de sucção e de descarga. Dessa maneira o fluido refrigerante não encontra as restrições das válvulas de expansão e de descarga para a sua retirada. Após a equalização, abre-se a válvula de saída, permitindo que o gás escoe para fora do sistema até a pressão da bancada equalizar com a pressão do ambiente externo.

Para a carga do sistema, fecha-se a válvula de saída, e conecta-se na entrada de gás, identificada pelo item 8 da figura 3.4, uma bomba de vácuo. Primeiramente, faz-se vácuo na linha entre a bomba e a conexão de entrada do sistema e, posteriormente, abre-se a válvula de entrada para se remover todo o gás contido no sistema. A condição de vácuo é considerada atingida quando a pressão no interior do sistema atinge valores próximos de 6.10^{-2} mbar, o que leva cerca de 2 horas. Nesse momento, a válvula de entrada pode ser fechada e a bomba de vácuo retirada. Conecta-se então um botijão de gás refrigerante na entrada de gás e abrem-se as válvulas do sistema e do botijão, fazendo com que o gás escoe para o sistema até a equalização da pressão entre o sistema e o botijão.

Após a equalização da pressão, a válvula de entrada é novamente fechada. O óleo presente no separador de óleo e no compressor poderá absorver parte do fluido refrigerante, resultando em uma queda de pressão no sistema.

3.6 PARTIDA E OPERAÇÃO DA BANCADA

A partida do sistema é determinada pelo acionamento do compressor, pois este é o responsável pela movimentação do fluido refrigerante, estabelecendo o ciclo de refrigeração. O sistema, carregado com fluido refrigerante, deve estar com a válvula de equalização fechada, com as válvulas de expansão e descarga em meio curso (não abertas totalmente).

A partida do compressor é feita através da passagem simultânea de corrente por uma bobina primária e por uma bobina secundária, acionando-se as chaves de partida de ambas ao mesmo tempo. Ao ouvir o som do mecanismo em funcionamento, desliga-se a chave da bobina secundária, deixando o compressor operando apenas com a bobina primária. Caso o compressor não tenha partido dentro de 5 segundos, as duas chaves são desligadas.

Com o compressor operando, a pressão de descarga começará a subir e a de sucção descender, mas não se espera que o sistema atinja a condição de teste nos primeiros minutos após a partida. O controle das pressões é feito sempre partindo da pressão de sucção, atingindo valores diferentes da condição de teste em torno de 1%, recomendando-se um ajuste na válvula de expansão. É importante citar que o controle da pressão de sucção influencia de forma diretamente proporcional o controle da pressão de descarga. Se, por exemplo, a pressão de sucção indicada for superior à desejada, fecha-se a válvula de expansão até que ocorra a redução da pressão de sucção, levando também a uma redução da pressão de descarga.

Assim, o controle da pressão de descarga passa a ser um ajuste fino das pressões do sistema. O ajuste da válvula de pressão de descarga interfere no controle da válvula de expansão, porém, de forma inversamente proporcional. Ou seja, o fechamento da válvula ocasiona um aumento da pressão de descarga que, por sua vez, reduz a pressão de sucção.

3.7 COMPRESSOR

O compressor utilizado nas medições foi fornecido pela EMBRACO (figura 3.12) e possui cerca de 900 Btu/h na condição de checkpoint ASHARE. A sua aplicação é para baixa pressão de evaporação, comumente referenciada como LBP. O fluido refrigerante de trabalho é o R134a e o óleo lubrificante é o éster com viscosidade ISO10. Esse modelo compressor é

empregado em aplicações de refrigeração doméstica de elevada capacidade, fornecendo um deslocamento volumétrico de aproximadamente $7,15 \text{ cm}^3$. A tensão de trabalho pode variar entre 115 e 127 V, com uma frequência de operação de 60 Hz.

O motor é de baixo torque de partida, pois tal compressor é usado em sistemas de refrigeração onde o dispositivo de expansão é um tubo capilar.

Durante a partida do compressor, o torque necessário para movimentar o mecanismo é maior que aquele que pode ser fornecido pelo motor do compressor. Para vencer isto, o motor possui duas bobinas: uma primária e outra secundária. A primária é utilizada durante todo o trabalho do compressor, sendo dimensionada apenas para manter o mecanismo em movimento com baixo consumo. Desta forma, adota-se uma bobina secundária na partida, com um enrolamento que consome mais corrente para produção de um torque maior. Desta forma, a partida do compressor é feita ligando-se as duas bobinas durante os primeiros segundos. Com o compressor em funcionamento, a secundária pode então ser desligada.

Segundo os dados do catálogo Embraco, esse compressor na condição *checkpoint* com temperatura de evaporação de $-23,3 \text{ }^\circ\text{C}$ e temperatura de condensação de $+54,4 \text{ }^\circ\text{C}$, tem um consumo de 152 W e uma capacidade de refrigeração de 278 W (950 Btu/h), fornecendo um coeficiente de performance de 1,83. Quando operando com uma temperatura de evaporação de $-35 \text{ }^\circ\text{C}$ e uma temperatura de condensação de $+54,4 \text{ }^\circ\text{C}$ a sua capacidade é de 122 W (417 Btu/h).

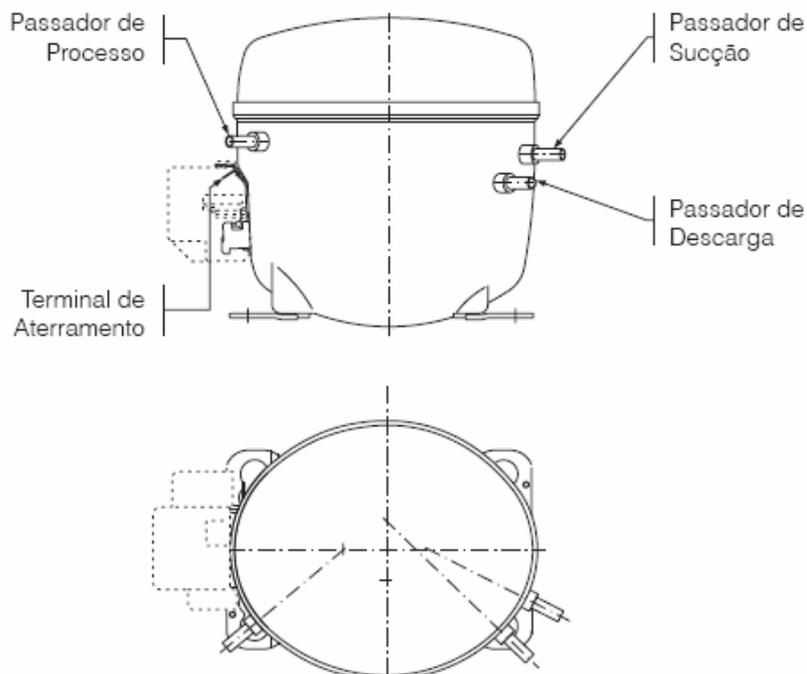


Figura 3.12 - Modelo do compressor utilizado nos experimentos.

3.8 SISTEMA DE ANEMOMETRIA

As medições de velocidade e temperatura instantâneas realizadas no presente trabalho foram em parte conduzidas com o sistema de anemometria de fio-quente. Esse sistema é composto por uma unidade de controle e aquisição de dados central, um calibrador 90H10, suportes e as sondas de anemometria, como ilustra a figura 3.13. A unidade central usada nos experimentos foi um Streamline da DANTEC com dois módulos de anemometria, 90C10, que operam com temperatura constante (Constant Temperature Anemometer - CTA) para medição de velocidades e um módulo para medição de temperatura, 90C20, que opera a corrente constante (Constant Current Anemometer - CCA). Adicionalmente, a unidade central possui mais um canal, para o uso de uma sonda de medição de temperatura para registrar a temperatura ambiente para referenciar as medições. Conecta-se a esta unidade central o calibrador e também um computador, através de uma porta serial, para o controle do sistema. Os sinais dos sensores são lidos através de cabos coaxiais ligados a um bloco conector ligado à placa de aquisição do computador.

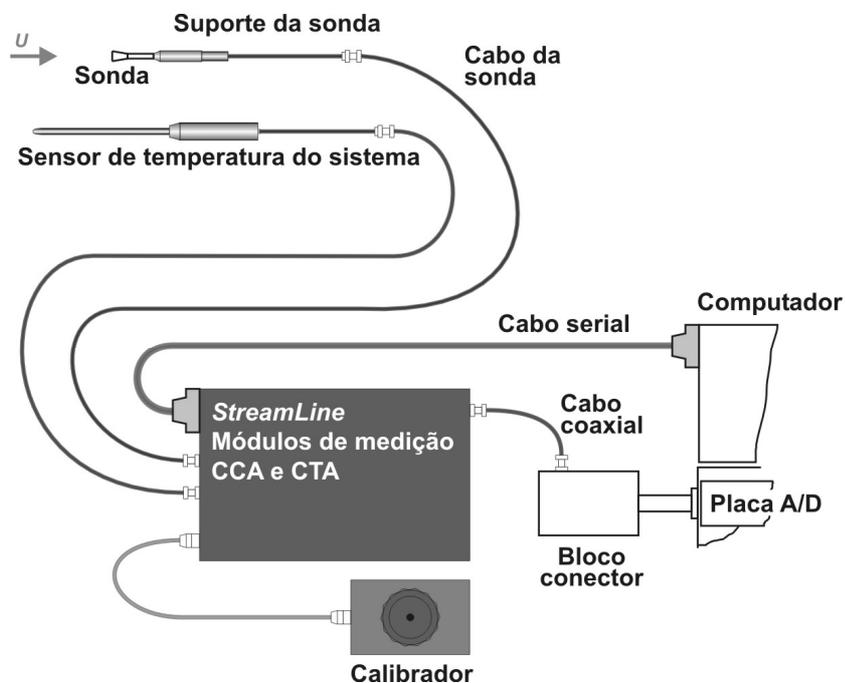


Figura 3.13 - Esquema de ligação do sistema de anemometria com o computador.

3.8.1 Medição de velocidade

No tocante às medições de velocidade, foram utilizados um módulo de CTA, modelo 90C10, do Streamline e um sistema portátil de medição, o MiniCTA, modelo 54T30. O módulo de CTA do Streamline possui as seguintes características:

- sinal de saída entre 0 e 10 V;
- ruído de 0,005% em relação ao sinal em uma taxa de aquisição de 10 kHz em um escoamento com intensidade turbulenta de 0,1%;
- desvio típico no sinal de 0.5 μV a cada 1 $^{\circ}\text{C}$ (saída do amplificador);
- configuração e operação via software.

Apesar de praticidade em configurar um condicionador de sinais e operar via software, esse sistema foi usado apenas nos primeiros testes com o sistema de anemometria e nas calibrações para validação das correlações adimensionais.

As medições de velocidade no interior do compressor foram feitas usando-se um sistema de anemometria portátil, o MiniCTA, modelo 54T30, também da DANTEC. Esse aparato opera com uma fonte de 12 V contínua e a sua saída é ligada diretamente ao sistema de aquisição, sendo configurado e operado manualmente.

A opção pelo uso deste sistema manual se deu pela dificuldade em interpretar e implementar os drivers de controle da unidade central (Streamline) na rotina de aquisição da bancada feita em LabVIEW. Como o sinal da sonda é transmitido diretamente para o sistema de aquisição, não há a necessidade de ligar a sonda ou mesmo ajustar o seu sinal através de um software específico. O *layout* do experimento para a medição de velocidades, empregando o MiniCTA, é ilustrado na figura 3.14. Esse aparato possui as seguintes características:

- sinal de saída entre 0 e 5 V;
- resposta em frequência de 10 kHz;
- compensação de tensão entre 0,9 e 2,2 V;
- ganho do sinal de 2 a 5 vezes;
- impedância de saída de 50 Ω ;
- ruído no sinal de saída entre 1 a 2 mV;
- desvio no sinal de 1 μV a cada 1 $^{\circ}\text{C}$ (saída do amplificador);
- configuração e operação manual da ponte.

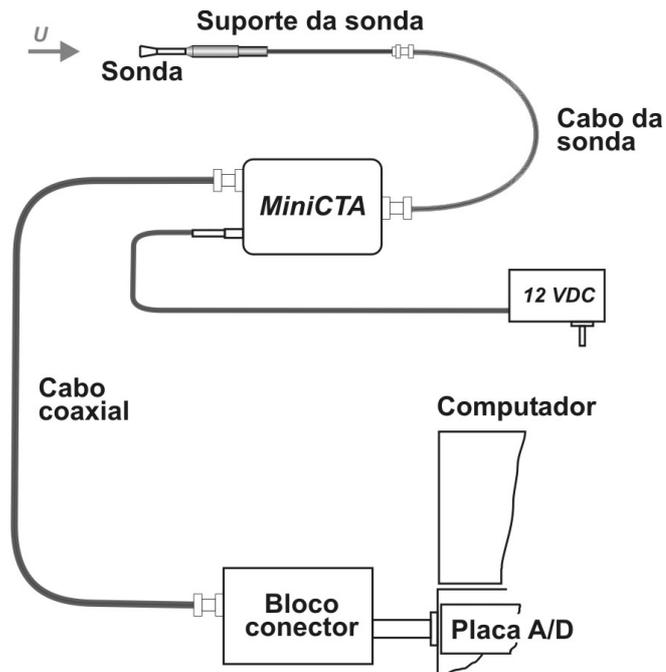


Figura 3.14 - Ligação do sistema de anemometria utilizando o MiniCTA.

A sonda de velocidade usada nesses sistemas de medição foi um modelo DANTEC 55P11, sendo o seu sensor um fio de tungstênio de 5 μm de diâmetro por 1,25 mm de comprimento.

3.8.2 Medição de temperatura

O sistema de anemometria foi também utilizado na calibração e nas medições de temperatura, através de dois módulos diferentes. Na calibração dos sensores, tanto de velocidade como de temperatura, utilizou-se a sonda de temperatura do sistema, modelo 90P01, como instrumento de referência. Essa sonda é um termistor, já calibrado pelo fabricante, que garante um erro máximo de 0,5 $^{\circ}\text{C}$ em uma faixa de 0 a 70 $^{\circ}\text{C}$, podendo operar numa faixa de temperaturas de 0 a 150 $^{\circ}\text{C}$. Como o instrumento tem uma constante de tempo de aproximadamente 1 segundo, não é apropriado para medições de flutuações rápidas de temperatura. Para essas situações empregou-se a mesma sonda 55P11, usada nas medições de velocidade, porém conectada ao módulo de temperatura 90C20, configurado e operado manualmente, e com as seguintes características:

- Sinal de saída de 0 a 10 V;

- Filtro passa-altas de 0,1 e 1 Hz;
- Filtro passa-baixas de 1 e 3 kHz;
- Ganho de 1 a 8000 em 16 degraus;
- Compensação de tensão (offset) de 0 a 10 V, com um potenciômetro;
- Resolução de 0,01 °C com uma sonda (55P31) de 50 ohms;
- Corrente para a sonda de 0,1; 0,2 ; 0,5 ; 1,0 ; 2,0 e 5,0 mA.

3.8.3 Calibração de velocidade

O calibrador 90H10 ligado ao Streamline pode calibrar as sondas para velocidades na faixa de 1 cm/s a 300 m/s usando ar como fluido. Pode-se utilizar ainda qualquer gás, desde que suas propriedades termodinâmicas sejam conhecidas. A sua alimentação é feita através de uma entrada para ar comprimido, numa faixa entre 6 e 9 bar. As características do calibrador são:

- erro inferior a 1% em uma faixa de 0,5 a 300 m/s, ou +/- 0,02 m/s (tipicamente < +/- 0,5 %);
- intensidade turbulenta na saída do bocal inferior a 0,3 % numa faixa de 0,5 a 300m/s (tipicamente < 0,2 %);
- área da seção de teste:
 - Bocal 0 - 1400 mm² (Ø 42 mm) para 0,02 a 0,5 m/s
 - Bocal 1 - 120 mm² (Ø 12 mm) para 0,5 a 60 m/s
 - Bocal 2 - 60 mm² (Ø 8,7mm) para 5 a 120 m/s
 - Bocal 3 - 20 mm² (Ø 5 mm) para 5 a 300 m/s

Quando ligado, o ar comprimido que alimenta o calibrador passa através de válvulas reguladoras e atravessa o bocal escolhido chegando ao ar ambiente estagnado. O calibrador mede a pressão a montante do bocal e a pressão absoluta do ambiente, medindo ainda a temperatura do ar obtém a densidade do fluido utilizando relações termodinâmicas. Através de uma relação para escoamento em bocais, calcula então a velocidade do fluido na seção de saída.

3.9 SISTEMA DE AQUISIÇÃO

O sistema de aquisição é composto por um computador para processamento, um conversor analógico/digital (A/D), e o programa de aquisição de dados. O computador usado possui um processador computador Pentium D de 3 GHz com 2 GB de memória RAM. O conversor A/D corresponde a uma placa de aquisição da National Instruments, modelo 6071E, ligada a um bloco conector SCB-100, e tendo as seguintes características:

- Taxa de aquisição máxima de 1.250.000 (um milhão e duzentos e cinquenta mil amostras por segundo em apenas um canal);
- 64 canais para entrada (32 diferenciais) com resolução de 12 bits;
- 2 canais de saída com resolução de 12 bits;
- 8 canais digitais do tipo TTL;
- 2 canais contadores/temporizadores.

O bloco conector utilizado é blindado, para evitar ruídos externos, e possui um termistor como instrumento de referência para determinar a temperatura da junta fria dos termopares que são conectados ao bloco. O erro máximo na leitura de temperatura desse termistor é de 0,5 °C

A montagem dos instrumentos no bloco foi feita de forma a reduzir os ruídos ao máximo durante a aquisição do sinal. Uma caixa metálica, aterrada, foi utilizada para armazenar o bloco conector e as conexões dos instrumentos (figura 3.15), isolando do campo elétrico externo.

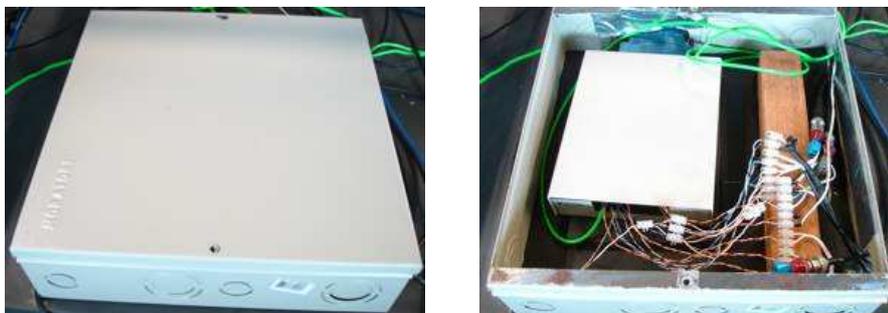


Figura 3.15 - Caixa metálica utilizada para armazenar o bloco conector

Ainda para as medições, foi desenvolvido um programa de aquisição de dados no ambiente de programação LabVIEW, permitindo a leitura de todos os instrumentos ligados à

bancada calorimétrica e ao compressor. As medições podem ser realizadas em tempo real dos instrumentos durante toda a operação do compressor.

Quando se deseja fazer medições para análise, o programa tem a capacidade de adquirir os sinais de tensão de cada instrumento para pós-processamento. Com isto, o programa de aquisição reduz o trabalho do processador, ganhando velocidade para adquirir os sinais a uma taxa de aquisição maior.

A praticidade em desenvolver a rotina em LabVIEW para o sistema de aquisição levou a criação do programa de pós-processamento que permite ao usuário a análise estatística dos pontos medidos e também a correção da resposta das sondas. Detalhes das rotinas estatísticas e outras empregadas no pós-processamento são descritas no capítulo 5.

3.10 SISTEMA DE MEDIÇÃO DE PRESSÃO DINÂMICA

Para medir as pulsações de pressão no interior da câmara de sucção usou-se um sensor de pressão piezelétrico devido a sua robustez e à repetibilidade de resposta na presença de variações rápidas de pressão. O sistema para medir consiste de um sensor e um amplificador de carga. O amplificador converte os sinais de carga elétrica gerados pelo sensor piezelétrico em tensão proporcional. Além disto, o amplificador possibilita o ajuste de parâmetros e funções de operação do sensor de pressão para definição da faixa de medição e sensibilidade do sensor, correção automática do zero e ajuste do filtro de passa-baixa. As características específicas do amplificador são:

- faixa de medição de tensão de +/- 10 V para cargas entre ± 10 a ± 999.000 pC;
- escala: 0,001 a 9.990.000 pC/bar;
- sensibilidade do sensor: $\pm 0,01$ a ± 999.000 bar/V;
- impedância na saída de 10 Ω ;
- faixa de frequência: 0 a 200 kHz;
- filtro de passa-baixa: 0,01 a 30 kHz $\pm 10\%$;
- erro máximo de repetição do sinal: $< 1\%$.

O transdutor de pressão piezelétrico é fabricado com o emprego de cristais de quartzo e possui dimensões reduzidas para propiciar a instalação em espaços pequenos. Detalhes da

montagem do transdutor são descritos no capítulo 5. Abaixo são listadas algumas das principais características do transdutor de pressão:

- faixa de medição: 0 a 250 bar;
- calibração parcial: 0 a 2,5 bar e de 0 a 25 bar;
- sobrecarga: 500 bar;
- sensibilidade: -16 pC/ bar;
- Temperatura de operação: -196 a +350 °C;
- Alteração térmica na sensibilidade: $<10^{-4}/^{\circ}\text{C}$.

3.11 GERADOR DE SINAIS PARA MOVIMENTO DE VÁLVULA

A bobina instalada na placa de válvulas do compressor para detectar o movimento da válvula de sucção não gera um sinal em tensão que possa ser lido pelo sistema de aquisição. Para registrar o movimento da válvula, utiliza-se um gerador de sinais que induz uma corrente no seu enrolamento, formando um campo magnético. À medida que a válvula se aproxima ou se afasta da bobina, o campo magnético é modificado, induzindo uma mudança de corrente e, como consequência, uma alteração de tensão nos terminais da bobina. Desta forma, através de uma calibração conveniente do sistema, a tensão nos terminais da bobina pode fornecer a posição instantânea da válvula.

O gerador de sinais utilizado é mostrado na figura 3.16, sendo o modelo FASTAR SP300A da marca Sentech Inc. Este equipamento permite ajustar a faixa de medição de 5 a 20 V, bem como o zero e a polaridade do sinal de saída (± 10 V).



Figura 3.16 - Gerador de sinais utilizado para medir o movimento da válvula de sucção.

4

Transdutores de temperatura e velocidade

Como mostrado no capítulo 2, a medição instantânea de temperatura e velocidade em compressores e motores de combustão interna, requer a utilização de instrumentos capazes de responder rapidamente a mudanças do escoamento. No capítulo anterior, descreveram-se os equipamentos e instrumentos utilizados na bancada experimental para a realização da investigação de transientes e, entre eles, o sistema de anemometria. O presente capítulo descreverá a teoria de anemometria de fio-quente e as suas vantagens e desvantagens no estudo de transientes de temperatura e velocidade, além de deduzir em detalhes o modelo matemático da sonda utilizado nos experimentos. Adicionalmente, será detalhado o modelo da sonda de micro-termopar utilizada nas medições instantâneas de temperatura.

Ao final deste capítulo são descritas as características de cada instrumento quanto a sua facilidade de manuseio e a sua interferência no escoamento.

4.1 ANEMOMETRIA DE FIO-QUENTE E FIO-FRIO

A anemometria de fio-quente (AFQ) é uma técnica de medição de velocidade que se baseia na transferência de calor por convecção entre um elemento de fio ou filme aquecido e um fluido escoando ao seu redor. Este elemento aquecido fica conectado a um circuito eletrônico que é capaz de monitorar a variação de sua resistência elétrica. Qualquer mudança nas condições do escoamento ou fluido que afete a transferência de calor do elemento

aquecido alterará a resistência elétrica do elemento aquecido e, conseqüentemente, será interpretada pelo circuito elétrico como uma mudança no valor da velocidade medida.

Segundo Lomas (1986), a anemometria de fio-quente já existe desde o final do século XIX, quando estudiosos a utilizavam apenas como forma de medição de velocidade do vento. Com o passar dos anos, a evolução da eletrônica permitiu que a técnica passasse a fornecer uma informação experimental mais confiável no estudo da estrutura de escoamentos turbulentos.

4.1.1 Vantagens do sistema de anemometria

A confiabilidade na utilização da AFQ se deve a diversos aspectos. Bruun (1995) descreve que em escoamentos com até 25% de intensidade turbulenta as principais vantagens da técnica são:

- sinal contínuo;
- capacidade de resposta em alta frequência;
- tamanho reduzido;
- boa precisão;
- elevada razão sinal/ruído;
- possibilidade de medição de diferentes componentes de velocidades e suas flutuações;
- capacidade de medição de flutuações de temperatura.

Apesar de suas vantagens, o sistema de anemometria apresenta algumas restrições quanto ao seu uso em escoamentos turbulentos, tanto em túneis de vento como no interior de compressores. Na seção seguinte tais limitações serão discutidas.

4.1.2 Restrições ao uso da AFQ em máquinas térmicas

As principais limitações para a adoção da AFQ para a medição de velocidade e temperatura instantâneas no interior de um compressor se referem às características da sonda

e ao tipo de escoamento a ser analisado. Dentro deste contexto, Witze (1981) fez um estudo comparativo da aplicação da AFQ e da anemometria Laser Doppler¹ (LDA) em motores a combustão interna. Ambas as técnicas foram analisadas para a realização de medições no interior da câmara de combustão, ou seja, em um escoamento pulsado, com alta variação de pressão e temperatura, o qual possui algumas características semelhantes à câmara de compressão de um compressor. O estudo comparou as medições de velocidade obtidas através de AFQ e LDA, além realizar também uma medição do transiente de temperatura, através da anemometria de fio-frio, a ser descrita na seção 4.1.3.1.2, no interior do motor. As limitações no uso da AFQ no estudo de motores à combustão interna podem ser esperadas também na análise de compressores, podendo ser assim enumeradas:

1. **Insensibilidade direcional:** a AFQ é limitada na sua habilidade em determinar a direção do escoamento, ou em isolar as componentes de velocidade individualmente. Assim, para que uma sonda de fio-quente com um único sensor meça a velocidade de forma precisa, é necessário que a direção do escoamento médio seja conhecida a priori
2. **Dependência da propriedade do gás:** a leitura da sonda de fio-quente é dependente da pressão, temperatura e composição do fluido a sua volta. A natureza transiente do escoamento em um compressor de refrigeração torna difícil tanto a calibração como a correção da leitura do sensor, devido aos processos transientes envolvidos. Na seção 0, discute-se esta limitação.
3. **Perturbação ao escoamento:** em adição ao problema do instrumento ser intrusivo, cuidado deve ser tomado para selar adequadamente o canal de acesso da sonda ao local de medição. Por exemplo, se um pequeno volume estiver presente no alojamento da sonda, o gás ali será comprimido e então, durante a expansão, será expelido como um jato, perturbando a medição da turbulência.
4. **Frágil:** para adquirir uma boa resposta em frequência, é necessário que se use um fio bem fino para a sonda, de preferência inferior a 5 μm . Normalmente, o fio sensor da sonda é feito de tungstênio, o qual quando aquecido acima de 300 °C pode oxidar-se no ar. Desta forma, a quebra pode ocorrer devido a um processo de envelhecimento, caso a sonda seja operada sob uma taxa de sobreaquecimento

¹ A anemometria a Laser Doppler é denominada em inglês pelos termos *Laser Doppler Anemometry* (LDA) e *Laser Doppler Velocimetry* (LDV)

muito alta. No presente estudo, apesar de todo o cuidado no manuseio, problemas de quebra de sondas com 5 μm ocorreram com frequência antes, durante e até após cada experimento.

5. **Necessidade de calibração:** existe uma variação considerável na resposta de uma sonda para outra, de maneira que se torna necessário calibrar cada uma individualmente.

Além dos aspectos listados acima, existe ainda o risco da contaminação da sonda por partículas no escoamento sólidas e/ou líquidas (tais como gotas de óleo). Devido ao tamanho do sensor, esses depósitos de impurezas sobre o fio podem gerar pontos quentes, aumentando as chances de oxidação. A contaminação também reduz a transferência de calor do sensor, reduzindo o valor do sinal medido. Em um estudo da resposta da AFQ com flutuações de temperatura, Smits *et al.* (1978) determinou que a influência da contaminação no sinal aumenta conforme se reduz a superfície da sonda e a velocidade do escoamento. Adicionalmente, devido à deposição de partículas submicrométricas sob o sensor, os autores observaram que a frequência de corte da sonda é reduzida com o tempo de uso, atingindo um patamar constante após 5 (cinco) horas de uso contínuo. Esse comportamento também foi observado por Weiss *et al.* (2005) ao estudar a influência da deposição de partículas de óleo sobre o sensor, constatando que a função de transferência do sensor é reduzida com o tempo de operação até atingir uma condição limite.

Ao levar em conta todos os itens acima, percebe-se que o uso da AFQ para a leitura de temperatura e velocidade no interior de um compressor de refrigeração deve passar por uma análise criteriosa, considerando todos os efeitos do escoamento sobre a sonda e vice-versa. Além disso, a inserção do sensor no ponto de medição exige uma modificação geométrica do compressor para a sua acomodação, podendo alterar a sua performance em relação aos dados do fabricante.

O sistema de anemometria utilizado nas medições possui dois modos de operação: i) corrente constante e ii) temperatura constante. A adoção de cada modo é definida conforme a aplicação desejada, como será descrito a seguir.

4.1.3 Modos de operação

Existem dois modos principais de operação para uma sonda de fio-quente:

1. *Modo de corrente constante* (CC), no qual a corrente da ponte de Wheatstone é mantida constante, permitindo que temperatura e, assim, a resistência da sonda variem com o escoamento.
2. *Modo de temperatura constante* (CT), onde a resistência da sonda e, portanto, a sua temperatura são mantidas virtualmente constantes pela variação da corrente na ponte.

Basicamente, a diferença do controle da ponte de Wheatstone, determina a compensação automática (CT) ou não (CC) da inércia térmica da sonda de fio-quente.

4.1.3.1 Anemometria de Corrente Constante (CCA²)

A anemometria de corrente constante é a precursora da anemometria térmica, mas está praticamente em desuso, em favor da anemometria de temperatura constante, para a medição de velocidade em escoamentos. No entanto, a CCA ainda é extremamente importante na medição de transientes rápidos de temperatura, como aqueles que ocorrem no interior do compressor. Desta forma, a compreensão do seu princípio de funcionamento é fundamental para o entendimento e uso do sistema.

4.1.3.1.1 Princípio de funcionamento

A operação de um CCA, cujo circuito é ilustrado na figura 4.1, requer inicialmente a definição de uma razão de sobreaquecimento, a , para uma determinada velocidade de escoamento. Ao medir a resistência do sensor em temperatura ambiente, R_{amb} , calcula-se

² Sigla em inglês para *Constant Current Anemometry*.

então a resistência do sensor para trabalhar inserido no escoamento, R_{fio} , através da relação,

$$R_{fio} = R_{amb} + \alpha_{amb} \cdot R_{amb} \cdot (T_{fio} - T_{amb}) \quad [4.1]$$

onde, T_{fio} é a temperatura do sensor no escoamento e α_{amb} é o coeficiente térmico de resistividade do fio.

A razão de sobreaquecimento é calculada por:

$$a = \frac{R_{fio} - R_{amb}}{R_{amb}} \quad [4.2]$$

O valor da resistência do fio, R_{fio} , pode ser estabelecida através do ajuste do resistor de década R_3 , conforme a seguinte relação:

$$R_3 = \frac{R_2}{R_1} \cdot (R_{fio} + R_C) \quad [4.3]$$

considerando que a ponte em equilíbrio, o que pode ser observado pelo galvanômetro, G . A resistência, R_C , representa a soma das resistências do cabo, do suporte e da hastes da sonda. A condição de ponte em equilíbrio é alcançada com o ajuste da resistência R_S e da corrente correspondente, i_1 , medida pelo amperímetro, A . O valor da tensão e_o é uma função da velocidade do escoamento sobre R_{fio} .

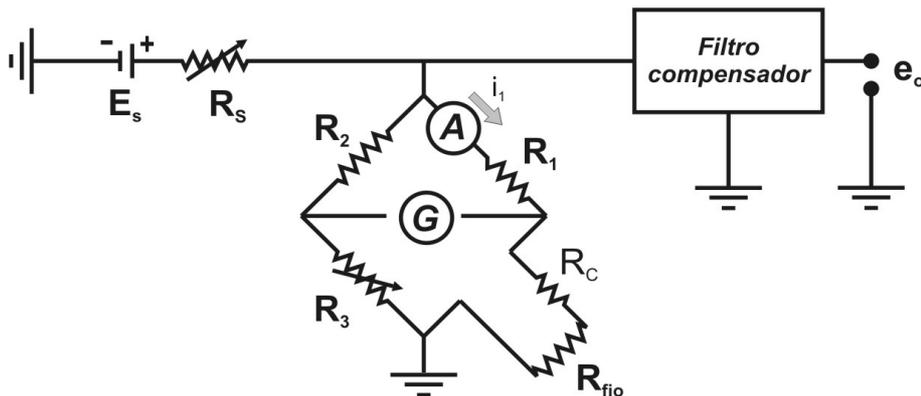


Figura 4.1 - Circuito eletrônico de uma sistema de anemometria de corrente constante.

Durante a calibração, a corrente i_1 é mantida constante para cada faixa de velocidade. A ponte é balanceada, ajustando-se as resistências R_3 e R_S , e o valor resultante de R_{fio} , determinado pela equação [4.3]. Esse procedimento torna o uso do CCA muito laborioso.

De acordo com Freire (2006), a inércia térmica do fio-quente tende a se opor à variação de temperatura e a resposta temporal do sensor (tempo para que a temperatura do fio atinja

um novo equilíbrio), operado em modo CCA, passa a ser grande em comparação com a escala de tempo das flutuações turbulentas. Para reduzir esta resposta temporal alta, o circuito eletrônico de CCA conta com um filtro passa-alta nos terminais de saída da ponte como descreve Bruun (1995). Ainda assim, a resposta em frequência do sistema CCA é limitada, permitindo a obtenção de medições de perturbações de até 700 Hz.

Em medições de velocidade, o sensor na ponte do CCA deve estar com uma temperatura muito superior ao do fluido do escoamento, de forma a aumentar a sua sensibilidade a variações de velocidade.

4.1.3.1.2 Medições de temperaturas

Quando se deseja medir flutuações de temperatura do fluido reduz-se a temperatura do sensor, de maneira que este trabalhe com uma razão de sobreaquecimento praticamente nula. A corrente que passa pelo sensor, além de ser constante, deve ser bem pequena para evitar o seu aquecimento, de forma que o sensor tenda a entrar em equilíbrio com a temperatura do fluido. Assim, uma variação da temperatura do fluido altera a resistência do sensor e, ao se medir a variação de resistência, pode-se obter então a variação de temperatura do escoamento. Nessa configuração da ponte de CCA o sensor é chamado de fio-frio, e a técnica é conhecida como anemometria de fio-frio (AFF).

Todas as medições instantâneas de temperatura no compressor deste estudo que utilizaram sensores de anemometria foram feitas através da técnica de anemometria de fio-frio. O esquema ilustrativo dos componentes que compõem o módulo 90C20 da DANTEC é mostrado na figura 4.2.

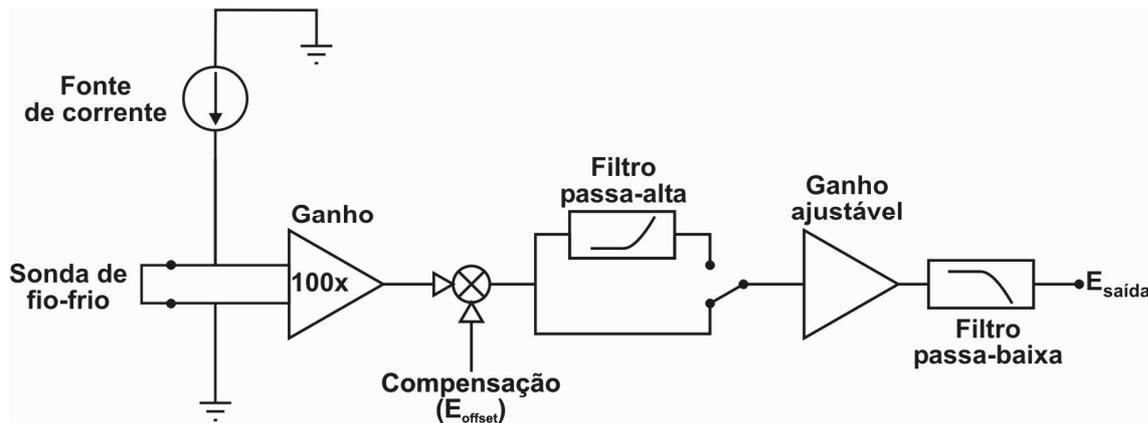


Figura 4.2 - Circuito eletrônico do módulo de temperatura 90C20 da DANTEC.

Basicamente, o sinal do sensor é amplificado por um ganho igual a 100 antes de passar por uma compensação de tensão (offset) e de ser novamente amplificado. A compensação e ganho são ajustados pelo usuário, de forma a otimizar a faixa de medição para a faixa de tensão de leitura da placa de aquisição. O módulo também possui filtros passa-altas e passa-baixas ajustáveis. A relação entre a tensão de saída e a resistência da sonda, R_{fio} , segundo informação da DANTEC (2000), é expressa como:

$$E_{saída} = Ga.(100.I.(R_{fio} + R_{hastes} + R_{suporte} + R_{cabo}) - E_{offset}) \quad [4.4]$$

Conhecendo-se a resistência do sensor, R_{fio} , em diferentes temperaturas, é possível calcular através da expressão [4.4] a tensão de saída do sistema. Desta maneira pode-se ajustar o ganho, Ga , e a compensação de tensão, E_{offset} , no dispositivo de forma a cobrir toda a faixa de leitura da placa de aquisição. Como é possível obter a tensão através da temperatura do sensor, esta expressão poderia ser utilizada para obter os pontos teóricos para a curva de calibração do sensor de forma a chegar numa relação do tipo:

$$E_{saída} = C_0 + C_1.T_{fio} \quad [4.5]$$

Após alguns testes no presente trabalho, observou-se que a estimativa da curva teórica é muito dependente da exatidão de medição das resistências do cabo, suporte e das hastes do sensor. Além disso, quando expostos em um ambiente com alta temperatura ($> 100\text{ }^{\circ}\text{C}$), essas resistências podem variar, de forma que é praticamente impossível levar isso em conta no cálculo da equação [4.4]. De fato, um pequeno erro no cálculo da resistência do sensor, seja devido ao valor da temperatura ambiente ou à resistência medida, pode acarretar em um desvio da curva teórica da experimental, conforme mostra a equação [4.1]. Concluiu-se,

portanto, que a melhor maneira de se obterem os pontos de calibração do sensor, seria através de uma calibração experimental.

4.1.3.2 Anemometria de Temperatura Constante (CTA³)

Ao operar o fio-quente sob uma temperatura constante e, portanto, com uma resistência constante, a inércia térmica do sensor é ajustada automaticamente quando as condições do escoamento variam. Este ajuste automático do sistema garante uma resposta em frequência bastante elevada do sensor.

4.1.3.2.1 Princípio de funcionamento

Essencialmente, o modo de operação da anemometria de temperatura constante trabalha com o sensor (ou fio) em uma resistência de sobreaquecimento constante, cujo valor é calculado e ajustado na própria ponte. Este ajuste é feito através de um circuito de retroalimentação, conforme representado na figura 4.3, e que envia a corrente necessária para balancear a ponte de Wheatstone através do aumento da resistência do sensor R_{fio} .

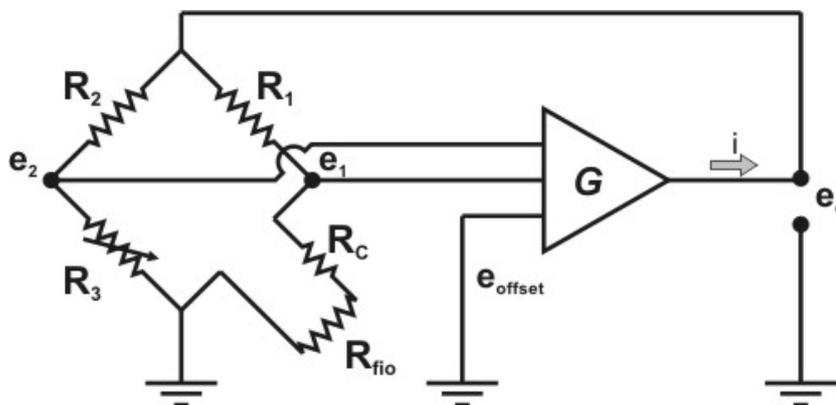


Figura 4.3 - Circuito eletrônico do sistema de anemometria de temperatura constante.

³ Sigla em inglês para Constant Temperature Anemometer

Basicamente, a diferença de tensão entre e_2 e e_1 é amplificada em G e sua corrente usada para realimentar a ponte. Esta diferença de tensão relaciona a velocidade do escoamento através de R_{fio} e é registrada na forma de tensão em e_o .

A resistência R_2 do lado passivo da ponte possui um valor maior que a resistência R_1 , de forma que apenas o lado ativo da ponte é alimentado pela corrente do amplificador. A razão R_2/R_1 é chamada de razão da ponte e, em ambos os dispositivos de fabricação da DANTEC (MiniCTA e módulo 90C10 do Streamline), possui um valor igual a 20, como normalmente citado na literatura.

4.1.3.2 Medições de velocidades

Nas medições de velocidade o sensor trabalha quente e, portanto, uma razão de sobreaquecimento a , definida na equação [4.2], deve ser especificada pelo usuário para o estabelecimento da resistência de trabalho do sensor. No MiniCTA o ajuste da resistência é manual e, assim, da mesma forma como no CCA o valor de R_{fio} é calculado através da equação [4.1] e com isto determina-se o valor da resistência de década R_3 pela equação [4.3]. O ajuste desta resistência é feita no interior do MiniCTA através de chaves liga/desliga, possuindo uma resolução de $0,07 \Omega$, segundo dados da DANTEC (2002). Tal resolução permite o ajuste da temperatura do sensor com um erro de até 3°C , no caso de temperaturas acima de 200°C . Por outro lado, no módulo de CTA do Streamline, além de medir a resistência da sonda via software, o ajuste da resistência de década também é feito via software automaticamente.

4.1.4 Sonda de anemometria

A sonda de anemometria é composta basicamente por um fio metálico muito fino (o sensor) ligado e cada uma das suas extremidades por uma haste metálica. No caso da sonda 55P11, utilizada nos experimentos, as hastes são feitas em aço inox, sendo os seus terminais cobertos com ouro. A figura 4.4 ilustra as partes da sonda 55P11 e também uma representação

da distribuição de temperatura ao longo do sensor de fio- quente.

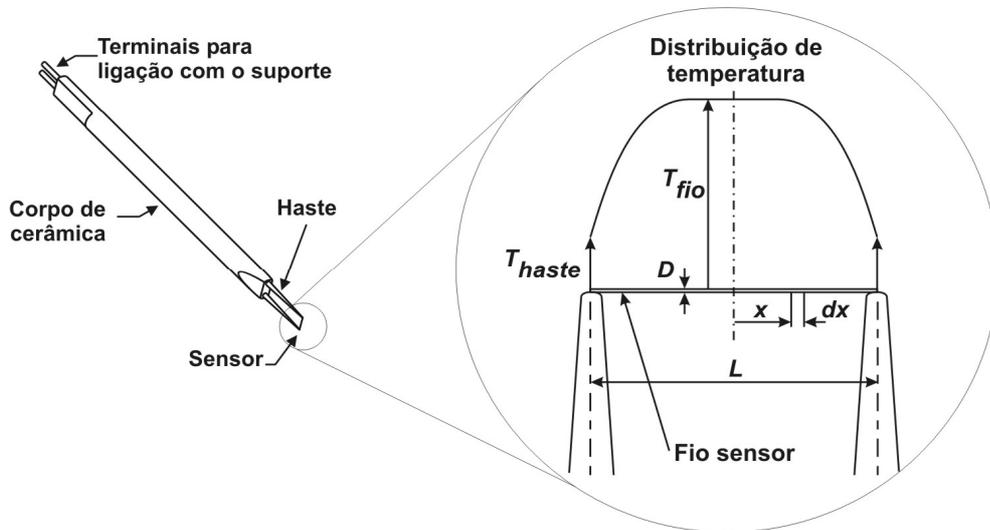


Figura 4.4 - Sonda de anemometria e a distribuição de temperatura sobre o sensor.

4.1.5 Transferência de Calor na Sonda

O modelo matemático para a transferência de calor na sonda pode ser derivado a partir de um balanço de energia aplicado a um pequeno elemento circular do fio-quente, figura 4.5, assumindo que a temperatura não varia na seção transversal.

Com base na ilustração figura 4.5, pode-se chegar facilmente à seguinte equação para o balanço de energia:

$$d\dot{Q}_{ger} = d\dot{Q}_{conv} + d\dot{Q}_{cond} + d\dot{Q}_{rad} + d\dot{Q}_a \quad [4.6]$$

cujos termos são descritos a seguir.

O termo de geração, $d\dot{Q}_{ger}$, representa o calor gerado pela passagem de corrente pela resistência elétrica do fio, sendo avaliada de:

$$d\dot{Q}_{ger} = \frac{I^2 \cdot \mathcal{X}_{fio}}{A_{fio}} \cdot dx \quad [4.7]$$

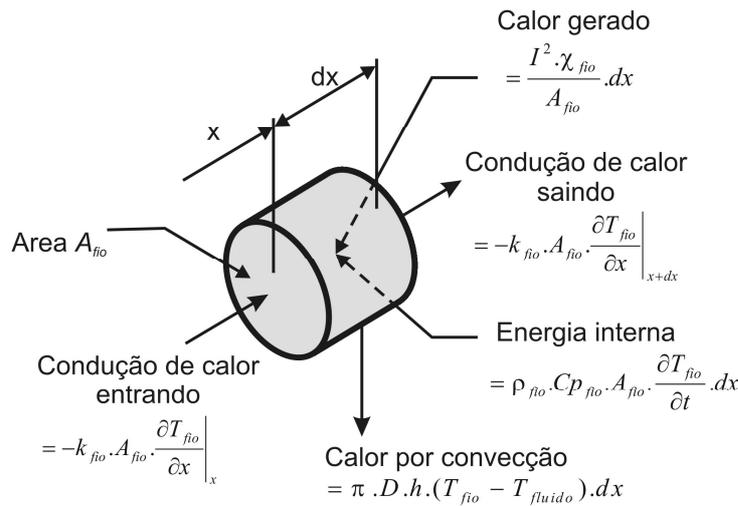


Figura 4.5 - Representação de uma seção da sonda de fio-quente e as suas parcelas de calor trocado.

Segundo Bruun (1995), a dependência da resistência elétrica com a temperatura do material de um fio-quente foi demonstrada em vários estudos e pode ser representada por

$$\chi_{fio} = \chi_o \cdot [1 + \alpha_o (T_{fio} - T_o) + \beta_o (T_{fio}^2 - T_o^2)] \quad [4.8]$$

Em medições de velocidade pode-se estimar a temperatura média do fio com uma aproximação linear. Assumindo isso e integrando a expressão anterior ao longo do fio pela relação

$$R_{fio} = \int_{-L/2}^{L/2} \frac{\chi_o}{A_{fio}} \cdot dx \quad [4.9]$$

tem-se que:

$$R_{fio} = R_o \cdot [1 + \alpha_o (\bar{T}_{fio} - T_o)] \quad [4.10]$$

Normalmente, os fabricantes indicam o coeficiente de resistência térmica, α_o , para a temperatura de 20 °C e não 0 °C, como poderia sugerir o seu subíndice. De acordo com Bruun (1995), a relação entre a resistência da sonda de fio-quente e o coeficiente de resistência térmica é dada por:

$$R_{20} \cdot \alpha_{20} = R_o \cdot \alpha_o \quad [4.11]$$

Como a medição da resistência da sonda dificilmente ocorre num ambiente de temperatura controlada a 20°C, torna-se relevante determinar uma expressão para o coeficiente de resistividade térmica para uma temperatura de referência qualquer. Neste sentido, as duas últimas expressões podem ser combinadas, fornecendo:

$$\alpha_{ref} = \frac{\alpha_{20}}{1 + \alpha_{20}(T_{ref} - 20)} \quad [4.12]$$

O termo de convecção, $d\dot{Q}_{conv}$, representa a maior parte do calor trocado pela sonda com o fluido, sendo assim considerado um termo muito importante da equação [4.6]. A troca de calor por convecção pode ser caracterizada pelo coeficiente de transferência de calor, h , o qual é considerado constante ao longo do fio (Bruun, 1995). Assim, para um elemento do sensor de comprimento dx , o calor trocado por convecção pode ser avaliado de:

$$d\dot{Q}_{conv} = \pi \cdot D \cdot h \cdot (T_{fio} - T_{fluido}) \cdot dx \quad [4.13]$$

O termo de armazenamento, $d\dot{Q}_a$, representa a variação de temperatura da sonda com o tempo e é expresso da seguinte forma:

$$d\dot{Q}_a = \rho_{fio} \cdot Cp_{fio} \cdot A_{fio} \cdot \frac{\partial T_{fio}}{\partial t} \cdot dx \quad [4.14]$$

Nas medições de temperatura, este termo é muito importante pois representa a inércia térmica da sonda em relação à variação de temperatura do escoamento. Em medições de velocidade, a ponte utilizada é de CTA e, como comentado anteriormente, o tempo de reposta do sistema de controle da sonda é rápido o bastante para mantê-la à uma temperatura praticamente constante durante toda medição. Assim, este termo pode ser desconsiderado.

O termo $d\dot{Q}_{cond}$ representa a taxa de calor transferido internamente por condução ao longo da sonda para as suas extremidades. Em um escoamento em regime permanente, a temperatura das hastes é normalmente equivalente à temperatura do escoamento. Já em um escoamento em regime transiente, uma análise da inércia térmica das hastes deve ser feita para analisar a temperatura nas extremidades. De uma forma ou de outra, a sonda encontra-se a uma temperatura mais elevada que as hastes e, portanto, acaba perdendo calor pelas extremidades. Para sondas de tungstênio, com diâmetro entre 4 e 5 μm e comprimento de 1,25 mm, Bradshaw (1971) cita que as perdas de pelas extremidades equivalem a 15% de todo o calor trocado pelo sensor.

Para o pequeno elemento circular, pode-se modelar a taxa de calor por condução composta de duas partes:

$$\text{Taxa de calor entrando:} \quad d\dot{q}_{cond,entrando} = -k_{fio} \cdot A_{fio} \cdot \left. \frac{\partial T_{fio}}{\partial x} \right|_x \quad [4.15]$$

$$\text{Taxa de calor saindo:} \quad d\dot{q}_{cond,saindo} = -k_{fio} \cdot A_{fio} \cdot \left. \frac{\partial T_{fio}}{\partial x} \right|_{x+dx} \quad [4.16]$$

Fazendo uma expansão em série de Taylor para a taxa de transferência de calor por condução saindo e somando então as equações [4.15] e [4.16], chega-se ao valor líquido da taxa de transferência de calor trocado por condução:

$$d\dot{Q}_{cond} = -k_{fio} \cdot A_{fio} \cdot \frac{\partial^2 T_{fio}}{\partial x^2} \cdot dx \quad [4.17]$$

O termo de radiação, $d\dot{Q}_{rad}$, depende do valor da emissividade do material, o qual quando conhecido, permite que a taxa de calor por radiação seja avaliada da seguinte forma:

$$d\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \pi \cdot D \cdot (T_{fio}^4 - T_{sup}^4) \cdot dx \quad [4.18]$$

De acordo com Bradshaw (1971), o termo de radiação representa apenas 0,1% do calor fornecido à sonda. De fato, o calor trocado por radiação é apenas representativo em escoamentos em que a sonda trabalha com temperaturas elevadíssimas, acima de 1000 °C, como demonstrou Sbaibi (1989).

No presente estudo estima-se que a temperatura do escoamento não ultrapassará 150 °C e a temperatura da sonda, mesmo trabalhando na forma de uma ponte CTA, não deve ultrapassar 250 °C. Desta forma, o termo de radiação pode ser negligenciado com segurança.

Tendo sido descritos os termos da equação [4.6] e as simplificações adequadas, a mesma pode ser reescrita da seguinte maneira:

$$\frac{I^2 \cdot \mathcal{X}_{ref}}{A_{fio}} + \left(\frac{I^2 \cdot \mathcal{X}_{ref} \cdot \alpha_{ref}}{A_{fio}} - \pi \cdot h \cdot D \right) \cdot (T_{fio} - T_{fluido}) + k_{fio} \cdot A_{fio} \cdot \frac{\partial^2 T_{fio}}{\partial x^2} = 0 \quad [4.19]$$

Assumindo que a temperatura do fluido, T_{fluido} , é constante ao longo do fio, fazendo algumas manipulações algébricas e definindo $\theta = T_{fio} - T_{fluido}$, obtém-se:

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} + K_1 \cdot \theta + K_2 = 0 \quad [4.20]$$

em que K_1 e K_2 são representadas por:

$$K_1 = \frac{I^2 \cdot \chi_{ref} \cdot \alpha_{ref}}{k_{fio} \cdot A_{fio}^2} - \frac{\pi \cdot h \cdot D}{k_{fio} \cdot A_{fio}} \quad [4.21]$$

$$K_2 = \frac{I^2 \cdot \chi_{ref}}{k_{fio} \cdot A_{fio}^2} \quad [4.22]$$

A equação diferencial de segunda ordem não-homogênea [4.20] tem solução para condições de contorno bem definidas. Considerando o sistema de referência no centro da sonda, a primeira condição de contorno plausível é a de simetria. Assim:

$$\frac{d\theta}{dx} = 0 \text{ em } x = 0 \quad [4.23]$$

Sabendo da perda de calor pelas extremidades da sonda, a temperatura na sua extremidade pode ser aproximada a temperatura das hastes. Fazendo $\theta_{haste} = T_{haste} - T_{fluido}$, pode-se dizer que:

$$\theta = \theta_{hastes}, \text{ em } x = \pm L/2 \quad [4.24]$$

Com a aplicação das condições de contorno [4.23] e [4.24], a equação [4.20] pode finalmente ser resolvida, resultando:

$$\theta(x) = \left(\theta_{hastes} - \frac{K_2}{|K_1|} \right) \cdot \frac{\cosh(\sqrt{|K_1|} \cdot x)}{\cosh(\sqrt{|K_1|} \cdot L/2)} + \frac{K_2}{|K_1|} \quad [4.25]$$

Esta expressão para a distribuição de temperatura ao longo da sonda fornece bons resultados quando comparada com os dados experimentais obtidos por Champagne *et al.* conforme citado por Bruun (1995).

A expressão [4.25] fornece a temperatura da sonda em uma posição x , porém em medições de velocidade, costuma-se utilizar a temperatura média da sonda para estimar a sua resistência elétrica. Para contornar isso, integra-se a expressão ao longo de x , ou seja:

$$\bar{T}_{fio} = \frac{1}{L} \int_{-L/2}^{+L/2} T_{fio}(x) \cdot dx \quad [4.26]$$

Aplicando a expressão expressa [4.25] em [4.26], obtém-se:

$$\bar{T}_{fio} = C_2 + 2 \cdot (T_{hastes} - C_2) \cdot \frac{\tanh(\sqrt{|C_1|} \cdot L / 2)}{\sqrt{|C_1|} \cdot L} \quad [4.27]$$

Os valores de C_1 e C_2 são obtidos das seguintes expressões:

$$C_1 = \frac{I^2 \cdot \chi_{ref} \cdot \alpha_{ref}}{k_{fio} \cdot A_{fio}^2} - \frac{\pi \cdot h \cdot D}{k_{fio} \cdot A_{fio}} \quad [4.28]$$

$$C_2 = T_{fluido} + \frac{I^2 \cdot \chi_{ref}}{I^2 \cdot \chi_{ref} \cdot \alpha_{ref} - \pi \cdot D \cdot h \cdot A_{fio}} \quad [4.29]$$

4.1.6 Resposta em freqüência

A resposta em freqüência da sonda de anemometria relaciona a variação de temperatura, ou de velocidade, do ambiente com a variação do sinal medido, ou seja, a resposta do sistema de anemometria a uma perturbação no escoamento. Ambos os modos CCA e CTA respondem de maneira diferente a esta perturbação, particularmente, o sistema de CCA por possuir peculiaridades que tornam crítica a leitura do seu sinal.

4.1.6.1 Resposta em freqüência do sistema de temperatura constante

No sistema de anemometria de temperatura constante, o sensor é aquecido de forma a ter maior sensibilidade a variações de velocidade. Logo, qualquer perda de calor é detectada pelo circuito e corrigida pela retro-alimentação. Essa resposta do sistema é muito rápida, de forma que a temperatura do fio é praticamente a mesma durante a medição, não havendo assim a necessidade de uma compensação da inércia térmica da sonda.

De acordo com Bruun (1995), o circuito CTA é altamente dependente da resistência do sensor, da resistência R_2 e do amplificador G , sendo assim necessário um ajuste do circuito

com cada fio-quente, a fim de otimizar a resposta em frequência do sistema. A maneira mais simples e convenientemente, adotada neste trabalho, é o teste de onda quadrada na entrada, no qual se aplica um pulso de tensão, e_2 , na entrada da ponte de Wheatstone, e mede-se a resposta da sonda com o tempo através da saída e_0 . A resposta de um teste de onda quadrada atinge um valor ótimo quando o sensor responde da forma ilustrada na figura 4.6. Nessa condição a frequência de corte do sensor é determinada pela relação [4.30] sendo τ_{fio} a constante de tempo do sensor,

$$f_c = \frac{1}{1,3 \cdot \tau_{fio}} \quad [4.30]$$

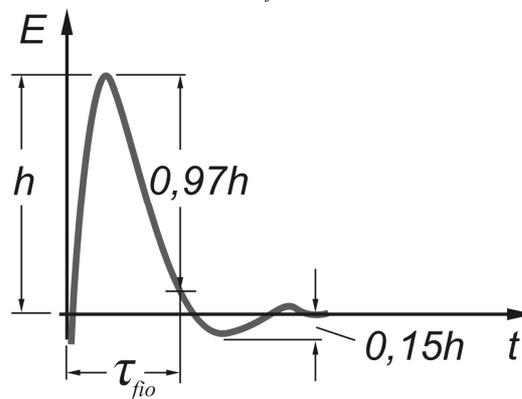


Figura 4.6 - Sinal de resposta em frequência ideal para um sistema de anemometria de temperatura constante. Reproduzido de Bruun (1995).

No módulo de CTA do Streamline, o pulso de onda quadra pode ser comandado via software, permitindo o ajuste manual e automático da ponte.

Para efeitos comparativos, como comentado na seção 4.1.3.1, as frequências de corte em um sistema de CCA normalmente podem ser de 700 Hz, segundo dados de Jørgensen (2002), para um escoamento de ar com velocidade de 1m/s. Já a resposta em frequência de um sistema CTA pode atingir valores superiores a 10 kHz nesta condição e, em um escoamento com velocidade de 100 m/s, a resposta pode ultrapassar 100 kHz.

4.1.6.2 Resposta em frequência do sistema de corrente constante

Ao se operar um sensor de anemometria como sensor de fio-frio se deseja que este esteja à temperatura do escoamento. No entanto, de acordo com Lecordier (1984), quando o escoamento apresenta flutuações rápidas de temperatura, o sensor pode não responder

rapidamente a essas variações devido à sua inércia térmica, à perda de calor para as extremidades e à resolução espacial do sensor.

As duas fontes de erro na resolução espacial de um sensor são: i) exposição a um escoamento não-uniforme; ii) não ser pequeno o bastante para poder registrar as pequenas escalas de turbulência. Bradshaw (1971) comenta que uma variação de temperatura não uniforme ao longo do sensor, não afeta o termo de convecção forçada (equação [4.13]), mas apenas o calor trocado para cada haste. Lomas (1986) também afirma que um perfil de velocidade não uniforme ao longo do sensor fará o calor se propagar mais intensamente por condução, resultado em um perfil de temperatura mais uniforme do que o esperado. De acordo com Bruun (1995), em medições de escoamentos de camada limite este efeito é mais considerável.

No modo CC, a inércia térmica tem uma participação maior na determinação do tempo de resposta, devido o fato do sensor não trabalhar aquecido. Desta forma, sob uma variação de temperatura ambiente, é a temperatura do fio que determinará o tempo que levará para perder ou receber calor até alcançar a temperatura do meio a sua volta. Independente da magnitude dessa variação de temperatura e da taxa de transferência de calor por convecção, a condutividade térmica do material e o tamanho do sensor influenciarão fortemente o seu tempo de resposta. Um modo de solucionar este problema é empregar sensores com comprimento muito maior do que o diâmetro ($L \gg D$), podendo-se então desconsiderar o efeito aleta devido à presença das hastes da sonda. Partindo disso, e assumindo a equação [4.6] sem os termos de radiação e de condução, o balanço de energia resultaria na seguinte expressão:

$$\frac{\rho_{fio} \cdot Cp_{fio} (\pi/4) \cdot D^2 \cdot L}{\alpha_{ref} \cdot R_{ref}} \frac{dR_{fio}}{dt} + \frac{\pi \cdot L \cdot k}{\alpha_{ref} \cdot R_{ref}} (R_{fio} - R_{ref}) Nu = I^2 R_{fio} \quad [4.31]$$

em que $Nu (= h \cdot D/k)$ representa o número de *Nusselt*.

Manipulando a equação [4.31], obtém-se:

$$\tau_{fio} = \frac{\rho_{fio} \cdot Cp_{fio} (\pi/4) \cdot D^2 \cdot L}{\pi \cdot L \cdot k \cdot Nu - I^2 \cdot \alpha_{ref} \cdot R_{ref}} \cong \frac{\rho_{fio} \cdot Cp_{fio} \cdot D^2}{4 \cdot k \cdot Nu} \quad [4.32]$$

em que

$$\tau_{fio} \frac{dR_{fio}}{dt} + R_{fio} = R_{ref} \frac{\pi.L.k.Nu}{\pi.L.k.Nu - I^2 \alpha_{ref} R_{ref}} \quad [4.33]$$

e τ_{fio} é a constante de tempo do sensor de fio-frio.

A tensão medida através do sensor pode ser escrita por:

$$E_{fio} = I.R_{fio} \quad [4.34]$$

Substituindo e rearranjando a equação [4.33], vem que:

$$\tau_{fio} \frac{dE_{fio}}{dt} + E_{fio} = I.R_{ref} \frac{\pi.L.k.Nu}{\pi.L.k.Nu - I^2 \alpha_{ref} R_{ref}} \quad [4.35]$$

Se para um sensor ideal, a inércia térmica é zero ($\tau_{fio} = 0$), então a tensão E_{ideal} correspondente é:

$$E_{ideal} = I.R_{ref} \frac{\pi.L.k.Nu}{\pi.L.k.Nu - I^2 \alpha_{ref} R_{ref}} \quad [4.36]$$

Assumindo uma corrente muito pequena, e substituindo na equação [4.35], pode-se mostrar que:

$$\tau_{fio} \frac{dE_{fio}}{dt} + E_{fio} = E_{ideal} \quad [4.37]$$

Assim, determinando a constante de tempo do sensor é possível determinar a temperatura real do escoamento baseada na temperatura medida. A determinação desta constante de tempo é feita com a equação simplificada [4.32]. Como a inércia térmica também é função da convecção, Bremhorst *et al.* (1990) estudaram a constante de tempo numa faixa de velocidades de 0 a 50 m/s e constataram que esta constante pode variar por um fator de 4. Portanto, a adoção de apenas um valor para τ_{fio} pode não representar corretamente a temperatura real do escoamento. No capítulo 5 descreve-se o método adotado para a determinação de τ_{fio} .

4.1.7 Calibração dos sensores

O procedimento de calibração do sistema para a medição de velocidade já é bem conhecido na literatura, mas seus aspectos mais importantes serão descritos a seguir. O procedimento de calibração com um maior nível de detalhamento pode ser encontrado em DANTEC (2004). Um procedimento de calibração para a medição de temperatura com sensores de fio-frio foi desenvolvido neste trabalho e também é descrito nesta seção.

4.1.8 Calibração de velocidade

A calibração de um sensor de fio-quente é bem sucedida quando o sinal lido pelo sensor representa efetivamente a componente de velocidade que passa através dele. Para garantir tal condição, o sensor é exposto em um escoamento com velocidades conhecidas, dentro de uma faixa de valores em que ele será utilizado. Ao se estabelecer o regime permanente do sistema de calibração para uma determinada velocidade, faz-se então a amostragem da tensão medida pelo sensor. O tamanho da amostra é 512 pontos com uma taxa de aquisição de 1 kHz. A redução desses pontos a um valor médio gera um ponto de calibração. Após a obtenção de 20 (vinte) pontos de calibração para a faixa de velocidades pretendida, ajusta-se uma curva de forma a se estabelecer uma função transferência, $U(E)$, a ser usada na conversão do valor de tensão, E , em velocidade, U . Ao mesmo tempo em que se registra a tensão medida, faz-se também medição da temperatura e da pressão do escoamento para determinar as suas propriedades em cada ponto da calibração.

Na calibração, a temperatura do escoamento pode variar de um ponto para outro. Como se pretende referenciar a curva de calibração a uma temperatura de referência, faz-se necessário ajustar esses pontos. Sherif (1998) desenvolveu a seguinte expressão para corrigir o efeito da variação de temperatura em cada ponto medido:

$$\bar{E}_{corr} = \sqrt{\frac{T_{fio} - T_{calib}}{T_{fio} - T_{ref}}} \cdot \bar{E}_{medido} \quad [4.38]$$

Na expressão acima, E_{medido} é a tensão medida pelo sensor e E_{corr} é a tensão corrigida para o desvio de temperatura medido. A temperatura de referência T_{ref} é a temperatura ambiente em que se fez a medição da resistência elétrica do sensor, R_{ref} . A temperatura T_{fio} é a temperatura de operação do sensor quando aquecido, e T_{calib} é a temperatura do escoamento durante a calibração.

Durante a calibração é muito importante que a orientação do sensor em relação ao escoamento na seção de calibração seja feita de maneira semelhante à seção de teste. Uma alteração do ângulo de incidência da componente de velocidade sobre o fio-quente resultaria em uma interpretação errônea da velocidade na leitura dos sinais.

Normalmente, a curva de ajuste dos pontos de calibração pode ser feito através de uma curva de potência como por de King, descrita por Bruun (1995), ou por um polinômio de 4º grau. A escolha é feita de forma a se obter o menor erro possível entre os pontos medidos e a curva ajustada.

4.1.9 Calibração de temperatura

A calibração de um sensor de fio-frio deve estabelecer uma relação entre a temperatura do ambiente no qual ele é inserido e a tensão lida pelo sistema, mais precisamente, entre a temperatura e a resistência elétrica do material do sensor.

O método de calibração de temperatura adotado no presente trabalho consiste em usar um termistor 90P01 da DANTEC como instrumento de referência de temperatura, posicionado no interior de uma câmara isolada termicamente, no presente caso, uma carcaça de compressor. A adoção de uma carcaça de compressor se deve a sua praticidade em selar o seu ambiente interno e também a sua resistência ao calor fornecido. Esta carcaça é aquecida com uma lâmpada incandescente de 100 W, sendo que a potência fornecida para a lâmpada pode ser ajustada através de um potenciômetro. A figura 4.7 mostra a montagem desses equipamentos. Ao lado do termistor é posicionado o sensor de fio-frio, de maneira que a temperatura ambiente que aquece o sensor seja a mesma indicada pelo termistor.

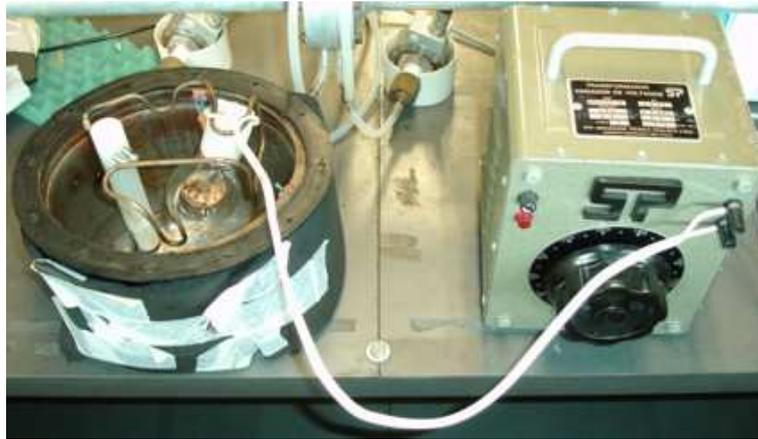


Figura 4.7 - Disposição dos equipamentos para calibração dos sensores de fio-frio. à Bancada de calibração dos sensores de fio-frio.

Depois de instalados os instrumentos e estando a lâmpada posicionada, tampa-se a carcaça do compressor. Através da equação [4.1], observa-se que a resistência do sensor responde linearmente a uma variação da temperatura ambiente, o que possibilita obter uma curva de calibração com apenas dois pontos. Apesar da praticidade deste método, qualquer impureza presente no sensor pode alterar sutilmente um dos pontos calibrados, alterando a curva de resposta do sensor.

A dificuldade em controlar com exatidão temperatura do ambiente onde o sensor está posicionado também é um ponto importante. Após alguns testes, constatou-se que para a temperatura no interior da carcaça atingir um equilíbrio completo eram precisas algumas horas para cada ponto. Adicionalmente, existe o problema operacional dos instrumentos. Por exemplo, alguns pontos de calibração ultrapassam 100 °C e, portanto, fora da sua faixa nominal de operação. Isto pode comprometer a exatidão das medições e até mesmo danificar o material do termistor permanentemente.

O procedimento final adotado foi obter cinco pontos de calibração, cada um representando a média de uma amostra de 4096 pontos, adquiridos a uma taxa de 500 Hz. (De acordo com DANTEC (2000), dois pontos de calibração já seriam considerados suficientes para a obtenção de uma curva de calibração, uma vez que o instrumento possui uma resposta linear.) O primeiro ponto é obtido à temperatura da sala, enquanto que os quatro seguintes são obtidos variando-se a potência elétrica fornecida pelo potenciômetro à lâmpada, de acordo com a seguinte ordem: 40, 80, 120 e 160 W. Os pontos são obtidos após terem transcorridos 40 minutos do ajuste da potência fornecida à lâmpada.

4.1.10 Relações adimensionais

A calibração de velocidades descrita na seção 4.1.8 somente é válida para um escoamento em regime permanente com as mesmas condições termodinâmicas da calibração. Portanto, para determinar a velocidade de um escoamento em regime transiente deve-se aplicar uma correção para a variação de pressão e temperatura do fluido. Isto é assim pois a variação de pressão influencia a densidade, e variação de temperatura afeta a viscosidade, condutividade, a densidade e a diferença de temperatura entre o fio-quente e o ambiente.

A correção pode ser feita de três maneiras: obtenção de uma curva de calibração do sensor de fio-quente em diversas faixas de temperatura, uso de um sensor com sistema de compensação simultâneo, ou obtenção empírica de uma curva de calibração adimensional. A primeira, apesar de ser a mais precisa, é uma atividade demasiadamente laboriosa; a segunda requer uma sonda com dois sensores, onde o sensor de temperatura possui um tempo de reposta lento, sendo impraticável no interior de um compressor devido as suas dimensões.

A curva de calibração baseada em relações adimensionais caracteriza as condições do escoamento no sensor através dos números de *Reynolds* e de *Prandtl*. Existem na literatura diversas relações adimensionais com o intuito de estabelecer uma única relação de transferência de calor para qualquer sonda de fio-quente.

Hilpert (1933) determinou uma correlação empírica que pode ser utilizada tanto em cilindros circulares como em cilindros de seção reta não-circular, sendo representada da seguinte forma:

$$Nu = C \cdot Re_D^m \cdot Pr^{1/3} \quad [4.39]$$

sendo,

<i>Re_D</i>	<i>C</i>	<i>m</i>
0,4 – 4	0,989	0,330
4 – 40	0,911	0,385
40 – 4000	0,683	0,466
4000 – 40000	0,193	0,618
40000 – 400000	0,027	0,805

Kramers, descrito por Bruun (1995), observou em experimentos o efeito da transferência de calor em fios expostos ao ar, à água e ao óleo, utilizando a temperatura de filme, T_f , como referência no cálculo das propriedades ρ , μ e k . A temperatura de filme é definida como:

$$T_f = \frac{T_{fio} + T_{fluido}}{2} \quad [4.40]$$

Através dos dados de seus experimentos, Kramers (1946) obteve a seguinte expressão adimensional para o número de Nusselt, com resultados satisfatórios para $0,01 < Re < 10000$ e $0,71 < Pr < 1000$.

$$Nu = 0,42.Pr^{0,2} + 0,57.Pr^{0,33} .Re^{0,5} \quad [4.41]$$

Collis e Williams, descrito por Bruun (1995) realizaram experimentos com sensores de grande razão de aspecto (L/D) e constataram a importância da introdução de um fator de correção no número de *Nusselt*, devido ao efeito da temperatura, expressa da seguinte forma:

$$Nu = (0,24 + 0,56.Re^{0,45}) \cdot \left(\frac{T_{sup}}{T_{fluido}} \right)^{0,17} \quad [4.42]$$

Koch *et al.* (1971) e Morrison (1975) reavaliaram a expressão acima e determinaram novas constantes para acomodar efeitos da razão de aspecto do sensor (L/D) e da configuração do circuito eletrônico da ponte. Apesar do esforço em estabelecer uma relação universal, estes estudos demonstram que para diferentes sistemas de AFQ uma mesma correlação adimensional apresenta diferentes constantes. A causa disto se deve a diversos aspectos:

- as equações derivadas são geralmente aplicadas a fios muito longos, e correções devido à perda de calor para as extremidades são necessárias;
- as propriedades do fluido variam com a temperatura, e precisam ser avaliadas a uma temperatura de referência adequada. Tal referência não é bem definida, embora a maioria dos autores utilize a temperatura de filme;
- a relação de transferência de calor corresponde à queda de tensão através do fio, E_{fio} . Detalhes da configuração da ponte de Wheatstone, da resistência R_I , da sonda e do cabo são necessárias para relacionar a tensão do anemômetro, E_{fio} ,

com a tensão de saída $E_{saída}$, além da necessidade de se conhecerem corretamente as dimensões do fio;

- a temperatura do fio, T_{fio} , é normalmente avaliada a partir de R_{fio} , usando a equação [4.1]. Para a obtenção de resultados precisos pode ser necessário medir o coeficiente térmico de resistividade do fio, α , para cada sonda utilizada.

Com base no estado da arte, no próximo capítulo descreve-se um novo método de calibração desenvolvido com base na adimensionalização da calibração dos sensores em ar, permitindo avaliar a velocidade do escoamento mesmo com a variação de temperatura do fluido. Tal método busca compensar os efeitos descritos anteriormente de maneira a tornar a medição de velocidades no interior do compressor confiável.

4.2 TERMOPAR

O termopar é o transdutor mais comumente utilizado para a medição de temperatura, tendo uma consolidada utilização na indústria e em laboratórios de pesquisas. Far-se-ão aqui as considerações mais relevantes deste sensor em medições com escoamento transiente de gases.

O princípio de funcionamento do termopar se baseia no efeito Seebeck, no qual a união de dois metais diferentes gera uma tensão (ou força eletromotriz, fem) proporcional à diferença de temperatura entre a junta e os terminais dos metais. Conforme ilustrado na figura 4.8, ao se inserir um termopar no ponto 2, a tensão lida corresponde à diferença de temperatura ($T_{quente} - T_{ambiente}$) e não à temperatura absoluta T_{quente} .

Em medições de temperaturas absolutas podem ser utilizados dois tipos de circuitos:

- No primeiro, representado na figura 4.9a, cria-se um ponto em que se aplica uma temperatura de referência, controlada eletronicamente, nos terminais 1 e 3 indicados na figura 4.8.
- No segundo circuito, indicado na figura 4.9b, a temperatura de referência pode ser tomada através de um segundo termopar inserido ao circuito e com sua junta imersa em um banho com temperatura inferior à temperatura ambiente.

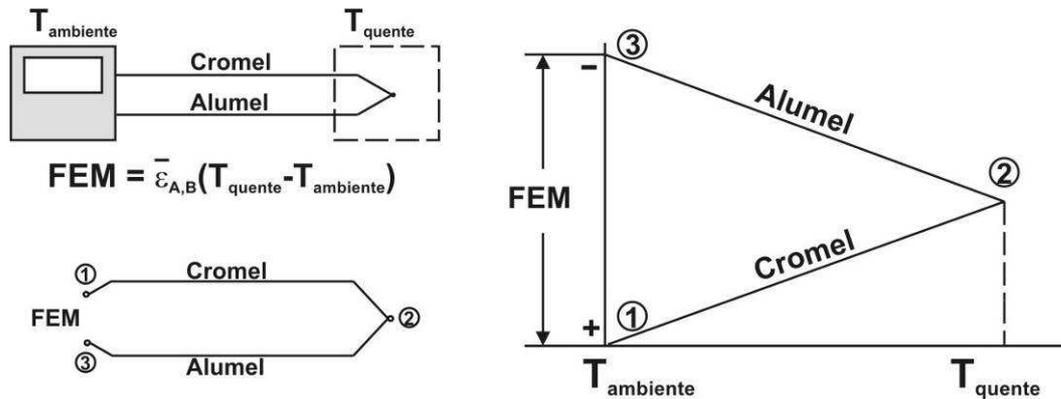


Figura 4.8 - Medição com termopar sem temperatura de referência. Reproduzido de Arts (2001).

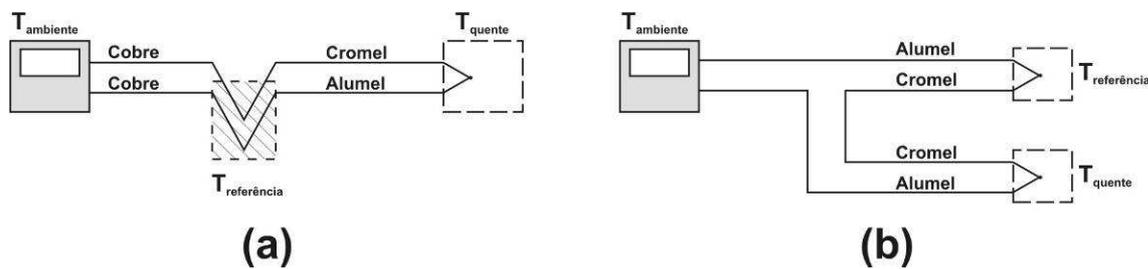


Figura 4.9 - Tipos de juntas de referência. Reproduzido de Arts (2001).

Segundo Arts (2001), uma característica dos termopares é o seu sinal contínuo, embora este possa não refletir a temperatura da junta quente. Tal problema pode ter diversas origens: *fem* induzida por estiramento, geração galvânica (pilha galvânica) de *fem*, e *fem* espúria produzida em uma medição devido às inhomogeneidades dos termoelementos que compõe o circuito do termopar.

O efeito da geração de *fem* por estiramento é comum em equipamentos sujeitos à vibração, mas pode ser eliminado deixando um comprimento maior para os fios do termopar entre seus pontos de fixação.

As inhomogeneidades podem surgir de defeitos de fabricação dos fios do termopar, deformação plástica devido ao estiramento, mudanças na composição por oxidação ou reação química com contaminantes. Tal problema pode ser detectado aplicando uma grande diferença de temperatura em um ponto do fio do termopar e mantendo a junta quente na mesma temperatura da temperatura de referência. Caso exista alguma não-uniformidade nos fios do termopar, o termopar irá produzir um valor de *fem* diferente de zero, do contrário a *fem* será zero.

Em uma medição no interior de um compressor de refrigeração, o termopar não estará sujeito a formação de pilha galvânica, devido à ausência de eletrólitos nesse ambiente.

4.2.1 Micro-termopar

Como o nome sugere, o micro-termopar é um termopar com dimensões muito pequenas e de difícil confecção, de tal forma que a sua junção é disponibilizada comercialmente.

Devido à sua dimensão diminuta, o micro-termopar possui uma inércia térmica muito menor que os termopares convencionais. Uma grande vantagem do micro-termopar é que ele não requer equipamentos adicionais para realizar as medições, além do próprio sistema de aquisição.

Isto se deve ao fato de que o termopar fornece uma resposta aparentemente padrão, não havendo a necessidade calibrá-lo ou mesmo condicionar o seu sinal de saída, dispensando sistemas de calibração e amplificadores respectivamente. Essa resposta padrão torna possível a aplicação de uma curva de calibração encontrada na literatura (NIST (2008)) ou fornecida pelo fabricante que apresenta resultados dentro de uma tolerância muito próxima a uma curva obtida através de uma calibração local. A utilização de tal instrumento na medição de transientes em compressores é atrativa, quando compara-se o custo dos equipamentos de um sistema anemometria de fio-frio.

4.2.2 Modelo matemático do micro-termopar

Embora de dimensões muito pequenas, o micro-termopar apresenta uma inércia térmica que impede a sua aplicação na medição de transientes de alta frequência. Entretanto, tal como já indicado para a sonda de fio-frio, o uso de uma compensação para a sua inércia térmica pode melhorar o tempo de resposta, através do ajuste do sinal do micro-termopar na fase de pós-processamento.

Não possuindo geração de energia, e desprezando os efeitos da radiação em uma aproximação inicial, os efeitos do calor sobre a junta do termopar podem ser representados como mostra a figura 4.10.

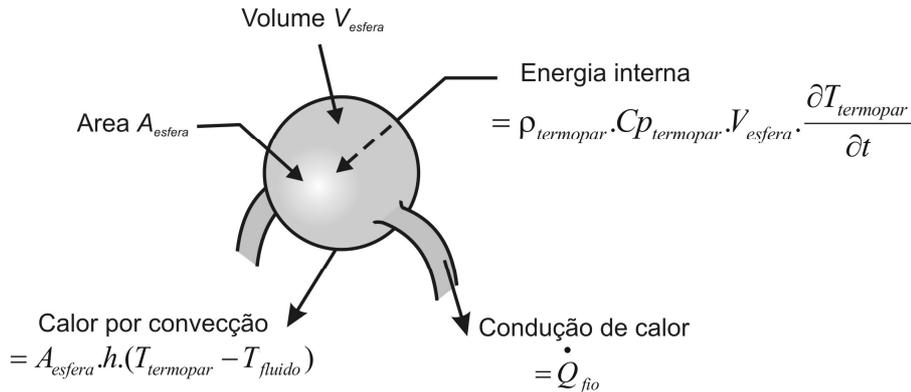


Figura 4.10 - Balanço de energia no micro-termopar.

O problema de transferência de calor assim colocado pode ser resolvido pelo método da capacitância global, similar ao realizado para o sensor de anemometria. Para verificar a validade desta aproximação, deve-se calcular o valor do número de Biot, definido como $Bi = h \cdot L_c / k_{termopar}$, em que L_c é o comprimento característico ($= Volume_{esfera} / Area_{esfera}$). O coeficiente de transferência de calor por convecção h pode ser representado pelo número de Nusselt ($Nu = h \cdot D_{esfera} / k_{fluido}$). Assim, o número de Biot pode ser escrito também da seguinte forma:

$$Bi = Nu \frac{L_c \cdot k_{fluido}}{D_{esfera} \cdot k_{termopar}} \quad [4.43]$$

Como D_{esfera} representa o diâmetro de uma esfera representativa da dimensão da junta, a mesma foi aproximada como sendo duas vezes o diâmetro dos fios, D_{fio} , do termopar, ou seja: $D_{esfera} \approx 25,0 \mu m$.

O valor de Nusselt para a transferência de calor em uma esfera pode ser avaliado pela relação proposta por Whitaker (1972), segundo Incropera (1998):

$$Nu_D = 2 + (0,4 Re_D^{1/2} + 0,06 Re_D^{2/3}) Pr^{0,4} \left(\frac{\mu}{\mu_{sup}} \right)^{1/4} \quad [4.44]$$

Todas as propriedades são avaliadas na temperatura do fluido, exceto a viscosidade μ_{sup} , para a qual adota-se a temperatura de filme (equação [4.40]). Como o escoamento na região onde o micro-termopar está inserido é transiente, calculou-se o valor máximo para Biot entre dois extremos possíveis de temperatura, pressão e velocidade (tabela 4.1) aos quais o termopar poderia estar submetido. Para encontrar o valor máximo do número de Biot para

essas condições utilizou-se o programa *EES* v7.938 com a sua rotina de métrica variável⁴. O valor resultante foi $Bi = 6 \cdot 10^{-5}$ para uma temperatura de 51,01 °C, pressão de 0,729 bar e velocidade do escoamento de 1,96 m/s. Como o método da capacitância global é válido para $Bi < 0,1$, mostra-se assim que a formulação do problema é apropriada.

Tabela 4.1 - Condições extremas na câmara de sucção para o cálculo do número de Biot.

	Mínima	Máxima
Temperatura	20 °C	70 °C
Pressão	0,5 bar	2,0 bar
Velocidade	0,1 m/s	100 m/s

Modelando então a junta do termopar como uma esfera ligada a dois cilindros, representando os fios, com base na figura 4.10, o balanço de energia pode ser escrito como:

$$-A_{esfera} \cdot h_{esfera} (T_{termopar} - T_{fluido}) - 2 \cdot \dot{Q}_{fio} = \rho_{termopar} \cdot C_{p_{termopar}} \cdot V_{termopar} \frac{\partial T_{termopar}}{\partial t} \quad [4.45]$$

O volume do termopar $V_{termopar}$, neste modelo, compreende todo o volume exposto ao escoamento, ou seja, é representado pelo volume da esfera e dos dois fios (terminais), assim:

$$V_{termopar} = \frac{D_{esfera}^3}{6} \cdot \pi + \frac{D_{fio}^2}{2} \cdot \pi \cdot L_{fio} \quad [4.46]$$

O calor perdido por condução pelos fios pode ser modelado como se estes fossem aletas ligadas a uma esfera possuindo um comprimento infinito. Como $L_{fio} \gg D_{fio}$, tem-se, portanto:

$$\dot{Q}_{fio} = \sqrt{h \cdot P_{fio} \cdot k_{termopar} \cdot A_{fio}^{trans}} (T_{termopar} - T_{fluido}) \quad [4.47]$$

O coeficiente de convecção na equação acima é determinado pela relação de Hilbert (1933), apresentada na seção 0.

⁴ Também conhecido como método quasi-Newton.

Em problemas de otimização este algoritmo é utilizado para encontrar os pontos máximos e mínimos de uma função, é baseado no método de Newton de determinação das raízes de uma função.

Inserindo a equação [4.47] na equação [4.45] e fazendo algumas manipulações chega-se a:

$$T_{\text{fluido}} = T_{\text{termopar}} + \tau_{\text{termopar}} \frac{\partial T_{\text{termopar}}}{\partial t} \quad [4.48]$$

em que,

$$\tau_{\text{termopar}} = \frac{\rho_{\text{termopar}} \cdot C_p_{\text{termopar}} \cdot V_{\text{termopar}}}{A_{\text{esfera}} \cdot h_{\text{esfera}} + 2 \cdot \sqrt{h_{\text{esfera}} \cdot P_{\text{fluo}}} \cdot k_{\text{termopar}} \cdot A_{\text{fluo}}^{\text{trans}}} \quad [4.49]$$

A equação [4.48], tal como a equação [4.37], representa um modelo matemático para a correção necessária no sinal do termopar devido à sua inércia térmica. A constante de tempo do termopar, equação [4.49], representa uma medida da inércia térmica do sensor que pode variar com a velocidade do escoamento e com as propriedades do fluido. Portanto, assim como descrito para o sensor de anemometria, a adoção de apenas um valor para τ_{termopar} pode não representar corretamente o fenômeno no compressor, em função da variação das condições do escoamento sobre o termopar. Na seção 5.6.3 descreve-se o método adotado para o cálculo da constante de tempo do termopar.

4.3 CARACTERÍSTICAS OPERACIONAIS DOS SENSORES

4.3.1 Manuseio e posicionamento dos sensores

Os instrumentos utilizados neste estudo são extremamente frágeis, exigindo um grande cuidado no seu manuseio. No entanto, o micro-termopar demonstrou ser mais robusto em virtude do diâmetro do sensor, o qual é aproximadamente duas vezes maior do que o diâmetro do sensor de anemometria. Desta forma, os seus terminais podem ser manipulados manualmente, sem a necessidade de instrumentos ou suportes auxiliares, resistindo aos esforços na maioria das ocasiões.

De acordo com o fabricante do sensor de anemometria (ver Jørgensen, 2002), “a sonda sobrevive a quase todo o tipo de experimento, quando colocada seguramente na seção de

teste. De longe os maiores perigos para os sensores acontecem durante o seu manuseio”. Portanto, a manipulação da sonda de anemometria deve sempre ser feita com extremo cuidado e apenas através do corpo de cerâmica, indicado na figura 4.4. Além disto, a necessidade do uso de um suporte para a sonda no presente trabalho acarreta um aumento em seu comprimento e também uma força sobre o seu corpo. Este aspecto merece também uma atenção especial.

Os terminais do termopar são muito pequenos de modo que quando quebrados, o mesmo deve ser descartado e substituído por outro. Assim, no caso de quebra durante a construção da sonda, é necessário reiniciar todo o processo novamente. Diferentemente, a sonda de anemometria pode ser reparada quantas vezes forem necessárias. Porém, além da quebra interromper os experimentos para o conserto do sensor, um tempo adicional é necessário para o preparo de outro sensor para o experimento. Esse tempo compreende as tarefas de fixação da arruela de cobre, calibração para medições de velocidade e temperatura e, finalmente, o posicionamento da sonda.

No posicionamento da sonda de anemometria, os movimentos devem ser muito cuidadosos. Para tal, mesas de deslocamento micrométrico devem ser adotadas para a inserção da sonda na câmara de sucção. De fato, o posicionamento é a fase mais crítica, pois, caso a haste encoste na parede do orifício do seu alojamento, os esforços resultantes podem romper o sensor.

O posicionamento, o micro-termopar é relativamente mais fácil que a sonda de anemometria devido ao projeto da sonda, que garante ao sensor uma posição bem ao centro da haste de cerâmica. Desta maneira, o sensor, que já possui um comprimento pequeno, tem reduzidas chances de bater em alguma parede. O posicionamento foi realizado com as mãos e exigia apenas um cuidado no momento de inserir o sensor no orifício de medição.

4.3.2 Interferência no escoamento

Tanto o micro-termopar como o sensor de anemometria são intrusivos ao escoamento e, portanto, as medições de temperatura podem não representar exatamente as condições a que o escoamento estaria sujeito na ausência dos mesmos. Um sensor de anemometria no interior de um duto de sucção (figura 4.11), além de alterar o comportamento do escoamento próximo as

paredes onde foi inserido, pode interferir no escoamento central, perturbando o perfil de velocidades e alterando o regime do escoamento. Por exemplo, na avaliação do superaquecimento na câmara de sucção com um instrumento intrusivo podem surgir perturbações no escoamento, as quais afetam a transferência de calor e, assim, o próprio superaquecimento do gás na câmara.

As hastes da sonda de anemometria possuem dimensões relativamente grandes em relação às dimensões do duto de sucção de compressores, de forma que a inserção deste instrumento provavelmente perturba o escoamento. Neste ponto, o micro-termopar é vantajoso, pois as suas dimensões são muito menores e o seu posicionamento próximo à parede, conforme ilustra a figura 4.11, reduz as perturbações no escoamento.

O efeito quantitativo da perturbação de cada instrumento no escoamento não pode ser medido experimentalmente. Entretanto, pode-se obter uma visão qualitativa deste aspecto através da estimativa da área projetada do micro-termopar e do sensor de anemometria sobre a seção transversal do duto onde as medições são realizadas.

A figura 4.12 ilustra o posicionamento da sonda de anemometria, com o sensor praticamente no centro do duto, no qual $H = 3,8$ mm. O diâmetro de base das hastes é cerca de 0,4 mm e a distância entre as mesmas, é igual a 1,25 mm (dado do fabricante). Assim, a área projetada do anemômetro é de cerca $1,53 \text{ mm}^2$.

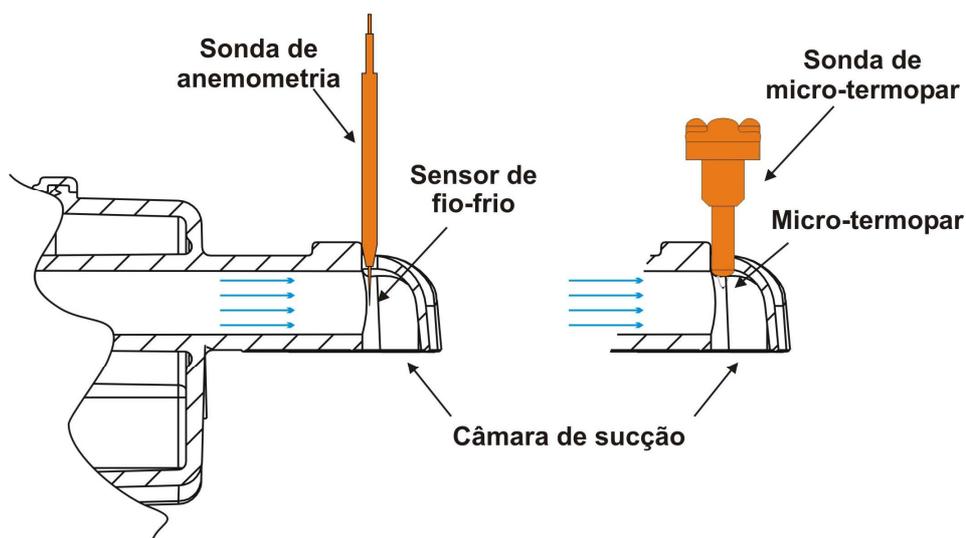


Figura 4.11 - Ilustração da posição dos sensores na câmara.

Fazendo a aproximação de que o micro-termopar está inteiramente exposto ao escoamento do duto, estima-se que o comprimento dos seus terminais seja de cerca de 1 mm

no máximo. Sabendo que o diâmetro dos terminais do micro-termopar é de aproximadamente $12,5 \mu\text{m}$, tem-se que a sua área projetada é de $0,025 \text{ mm}^2$.

Comparando com a área do duto, a área projetada do anemômetro corresponde a 3,04% da área do duto e a do micro-termopar a apenas 0,05%. Tal relação ilustra que a inserção do anemômetro é mais relevante para perturbação do escoamento do que no caso do micro-termopar.

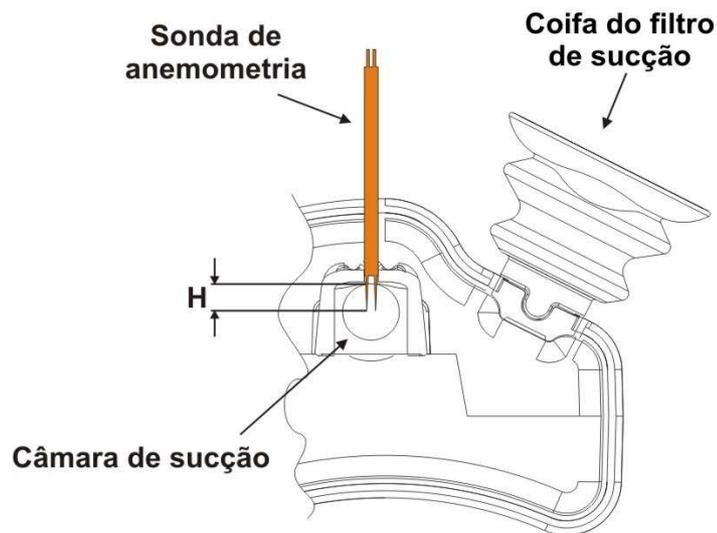


Figura 4.12 – Altura da haste de anemometria exposta ao escoamento do duto.

5

Método experimental

Partindo das considerações levantadas para o uso de instrumentos de anemometria de fio-quente e de fio-frio, desenvolveu-se um método para a instrumentação de compressores destinada à medição de transientes de velocidade e temperatura.

Inicialmente se apresentam as características construtivas de sondas de micro-termopar, utilizadas para a comparação das medições dos sensores de anemometria. Adicionalmente, são descritos detalhes da preparação do compressor para a instalação dos instrumentos. Um aspecto muito importante foi a introdução de um novo método de calibração das sondas usando o ar como fluido de trabalho, a qual possibilitou o uso das mesmas em qualquer gás, desde que se conheçam suas propriedades termodinâmicas. Alguns dos sistemas de medição utilizados, tais como o sensor de medição da posição do pistão, o transdutor de pressão e o sensor de movimento da válvula de sucção já possuíam um método estabelecido e, por este motivo, são descritos de forma sucinta.

O presente capítulo destina-se também à apresentação do procedimento de aquisição de sinais e do tratamento estatístico empregado no pós-processamento dos dados medidos. Finalmente, descrevem-se os diferentes testes experimentais realizados com o compressor.

5.1 CONSTRUÇÃO DA SONDA DE MICRO-TERMOPAR

O micro-termopar utilizado nos experimentos consiste de um termopar do tipo K (junção de Cromel e Alumel) com terminais de 12,5 μm de diâmetro. O instrumento modelo CHAL-0005, comercializado pela marca OMEGA, já vem com a sua junta feita de fábrica.

Devido às suas dimensões, em um ambiente hostil como o interior do compressor tal instrumento iria facilmente quebrar. Por esta razão, optou-se por construir um suporte rígido para o micro-termopar, de maneira que facilitasse a sua montagem e que fosse robusto para medições no interior de um compressor.

O projeto do suporte ou sonda de micro-termopar, ilustrado na figura 5.1, foi inspirado no desenho construtivo de Lee (1980), porém com algumas modificações. A sonda de micro-termopar é constituída por um parafuso de rosca M6 com um furo passante longitudinalmente de 3,2 mm de diâmetro. No interior deste inseriu-se uma haste feita em cerâmica com dois furos longitudinais internos, modelo TRA-02018-6, comercializado pela OMEGA. Os terminais do termopar foram separados e inseridos em cada um dos furos internos da haste, com o termopar sendo então fixado com uma cola estrutural, a mesma usada para fixar o parafuso à haste. Esta fixação do termopar foi feita de forma que a junta do termopar e os seus terminais se assemelhassem a um pórtico, conforme ilustração da figura 5.1, fazendo com que a junta ficasse exposta ao escoamento sem tocar em nenhuma outra superfície.

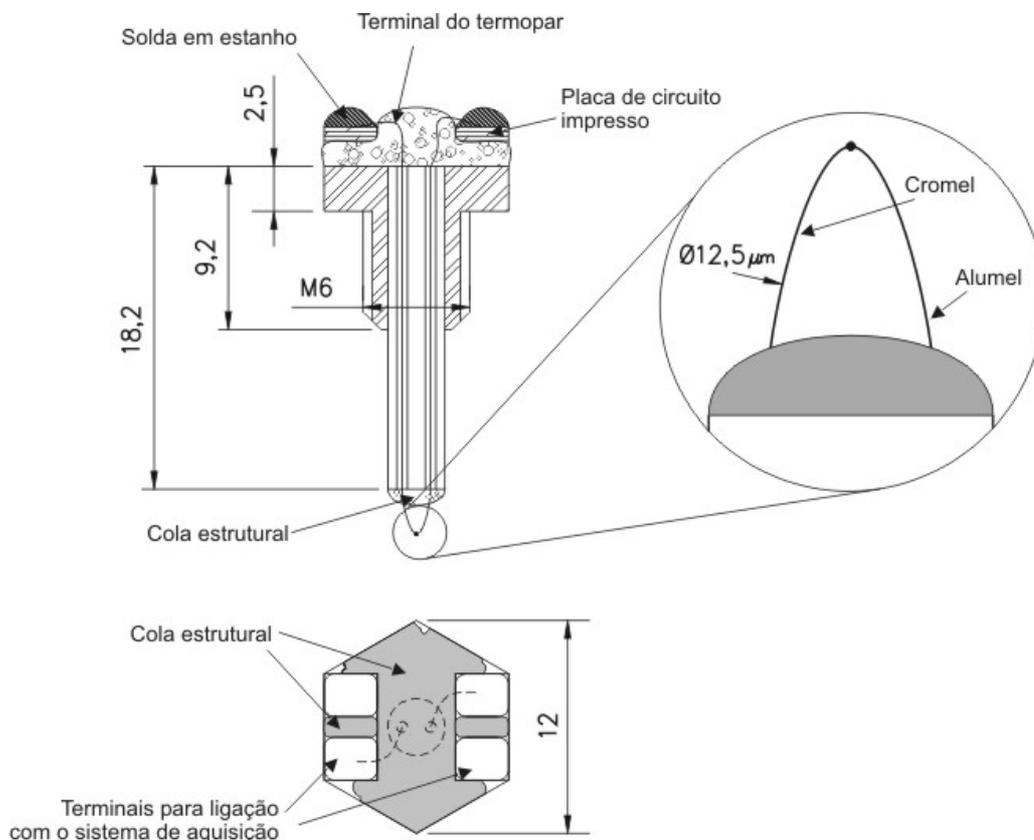


Figura 5.1 - Micro-termopar e suas principais partes e dimensões.

O passo seguinte foi colar no outro extremo da haste duas partes pequenas de uma placa de circuito impresso, conforme mostrado na figura 5.3, nas quais os terminais do termopar foram então soldados. Finalmente, aplicou-se cola estrutural sobre o parafuso, de forma a cobrir os terminais do termopar e enrijecer as partes de placa de circuito impresso.

A ligação do micro-termopar com o sistema de aquisição foi feita através de um cabo de compensação. Este cabo na verdade é um cabo de termopar tipo K, porém com fios de diâmetro maior (aproximadamente 1 mm). As duas ligações deste com o terminal do micro-termopar foram feitas com solda sobre as partes de circuito impresso. A sonda de micro-termopar pronta é mostrada na figura 5.2.



Figura 5.2 - Sonda de micro-termopar construída.

5.2 PREPARAÇÃO DO COMPRESSOR

Como os sensores de AFQ e a sonda de micro-termopar são instrumentos intrusivos, estudou-se uma forma de inseri-los no compressor de maneira a produzir a menor perturbação possível. Para tanto, foram analisados os desenhos do projeto do compressor através do software *Pro/Engineer*. Nesta análise a sonda de anemometria também foi desenhada, permitindo inferir a sua possível perturbação no escoamento no interior do compressor e sua

interferência com as superfícies internas do bloco e da carcaça. As localizações dos pontos para os sensores são descritas nas seções seguintes.

5.2.1 Instalação da sonda de fio-quente e de micro-termopar

5.2.1.1 Preparação do filtro-tampa para sonda de anemometria

Na medição de transientes de velocidade na câmara de sucção deve ser observado que o escoamento chega naquela região através de um duto do filtro de sucção e, ao entrar na câmara, sofre uma expansão abrupta, gerando uma distorção no seu perfil de velocidade. Para garantir que a medição do sensor de fio-quente esteja alinhada com o vetor velocidade, optou-se por posicionar a sonda próxima à saída do duto que se conecta a câmara de sucção. Adicionalmente, a medição na saída desse duto fornece uma configuração de jato ao escoamento, tornando admissível a configuração da calibração descrita no capítulo anterior. As figuras 5.3 e 5.4 mostram as vistas em corte da posição da sonda no filtro de sucção.

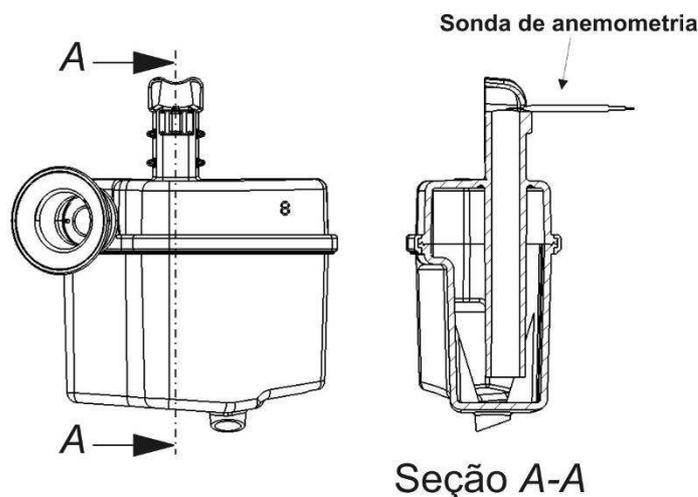


Figura 5.3 - Vista lateral em corte do filtro, indicação da posição da sonda.

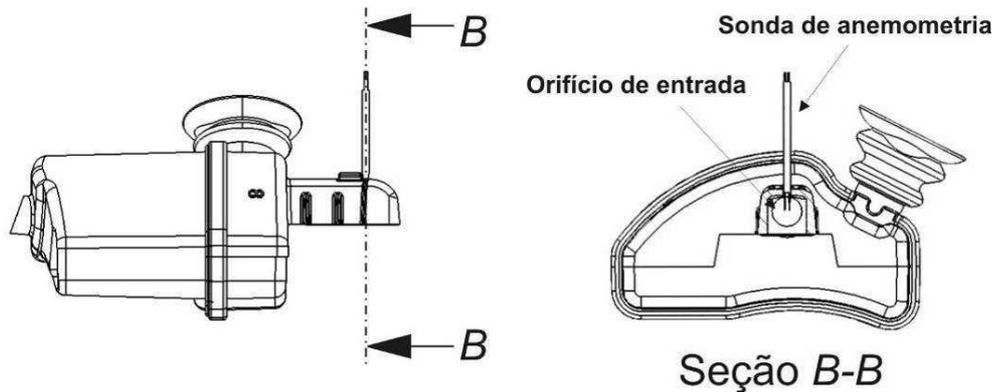


Figura 5.4 - Vista superior em corte do filtro, posição da sonda em relação ao orifício de entrada.

Diversas formas de fixação da sonda no filtro foram avaliadas, chegando-se a conclusão da necessidade de se unir o filtro de sucção com a tampa da câmara de descarga, formando assim uma base para a sonda. Observou-se também que esta base poderia prender o sensor de anemometria através de um conjunto formado por uma porca e um parafuso. Basicamente, esse conjunto permite prender a porca ao conjunto filtro-tampa, de forma que esta sirva de ancoragem para um parafuso de fixar a sonda.

Com este arranjo, fez-se então o posicionamento do sensor no seu alojamento e utilizou-se de um parafuso com um furo passante longitudinal, para a inserção da sonda, para pressionar a sonda contra a parede do alojamento. Colou-se à haste da sonda uma arruela com cola estrutural para permitir essa fixação, como ilustrado na figura 5.5. Foi ainda colocada uma arruela, feita com o material da coifa para sucção direta do filtro (ver figura 2.1), entre a arruela de cobre e a base do conjunto filtro-tampa, evitando qualquer vazamento.

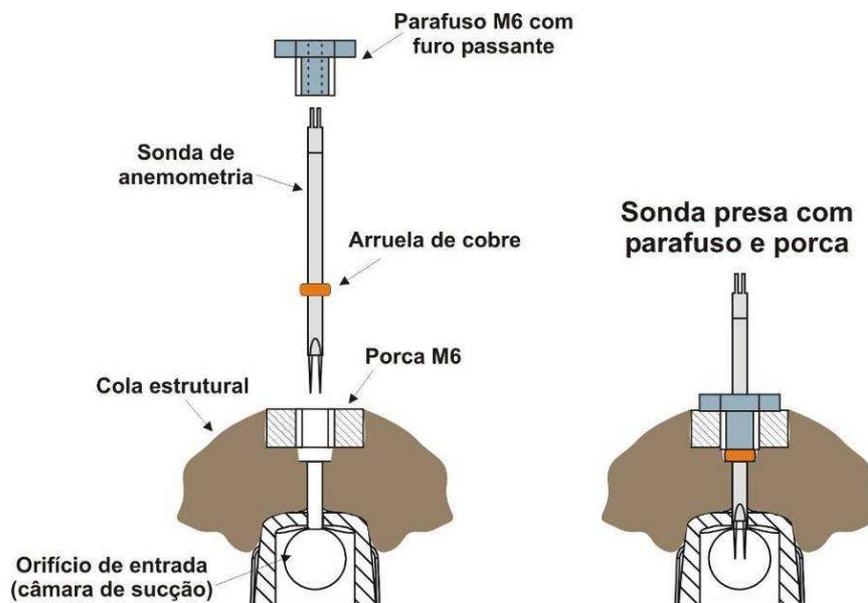


Figura 5.5 – Ilustração da fixação da sonda por porca e parafuso ao conjunto filtro-tampa.

O procedimento para permitir a fixação do conjunto porca e parafuso começa primeiramente com a montagem dos componentes: filtro, tampa de descarga, placa de válvulas, junta da placa e mola de pressão, como ilustrado na figura 5.6. A mola de pressão tem a função de pressionar a câmara de sucção contra a junta que está sobre a placa de válvulas, evitando qualquer vazamento. Aplica-se o mesmo torque que é usado na montagem no bloco também a esses parafusos.

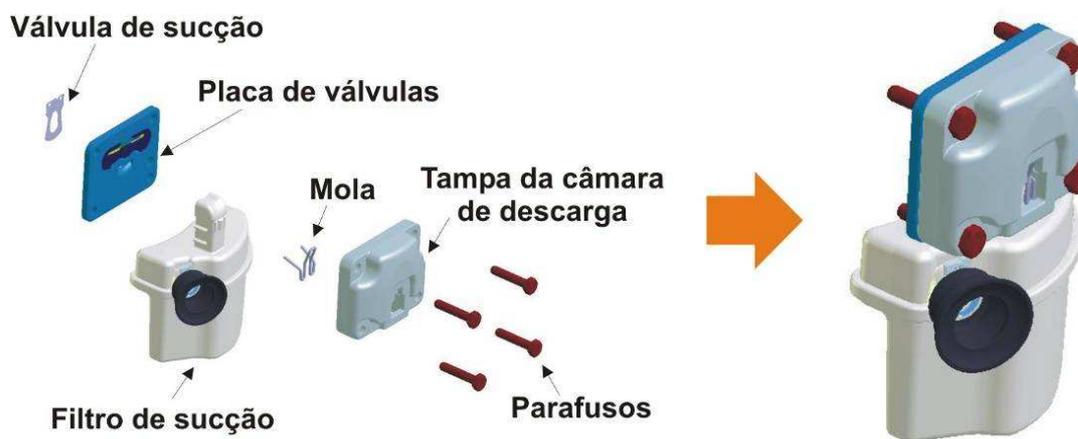


Figura 5.6 - Vista em explosão dos componentes que compõem o conjunto filtro-tampa.

Em seguida, adiciona-se cola estrutural na região que deixa exposta parte da câmara de sucção ao ambiente interno do compressor. A cura da cola se dá após três horas de exposição em uma estufa a 150 °C.

Leva-se então o conjunto filtro-tampa para uma fresadora, onde é feito o furo para posicionar a sonda no local planejado na câmara de sucção, de tal forma que seja possível conferir a sua centralização próxima ao duto de entrada da câmara de sucção.

No estudo utiliza-se um sensor de fio-quente e um micro-termopar e, como possuem dimensões de hastes diferentes, foi necessário a construção de duas configurações de filtro-tampa: uma com o furo de 2 mm de diâmetro para a sonda de fio-quente e outra com um furo de 3,5 mm de diâmetro para o micro-termopar.

Finalmente, faz-se um furo de 12,0 mm de diâmetro, não passante, na face da tampa que fica exposta ao ambiente do compressor, a fim de alojar uma porca M6 para a ancoragem do parafuso de fixação dos sensores. A porca é colocada no alojamento por ajuste de pressão e também colocada com cola estrutural. Desta forma, o conjunto filtro-tampa está pronto.

Devida à fragilidade do sensor de anemometria, fez necessário um procedimento para o seu posicionamento conduzido com um conjunto de mesas de deslocamento micrométrico. Basicamente, o sensor é preso a uma haste que é fixada sobre uma mesa de posicionamento

através de uma base magnética. O conjunto filtro-tampa é fixo a um suporte feito especialmente para o posicionamento. A mesa de posicionamento é posta sobre a base desse suporte como ilustra a figura 5.7.

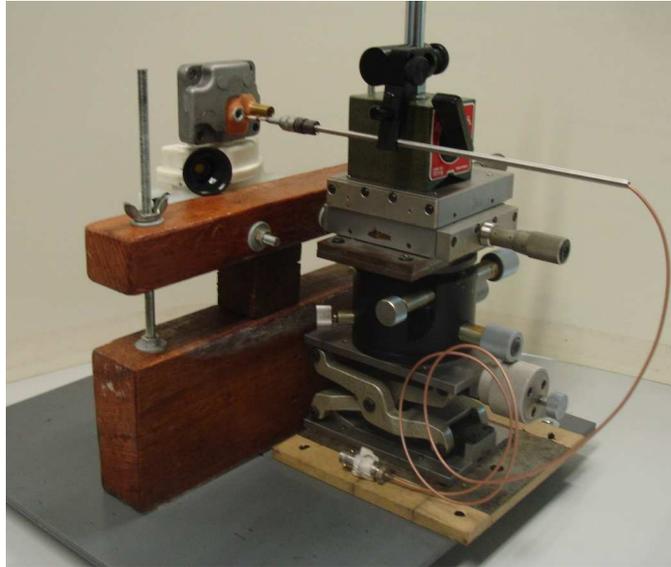


Figura 5.7 - Posicionamento da sonda de anemometria no conjunto filtro-tampa.

O posicionamento do sensor no interior da câmara de sucção é totalmente visual, com o auxílio de um relógio comparador, sendo necessária muita cautela no deslocamento das mesas para evitar qualquer contato do sensor com as paredes do alojamento.

5.2.1.2 Preparação do filtro-tampa para sonda de micro-termopar

A preparação do conjunto filtro-tampa para a sonda de micro-termopar segue os mesmos princípios descritos anteriormente para o conjunto da sonda de anemometria, com apenas duas modificações relacionadas às dimensões para a fixação da sonda do micro-termopar e à instalação de termopares nas paredes da câmara de sucção.

Como o diâmetro da sonda de micro-termopar (3,2 mm) é maior do que o diâmetro da sonda de anemometria (\cong 2,0 mm), é necessário que o furo passante até a câmara de sucção seja maior. Aqui a fixação do termopar é feita simplesmente com o seu parafusamento na rosca de ancoragem.

Quando fixada a este conjunto, a junta do micro-termopar fica próxima a extremidade do orifício de entrada e não ao seu centro como acontece com a sonda de anemometria. Isto é assim porque se optou pelo formato de pórtico para a junta, a fim de evitar o seu contato com qualquer parede, e porque o fio do termopar não oferece muita resistência estrutural a um escoamento pulsado.

Com intuito de investigar no futuro o fenômeno de transferência de calor na câmara de sucção, resolveu-se também instalar termopares convencionais nas paredes da câmara de sucção próximas à sonda de micro-termopar.

Partindo de um conjunto filtro-tampa concluído na seção anterior e agora com a modificação do furo de passagem para a sonda de micro-termopar, fizeram-se 5 furos passantes de 2 mm de diâmetro ao redor da sonda, como mostra a figura 5.8.



Figura 5.8 - Conjunto filtro-tampa com os furos passantes para a instalação dos termopares.

A fim de evitar o contato da junta dos termopares com a superfície de alumínio dos furos da tampa, o que causaria interferência na leitura do sinal, preencheu-se os furos com cola estrutural, levando o conjunto ao forno para a devida cura por 30 minutos em uma temperatura de 150 °C. Após a retirada do forno fizeram-se 5 furos sobre os mesmos anteriores a partir da face externa da tampa. Os novos furos possuem 1,5 mm de diâmetro e uma profundidade que permite a inserção dos termopares até o centro da parede que se deseja medir (figura 5.9).

Utilizando fios de cobre e constantan, prepararam-se termopares tipo T, fazendo a sua união com solda em estanho. Cobriu-se então o fio de cobre com cola estrutural, secando ao forno por 8 minutos a 150 °C, de forma a evitar o contato com o fio de constantan em qualquer outro ponto se não a junta.

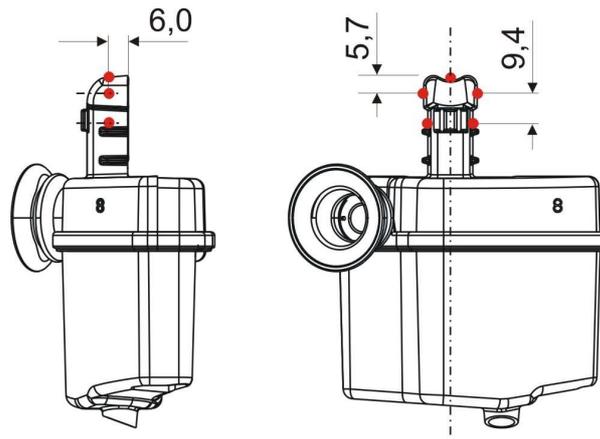


Figura 5.9 - Localização dos furos para a inserção dos termopares.

Para evitar contato da junta dos termopares com as paredes, preencheram-se os 5 novos furos do conjunto com cola estrutural para só depois e inserir os termopares. Utilizando o teste de continuidade do multímetro, o qual emite um sinal sonoro quando há curto-circuito entre dois pontos, verificou-se se os termopares estavam tocando ou não a tampa de descarga. Após esta verificação, levou-se o conjunto ao forno, secando durante 30 minutos a 150 °C, e, após retirá-los, fez-se novamente o teste de continuidade.

Pequenos pedaços de uma placa de circuito foram colados com cola estrutural à tampa de descarga para servirem de terminais para os termopares. Da mesma forma como adotado para a sonda de micro-termopar, os fios dos termopares e os fios dos cabos de compensação foram soldados sobre estes terminais. Os sinais dos termopares foram então levados ao sistema de aquisição através dos cabos de compensação. O conjunto filtro-tampa para a sonda de micro-termopar pronto para a medição é mostrado na figura 5.10.



Figura 5.10 - Conjunto filtro-tampa para a sonda de micro-termopar pronto.

5.2.2 Instalação do sensor de pressão piezelétrico

Normalmente, em medições de pressão na câmara de sucção faz-se um orifício na parte superior da câmara de forma a alojar a face de medição do sensor de pressão. Contudo, devido à restrição de espaço gerada pela presença do sensor de anemometria, adotou-se o método de medição por câmara e tubo, como ilustrado na figura 5.11. Nesta configuração, o fluido de trabalho atravessa um duto até uma câmara onde está alojado o sensor de pressão. O movimento do fluido nesse duto gera uma pulsação de pressão adicional na câmara que é compensada através de um modelo para a dinâmica do fluido no duto e na câmara, como descrito por Arts (2001).

Para a preparação do alojamento do transdutor mostrado na figura 5.11, faz-se um furo passante com 1 mm de diâmetro na parede da câmara de sucção, a partir de um de seus cantos internos. Na face de saída do furo, situada na tampa da descarga, fresa-se um assento para um tubo de latão de 8 mm de diâmetro externo, o qual contém uma rosca interna M7 para alojar o parafuso de suporte do sensor de pressão. O tubo de latão foi posicionado no assento de maneira que quando o sensor estivesse rosqueado ao tubo, a distância entre a face de medição do sensor e o início do furo de ligação fosse inferior a 0,3 mm. A fixação do tubo de latão à tampa é feita com cola estrutural. O conjunto filtro-tampa preparado para as medições é mostrado na figura 5.12.

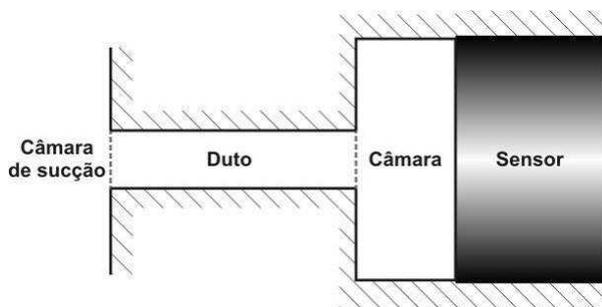


Figura 5.11 - Configuração da tomada de pressão instantânea.



Figura 5.12 - Conjunto filtro-tampa pronto para medição com os alojamentos para a sonda de anemometria e para o transdutor de pressão.

5.2.3 Instrumentação do movimento do virabrequim

Os sinais de temperatura, pressão e velocidade na câmara de sucção são variáveis no tempo possuindo uma periodicidade devido ao ciclo de compressão. Esta periodicidade permite a parametrização desses sinais em função do ângulo do virabrequim (ou manivela). Em termos de instrumentação a parametrização dos sinais é possível com a medição do tempo que se leva para realizar um ciclo completo, ou seja, uma volta completa da manivela. Para medir este tempo, instalou-se um sensor de medição da posição do pistão ao mecanismo do compressor seguindo um método de instrumentação desenvolvido pela EMBRACO.

5.2.4 Instrumentação para medição do movimento da válvula de sucção

A instrumentação da placa de válvulas do compressor e a calibração do movimento de válvula foram realizadas pela EMBRACO. Sucintamente, o procedimento de calibração consiste em se obter a curva de resposta do sensor quando exposto a diferentes temperaturas.

5.2.5 Modificações na carcaça

A instalação dos diversos sensores no bloco do compressor altera o espaço ocupado pelo kit no interior da carcaça. As instrumentações dos sensores de fio-quente e de pressão, por exemplo, requerem suportes rígidos e de dimensões consideráveis em relação a um compressor desse porte. Fez-se, portanto, uma análise do projeto do compressor observando a interferência dos instrumentos com a carcaça nos pontos de medição do presente trabalho.

Partindo do princípio de modificar apenas os espaços em volta dos pontos onde são instalados os sensores, as alterações resultaram na criação de três extensões da carcaça, como ilustra a figura 5.13.

As extensões 1 e 2 são adotadas para acomodar as instrumentações do sensor de anemometria na entrada do filtro de sucção e dos sensores de anemometria e de pressão na câmara e filtro de sucção, respectivamente. A extensão 3 foi prevista para estudos futuros com a câmara de sucção. Como neste estudo deseja-se entender os fenômenos transientes no interior da câmara de sucção, todas as medições de temperatura e de velocidade foram realizadas utilizando-se a extensão 2.

Naturalmente, as alterações na geometria da carcaça supracitadas podem afetar a performance do compressor. No entanto, como o estudo de transientes do escoamento na câmara de sucção seria impossível sem essas modificações, eventuais alterações tem que ser aceitas, sem que haja dúvida, no entanto, quanto à validade dos resultados.

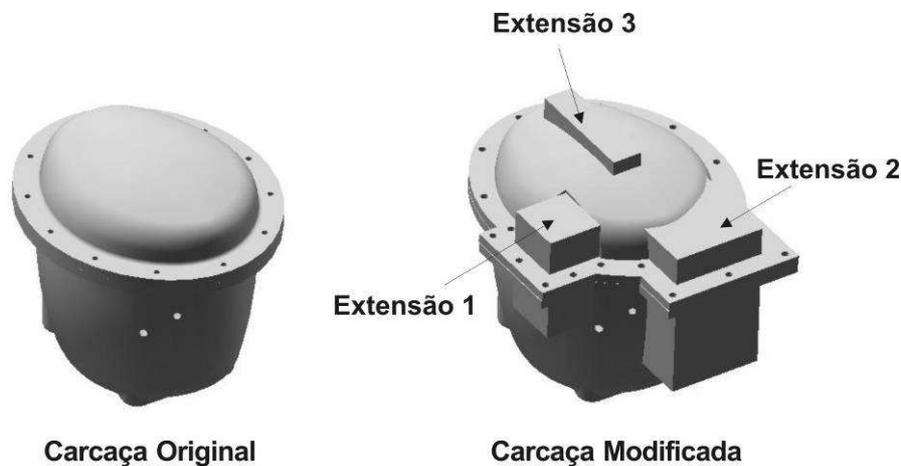


Figura 5.13 - Modificações na carcaça do compressor para alojar os instrumentos.

5.3 COMPRESSOR INSTRUMENTADO

O filtro-tampa instrumentado com a sonda de micro-termopar e a sonda de anemometria instalado no kit do compressor são mostrados nas figuras 5.14 e 5.15.

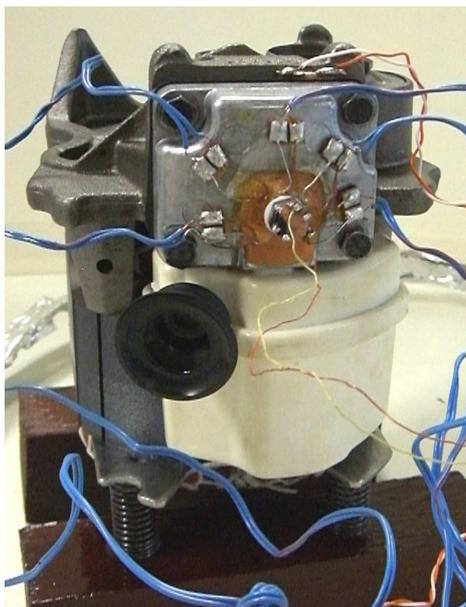


Figura 5.14 - Kit instrumentado com a sonda de micro-termopar.

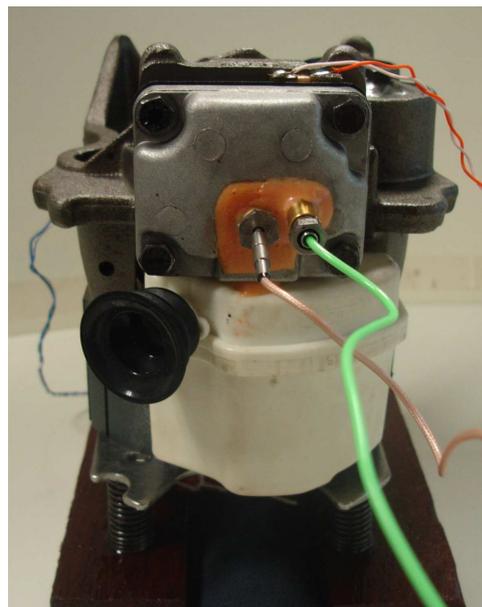


Figura 5.15 - Kit instrumentado com a sonda de anemometria.

A montagem do kit na carcaça do compressor seguiu as diretrizes definidas pela EMBRACO para o torque nos parafusos e suprimento de óleo. O kit instalado na carcaça do compressor com cada sonda de temperatura é mostrado nas figuras 5.16 e 5.17.

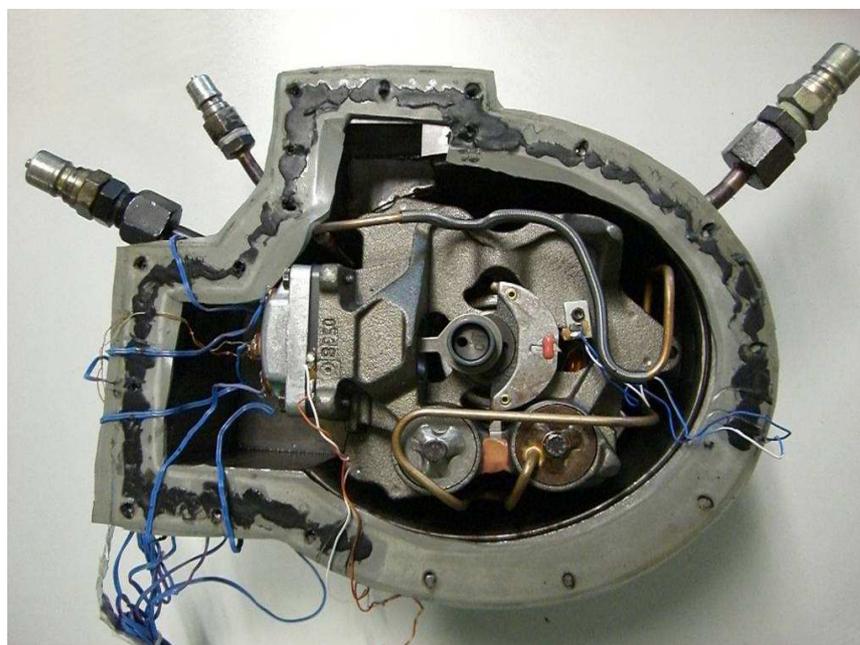


Figura 5.16 - Compressor instrumentado com o filtro-tampa para a sonda de micro-termopar.

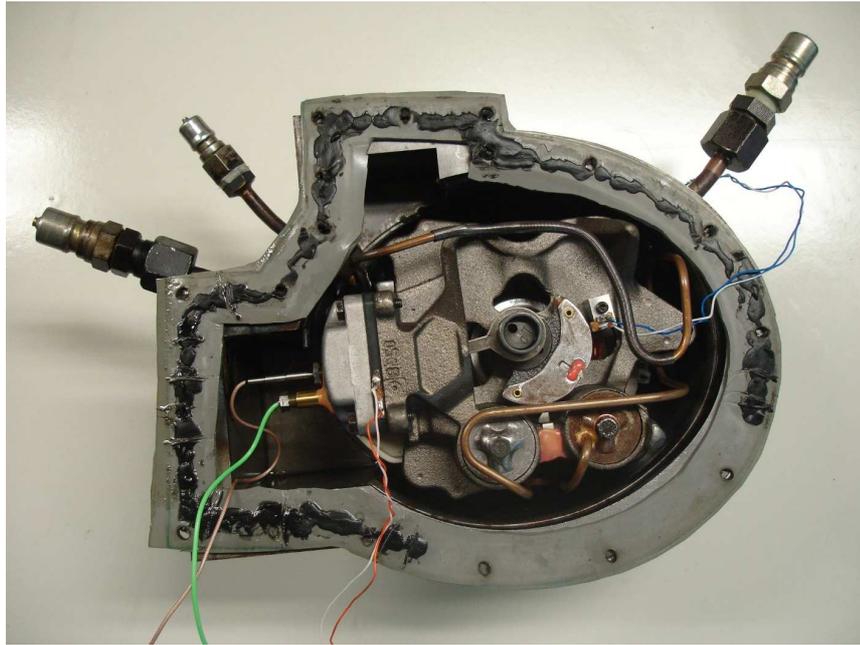


Figura 5.17 - Compressor instrumentado com o filtro-tampa para a sonda de anemometria.

5.4 NOVO MÉTODO DE CALIBRAÇÃO DOS SENSORES DE ANEMOMETRIA

O fluido refrigerante utilizado no compressor em estudo é o tetrafluoretano (R134a), usado comumente em sistemas de refrigeração doméstica. Uma das suas vantagens é o potencial nulo de agressão a camada de ozônio ($ODP^1 = 0$). No entanto, contribui para o aquecimento global e 1 kg de R134a liberado na atmosfera produz o mesmo efeito de 1300 kg de CO_2 .

Durante a calibração dos sensores de anemometria uma grande quantidade de fluido é jogada para o ar ambiente, devido ao princípio de funcionamento do calibrador. Portanto, ao utilizar um fluido refrigerante como o R134a na calibração se estaria jogando um grande volume de gás nocivo à atmosfera na preparação do experimento. Adicionalmente, esse fluido é comercializado no estado bifásico em cilindros a uma pressão de 6,5 bar aproximadamente, tornando impraticável a utilização do calibrador, uma vez que é necessária uma alimentação de gás pressurizado entre 6 e 9 bar. De fato, com uma pressão de 6,5 bar, seria impraticável calibrar a sonda em velocidades superiores a 30 m/s.

¹ *Ozone Depleting Potential*

Além disto, o procedimento de calibração de velocidade descrito no capítulo anterior é aplicável apenas para um escoamento isotérmico. Assim, em um caso com variações rápidas de temperatura tal método não caracterizaria corretamente o fenômeno. Por estes argumentos, fica clara a necessidade de um novo método de calibração.

Na seção 4.5 justificou-se porque as relações adimensionais se constituem na solução mais prática para a calibração de sensores destinados a aplicações transientes, permitindo também correlacionar diferentes tipos fluidos através do conhecimento de suas propriedades físicas.

De uma forma simplificada, a calibração dos sensores utilizando as relações adimensionais segue os seguintes passos:

- i) calibração dos sensores em ar;
- ii) adimensionalização das calibrações;
- iii) ajuste de uma relação adimensional sobre os pontos de calibração.

Os detalhes e as características de cada passo são apresentados a seguir.

5.4.1 Calibração dos sensores em ar

Inicialmente, foram feitas calibrações em ar com o intuito de se obter a resposta do sensor sob diferentes velocidades e temperaturas.

Para contar com a variação da temperatura do escoamento, naturalmente poder-se-ia aquecer o duto de alimentação do calibrador. Porém, uma forma mais prática é modificar simplesmente a taxa de sobreaquecimento do sensor, possibilitando alterar facilmente a diferença entre as temperaturas do fio e do escoamento. Essa diferença de temperatura é mais que suficiente para avaliar a resposta do sensor em medições de velocidade na presença de variação de temperatura.

Em função do exposto, primeiramente ajustou-se uma taxa de sobreaquecimento do sensor e fez-se o levantamento de sua resposta em diferentes velocidades, utilizando o método descrito na seção 4.1.8. Em seguida, ajustou-se uma nova taxa de sobreaquecimento, agora menor, de forma que o sensor trabalhasse menos quente, e realizou-se novamente o levantamento da resposta do sensor. Repetiu-se esse procedimento mais duas vezes, obtendo ao final quatro curvas de resposta do sensor, para uma mesma faixa de velocidade.

As taxas de sobreaquecimento utilizadas e as temperaturas do fio correspondentes são mostradas na tabela 5.1. A temperatura do sensor foi determinada através da equação [4.1], considerando uma temperatura ambiente de 20 °C.

Tabela 5.1 - Relação das taxas de sobreaquecimento e temperatura do fio utilizadas na calibração.

Taxa de sobreaquecimento	Temperatura do fio-quente
0,8	242,2 °C
0,7	214,4 °C
0,6	186,7 °C
0,5	158,9 °C

A faixa de velocidades a ser utilizada na calibração só pôde ser determinada efetivamente após alguns testes com o sensor já no compressor, onde se verificou a necessidade de calibrar o sensor para uma faixa de 0,5 a 300 m/s. Contudo, como não existe um bocal que abranja esta faixa de velocidade, a calibração foi realizada com dois bocais. Assim, foram medidos 20 pontos com o Bocal 1 (0,5 a 60 m/s) e 20 pontos com o Bocal 3 (5 a 300 m/s) (conforme citado na seção 3.8.3), totalizando 40 pontos para cada taxa de sobreaquecimento. A figura 5.18 apresenta as curvas de calibração para um dos sensores utilizados.

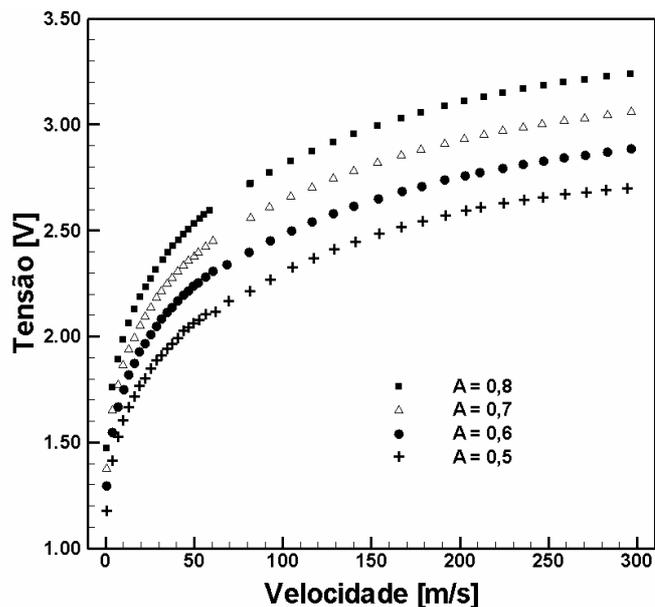


Figura 5.18 - Resultado da calibração da sonda de fio-quente com quatro taxas de sobreaquecimento diferentes.

5.4.2 Adimensionalização das calibrações

De uma forma simples, a adimensionalização das calibrações consistiu em determinar, através dos parâmetros dimensionais de tensão e velocidade, os números adimensionais de Nusselt e de Reynolds.

O cálculo do número de Reynolds foi feita a partir da velocidade medida, e com a determinação da densidade e viscosidade do ar através das pressões e temperaturas obtidas durante a calibração. As equações de estado destas propriedades foram calculadas para cada ponto de calibração com o software comercial *EES*, empregando as equações Lemmon *et al.* (1999).

Para o cálculo do número de Nusselt, primeiramente determinou-se a tensão no sensor. Como ilustra a figura 4.3, a tensão medida é a diferença de tensão entre os pontos e_2 e e_1 , sendo estes dependentes da variação das resistências do lado ativo da ponte. Sabe-se que a corrente que passa em cada lado da ponte é a mesma em qualquer resistência presente no mesmo lado. Portanto, ao conhecer as resistências do lado ativo pode-se determinar a tensão do fio utilizando a relação abaixo:

$$E_{fio} = \frac{E_{medido} \cdot R_{fio}}{R_{fio} + R_{cabo} + R_{supORTE} + R_1} \quad [5.1]$$

É necessária também a determinação de outras variáveis, tais como a corrente de trabalho do sensor e a sua resistividade. A corrente foi obtida através da equação [4.34], sendo o valor de E_{fio} correspondente ao valor da tensão sobre o sensor e R_{fio} a sua resistência quando em operação. A resistividade pode ser calculada utilizando a resistência do sensor, em equilíbrio com a temperatura ambiente, e a equação [4.9].

Com estas variáveis em mãos, e as propriedades do fluido para cada valor de pressão e temperatura, utilizou-se a equação [4.27] para obter, de forma iterativa, o coeficiente de transferência de calor h em cada ponto da calibração.

Finalmente, com a determinação do coeficiente de transferência de calor, h , o número de Nusselt é calculado, obtendo-se assim uma distribuição de pontos adimensionais para o sensor calibrado, relacionando o número de Nusselt com Reynolds, conforme ilustra a figura 5.19.

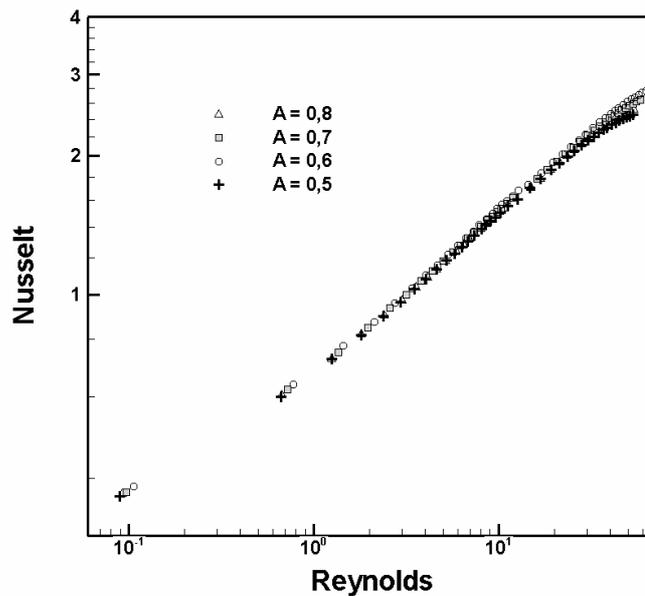


Figura 5.19 - Pontos calibrados adimensionalizados da sonda de anemometria de fio-quente.

5.4.3 Ajuste de uma relação adimensional sobre os pontos de calibração

A figura 5.20 apresenta uma comparação das curvas resultantes das equações adimensionais [4.39], [4.41] e [4.42] com a curva obtida dos dados experimentais do presente trabalho para um dos sensores. Observa-se inicialmente que as equações empíricas apresentam valores de Nusselt relativamente próximos entre si, mas diferem em torno de 25% com o número de Nusselt obtidos dos dados experimentais. As razões para esta diferença podem ser listadas a seguir:

- As equações avaliadas foram obtidas para um sensor com comprimento infinito, ou seja, uma relação $L/D > 1000$, contudo, o sensor calibrado possui uma relação de apenas $L/D = 250$. Uma razão de comprimento/diâmetro pequena com esta torna o sensor sensível a perda de calor por condução pelas extremidades do sensor.
- A diferença entre a temperatura média do sensor e a temperatura média do fluido é de pelo menos 160 °C (em uma taxa de sobreaquecimento de $a=0,7$), como as extremidades estão à temperatura do fluido, a distribuição de temperatura ao

longo do sensor é grande de forma que a aproximação por um cilindro com distribuição uniforme de temperatura é inadequada.

- A temperatura de referência para o cálculo das propriedades do fluido pode não ser adequada. Após algumas análises, observou-se que tal temperatura poderia afetar as curvas tanto experimentais como analíticas, no entanto uma referência de temperatura diferente exigiria um estudo mais detalhado sobre a camada limite do escoamento ao redor do fio-quente. Para simplificar o problema através de uma solução conveniente, resolveu-se continuar a aceitar a temperatura de filme para o cálculo de todas as propriedades do fluido.

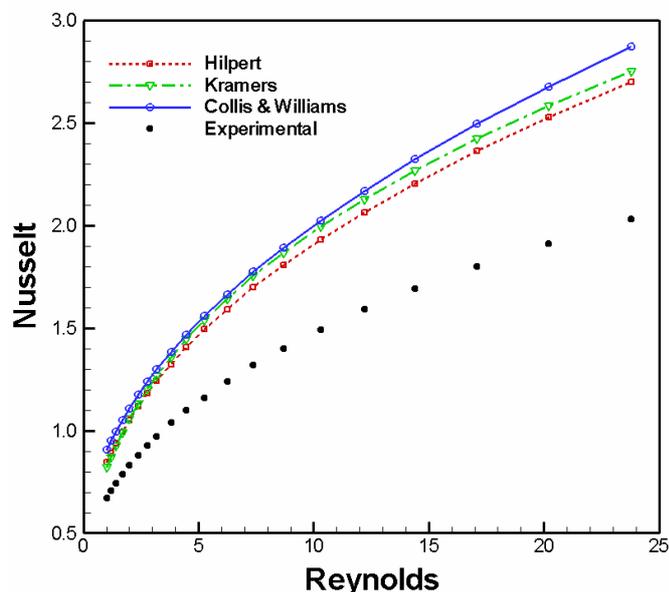


Figura 5.20 - Gráfico comparativo entre as relações adimensionais encontradas na literatura e dados experimentais adimensionalizados.

Pelas razões supracitadas, considerou-se ser mais apropriado ajustar uma equação para o sensor calibrado em questão recalculando as suas constantes. Através de uma avaliação das equações adimensionais, chegou-se a conclusão de que a equação de Kramers seria a mais adequada para esse ajuste, considerando o propósito do presente estudo. Isso se deve principalmente à possibilidade de sua aplicação em maior faixa de números de Reynolds e de Prandtl, bem como pelo fato de que foi baseada em três fluidos distintos.

A determinação das novas constantes da relação de Kramers foi feita através do cálculo da diferença entre o número de Nusselt fornecida por ela e pelos dados experimentais, em cada número de Reynolds. A soma de todas essas diferenças representa o erro na estimativa do número de Nusselt. Então, de forma iterativa, com o software *Microsoft Excel*, variou-se as

constantes até se obter uma concordância adequada entre os dados. A rotina empregada para o procedimento iterativo baseia-se na otimização não-linear de Gradiente Reduzido Generalizado² de Lasdon (1978), conforme referenciado em Microsoft (2008).

5.4.4 Determinação da velocidade medida

Após aquisição dos sinais com a anemometria de fio-quente, a tensão lida é convertida em velocidade, utilizando a relação adimensional ajustada para a referida sonda. Os dados de entrada para esta conversão são a pressão (medida com o transdutor Kistler) e a temperatura (medida com o sensor de fio frio) na câmara de sucção. Neste processo, considera-se que a medição de velocidade na câmara de sucção refere-se apenas à velocidade no centro do orifício de entrada, devido a localização da sonda, e não a velocidade média no orifício.

Assume-se também que a equação de estado do fluido é aplicável a cada instante de tempo de forma que as propriedades do fluido refrigerante possam ser obtidas a partir da informação de pressão e temperatura medidas. Assim, em cada ponto medido são calculadas: densidade, condutividade térmica, e viscosidade do fluido refrigerante a partir da temperatura de filme definida anteriormente.

Finalmente, considera-se que devido à rápida reposta do sistema CTA, a inércia térmica da sonda passa a ser praticamente desprezível não havendo a necessidade de compensação, portanto, a velocidade obtida com a dimensionalização é a velocidade instantânea no centro do orifício.

5.5 MEDIÇÃO E AQUISIÇÃO DOS SINAIS

A medição com os instrumentos se deu tanto em tempo real como através de pós-processamento. Na medição em tempo real a aquisição dos sinais dos instrumentos é usada para controlar a bancada, verificando se a mesma atinge e permanece em regime permanente.

² *Generalized Reduced Gradient (GRG2).*

Além disso, esta medição permite comparar a vazão mássica e a potência do compressor com os dados de catálogo instantaneamente, possibilitando identificar incoerências e evitando erros nas medições. A taxa de aquisição utilizada neste tipo de medição foi de 20 kHz.

A medição pós-processada é utilizada quando o compressor atinge o regime permanente. Considerando um compressor com uma frequência de operação de 60 Hz, geralmente deseja-se ler em torno de 1000 pontos por ciclo, necessitando-se assim uma taxa de aquisição 60 kHz. Desta forma, o tamanho da amostra em experimentos analisados ao longo de 240 ciclos fornece 240.000 pontos. O tamanho considerável do conjunto de pontos é um requerimento para o tratamento estatístico adotado para avaliar os dados do compressor.

A medição com o sistema de anemometria precisa ser feita em duas etapas, uma vez que se precisa de um equipamento para cada tipo de medição: um para a medição de temperatura e outro para a medição de velocidade. Assim, ao término da aquisição dos sinais de temperatura com o Streamline, desliga-se o sistema e desconectam-se os cabos de sinais de entrada e saída. Os cabos são então ligados ao MiniCTA, permitindo a aquisição dos sinais de velocidade. Este procedimento é repetido para cada condição de teste do compressor.

As medições com a sonda de micro-termopar, apesar de não exigirem diferentes equipamentos, também precisam ser realizadas em duas etapas. A diferença de uma etapa para outra está na taxa de aquisição e tamanho da amostra. Na primeira é feita a aquisição de todos os canais com a taxa de 60.000 Hz e com uma amostra de 240.000 pontos. Em seguida, faz-se a aquisição de todos os canais com uma taxa de 100 Hz e uma amostra de 1000 pontos para os termopares instalados nas paredes da câmara de sucção. A razão deste procedimento está no sistema de aquisição que passa a aumentar o sinal de temperatura de todos os termopares ligados ao sistema quando trabalha em altas taxas de aquisição. Com uma amostra adquirida em uma taxa pequena (100 Hz) pode-se compensar os valores médios de uma amostra adquirida em uma taxa alta (60.000Hz).

Ao final das medições com cada sonda faz-se a medição da resistência da bobina da placa de válvulas, responsável pela medição do movimento da válvula de sucção, obtendo um valor para a interpolação das curvas de calibração.

5.6 TRATAMENTO DOS DADOS

As medições dos instrumentos em uma taxa de aquisição de 60 kHz possuem sinais em Volts e são convertidos em unidades mecânicas em um programa de processamento. Nesse programa, toda a amostra é parametrizada em relação ao ângulo de manivela do compressor, aplicando as técnicas de estatística para avaliar as medições instantâneas, e compensando a inércia térmica dos sensores.

5.6.1 Parametrização do ângulo da manivela

Além de ser empregada no programa de pós-processamento, a parametrização dos sinais em relação ao ângulo de manivela foi utilizada no programa de aquisição. Uma simplificação adotada é que o intervalo de tempo, T , para a manivela completar uma volta é o mesmo em todos os ciclos. Assim, a frequência de operação do compressor pode ser calculada como $f = 1/T$ e a velocidade angular da manivela por $\omega = 2\pi f$. Relacionando o tempo de medição instantâneo, t , com a velocidade angular através da expressão $\theta(t) = \omega \cdot t$, tem-se o ângulo em cada instante de tempo, contudo sem uma relação com ângulo em que se encontra a manivela.

A relação entre o ângulo instantâneo e a posição da manivela pode ser determinada pela equação do mecanismo biela-manivela, ilustrado na figura 5.21. Segundo Matos (2002) a equação para o movimento alternativo do pistão na direção axial é dado pela equação [5.2].

Segundo o método de instrumentação, o sinal emitido pelo o sensor de medição da posição do pistão indica quando o pistão está na metade do seu curso. Portanto, pela expressão [5.2] se determina o ângulo de manivela em que está instalado o sensor de medição da posição do pistão e, deste modo, introduzindo este ângulo na expressão para $\theta(t)$, tem-se a posição exata da manivela ao longo do tempo.

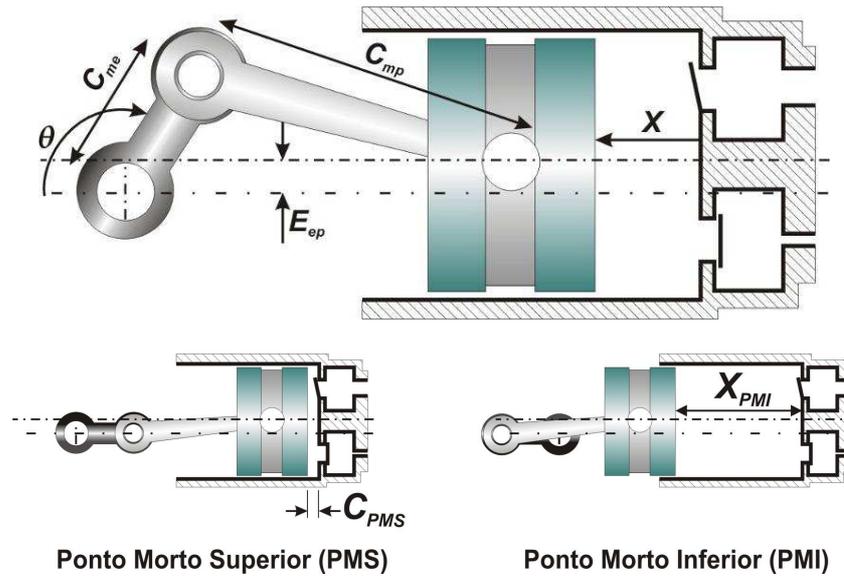


Figura 5.21 - Mecanismo alternativo do compressão e os limites mínimo e máximo do deslocamento pistão em relação ao cabeçote.

$$X = X_{pmi} + C_{pms} - \left\{ \left[C_{mp}^2 - (C_{me} \text{sen } \theta - E_{ep})^2 \right]^{1/2} - C_{me} \cos \theta \right\} \quad [5.2]$$

onde,

- X - distância instantânea entre o cabeçote e o topo do pistão
- X_{pmi} - distância entre o cabeçote e o topo do pistão no PMI
- C_{pms} - distância entre o pistão e o eixo de manivela no PMS
- C_{mp} - comprimento da biela
- C_{me} - comprimento da manivela
- E_{ep} - distância entre o eixo da manivela e o eixo do cilindro
- θ - ângulo de manivela

Apesar da simplificação adotada para instrumentar e obter o ângulo de manivela, a velocidade angular da manivela na verdade não é constante. Isto se deve a dois aspectos: o atrito com os mancais e a diferença no trabalho de compressão e expansão do gás. De fato, o trabalho de compressão é maior e isto faz com que a manivela gire mais lentamente do que no processo de expansão. Assim, mesmo que seja alimentado com sua frequência nominal de operação (60 Hz), o compressor acaba funcionando com uma frequência ligeiramente menor.

A variação da frequência de rotação da manivela na medição instantânea dos sinais não traz nenhum problema, uma vez que o programa de aquisição registra o início e o fim de cada ciclo instantaneamente. Contudo, quando os sinais são adquiridos para o tratamento ocorre um problema, na forma de ciclos com número diferente de pontos, tornando incoerente o cálculo da média de conjuntos, a ser descrito mais adiante. Para contornar este problema, foi

desenvolvida uma rotina que processa os sinais adquiridos, gerando um conjunto de dados com o mesmo número de pontos para todos os ciclos. O princípio da rotina se baseia em realinhar o vetor de dados, inclusive o vetor de tempo, baseando-se em um número definido de pontos. O resultado final é uma nova amostragem dos sinais com uma pequena alteração no valor da taxa de aquisição. O algoritmo da rotina é descrito a seguir:

Passo 1 - Registra o tempo de início, $T_{inicial}$, e término do ciclo, T_{final} , através do sinal do sensor de medição da posição do pistão.

Passo 2 - Determina a duração do ciclo, $T = T_{final} - T_{inicial}$, e o número de pontos do ciclo, N_{ciclo} .

Passo 3 - Compara se o número de pontos N_{ciclo} é igual ao número de pontos definido, N . Caso afirmativo pula para o *passo 7*.

Passo 4 - Divide o intervalo de tempo por N , obtendo um novo valor para cada acréscimo de tempo, dt .

Passo 5 - Cria um novo vetor de tempo para o ciclo partindo do tempo inicial, $T_{início}$, e fazendo $t_i^{ciclo} = T_{início} + i \cdot dt$.

Passo 6 - Interpola linearmente o valor do sinal medido em relação ao vetor tempo, t , a partir de t_i^{ciclo} , obtendo o valor da nova amostra.

Passo 7 - Repete o passo anterior para o próximo ciclo.

Passo 8 - Caso este não seja o último ciclo, retorna ao *passo 1*. Caso contrário, calcula o valor médio de dt a partir do vetor t^{ciclo} .

Passo 9 - Finalmente, calcula o novo vetor tempo para a amostra total: $t_i^{novo} = T_{início} + i \cdot dt^{médio}$.

5.6.2 Tratamento estatístico dos sinais

A avaliação de um sinal medido instantaneamente fornece diversas informações sobre uma parte da amostra, porém nenhuma sobre a população em que este está contido. Caso exista uma periodicidade no sinal medido, como ocorre no ciclo de um compressor, a determinação do seu sinal médio permitirá a análise de padrões e variações referentes à amostra do sinal. Isso facilita a análise dos dados medidos, permitindo desconsiderar os efeitos particulares e dúbios referentes a apenas um ciclo medido.

A determinação do sinal médio foi feita utilizando a técnica da média de conjunto. Segundo Pathria (1996) a definição da média de conjunto é a média de uma quantidade que é uma função do microestado de um sistema, de acordo com a distribuição do sistema nos seus microestados neste conjunto. Neste estudo, o cálculo desta média consiste em calcular o valor médio de uma quantidade em cada instante de um ciclo, partindo da amostra desta quantidade ao longo de diversos ciclos. Assim, caso se deseje obter o sinal médio da velocidade em cada instante do ciclo em função do ângulo de manivela calcula-se o valor de $\bar{U}(\theta)$ como:

$$\bar{U}(\theta) = \frac{1}{n_{\text{ciclos}}} \sum_{i=1}^{n_{\text{ciclos}}} U_i(\theta) \quad [5.3]$$

Este procedimento para representar um ciclo médio somente é válido estatisticamente quando todos os ciclos possuem o mesmo número de pontos. Do contrário estar-se-ia calculando a média de uma quantidade, X , em um instante de tempo, t , com amostras de outro instante de tempo, $t + dt$ por exemplo.

As medições instantâneas podem variar de um ciclo para outro devido a flutuações no escoamento e principalmente a ruídos elétricos. Mesmo sinais estáveis podem sofrer influências de ruídos externos sem nenhuma previsão. Em alguns casos observou-se o surgimento de um ruído elétrico com defasagem no sinal da temperatura instantânea na câmara de sucção que, mesmo após a execução da rotina de média de conjunto, manteve resquícios desse ruído sobre o sinal médio. Por isto, concluiu-se que a reprodução do fenômeno medido, com apenas o cálculo da média de conjuntos, poderia ter sua validade estatística comprometida.

Deste modo, desenvolveu-se uma rotina capaz de avaliar estatisticamente cada ciclo medido. Basicamente, a rotina faz uma média de conjunto preliminar dos primeiros 60 ciclos calculando o desvio padrão, $\sigma_{\text{ângulo}}$, de cada ângulo de manivela do ciclo. Considerando $\pm 2\sigma_{\text{ângulo}}$ como a tolerância para cada ponto amostrado, comparou-se cada ciclo medido com esta tolerância da mesma forma que Hill et al. (2000). Se o ciclo avaliado não possuir 95% dos pontos dentro dessa tolerância, o mesmo é descartado. Este método foi empregado na análise dos sinais transientes de temperatura, velocidade e pressão na câmara de sucção.

5.6.3 Compensação da inércia térmica dos sensores

A compensação da inércia térmica das sondas de temperatura é feita através do método descrito na seção 4.1.6.2 e 4.2.2, porém somente após a obtenção da velocidade do escoamento na entrada da câmara de sucção. Primeiramente obtém-se o valor de Nusselt, Nu , para cada instante de tempo. Para a sonda de anemometria, Nu é calculado através da relação adimensional determinada através da calibração descrita anteriormente e, no caso do micro-termopar, utiliza-se a velocidade obtida com a sonda de anemometria de fio-quente.

Em seguida calcula-se o valor das constantes de tempo τ_{fio} e $\tau_{termopar}$ através das equações [4.32] e [4.49] para cada instante de tempo, utilizando a temperatura e a pressão medidas para a determinação das demais propriedades do fluido e dos sensores. Como não se fez a medição da pressão na câmara de sucção quando se usou a sonda de micro-termopar, adotou-se a média referente às repetições das medições de pressão realizadas com a sonda de anemometria.

Devido à característica do fenômeno e da própria medição com taxa de aquisição elevada, foram observadas variações súbitas de temperatura. Apesar de suas magnitudes serem pequenas, tais variações podem originar derivadas inconsistentes se o intervalo de tempo for muito pequeno, induzindo uma compensação incorreta de temperatura. Para melhorar a avaliação da derivada, reduzindo variações bruscas, resolveu-se adotar dois métodos de suavização dos sinais. Primeiramente, aproximou-se o sinal da temperatura por uma série de Fourier, desenvolvendo uma rotina capaz de fazer a transformada de Fourier do sinal de temperatura, capaz de extrair um número estabelecido de harmônicos suficiente para gerar um sinal saída muito próximo ao de entrada.

Um mesmo número de harmônicos foi utilizado em todas as aproximações do sinal de temperatura. A escolha deste número foi feita após a comparação de dados experimentais com os resultados obtidos com diferentes números de harmônicos. Este sinal ajustado por harmônicos foi utilizado exclusivamente para o cálculo da derivada nas equações [4.37] e [4.48].

O segundo método de suavização adotado foi a média móvel calculada sobre o sinal resultante de temperatura. Basicamente, este método consiste em calcular um novo valor para cada ponto da curva baseado no valor médio de um número específico de pontos em torno desse ponto. Assim, a média móvel de uma curva utilizando 3 pontos para a média, por

exemplo, consiste em calcular o valor médio de um ponto central, um ponto à esquerda e outro à direita, para cada ponto da curva.

5.7 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Durante a montagem do conjunto filtro-tampa pequenos desalinhamentos podem ocorrer, alterando a orientação do conjunto em relação à placa de válvulas e ao bloco do compressor e induzindo uma variação no resultado da medição. Para compensar tais efeitos, testes de repetibilidade foram realizados com cada uma das sondas usadas no compressor. Este teste consiste em montar o compressor, realizar as medições, para então desmontá-lo completamente e novamente montá-lo para a repetição das medições. Tal procedimento foi repetido três vezes para cada sonda, de forma a garantir uma amostra minimamente suficiente para uma análise de incertezas.

Deve ser ressaltado que nos testes de repetibilidade as sondas não foram removidas do conjunto filtro-tampa, devido essencialmente à fragilidade das mesmas, o que torna o processo de remoção extremamente laborioso e, mesmo assim, muito suscetível à quebra da sonda.

O procedimento experimental adotado em cada teste seguiu os passos descritos a seguir:

Passo 1 - Preparação das sondas para serem inseridas no compressor.

Passo 2 - Calibração da sonda de anemometria.

Passo 3 - Instrumentação do compressor, incluindo a inserção das sondas.

Passo 4 - Montagem do kit do compressor.

Passo 5 - Teste de elevação no compressor, verificação e correção da montagem

Passo 6 - Preparação do compressor para teste:

- i. posicionamento da junta de vedação,
- ii. suprimento do nível do óleo,
- iii. fechamento da carcaça,
- iv. realização de vácuo no compressor,
- v. fornecimento de carga de refrigerante ao compressor.

Passo 7 - Ligação do compressor à bancada calorimétrica e ao sistema de aquisição.

Passo 8 - Início do programa de aquisição e partida da bancada.

Passo 9 - Ajuste da bancada para atingir o regime permanente.

Passo 10 - Em regime permanente, procede-se a aquisição de sinais:

- i. medição da temperatura,
- ii. ativação do MiniCTA e medição da velocidade (caso esteja sendo utilizada a sonda de anemometria),
- iii. medição da resistência da bobina.

Passo 11 - Caso outra condição de operação do compressor também deva ser avaliada, ajusta-se as pressões para a nova condição, voltando ao *passo 8*. Caso contrário desliga-se o compressor e a bancada calorimétrica.

Passo 12 - Os sinais amostrados são processados.

Passo 13 - Desconecta-se o compressor da bancada e do sistema de aquisição e, após a descarga do fluido refrigerante, o compressor é desmontado.

Passo 14 - Caso seja necessário mais testes de repetibilidade, retorna-se ao *passo 4*.

Partindo das normas ASHRAE Standard23 e ISO 917, estabeleceu-se que a condição de regime permanente é atendida quando as pressões de sucção e de descarga não variam mais do 1% da condição de pressão estabelecida para o teste, durante um período de 45 minutos. Como o sistema é suscetível a flutuações devido ao escoamento, ao aquecimento da bancada e do compressor, e até por parte de ruídos eletrônicos, estabeleceu-se o seguinte método para a verificação da condição de regime permanente:

1. A cada 4 segundos medem-se as pressões de sucção e de descarga, comparando seus valores com a condição estabelecida para o teste.
2. Se o valor medido de uma delas estiver fora da condição de tolerância, soma-se 1 (um) ao número de erros encontrados. Se o valor estiver dentro da tolerância se subtrai 1 do número de erros encontrados, sem permitir, no entanto, que o número de erros seja inferior a zero.
3. Se a soma total de erros encontrados for superior a 5 (cinco), o tempo sendo contado para a condição de regime permanente da bancada é zerado e volta-se ao *passo 1*. Se o número de erros for inferior a 5, o tempo continua sendo registrado.

Quando o tempo em regime não é zerado é dito que o compressor se encontra na condição de trabalho, porém não necessariamente em regime.

6

Resultados e discussões

O método de medição descrito no capítulo anterior permite levantar dados para a caracterização do escoamento na câmara de sucção. Porém, uma análise da eficácia do próprio método faz-se necessária. Neste capítulo serão avaliadas inicialmente as técnicas descritas para a calibração da sonda de anemometria e as ferramentas de pós-processamento das medições. Em seguida, os dois tipos de sensores empregados para a medição instantânea de temperatura são comparados em relação a diversos aspectos, como característica de resposta do instrumento, inércia térmica e acurácia dos resultados. Finalmente, resultados de medições de temperatura e velocidade instantâneas no interior da câmara de sucção são apresentados para duas condições de operação do compressor. A partir dos mesmos, uma caracterização do fenômeno transiente do escoamento é então fornecida, incluindo a análise do superaquecimento do gás.

6.1 PROCEDIMENTO DE CALIBRAÇÃO

Para validar a calibração descrita no capítulo anterior, utilizou-se um fluido que possuísse um número de Prandtl diferente do ar, considerando o escoamento nas condições de pressão e temperatura iguais a 101,3 kPa e 20 °C, respectivamente. O cálculo da temperatura de filme, empregada para a avaliação das propriedades do fluido, foi realizado com base em duas taxas de sobreaquecimento limite (0,5 e 0,8) da calibração descrita na seção 5.4. A tabela 6.1 mostra os valores de Prandtl para diversos fluidos nessas duas condições.

Tabela 6.1 - Número de Prandtl de diferentes fluidos referenciado a pressão atmosférica e a duas temperaturas de filme.

Fluido	Número de Prandtl	
	$T_{filme} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{filme} = 131 \text{ }^\circ\text{C}$
Ar	0,714	0,707
Argônio	0,666	0,666
Hélio	0,663	0,663
Neon	0,731	0,729
R134a	0,744	0,792

Decidiu-se usar o argônio como fluido de teste devido à grande diferença do seu valor do número de Prandtl em relação ao do ar. Não se optou pelo hélio apenas pelo seu custo mais elevado em comparação ao argônio. Por outro lado, a utilização do R134a como fluido para calibração foi descartada pelas razões justificadas na seção 5.4.

A calibração é iniciada com a sonda sendo ligada ao módulo de CTA 90C10 e, então, com o emprego do calibrador descrito no *capítulo 3*, agora ajustado com as equações de estado de cada um dos fluidos. A calibração seguiu o procedimento descrito no *capítulo 5*, obtendo-se curvas de tensão versus velocidade do sensor para cada taxa de sobreaquecimento aplicada a cada um dos fluidos.

A figura 6.1 mostra os resultados obtidos com o ar e o argônio para uma taxa de sobreaquecimento de 0,8 e utilizando apenas o Bocal 2 do calibrador. As propriedades do escoamento e da sonda durante essas calibrações são mostradas na tabela 6.2. Verifica-se a diferença entre as tensões medidas com o ar e o argônio para cada valor de velocidade indicada, demonstrando a dependência do sinal da sonda com as propriedades termodinâmicas do fluido.

A adimensionalização das curvas de calibração do ar para quatro taxas de sobreaquecimento é mostrada na figura 6.2, em que a velocidade e a tensão são representadas pelos números de Reynolds, Re , e de Nusselt, Nu , respectivamente. Observa-se uma pequena diferença entre as curvas nas velocidades maiores ($Re > 10$).

Tabela 6.2 - Propriedades do escoamento e da sonda medidos com cada um dos fluidos utilizados nas calibração.

	Ar	Argônio
Temperatura do fluido	23,6 °C	24,8 °C
Temperatura da sonda	248,8 °C	251,0 °C
Pressão medida	100,23 kPa	100,10 kPa
Resistência da sonda	3,110 Ω	3,126 Ω

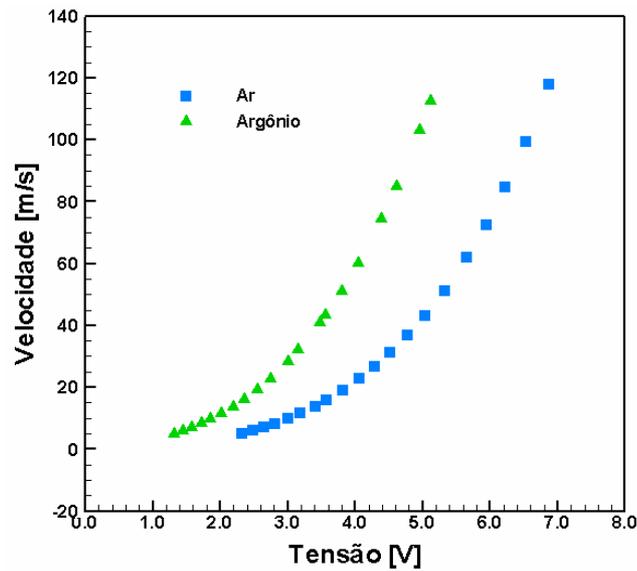


Figura 6.1 - Resultado da calibração em ar e argônio com uma taxa de sobreaquecimento de 0,8.

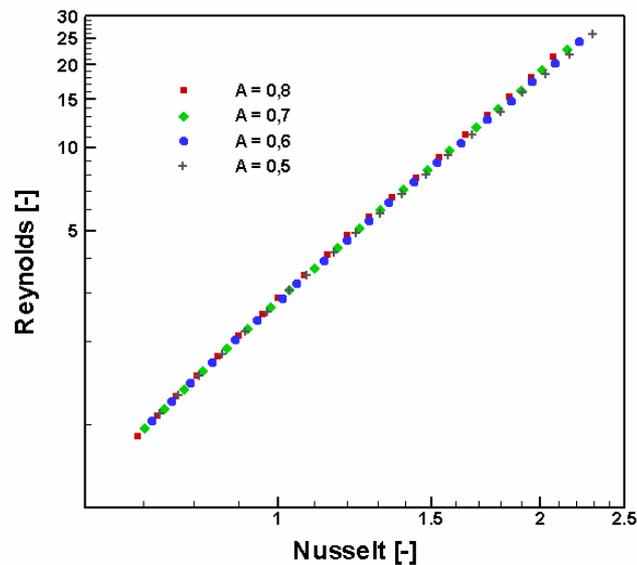


Figura 6.2 – Resultado da adimensionalização da calibração da sonda em ar.

Seguindo o procedimento de ajuste das constantes descrito na seção 0, obteve-se a relação adimensional para a sonda utilizada através da seguinte relação:

$$Nu = 0,042.Pr^{0,2} + 0,725.Pr^{1/3} .Re^{0,36} \quad [6.1]$$

Da realização deste procedimento para outra sonda, resultaram constantes diferentes, evidenciando, conforme ressaltado na discussão da seção 0, que não se pode utilizar uma relação adimensional universal para todas as sondas, mesmo que estas possuam virtualmente os mesmos comprimento e diâmetro.

A fim de ilustrar o processo de ajuste dos pontos experimentais através de uma expressão analítica na forma da equação [6.1], as figura 6.3 e figura 6.4 mostram as curvas adimensionais de calibração do ar correspondentes a duas taxas de sobreaquecimento, sobrepostas aos dados experimentais. Os erros relativos indicados em ambas as figuras são a diferença entre os valores das curvas ajustadas e dos dados experimentais. Observa-se que em ambas as figuras os erros relativos ao valor de Reynolds tendem a aumentar com o aumento do número de Nusselt. De fato, nas duas situações de taxas de sobreaquecimento, fica evidente que a relação subestima o valor da velocidade com o aumento do valor da tensão. Nota-se também que o erro relativo máximo para a taxa de sobreaquecimento de 0,8 é igual a -4,9%, enquanto que para a taxa de sobreaquecimento de 0,7 o erro máximo fica em -2,2%.

A calibração do sensor com o argônio não pôde ser realizada de forma completa, pois a pressão do seu reservatório diminui ao longo dos testes. Desta maneira, não foi possível considerar quatro diferentes taxas de sobreaquecimento para a calibração do argônio. Assim, na comparação entre os pontos obtidos da calibração da sonda em argônio com o resultado da relação adimensional obtida com ar, utilizaram-se os números de Nusselt medidos com argônio em duas taxa de sobreaquecimento (0,8 e 0,7). Os resultados do cálculo dos valores de Reynolds obtidos da expressão adimensional e dos dados experimentais são mostrados na figura 6.5, para um taxa de sobreaquecimento de 0,8, e na figura 6.6, para uma taxa de sobreaquecimento de 0,7.

Na figura 6.5 observa-se que a relação adimensional obtida para o ar é capaz de descrever muito bem a resposta da sonda quando exposta a um escoamento de argônio. No entanto, percebe-se que em níveis maiores de velocidade ocorre um aumento do erro relativo, da mesma forma como já havia sido observado na calibração com o ar. Os erros relativos são inicialmente negativos, com valor máximo de -3,8% tendem a zero quando $Nusselt = 1,55$ e tornam-se positivos a partir desse ponto, com valor máximo de 3,2%.

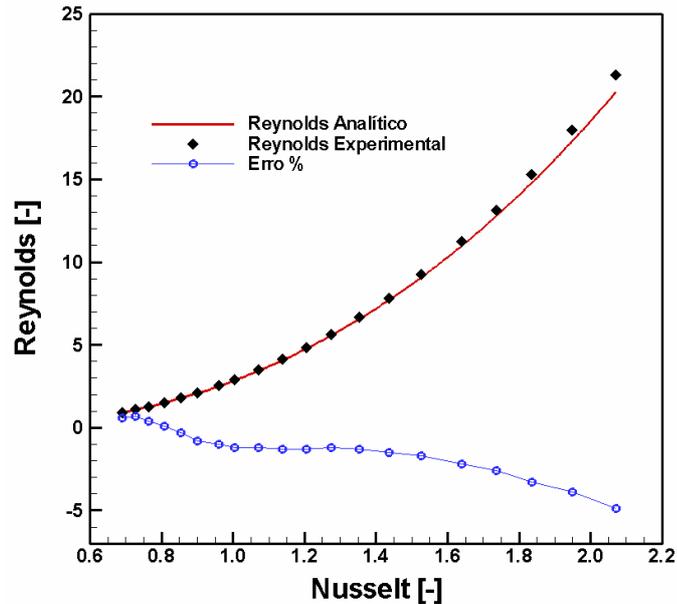


Figura 6.3 - Calibração em ar e o resultado calculado a partir da relação adimensional obtida. Taxa de sobreaquecimento de 0,8, amostra de 20 pontos.

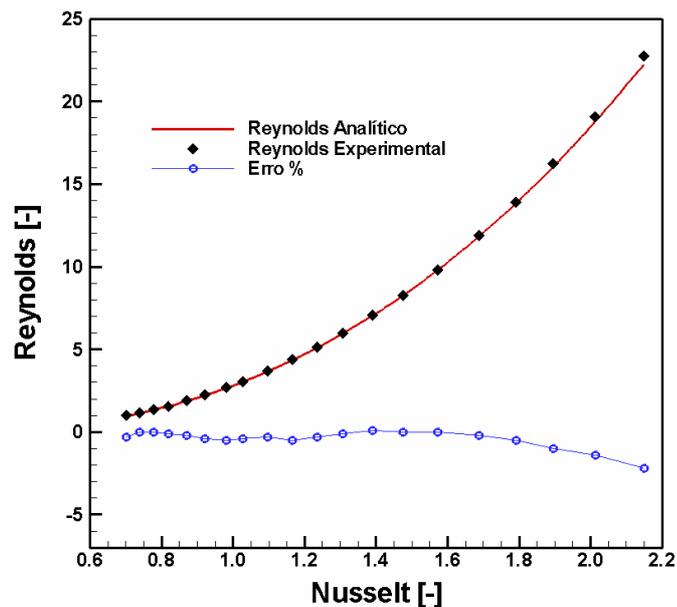


Figura 6.4 - Calibração em ar e o resultado calculado a partir da relação adimensional obtida. Taxa de sobreaquecimento de 0,7, amostra de 20 pontos.

A figura 6.6 mostra que a equação analítica consegue modelar com mais precisão a resposta da sonda quando esta é operada no argônio com uma taxa de sobreaquecimento de 0,7. Neste caso os erros relativos flutuam entre valores positivos e negativos, sem seguir uma tendência, demonstrando uma boa concordância da relação adimensional com os valores experimentais. O erro absoluto relativo com essa taxa de sobreaquecimento é de no máximo 1,2%.

A análise dos resultados analíticos em relação aos experimentais da figura 6.5 e da figura 6.6 demonstra que a correlação adimensional obtida para o ar é também válida para outros fluidos.

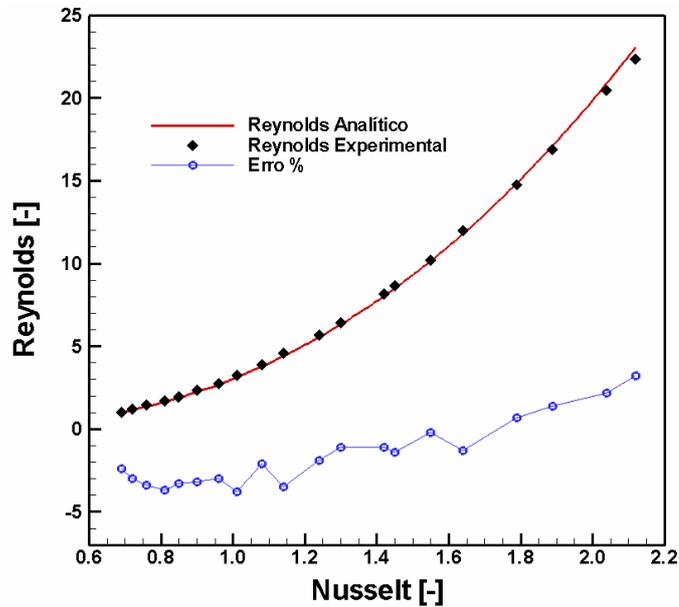


Figura 6.5 - Calibração em argônio e o resultado calculado a partir da relação obtida da calibração em ar. Taxa de superaquecimento de 0,8, amostra de 20 pontos.

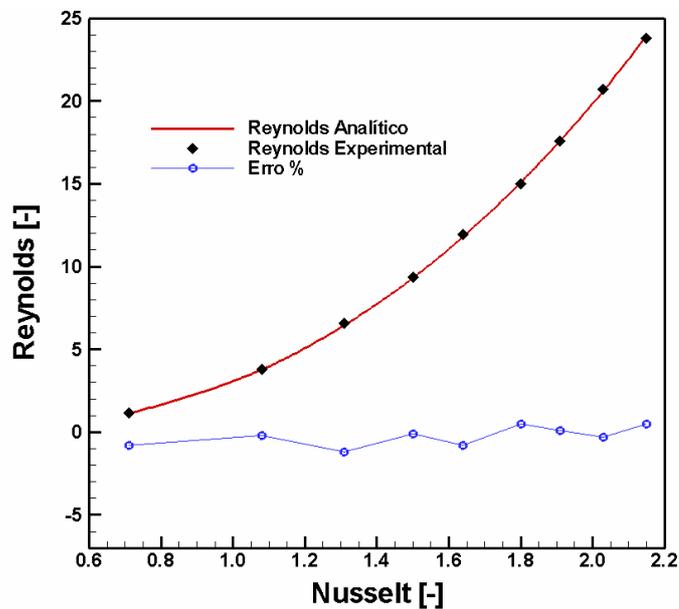


Figura 6.6 - Calibração em argônio e o resultado calculado a partir da relação obtida da calibração em ar. Taxa de superaquecimento de 0,7, amostra de 9 pontos.

6.2 TRATAMENTO ESTATÍSTICO DAS MEDIÇÕES

Um aspecto fundamental do levantamento experimental de dados de temperatura e velocidade é o tratamento estatístico das medições. Nesta seção são apresentados os procedimentos adotados e uma discussão do mérito de cada uma.

O primeiro tratamento a ser discutido é a média de conjuntos que possibilita reduzir as incertezas de um sinal, calculando-se um sinal médio a partir de um conjunto de medições instantâneas. Discute-se a validade deste procedimento através de dois exemplos.

O exemplo inicial é a medição de temperatura na câmara de sucção obtida com o micro-termopar. Na figura 6.7 apresenta-se a medição instantânea ao longo de um ciclo sobreposta ao resultado da média de 60 conjuntos, ou ciclos. O tratamento da média de conjuntos demonstra ser muito eficaz para a redução dos ruídos gaussianos inseridos pela placa de aquisição na aquisição de sinais para aumentar a resolução.

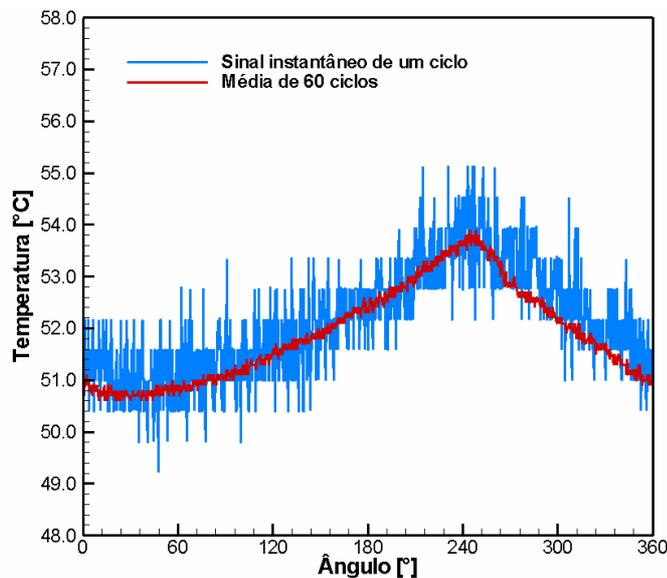


Figura 6.7 - Sinal do micro-termopar após uma média de 60 conjuntos.

O segundo exemplo refere-se à medição instantânea de temperatura de um ciclo obtido com a sonda de anemometria comparada à média de 60 ciclos, conforme ilustra a figura 6.8. Primeiramente, nota-se que as flutuações de alta frequência de temperatura foram reduzidas, resultando um sinal médio suave, como o esperado para esse tratamento. Adicionalmente, observa-se que a média ajusta-se bem sobre o sinal instantâneo da amostra, mas em certos intervalos do ciclo, a mesma pode diferir de forma significativa do valor instantâneo.

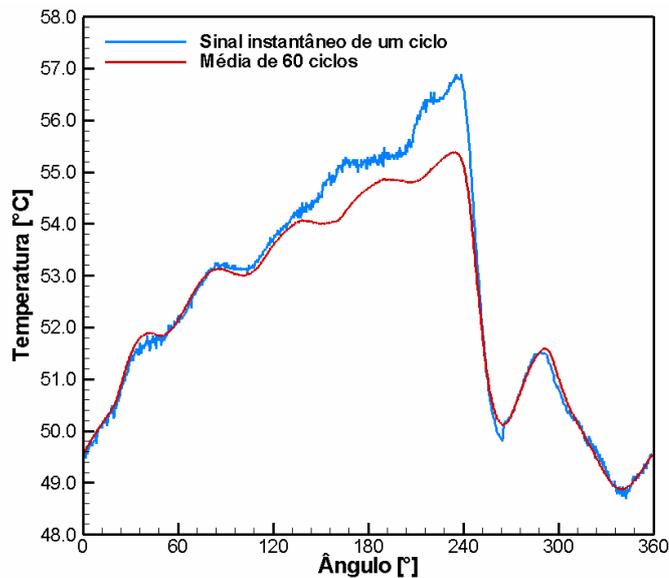


Figura 6.8 - Sinal do anemômetro de fio-frio após uma média de 60 conjuntos.

O segundo tratamento estatístico envolve a ‘aprovação’ dos ciclos que possuem 95% dos seus pontos dentro de uma tolerância de $\pm 2\sigma$ a partir de uma média inicial, em que σ é o desvio padrão em cada posição angular do ciclo. A figura 6.9 mostra a comparação dos resultados obtidos com este tratamento para 118 ciclos com e sem a média condicionada. Deve ser mencionado que o desvio padrão foi avaliado a partir da média simples dos primeiros 60 ciclos. É clara a semelhança entre os dois resultados, sendo que a diferença percentual, mostrada na mesma figura, é inferior a 0,3%. Apesar da diferença não ser muito expressiva, o resultado da média condicionada de 118 ciclos é mais confiável para representar a medição do fenômeno em análise do que a média simples.

A média condicionada depende do tamanho da amostra inicial, N , usada para determinar as tolerâncias $\pm 2\sigma$ de cada ponto ao longo do ciclo. Para verificar esta questão, foram realizados testes com o tamanho da amostra, N , adotada para média condicionada de 126 ciclos. Deve ser mencionado que do conjunto de 126 ciclos, o valor da temperatura foi registrado como zero após o 118º ciclo, a fim de melhor testar a média condicionada. O conjunto de testes é assim representado:

1. $N= 60$ ciclos;
2. $N= 92$ ciclos;
3. $N= 126$ ciclos.

A figura 6.10 mostra os resultados dos testes supracitados, demonstrando que todas as curvas obtidas de médias condicionadas tenderam a um mesmo resultado. Por outro lado, a

média simples dos 126 ciclos resultou em uma curva bastante alterada, conforme também indica a figura 6.10. Os resultados mostram que o tamanho da amostra N não é importante no cálculo da média inicial e, assim, para a definição da tolerância $\pm 2\sigma$. No entanto, este aspecto deve ser investigado de acordo com o problema em mãos.

O terceiro procedimento utilizado para tratamento dos dados consiste em se ajustar o sinal do sistema de medição da posição do pistão, a fim de garantir a validade do cálculo da média de conjuntos. Basicamente, este tratamento evita a defasagem do sinal medido de um ciclo para outro, garantindo que todos os ciclos medidos tenham o mesmo número de pontos. O resultado obtido com e sem este tratamento é mostrado na figura 6.11. Como esperado, o resultado sem o ajuste do sensor de medição da posição do pistão apresenta uma defasagem, induzindo também uma suavização do sinal e, desta forma, a sua descaracterização.

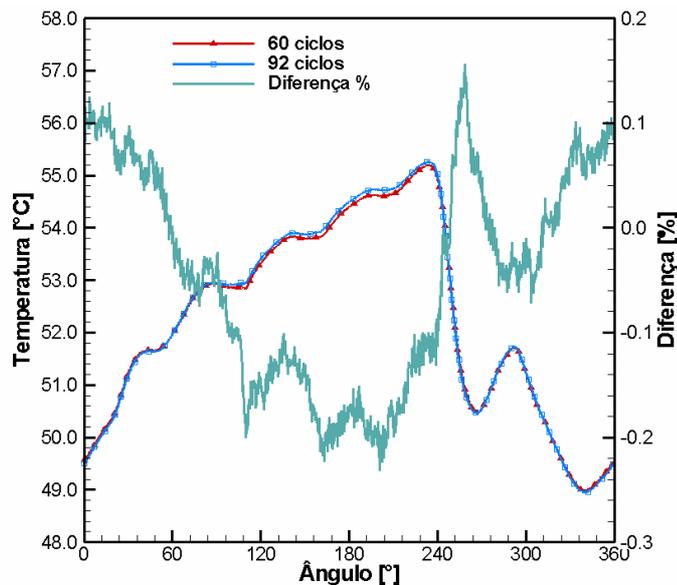


Figura 6.9 - Sinal médio calculado a partir de 60 ciclos versus o sinal calculado com 92 ciclos dentro da tolerância de $\pm 2\sigma$. Diferença percentual entre os dois sinais médios.

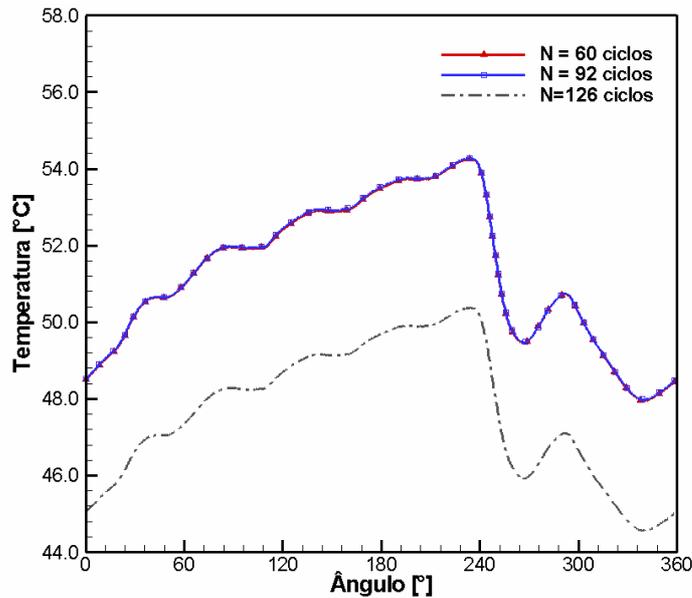


Figura 6.10 - Sinal médio calculado a partir cinco amostras diferentes com e sem o tratamento estatístico de tolerância.

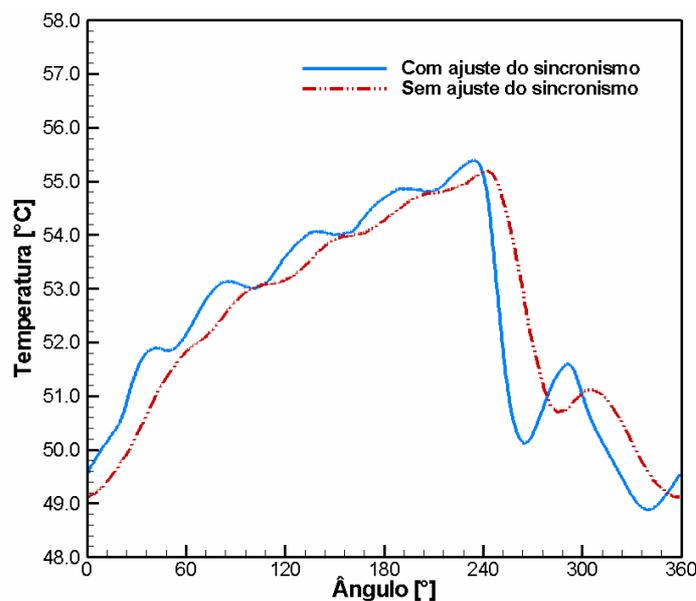


Figura 6.11 - Sinal médio calculado a partir de 60 ciclos com e sem o ajuste do sinal do sensor de medição da posição do pistão.

Nesta seção, pôde-se analisar diferentes tratamentos necessários para as medições, tais como a média de conjuntos, a média condicionada e o ajuste do sistema de medição da posição do pistão para evitar a defasagem do sinal. Todos esses procedimentos demonstraram ser válidos para o pós-processamento das medições e, desta forma, serão utilizados na seqüência deste trabalho.

6.3 ANÁLISE COMPARATIVA DOS TRANSDUTORES DE TEMPERATURA

Nesta seção, apresenta-se uma avaliação comparativa dos sensores de medição instantânea de temperatura, incluindo um levantamento de suas vantagens e desvantagens.

6.3.1 Sinais medidos

As medições de ambos os instrumentos foram realizadas em duas condições de operação do compressor, baseadas nas temperaturas de saturação no evaporador e no condensador, as quais determinam as pressões de saturação em ambos os componentes (figura 3.1). Como a bancada calorimétrica não possui evaporador e condensador, as pressões são as variáveis de controle para estabelecer a condição de operação do compressor. Não obstante isto, a condição de operação é indicada através das temperaturas de evaporação e de condensação. No presente trabalho, as duas condições avaliadas são $-23,3\text{ }^{\circ}\text{C}/+54,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $-35\text{ }^{\circ}\text{C}/+54,4\text{ }^{\circ}\text{C}$. A primeira delas define uma pressão de sucção de 1,149 bar e uma pressão de descarga de 14,71 bar para o compressor. Na segunda, a pressão de sucção é de 0,6617 bar e a de descarga é a mesma da condição anterior.

Como comentado no capítulo anterior, realizaram-se três medições (repetições) para cada instrumento em cada uma das condições de operação do compressor. Fez-se então a média aritmética simples destas 3 medições, obtendo-se o sinal médio de cada instrumento em cada uma das condições. A figura 6.12 mostra o resultado das medições de ambos os instrumentos com o compressor operando na condição $-23,3\text{ }^{\circ}\text{C}/+54,4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Nesta figura, a temperatura média ao longo do ciclo indicada pelo anemômetro é igual a $51,2\text{ }^{\circ}\text{C}$, enquanto que a do micro-termopar é de $51,4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Existe assim uma boa concordância entre os valores das médias da temperatura. Por outro lado, observa-se que o anemômetro é capaz de registrar as rápidas flutuações de temperatura, ao contrário do que ocorre com o micro-termopar. Assim, as variações de temperatura no intervalo entre 265 e 340° , registradas pelo anemômetro, não são percebidas na resposta do micro-termopar. A diferença de temperatura

máxima e mínima registrada pelo micro-termopar é de cerca de 3 °C, enquanto que o anemômetro registra mais de 6 °C. Considerando o ponto de temperatura máxima para avaliar a defasagem entre os sinais dos dois sensores, verifica-se que a resposta do termopar possui uma defasagem de cerca de 8° em relação à medição do anemômetro.

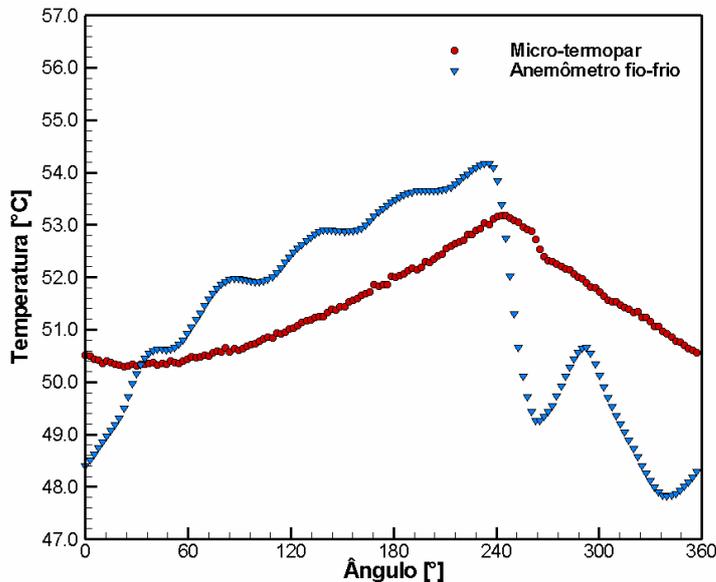


Figura 6.12 – Sinal instantâneo medido pelo fio-frio e pelo termopar na câmara de sucção com o compressor operando na condição -23,3/+54,4 °C.

Para efeito de comparação, a taxa da variação da temperatura em relação à variação da posição angular do ciclo pode ser avaliada para a seção mais inclinada das curvas de temperatura de ambos os sensores. Sabendo que o período de um ciclo do compressor é, em média, igual a 16,915 ms, verifica-se que o anemômetro possui uma resposta de cerca de 4,2 °C/ms enquanto que para o micro-termopar a resposta é de 1,0 °C/ms.

A figura 6.13 apresenta as curvas de temperatura para a condição de operação de -35 °C/+54,4 °C. Nesta condição, a temperatura média do micro-termopar é de 57,9 °C e a do anemômetro é igual a 56,8 °C, uma diferença de mais de 1 °C, o que pode comprometer quantitativamente os resultados do micro-termopar. É interessante observar que a diferença máxima de temperatura medida pelo micro-termopar é um pouco menos de 3 °C, ou seja, muito próxima da condição anterior, enquanto que a do anemômetro é de cerca de 7 °C. Nesta condição de operação a vazão de massa é menor (2,2 kg/h) do que a vazão da outra condição (5,0 kg/h), resultando em um número de Reynolds menor. Assim, esta condição é mais crítica para a medição, pois o tempo de resposta dos dois sensores será maior. Da figura 6.14, observa-se a resposta máxima do anemômetro chega a 3,1 °C/ms, enquanto a do micro-termopar não ultrapassa 0,84 °C/ms.

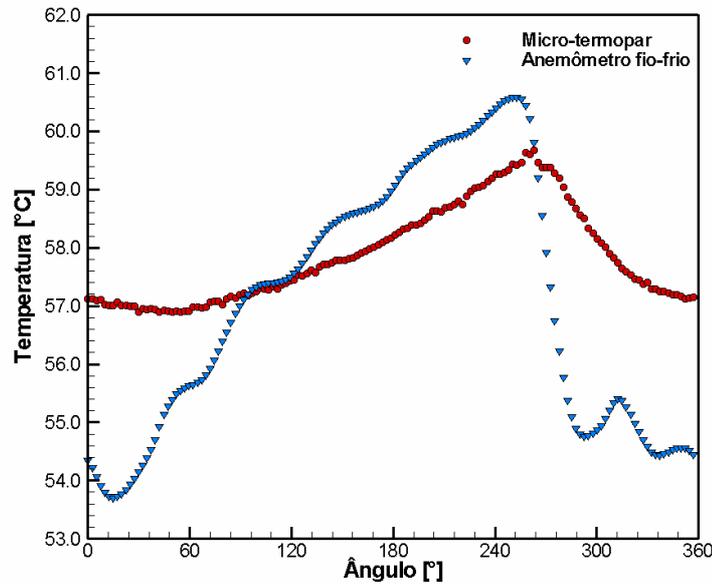


Figura 6.13 – Sinal instantâneo medido pelo fio-frio e pelo termopar na câmara de sucção com o compressor operando na condição $-35/+54,4$ °C.

6.3.2 Inércia térmica

Nesta seção são apresentados os resultados das medições de ambos os sensores com correções para compensar suas inércias térmicas, incluindo detalhes das hipóteses e do tratamento adotados.

A medição instantânea de temperatura e o resultado com a respectiva correção da inércia térmica são mostrados na figura 6.14 para a sonda de anemometria de fio-frio, na condição de operação de $-23,3$ °C/ $54,4$ °C. Observa-se que o sinal corrigido apresenta ruídos, cuja natureza foi comentada na seção 5.6.3, havendo a necessidade de sua suavização para uma melhor compreensão e análise do fenômeno sob análise. A suavização mostrada na figura 6.14 foi obtida de uma forma indireta, através do ajuste do sinal de temperatura pelos seus 30 primeiros harmônicos, antes do mesmo ser derivado no tempo (equação [4.37]).

Deve ser lembrado que uma das hipóteses adotadas no modelo de correção da inércia térmica refere-se ao comprimento do sensor. Assim, se o sensor operasse como fio-quente e considerando que a sua razão L/D é cerca de 250, esta aproximação não estaria correta devido à grande diferença de temperatura entre as hastes e o centro do fio. Quando o sensor opera

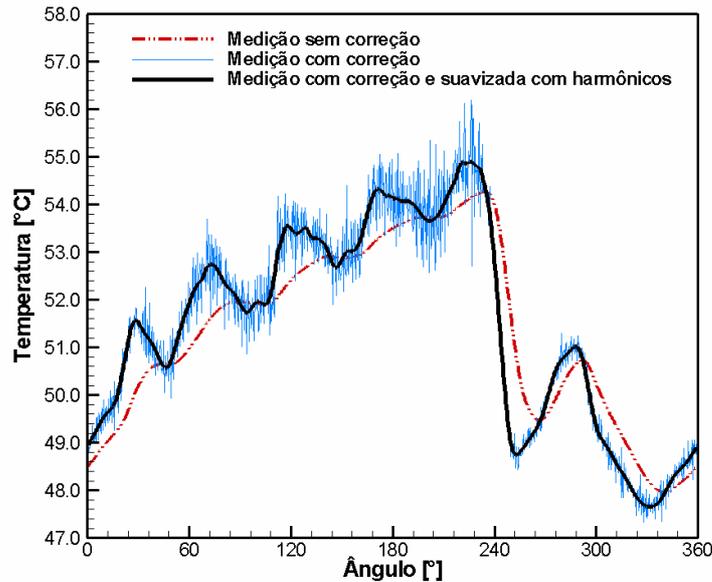


Figura 6.14 – Correção do sinal medido com a sonda de fio-frio em relação à inércia térmica.

como fio-frio, a sua temperatura não é mantida constante ao longo do tempo. Assim, mesmo levando em conta as perdas pelas extremidades, a simplificação de fio infinito na correção da inércia térmica implica em uma variação temporal de temperatura do sensor sem o efeito da variação temporal de temperatura das hastes. Isto, evidentemente, induz uma distorção da caracterização do fenômeno de transferência de calor no sensor. Porém, como a diferença de temperatura entre o centro do sensor e as hastes é menor neste caso, essa distorção é minimizada.

O processo de correção da inércia térmica da sonda de anemometria foi finalizado com a suavização do sinal, empregando o tratamento estatístico de média móvel explicado na seção 5.6.3. Uma forma de avaliar a qualidade do resultado obtido com a média móvel é calcular a correção do sinal de temperatura de acordo com diferentes números de pontos e de repetições. Ao proceder desta forma, observou-se que o aumento do número de pontos ou de repetições no cálculo da média móvel induz uma redução nas amplitudes das flutuações.

Um exemplo de resultado obtido com o uso da média móvel é mostrado na figura 6.15, em que a linha em preto representa o sinal suavizado já mostrado na figura 6.15, a linha azul é o resultado da média móvel de cinco pontos repetida três vezes. Finalmente, a linha em verde é também o resultado da da média móvel de cinco pontos repetida três vezes, mas sem a suavização inicial do sinal com harmônicos. Observa-se primeiramente que todos os resultados apresentam boa concordância, com diferenças sutis entre si. A comparação das médias móveis com e sem o tratamento de harmônicos revela que o tratamento com harmônicos é benéfico, uma vez que reduz as flutuações bruscas de temperatura.

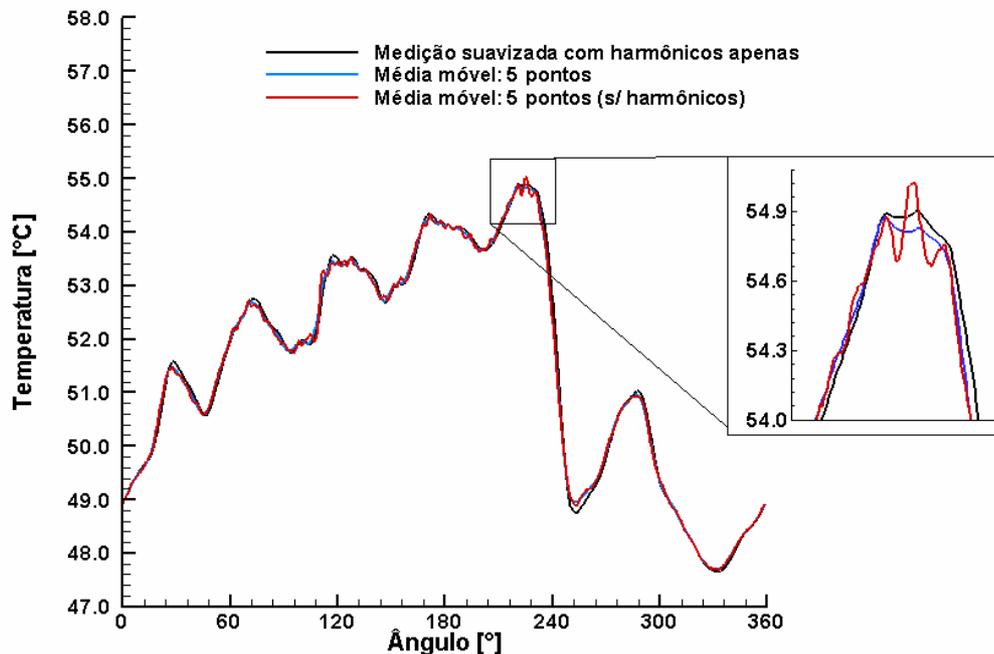


Figura 6.15 – Influência de parâmetros usados na suavização do sinal de temperatura.

Comparando-se o resultado da média móvel de cinco pontos repetida três vezes (linha azul) com o sinal de temperatura sem média móvel (linha preta), verifica-se que a média móvel produz um resultado com amplitude reduzida, porém mantendo a semelhança com o sinal original. Constata-se, portanto que o cálculo da média móvel não é benéfico para o tratamento dos sinais da sonda de anemometria.

Finalmente, deve ser notado que a correção da inércia térmica reduz o tempo de resposta do sensor a variações de temperatura. Antes da correção o sensor possuía uma resposta de 4,2 °C/ms entre os ângulos 240 a 263° e, após a correção, esta resposta passou a ser de 4,9 °C/ms entre os ângulos 230 a 251°. Adicionalmente, a correção da inércia térmica aumentou levemente o valor da temperatura máxima do ciclo de 54,2 °C para 54,9 °C, alterando também em 12° a posição em que a mesma ocorre.

Considerando a sonda de micro-termopar, a medição instantânea de temperatura é mostrada na figura 6.16, juntamente com o seu sinal corrigido, usando ou não o ajuste por harmônicos. Nota-se uma grande discrepância dos sinais corrigidos em relação ao medido. O sinal corrigido sem ajuste de harmônicos apresenta grandes picos, com magnitudes superiores a 140 °C, conforme pode ser observado na escala da ordenada à direita do gráfico. Sendo um sinal predominantemente de ruído, torna-se impossível avaliar o fenômeno a partir das flutuações de temperatura.

No sinal corrigido com o ajuste de harmônicos o transiente de temperatura possui certa semelhança com o medido com o sensor de anemometria, embora com amplitudes e frequências mais elevadas. O valor máximo do sinal de temperatura do micro-termopar neste caso é de aproximadamente 59,8 °C, praticamente 5°C acima do valor máximo observado com o sensor de anemometria. Os valores mínimos não possuem uma diferença tão grande, sendo igual a 46,2 °C no caso do micro-termopar e de 47,8 °C para o sensor de anemometria. Como esperado, o sinal corrigido com o ajuste de harmônicos possui uma resposta mais rápida e defasada em relação ao sinal originalmente medido com o micro-termopar.

As amplitudes elevadas da medição corrigida do termopar levam a crer que o modelo pode estar subestimando a resposta do sensor, e assim, resultando em uma grande correção ao sinal medido. Para avaliar este aspecto, partiu-se do princípio de que ambos os sensores, micro-termopar e fio-frio, estariam medindo as mesmas variações de temperatura. Assim, compararam-se as curvas de temperatura obtidas da medição corrigida do sensor de fio-frio, da medição do micro-termopar e do modelo do micro-termopar (figura 6.17).

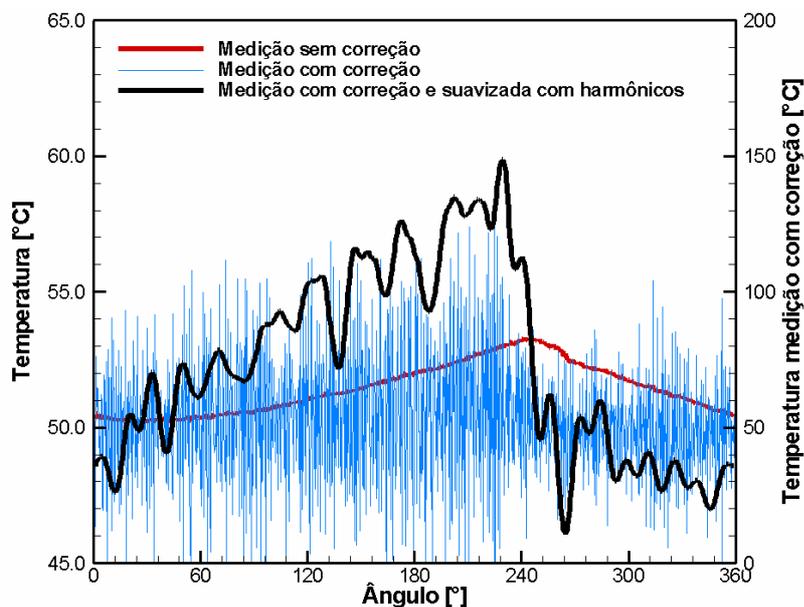


Figura 6.16 – Correção da inércia térmica na medição com a sonda de micro-termopar, com e sem ajuste por harmônicos.

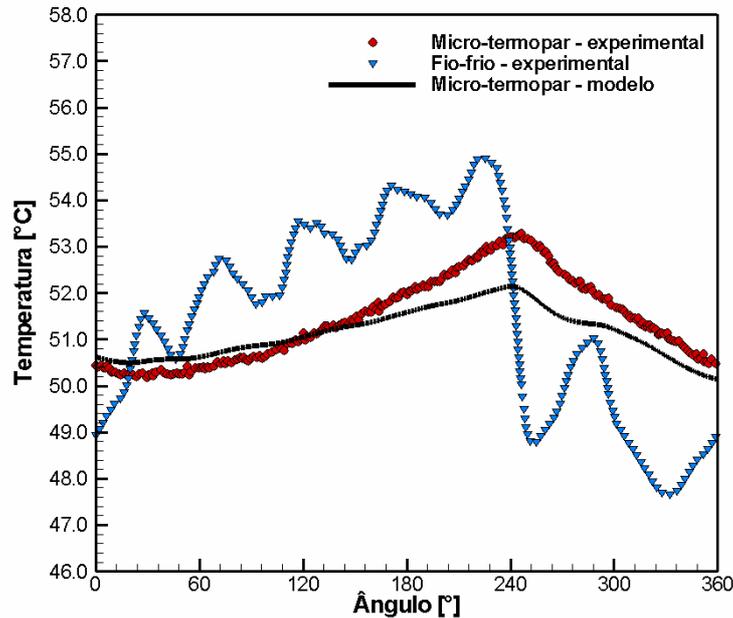


Figura 6.17 – Comparação do resultado do modelo do micro-termopar obtido com a variação de temperatura medida pelo sensor de fio-frio com o resultado da medição do micro-termopar.

Primeiramente, deve ser mencionado que a temperatura média dessas medições ao longo do ciclo com o fio-frio e o micro-termopar são iguais a 51,5 °C e 51,4 °C, respectivamente. A temperatura média resultante do modelo exposto a um escoamento como aquele medido pelo sensor de fio-frio é de 51,0 °C. Isto já indica uma falha do modelo, pois se subentende que o valor médio do modelo deveria ser igual ao valor médio do escoamento. Por outro lado, pode-se observar que os resultados do modelo e da medição com o micro-termopar possuem uma boa concordância em fase. Existe, porém, uma diferença entre as suas amplitudes, sendo de aproximadamente 1,2 °C no valor máximo. Calculando a diferença média do sinal através de

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\sum_{i=1}^N |T_{\text{modelo}}^i - T_{\text{medido}}^i|}{N} \quad [6.2]$$

tem-se que a diferença média de temperatura do modelo para a temperatura medida é de $\pm 0,49$ °C.

Uma das deficiências do modelo de correção da inércia térmica do micro-termopar é a adoção da velocidade medida pelo do sensor de fio-quente como dado de entrada. Conforme pode-se verificar na figura 4.11, o sensor de anemometria é posicionado mais ao centro do duto do que no caso do micro-termopar. Assim, uma vez que o modelo foi avaliado como se o

termopar estivesse na posição do sensor de fio-frio, esperava-se que a amplitude do sinal corrigido de temperatura fosse maior do que aquele da medição do termopar, uma vez que a troca de calor por convecção com o sensor deve ser maior no centro do duto. O que é mostrado é justamente o inverso, com o modelo de correção prevendo um sinal de baixa amplitude e com um valor de temperatura média no ciclo diferente do medido no escoamento. Subentende-se então, pela inspeção da figura 6.17, que o modelo está incoerente e não deve ser usado para o tratamento das medições do micro-termopar.

O fato é que o escoamento sobre a sonda de anemometria não pode ser considerado o mesmo que ocorre sobre o micro-termopar e, assim, não poderia ser usado para a correção da inércia térmica do micro-termopar. A alternativa então tomada para o modelo foi estimar a velocidade com base na vazão mássica média do escoamento, \dot{m} , fornecida por um medidor do tipo Coriollis instalado na bancada. Assim, uma estimativa para a velocidade do escoamento na câmara pode ser obtida de:

$$U_{\text{modelo}}(t) = \frac{\dot{m}}{\rho(t) \cdot A_{\text{duto}}} \quad [6.3]$$

em que A_{duto} é a área da seção transversal do duto. A densidade $\rho(t)$ é estimada a partir das medições instantâneas de pressão e temperatura, não corrigida, na câmara de sucção. O valor de temperatura utilizado na equação de estado para a avaliação da densidade é obtido de forma iterativa, considerando a medição do instrumento como estimativa inicial.

Na figura 6.18, a velocidade obtida com este novo modelo é comparada com aquela medida pelo anemômetro de fio-quente. Nota-se que velocidade instantânea fornecida pela equação [6.3] apresenta amplitudes reduzidas, quando comparada ao sinal de velocidade registrado pelo anemômetro. Enquanto o sensor de anemometria indica um pico de velocidade em torno de 40 m/s, o novo modelo fornece um valor de velocidade máxima de aproximadamente 8 m/s. Interessante verificar que a velocidade média ao longo do ciclo calculada da curva obtida com a equação [6.3] é menor do que aquela que seria obtida da curva medida pelo anemômetro. Pelo fato do micro-termopar estar mais próximo à parede do duto, um valor inferior para velocidade média corrobora a adoção deste modelo, uma vez que as velocidades nesta região são inferiores às do centro devido ao atrito viscoso.

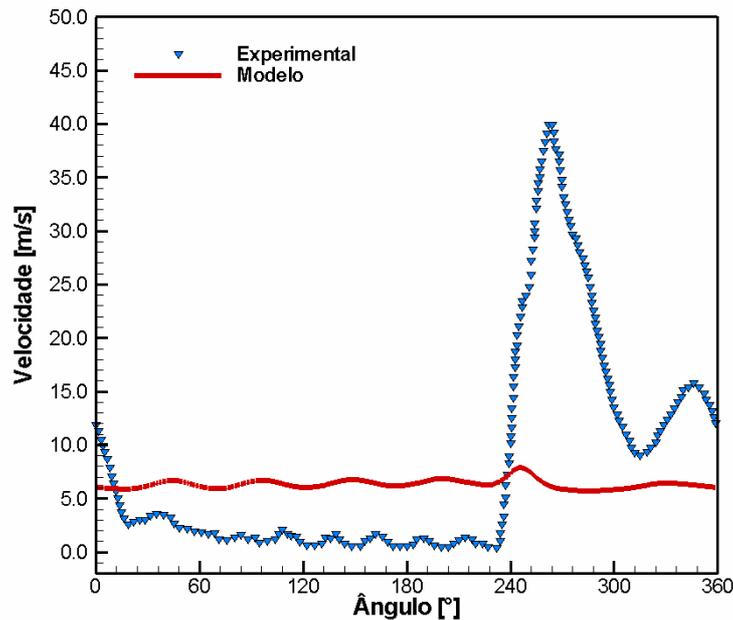


Figura 6.18 – Velocidades utilizadas para a correção da inércia térmica do micro-termopar.

Aplicando a velocidade calculada com a equação [6.3] no modelo de resposta do micro-termopar, obtém-se o resultado mostrado na figura 6.19. A nova estimativa de temperatura média do ciclo, $51,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, é mais alta do que a anterior, diferindo em apenas $\pm 0,26\text{ }^{\circ}\text{C}$ do valor médio de temperatura medido pelo micro-termopar. Embora o erro tenha diminuído, ainda existe uma diferença de $0,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ entre os valores de velocidade máxima indicados pelo modelo e pela medição, evidenciando que a resposta do micro-termopar está ainda subestimada.

Na seqüência da análise do modelo de correção do sinal do micro-termopar, verificou-se que o mesmo depende do número de harmônicos utilizados na suavização do sinal medido. Para entender esta questão e definir o número mais adequado de harmônicos, foram comparados os resultados obtidos com diferentes harmônicos. Os resultados desta análise estão apresentados na figura 6.20.

Um exame inicial da figura 6.20 revela que o aumento do número de harmônicos gera um decréscimo no valor da temperatura em torno do ângulo de manivela de 260° . Na figura 6.14, pode-se observar que a menor temperatura registrada pelo anemômetro ocorre no ângulo de $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ e é igual a aproximadamente $49\text{ }^{\circ}\text{C}$. Sabendo que o anemômetro é um instrumento de resposta mais rápida, a curva correspondente ao seu sinal pode ser considerada como uma referência na análise do tratamento do sinal do micro-termopar. Desta forma, através da equação [6.2], calculou-se a diferença média entre o sinal medido pelo anemômetro e cada um dos resultados obtidos para o micro-termopar com diferentes números de harmônicos. O

resultado é mostrado na tabela 6.3. Fica claro da tabela que quanto menor o número de harmônicos menor é a diferença média entre os sinais do micro-termopar e do anemômetro.

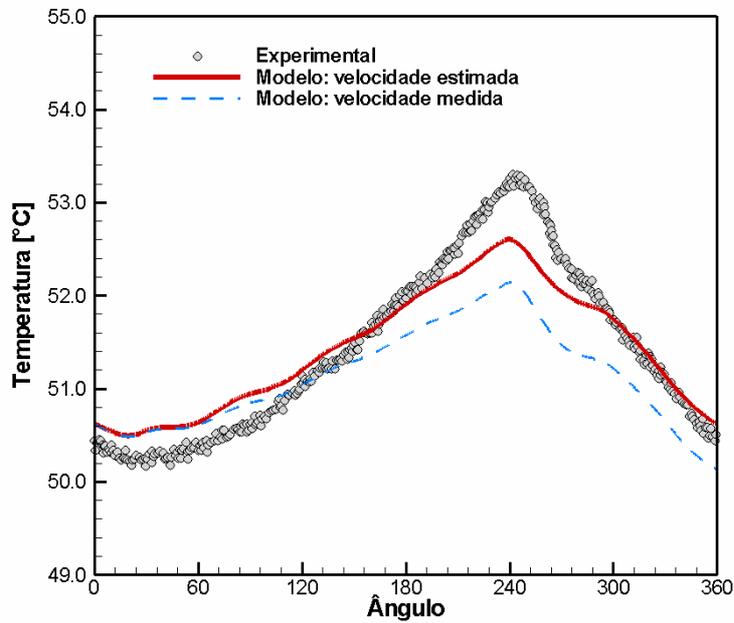


Figura 6.19 – Resultado do novo modelo para o micro-termopar.

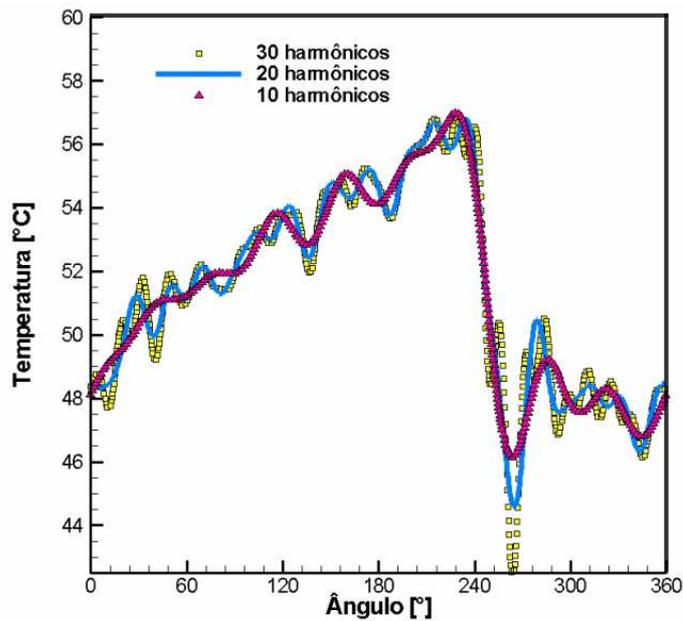


Figura 6.20 – Sinal do micro-termopar corrigido com números diferentes de harmônicos.

Tabela 6.3 - Relação entre número de harmônicos e diferença entre os sinais medidos pelo o anemômetro e pelo o micro-termopar.

Número de harmônicos	Diferença média [°C]
5	1.02
10	1.07
15	1.09
20	1.11
25	1.13
30	1.16

Ainda que a redução do número de harmônicos reduza a diferença entre os sinais dos dois tipos de sensores, deve ser lembrado que a configuração do sinal está diretamente relacionada ao número de harmônicos. Portanto, a redução demasiada do número de harmônicos pode levar a uma descaracterização do fenômeno em análise. A fim de determinar a melhor escolha de número de harmônicos, torna-se imprescindível avaliar a deficiência do modelo na representação do sinal medido. Assim, observando inicialmente a figura 6.19, verifica-se que o modelo superestima o sinal entre os ângulos 0 e 155° e o subestima entre os ângulos 190 e 290°. Portanto, sabe-se que as flutuações de temperatura deveriam ser menores entre 0 e 155 ° (início do ciclo) e maiores entre 190 e 290°. Deste modo, o número mais adequado de harmônicos deveria ser capaz de contrabalançar de alguma forma esta deficiência do modelo.

Observa-se na figura 6.20 que o sinal do micro-termopar que mais se assemelha ao do anemômetro é o obtido com 10 harmônicos, havendo uma redução significativa das flutuações de temperatura entre 190 e 290 °C. Verificou-se que os resultados das medições ajustadas com números de harmônicos inferiores a 10 mantinham também uma boa concordância neste intervalo do ciclo. Contudo, o uso de um número de harmônicos inferior a 10 induz um pequeno aumento no valor da temperatura máxima e uma descaracterização das flutuações no início do ciclo. Comparando os resultados obtidos com números de harmônicos entre 5 e 10, constatou-se que os sinais mais próximos do sinal original foram previstos com 9 e 10 harmônicos. A figura 6.21 apresenta uma comparação qualitativa entre as características das curvas fornecidas pelo modelo com 9 e 10 harmônicos. Nota-se que o sinal com 9 harmônicos possui amplitudes mais realçadas no início do ciclo e mais reduzidas entre 190 e 290°, tornando-o mais adequado para a correção da inércia térmica do sensor.

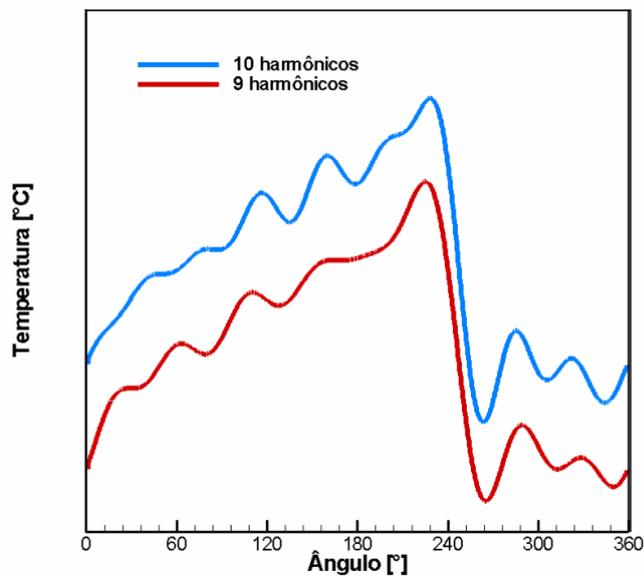


Figura 6.21 – Comparação do sinal do micro-termopar corrigido com 9 e 10 harmônicos.

Adotando esta técnica de correção para o sinal do micro-termopar, nota-se que transientes mais rápidos de temperatura podem ser registrados. Por exemplo, enquanto que a resposta do micro-termopar era limitada a $1,0 \text{ }^\circ\text{C/ms}$ entre os ângulos 253 e 268° , com a aplicação da correção a resposta pode ser aumentada para $6,0 \text{ }^\circ\text{C/ms}$ entre os ângulos 230 a 263° . Por outro lado, o sinal ajustado possui magnitudes de temperatura maiores, passando de $53,3 \text{ }^\circ\text{C}$ para $57,2 \text{ }^\circ\text{C}$, com o ponto de sua ocorrência estando defasado em torno de 17° em relação ao sinal originalmente medido.

Ao finalizar esta seção, têm-se condições de definir os parâmetros necessários para a correção da inércia térmica do micro-termopar e do sensor de anemometria. Observou-se que o modelo de correção para a inércia térmica da sonda de anemometria é adequado, apesar de não levar em conta a inércia térmica das hastes. Avaliou-se a aplicação da média móvel para a suavização do sinal, constatando que a sua aplicação é desnecessária na correção dos sinais de inércia térmica quando já se utiliza a suavização do sinal por meio da restrição de harmônicos. A aparente desvantagem da sonda de anemometria em depender de medições de temperatura e de velocidade é, na verdade, um benefício para a correção da inércia térmica. Isto permite conciliar a medição de temperatura a de velocidade em um mesmo modelo, garantindo a correção concisa da resposta do sensor. Quanto ao modelo do micro-termopar, verificou-se a sua grande incerteza em relação à velocidade do escoamento. Devido à incapacidade do instrumento em medir velocidade, o modelo de correção para a sua resposta passa a depender de valores de velocidade obtidos por meio de outros instrumentos.

A análise da resposta corrigida do micro-termopar revelou que as velocidades fornecidas pelo anemômetro não são adequadas para o seu modelo de correção de inércia térmica. Assim sendo, ajustou-se o modelo com o emprego de valores de velocidade média do escoamento na seção transversal do duto. De fato, o uso desses valores de velocidade é bastante apropriado, pois provavelmente seria o único dado disponível no caso do uso do termopar. A avaliação do número de harmônicos no cálculo da inércia térmica do micro-termopar revelou que existe um número adequado para o modelo.

Em síntese, para medições instantâneas de temperatura na câmara de sucção do compressor sob análise, torna-se necessário o conhecimento das dimensões dos sensores e do escoamento para a correta compensação da inércia térmica.

6.3.3 Considerações finais sobre os dois tipos de sensores

A sonda de anemometria é um instrumento poderoso e versátil, porém muito frágil de manipular. A resposta da sonda a variações de velocidade e temperatura é muito rápida, tornando-a adequada para a análise de escoamentos transientes.

Um sistema completo de anemometria normalmente tem um alto custo, uma vez que engloba uma central para o condicionamento de sinais e alimentação da sonda. Adicionalmente, o sistema precisa de um módulo para a calibração das sondas. O sistema de anemometria exige o conhecimento adequado sobre os seus princípios de operação e medição, o qual demanda tempo para o aprendizado.

Quanto à calibração, foram necessários em torno de uma hora para a calibração do sensor de anemometria para uma determinada faixa de velocidade e aproximadamente três horas para a calibração relativa à temperatura. Quando se faz a calibração para ajustar as constantes da relação adimensional [4.41], a calibração de velocidade é repetida quatro vezes e, desta forma, o processo completo de calibração de uma sonda para uso no compressor podia levar cerca de 6 horas. O procedimento de posicionamento e instrumentação do sensor de anemometria requeria mais uma hora para estar finalizado.

O micro-termopar é um instrumento mais robusto para a manipulação que a sonda de anemometria. No caso de quebra, normalmente não existe conserto para a sonda e a mesma

deve ser substituída. O micro-termopar é um instrumento de baixo custo, não requerendo equipamentos sofisticados para o seu emprego. A operação com o termopar é muito mais simples, havendo a necessidade de apenas ligá-lo ao sistema de aquisição. No entanto, apesar desta simplicidade, os sistemas de aquisição geralmente apresentam problemas em lidar com termopares em altas taxas de aquisição. Assim, um procedimento de correção do sinal deve ser adotado. Além disto, a aplicação de termopares é limitada para a investigação de fenômenos com transientes não muito elevados, uma vez que a compensação de sua inércia térmica exige o correto valor da velocidade do escoamento, o qual é de difícil obtenção. Finalmente, existe a possibilidade de se adotarem curvas tabeladas de calibração para termopares disponíveis na literatura, diminuindo o tempo de calibração do sensor.

6.4 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Esta seção compreende a análise dos resultados processados das medições de temperatura e de velocidade na câmara de sucção do compressor. Os objetivos principais são caracterizar o escoamento no interior da câmara e a transferência de calor, tanto no duto como na câmara de sucção. Além disto, o efeito do superaquecimento do gás no escoamento ao longo do duto também é considerado.

As medições foram feitas com o compressor operando nas condições de $-23,3\text{ }^{\circ}\text{C}/+54,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $-35\text{ }^{\circ}\text{C}/+54,4\text{ }^{\circ}\text{C}$, aqui denominadas, por uma questão de conveniência, *Condição 1* e *Condição 2*, respectivamente.

Os resultados das medições com a sonda de anemometria para o compressor operando na condição 1 são mostrados na tabela 6.4. A temperatura média na câmara de sucção indicada consiste na média das medições ao longo do ciclo de operação do compressor para a sonda de fio-frio. A eficiência volumétrica foi determinada através da equação [1.3], com volume específico avaliado na câmara de sucção.

Segundo dados do fabricante, o COP do compressor em estudo deveria ser igual a 1,83, com uma potência consumida de 152 W e um fluxo de massa de 5,39 kg/h. A divergência entre os valores de catálogo e os das medições se deve em boa parte à substituição da junta do cabeçote do compressor. Com a deterioração da junta original nos primeiros testes, utilizou-se outra com espessura maior, aumentando o volume morto na câmara de compressão e, desta

forma, reduzindo a vazão mássica devido à queda da eficiência volumétrica. Este aspecto não compromete a análise dos resultados, uma vez que a mesma está centrada na comparação dos dois tipos de sensores para a caracterização dos transientes no escoamento.

Os resultados das medições com o micro-termopar para a condição 1, mostrados na tabela 6.5, demonstra uma boa concordância com as medições do sensor de anemometria, principalmente em relação à temperatura média na câmara de sucção.

Tabela 6.4 – Resultados das medições com o anemômetro na condição 1.

	Medição 1	Medição 2	Medição 3	Medição 4	Média
Pressão de sucção (bar)	1,158	1,145	1,149	1,146	1,150
Pressão de descarga (bar)	14,72	14,63	14,72	14,77	14,71
Vazão mássica (kg/h)	5,12	5,02	5,07	5,08	5,07
Potência consumida (W)	166,5	163,3	165,2	165,7	165,2
COP (W/W)	1,59	1,59	1,58	1,58	1,59
Temperatura média na câmara de sucção (°C)	51,1	51,3	51,6	51,0	51,3
Eficiência volumétrica (%)	75,3	74,9	75,4	75,6	75,3

Tabela 6.5 – Resultados das medições com o micro-termopar na condição 1.

	Medição 1	Medição 2	Medição 3	Média
Pressão de sucção (bar)	1,144	1,143	1,147	1,145
Pressão de descarga (bar)	14,77	14,77	14,75	14,76
Vazão mássica (kg/h)	5,01	5,03	5,06	5,03
Potência consumida (W)	165,3	165,1	165,3	165,2
COP (W/W)	1,56	1,57	1,58	1,57
Temperatura média na câmara de sucção (°C)	51,4	51,4	51,5	51,4
Eficiência volumétrica (%)	74,7	75,1	75,3	75,0

Os resultados das medições com a sonda de anemometria para a condição 2 são mostrados na tabela 6.6. Como esperado, observa-se que nesta condição de operação a eficiência volumétrica do compressor é menor, sendo 20% inferior à da condição 1. Por outro lado, COP é reduzido em mais de 30% em relação à condição 1.

Tabela 6.6 – Resultados das medições com o anemômetro na condição 2.

	Medição 1	Medição 2	Medição 3	Média
Pressão de sucção (bar)	0,659	0,656	0,654	0,656
Pressão de descarga (bar)	14,73	14,81	14,69	14,74
Vazão mássica (kg/h)	2,18	2,23	2,24	2,20
Potência consumida (W)	103,3	104,7	105,3	104,0
COP (W/W)	1,09	1,10	1,10	1,09
Temperatura média na câmara de sucção (°C)	56,9	57,4	56,7	57,0
Eficiência volumétrica (%)	58,0	59,6	59,8	58,6

De acordo com os dados do fabricante, na condição 2 o compressor deveria fornecer cerca de 122 W de capacidade de refrigeração, o que resultaria em uma vazão mássica de 2,35 kg/h. Ressalva-se novamente que o compressor utilizado nos experimentos não está na sua plenitude de performance, devido à substituição da junta do cabeçote.

Na tabela 6.7 são mostrados os resultados das medições com a sonda de micro-termopar para o compressor operando na condição 2. Novamente, os resultados são muito semelhantes aos obtidos com a sonda de anemometria.

Tabela 6.7 - Resultados das medições com o micro-termopar na condição 2.

	Medição 1	Medição 2	Medição 3	Média
Pressão de sucção (bar)	0,656	0,656	0,657	0,657
Pressão de descarga (bar)	14,72	14,63	14,80	14,69
Vazão mássica (kg/h)	2,19	2,19	2,20	2,20
Potência consumida (W)	104,0	103,8	105,6	104,4
COP (W/W)	1,09	1,09	1,09	1,09
Temperatura média na câmara de sucção (°C)	57,9	57,8	57,6	57,8
Eficiência volumétrica (%)	58,2	58,2	58,8	58,4

6.4.1 Escoamento na câmara de sucção

A caracterização do escoamento no interior da câmara de sucção é conduzida com base nas medições com a sonda de anemometria nos modos de fio-quente e de fio-frio, devido à sua melhor capacidade para registrar sinais com transientes elevados. O objetivo aqui é descrever o escoamento do vapor na região compreendendo o duto1, a câmara de sucção, o orifício de sucção e a válvula de sucção, conforme ilustra a figura 6.22.

Como descrito na seção 1.2, o pistão em seu movimento descendente reduz a pressão na câmara de compressão e, em certo ponto, a mesma torna-se menor do que a pressão na câmara de sucção. Esta diferença de pressão eventualmente proporciona uma força sobre a válvula capaz de abri-la. Naturalmente, a dinâmica da válvula depende de suas dimensões geométricas, massa e rigidez. Além disto, pode também existir uma força de colamento devido da presença de óleo entre a válvula e o seu assento, a qual age em oposição à abertura da válvula.

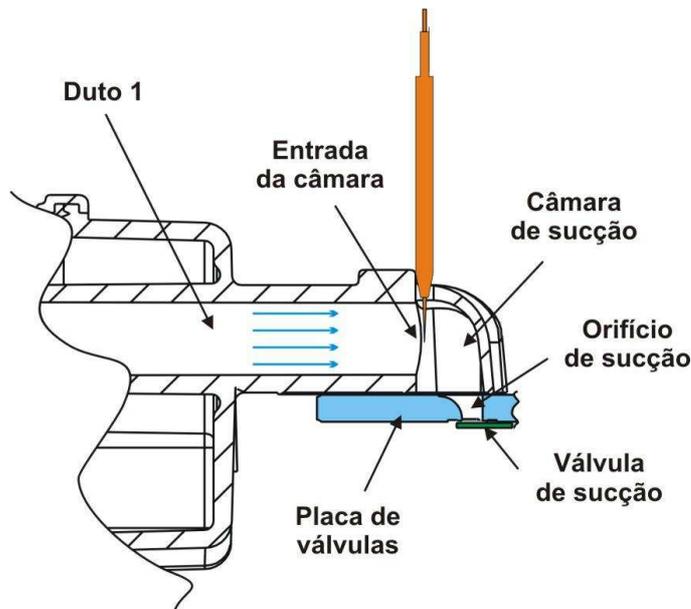


Figura 6.22 – Partes que compõe o sistema de sucção.

Resultados para o deslocamento da válvula de sucção com o compressor operando na condição 1, mostrados na figura 6.23, indicam que a válvula abre em torno do ângulo 230° e atinge um deslocamento máximo de 2,21 mm em 267° , onde haveria a menor restrição ao escoamento de vapor. Após este primeiro movimento de abertura, a válvula oscila, chegando a atingir uma abertura de 0,55 mm no ângulo de 312° . Deste ponto em diante, a válvula se afasta do assento novamente e, no ângulo 355° , atinge um afastamento de 1,20 mm, para então fechar completamente no ângulo de 24° .

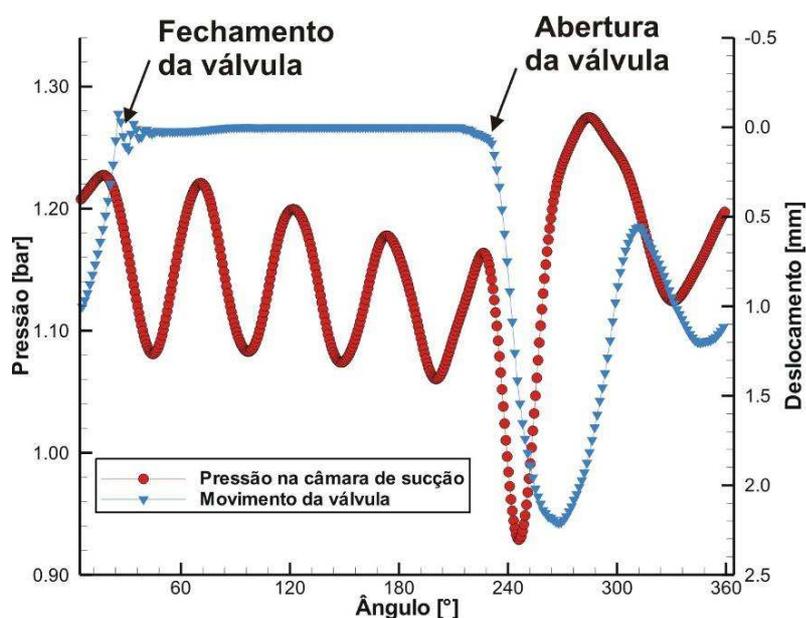


figura 6.23 – Resultados para o deslocamento da válvula de sucção e pressão na câmara de sucção, com o compressor operando na condição 1.

Para complementar a análise, na figura 6.23 é mostrado também o resultado da medição da pressão instantânea na câmara de sucção. Verifica-se que as flutuações de pressão câmara de sucção são significativas ao longo de todo o ciclo, com um valor mínimo ($P_{\text{MÍN}}$) de 0,93 bar no ângulo 246° e um valor máximo ($P_{\text{MÁX}}$) de 1,27 bar no ângulo de 284° .

Comparando as curvas de deslocamento e de pressão, verifica-se a relação da abertura da válvula com a redução da pressão na câmara. De fato, observa-se que a pressão na câmara e o deslocamento da válvula possuem a mesma inclinação, indicando que ambos estão relacionados até o ponto onde a pressão atinge o seu valor mínimo. A figura 6.24 mostra uma visão ampliada da região do ciclo em que ocorre a abertura da válvula, evidenciando que a abertura da válvula está aproximadamente em fase com um pico pressão na câmara. Este aspecto é vantajoso para a eficiência volumétrica do compressor, pois permite que diferença de pressão necessária para abrir a válvula seja alcançada mais rapidamente e pelo fato de aumentar a densidade do gás na câmara no momento da abertura.

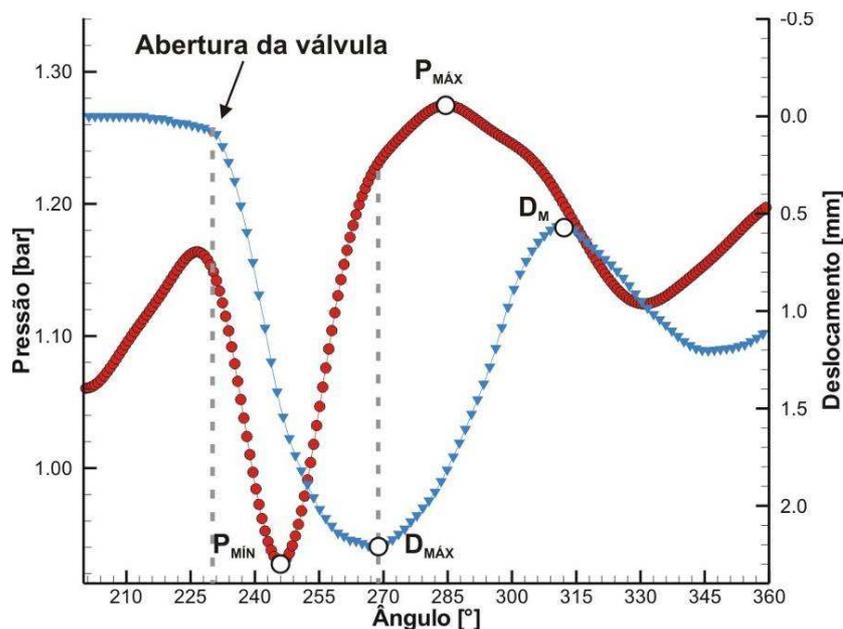


Figura 6.24 – Abertura da válvula e as condições de pressão.

Pode ser observado na figura 6.24 que os pontos de mínima pressão e de máximo deslocamento da válvula estão defasados cerca de 22° . Além do ponto de pressão mínima, $P_{\text{MÍN}}$, a válvula ainda descreve um movimento de abertura, porém menos acelerado, devido provavelmente à sua inércia. Verifica-se que no ponto de máximo deslocamento da válvula ($D_{\text{MÁX}}$), a pressão da câmara é de 1,228 bar, cerca de 7% maior que a pressão de abertura da válvula. A válvula descreve então um movimento de fechamento até o ângulo 312° (D_{M}),

situado 27° após o ponto $P_{MÁX}$. A partir deste ponto a válvula volta a abrir havendo a redução adicional da pressão na câmara. Um pouco mais adiante no ciclo, observa-se que novamente o ponto de mínima pressão apresenta-se defasado em relação ao ponto de maior abertura.

A compreensão dos fenômenos associados à flutuação de pressão e ao movimento da válvula pode ser complementada com a medição da velocidade na câmara de sucção. No entanto, antes de proceder à análise dessas informações, é importante ressaltar que as medições de velocidade com a sonda de anemometria foram realizadas no centro do duto 1, não representando velocidade média na seção. Apesar disto, uma avaliação da velocidade média instantânea do escoamento pode ser feita a partir da vazão mássica do compressor, empregando a seguinte expressão:

$$\bar{U}_{duto}(t) = \frac{\dot{m}}{\bar{\rho} \cdot A_{duto}} \cdot \frac{V_{medido}(t)}{\bar{V}_{medido}} \quad [6.4]$$

Na expressão acima, a densidade é avaliada nos valores médios de temperatura e pressão ao longo do ciclo.

A figura 6.25 mostra a diferença entre as magnitudes da velocidade local medida no centro do duto e da velocidade média no duto avaliada da expressão [6.4]. Nota-se que os níveis de velocidade são significativamente diferentes durante a abertura da válvula. Observa-se também que enquanto a válvula está fechada a velocidade no duto oscila com amplitudes inferiores a 3 m/s.

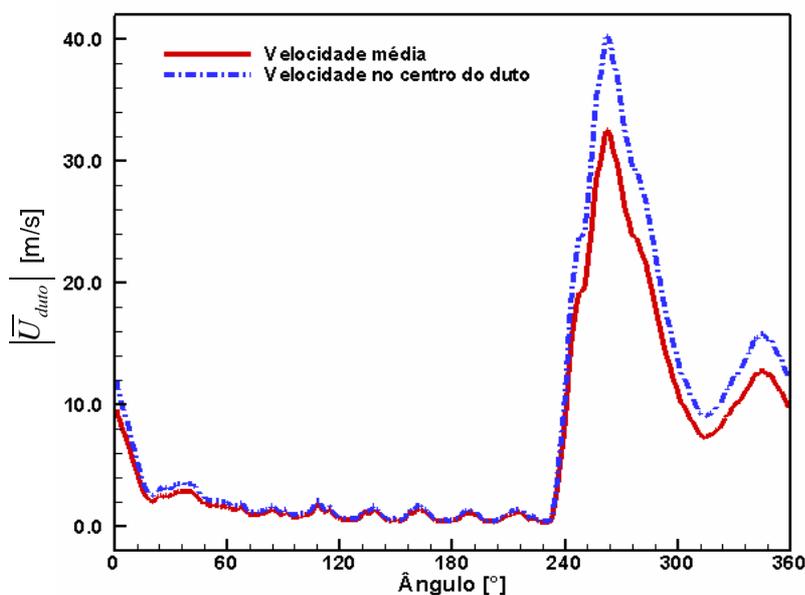


Figura 6.25 – Diferenças entre a velocidade medida no centro do duto e a velocidade média aproximada.

Na figura 6.26 são mostradas as medições de pressão, velocidade e movimento da válvula. Verifica-se que a abertura da válvula no ângulo 230° é acompanhada pela queda de pressão e pelo aumento da velocidade no duto, a qual chega a atingir o valor máximo de 32,2 m/s no ângulo de 264° . O fato da velocidade máxima ser alcançada antes do deslocamento máximo da válvula pode ser relacionado a duas possíveis razões: a localização do sensor de velocidade e a dinâmica da válvula. A primeira razão se refere à distância entre o ponto em que foi medida a velocidade e o orifício de passagem da válvula de sucção. Esta distância implica em um tempo necessário para o fluido percorrer toda a câmara de sucção e atravessar o orifício de sucção, podendo explicar em parte a defasagem entre os pontos de velocidade e afastamentos máximos. A segunda razão se refere à inércia da válvula de sucção, a qual faz com que o movimento da válvula demore a responder à mudanças bruscas de pressão e velocidade no escoamento.

Apesar da dificuldade originada pelos dois aspectos supracitados, a proximidade entre os pontos de máximo da velocidade e do deslocamento da válvula de sucção indica que a velocidade máxima se refere de fato à máxima abertura da válvula. É interessante observar as mudanças sutis de inclinação no sinal de velocidade entre os ângulos 249° e 255° e entre os ângulos 270° e 277° , as quais sugerem perturbações no escoamento.

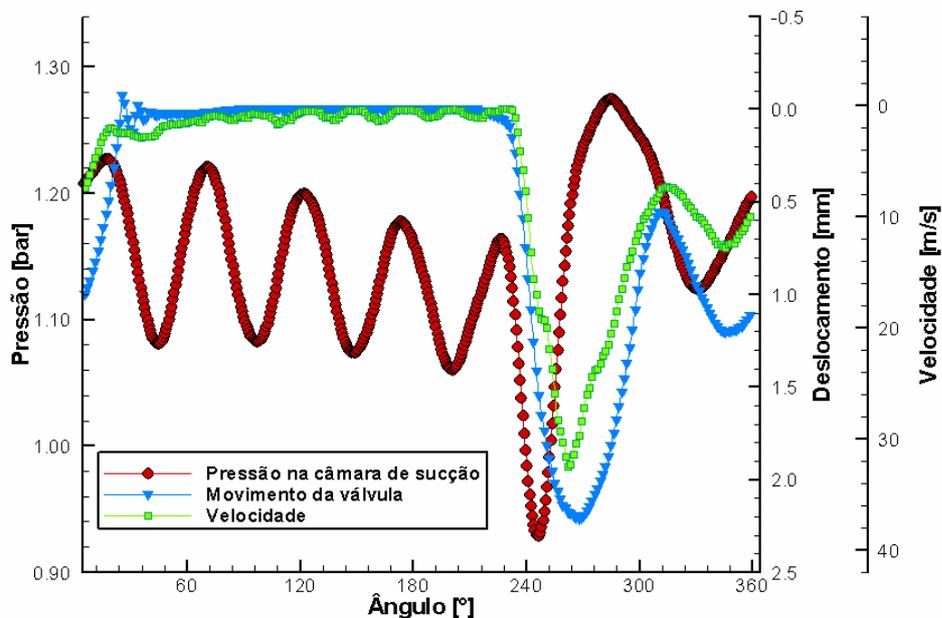


Figura 6.26 – Medições de velocidade na entrada e pressão na câmara de sucção e movimento da válvula de sucção na condição 1.

Apesar da dificuldade originada pelos dois aspectos supracitados, a proximidade entre os pontos de máximo da velocidade e do deslocamento da válvula de sucção indica que a

velocidade máxima se refere de fato à máxima abertura da válvula. É interessante observar as mudanças sutis de inclinação no sinal de velocidade entre os ângulos 249 e 255° e entre os ângulos 270 e 277°, as quais sugerem perturbações no escoamento.

Na figura 6.26, percebe-se também pequenas flutuações de velocidade ao longo da maior parte do ciclo de sucção, provavelmente originadas pelas flutuações de pressão. Contudo, uma vez que a sonda de anemometria não permite distinguir o sentido do escoamento, nem tampouco a condição de velocidade nula, devido à calibração adotada, velocidades eventualmente negativas são mostradas sempre como positivas.

Fazendo uma análise na região do ciclo próxima à abertura de válvula por meio da figura 6.27, percebe-se uma defasagem entre a abertura da válvula e o início do escoamento no duto. A explicação está provavelmente ligada à inércia do gás contido na câmara de sucção, o qual, estando inicialmente em repouso, necessita de um certo tempo para ser acelerado. Desta forma, o gás na câmara demora a escoar para o orifício e, logo, o mesmo acontecendo com o gás na saída do duto 1.

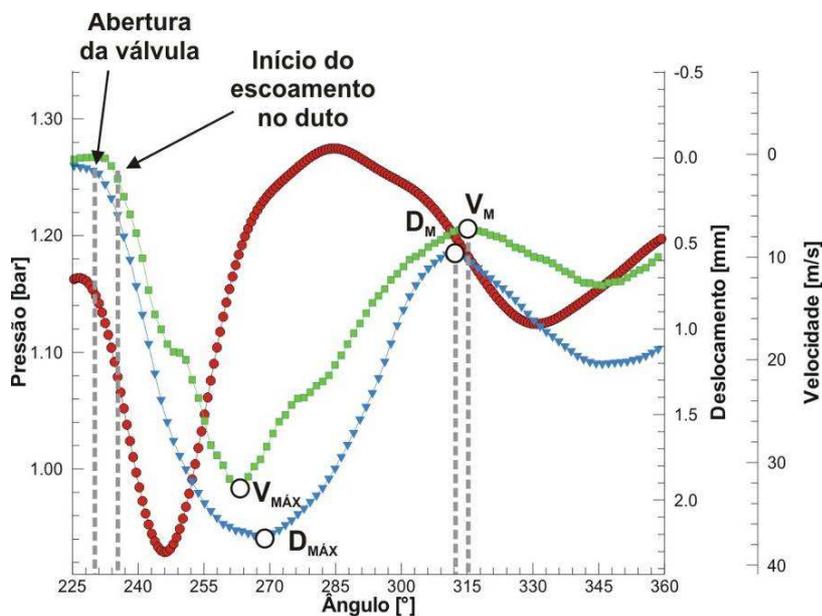


Figura 6.27 – Intervalo de abertura da válvula e as condições de pressão e velocidade no duto na condição 1.

Sabe-se que a queda de pressão na câmara de sucção induz o escoamento no duto, mas esta diferença de pressão teria que ser muito elevada para induzir rapidamente o movimento do gás contido em todas as câmaras e dutos do filtro de sucção, em função da massa considerável de gás presente nessas regiões.

A pressão na câmara decai inicialmente devido ao suprimento de gás para o orifício de sucção, até atingir a pressão $P_{MÍN}$, passando então a subir. Conforme mostra a figura 6.28, durante a queda de pressão, o escoamento tem um aumento e uma redução em sua aceleração. Sabe-se que a aceleração do escoamento na câmara de sucção é proporcional à diferença de pressão através da válvula. Assim, a redução da pressão a montante, situada no interior da câmara de sucção, induz uma redução na aceleração do escoamento entre os ângulos 241 e 249°. Nota-se também que entre os ângulos 249 e 255°, o escoamento volta a acelerar. Uma hipótese plausível para explicar este fenômeno é o aumento da pressão na câmara de sucção decorrente das ondas de pressão que se propagam através do duto.

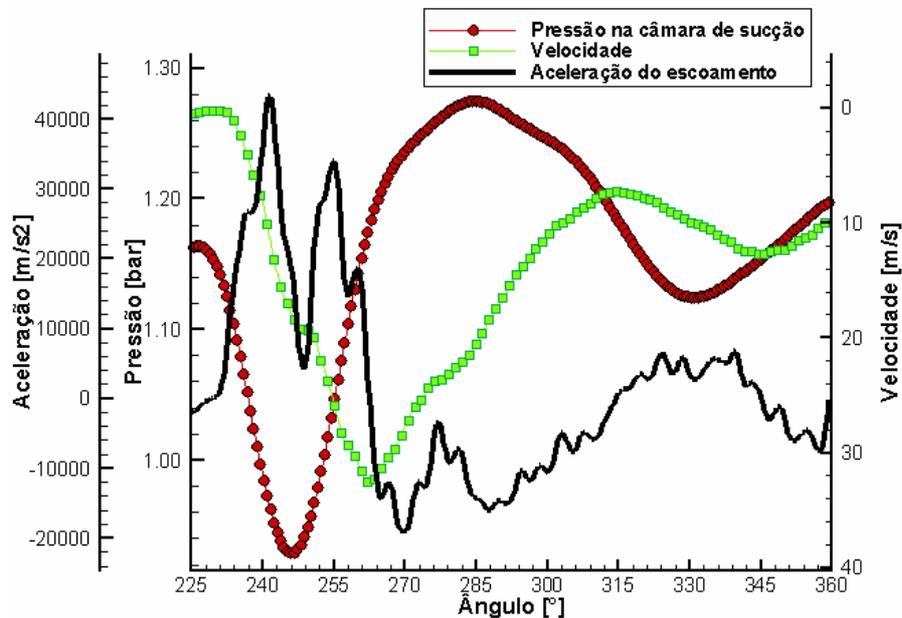


Figura 6.28 – Aceleração do escoamento e variações de velocidade e pressão durante a abertura da válvula, considerando a condição 1 de operação.

Em seguida, no intervalo entre os ângulos 255 e 259°, o escoamento volta a reduzir a aceleração, provavelmente em parte pela perda de carga através da válvula. Adicionalmente, dois outros aspectos podem também estar associados a este fenômeno: o aumento da pressão na câmara e a diferença entre as vazões na entrada e na saída da câmara. Observa-se que na entrada da câmara, o escoamento possui uma quantidade de movimento elevada, estimada na magnitude das velocidades registradas. Contudo, a vazão na válvula pode estar sendo reduzida, uma suposição corroborada pela desaceleração da válvula nesse intervalo, conforme mostra a figura 6.29. Desta forma, a diferença entre as vazões na entrada e na saída da câmara de sucção induz um aumento de massa na câmara e, conseqüentemente, um aumento da pressão. Como o fluido que entra na câmara possui uma quantidade de movimento elevada, o

escoamento naquela região não consegue responder imediatamente ao aumento de pressão na câmara, fazendo com que o gás continue escoando para a câmara mesmo na condição de um gradiente adverso de pressão.

Em um determinado momento, no ângulo 262° , este aumento de pressão induz uma diminuição da aceleração ao ponto de ela se tornar negativa, gerando a desaceleração do escoamento e uma redução da velocidade na entrada da câmara. Entre os ângulos 270° e 277° ocorre uma redução desta desaceleração, provavelmente induzida também pelas ondas de pressão ao longo do duto já mencionadas. Contudo o escoamento na entrada volta a ter uma desaceleração máxima no ângulo 288° , para então desacelerar lentamente até o ponto V_M no ângulo 315° , mostrado na figura 6.29.

A partir do ângulo 288° , a pressão na câmara e a desaceleração do escoamento na entrada passam a diminuir simultaneamente. A queda da pressão pode se referir a uma redução da massa de gás na câmara de sucção devido ao escoamento através do orifício, mas que, devido ao movimento de fechamento da válvula desde o ângulo 267° , é restringido. Uma vez que a válvula está se fechando, a força necessária para abri-la novamente é muito maior. Assim, mesmo com o valor da pressão na câmara sendo maior do que nos instantes anteriores, a mesma não é revertida em uma aceleração mais elevada do escoamento devido à grande restrição imposta pela válvula.

Conforme mostra a figura 6.27, a partir do ponto D_M , força resultante pelo campo de pressão faz com que a válvula volte a abrir, acompanhada pela aceleração do escoamento na entrada da câmara de sucção a partir do ponto V_M . Deste ponto em diante, a diferença de pressão entra a câmara e o duto volta a promover a aceleração do escoamento, de forma semelhante ao observado na abertura da válvula, no ângulo 230° . Semelhante ao que ocorre na primeira abertura da válvula, o escoamento acelera com o decréscimo de pressão. Contudo, aqui a aceleração máxima se encontra no mesmo intervalo que a pressão mínima, ângulo de 330° , demonstrando não haver o efeito de inércia do escoamento do duto em relação à câmara. Uma provável explicação para isto seria que o fluido que percorre o duto do filtro não se encontra mais em repouso, não havendo assim um atraso na resposta da diferença de pressão.

A partir do ângulo 330° , a pressão na câmara passa a aumentar com o escoamento de gás advindo do duto, a velocidade do escoamento diminui e a válvula se dirige para o seu fechamento. No ângulo 24° , a velocidade do escoamento é muito baixa e a pressão no interior da câmara não é grande o suficiente para abrir a válvula e, deste modo, ela se fecha.

Após o fechamento da válvula, a pressão na câmara de sucção aumenta devido à estagnação do escoamento que se deslocava naquela direção. Assim sendo, em um instante de tempo seguinte, uma onda de compressão se propaga na direção do duto, induzindo um escoamento após a sua passagem, até encontrar a câmara amortecedora (figura 2.1). Ao chegar na câmara amortecedora, uma onda de expansão é refletida na direção da câmara de sucção e esta, por sua vez, é refletida como uma onda de compressão ao alcançar a câmara de sucção. Este processo segue desta forma durante o período em que a válvula de sucção se mantém fechada. O resultado deste escoamento são oscilações de pressão como as mostradas no intervalo entre 26° e 225°, ilustradas na figura 6.26. Estas oscilações possibilitam referenciar o sentido do escoamento. Quando a pressão tende a subir, o escoamento é positivo, ou seja, na direção da câmara de sucção. Do contrário, o escoamento possui um sentido negativo, para fora da câmara.

Segundo Gosney (1982), tais oscilações de pressão correspondem a ondas de pressão que percorrem o duto com a velocidade do som. Estas ondas de pressão podem gerar uma diferença de pressão entre regiões do filtro de sucção, capaz de acelerar o fluido. De fato, essas ondas de pressão podem proporcionar uma “sobrecarga” de gás na câmara de sucção entre os ângulos 249 e 255° e entre os ângulos 270 e 277°, como citado anteriormente.

Segundo Jacobs (1976) e Gosney (1982), se a pressão no interior da câmara de sucção está em seu valor máximo quando a válvula abre, o cilindro será “sobrecarregado” com fluido refrigerante, aumentando a eficiência volumétrica do compressor. A relação do comprimento do duto com a velocidade do compressor, necessária para fornecer a sobrecarga, é expressa pelo ângulo de atraso, Φ :

$$\Phi = \frac{2 \cdot f_{\text{operação}} \cdot L_{\text{duto}}}{V_{\text{som}}} \cdot 360^\circ \quad [6.5]$$

Segundo esta relação, o ângulo de atraso relaciona o tempo $2 \cdot L/V_{\text{som}}$ para um pulso fazer um percurso de ida e volta ao longo do duto com o intervalo de tempo $1/f_{\text{operação}}$ relativo à frequência de operação do compressor. Por exemplo, para o compressor em estudo na condição 1 o ângulo de atraso Φ é igual a 26,5°, uma vez que $f_{\text{operação}} = 59,1$ Hz, $L = 105,1$ mm e $V = 168,5$ m/s. Na figura 6.29 as curvas de pulsações de pressão e de velocidade na câmara de sucção foram preparadas para evidenciar o fenômeno de propagação das ondas de pressão. A distância angular relativa aos períodos das oscilações de velocidade representa assim o ângulo de atraso e seus valores estão indicados na tabela 6.8. Observa-se da tabela a semelhança do ângulo estimado analiticamente com os dados experimentais. A diferença nos

pontos Φ_6 e Φ_7 pode ser resultado da aceleração do escoamento através do duto, devido a abertura da válvula, induzindo uma alteração do campo de pressão.

É importante ressaltar que as oscilações de velocidade podem refletir tanto valores negativos como positivos. Assim, ao se analisar a figura 6.29, verifica-se que o ângulo de atraso refere-se a todas as pulsações de velocidade e, portanto, sobre oscilações de velocidade positivas e negativas. Deste modo, nas oscilações positivas a onda de pressão estaria acelerando o escoamento e vice-versa no caso de oscilações negativas.

Tabela 6.8 - Relação dos ângulos de atraso das flutuações de velocidade.

Ângulo de atraso	Φ_1	Φ_2	Φ_3	Φ_4	Φ_5	Φ_6	Φ_7
Valor	21,9°	26,4°	26,4°	26,4°	26,4°	31,4°	28,3°

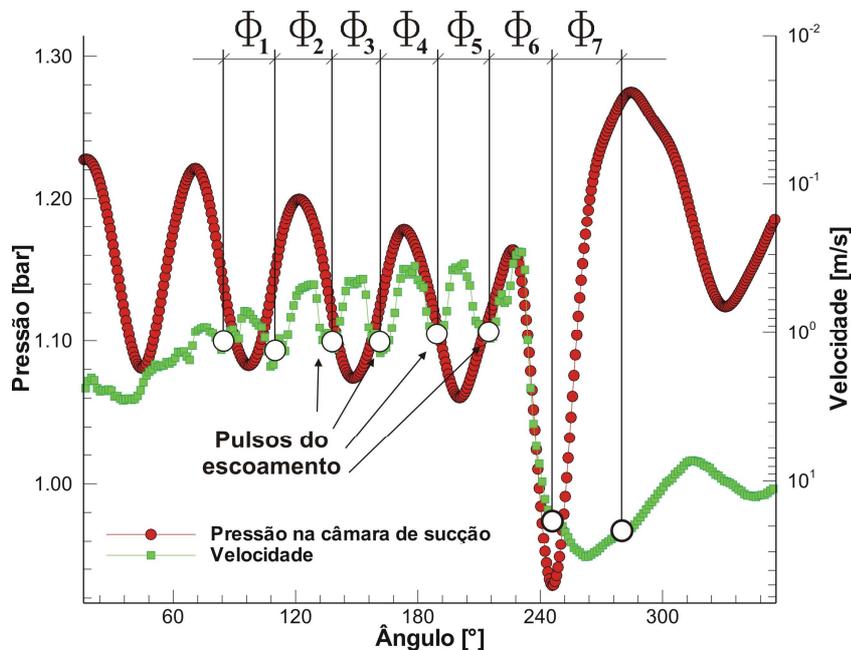


Figura 6.29 – Ângulo de atraso correspondendo as flutuações de velocidade na condição 1.

Tendo sido realizada a descrição do escoamento na câmara de sucção e no duto 1 para a condição 1 de operação do compressor, passa-se agora a uma comparação do mesmo a partir de resultados obtidos para a condição 2.

Primeiramente, avaliando o movimento da válvula de sucção através da figura 6.30, observa-se uma diferença de fase e amplitude entre as curvas das condições. A defasagem de 19° entre as curvas pode ser explicada pela demora em se obter a diferença de pressão necessária para abrir a válvula na condição 2. De fato, conforme as informações fornecidas no início da seção 6.4 para as duas condições, observa-se que a condição 2 possui uma pressão de evaporação mais baixa. Deste modo, e como a pressão de descarga é a mesma nos dois

casos, o tempo necessário para reduzir a pressão no cilindro até o valor necessário para abrir a válvula é maior na condição 2. Nesta condição, os ângulos de abertura e de fechamento da válvula são iguais a 245 e 45°, respectivamente. Já as amplitudes máximas correspondem a 1,45 mm no ângulo 286° e 0,74 mm no ângulo 21°. Na posição angular 340° a válvula chega quase a fechar. Uma explicação para isto pode estar na simples comparação entre as vazões mássicas, a qual é menor na condição 2. Pode-se imaginar que o escoamento nessa condição não possua uma quantidade de movimento necessária para manter a válvula aberta durante toda a sucção, como ocorre na condição 1.

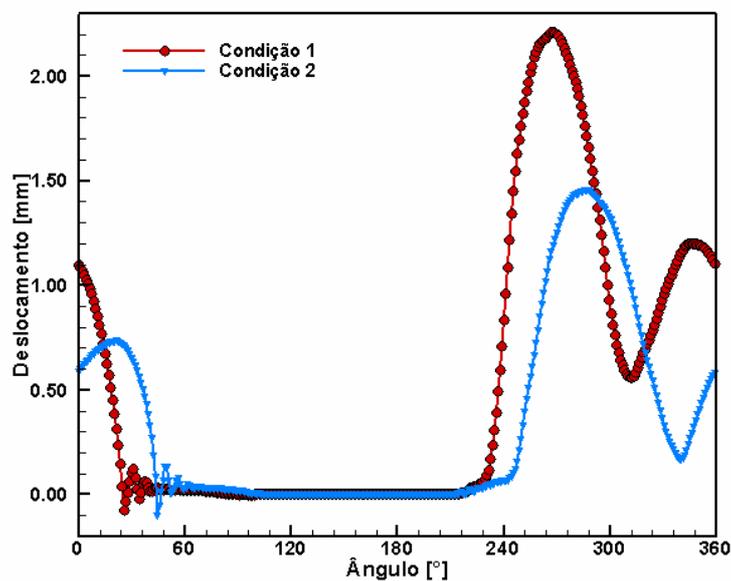


Figura 6.30 – Movimento da válvula de sucção nas duas condições medidas.

Quanto às pulsações de pressão, verifica-se na figura 6.31 a mesma defasagem encontrada para as curvas do movimento da válvula. A pressão máxima na condição 2 é de 0,72 bar no ângulo 304°, e a pressão mínima é de 0,53 bar no ângulo 264°. Observa-se ainda que as flutuações antes da abertura da válvula na condição 2 possuem uma amplitude maior, em relação à pressão média, que as flutuações na condição 1.

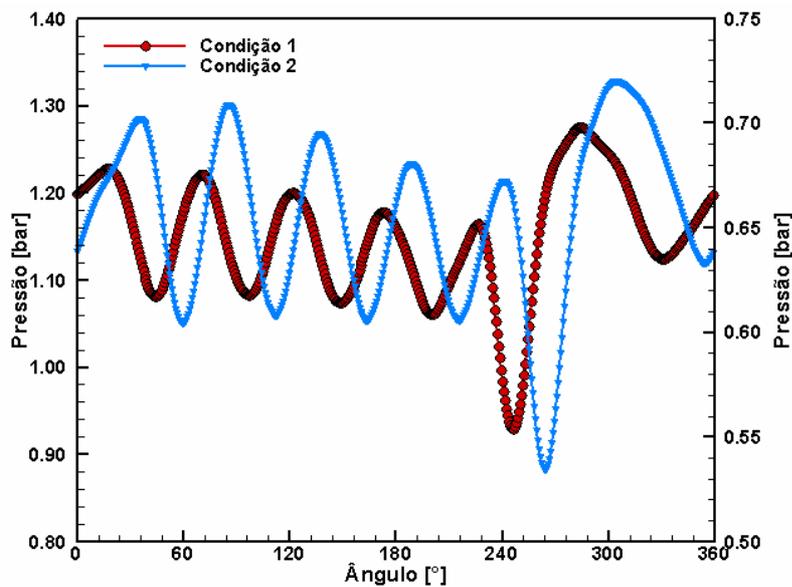


Figura 6.31 – Flutuações de pressão na câmara de sucção nas duas condições medidas.

As medições de velocidade para ambas as condições, indicadas na figura 6.32, demonstram que os valores dos pontos de máximo e de mínimo da velocidade na condição 2 durante a abertura da válvula são inferiores àqueles da condição 1, chegando a valores inferiores a 3,0 m/s no início da segunda oscilação da válvula de sucção. Apesar da defasagem das oscilações, observa-se que os picos de velocidade na condição 2 coincidem com os picos de abertura da válvula, da mesma maneira que foi observado na condição 1. De fato, nota-se ainda que após atingir a máxima velocidade na condição 2, o escoamento desacelera para valores próximos de 2,7 m/s da mesma forma que a válvula, que quase fecha, atinge um deslocamento de 0,17 mm, no ângulo 342°.

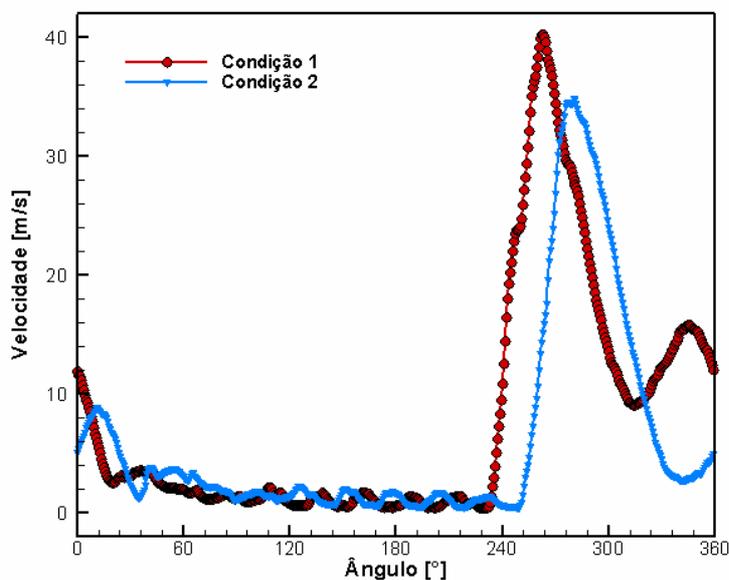


Figura 6.32 – Velocidade instantânea na entrada da câmara de sucção nas duas condições medidas.

A perturbação no escoamento decorrente das ondas de pressão que se propagam através do duto verificada na condição 1 no ângulo 249° não é observada na condição 2. Uma possível razão para estaria na densidade do escoamento da condição 2, que é inferior a condição 1. Por esta razão, as ondas de pressão teriam menor quantidade de movimento e assim, não teriam um efeito representativo na variação de velocidade durante a abertura da válvula.

Os resultados dos sinais de pressão, velocidade e deslocamento de válvula na condição 2 são mostrados na figura 6.33 de forma simultânea, mostrando que o fenômeno é bastante similar ao observado na figura 6.26, porém com uma defasagem das curvas.

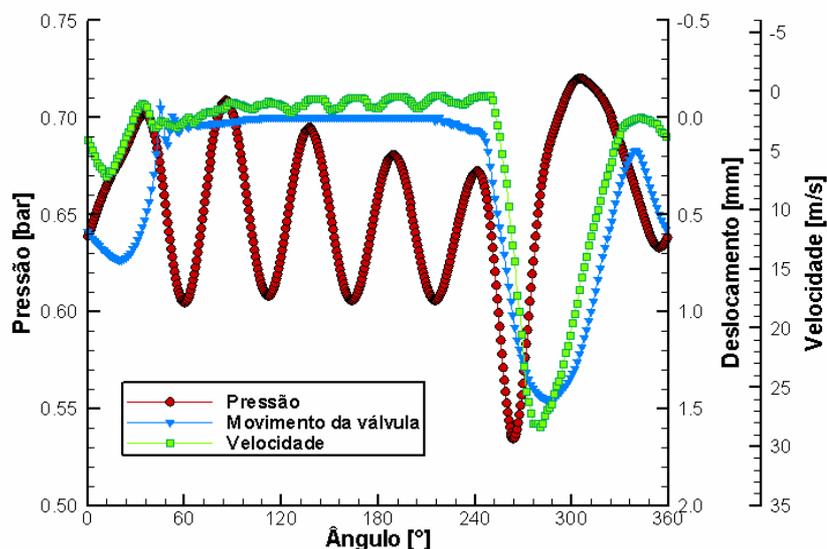


Figura 6.33 – Medições de velocidade na entrada e pressão na câmara de sucção e movimento da válvula de sucção na condição 2.

6.4.2 Superaquecimento do gás

Nesta seção apresentam-se os resultados das medições de temperatura no interior da câmara de sucção, nas duas condições de operação do compressor, obtidos com a sonda de anemometria de fio-frio. O objetivo principal é avaliar o superaquecimento do gás no interior da câmara de sucção. Adicionalmente faz-se a comparação das medições obtidas com a sonda de fio-frio com o micro-termopar.

A variação de temperatura na câmara de sucção se deve ao processo de transferência de calor combinado com as pulsações de pressão do escoamento no sistema de sucção. Como descrito na seção 6.4.1, o processo de sucção induz ondas de pressão na câmara de sucção. Estas por sua vez induzem oscilações da temperatura, como mostra o resultado da medição com o sensor de fio-frio para a condição 1 na figura 6.34. Verifica-se que ocorre uma pequena defasagem nas oscilações de pressão e de temperatura nos ângulos 16, 28, 246 e 255°, os quais correspondem a momentos em que a válvula está aberta. A temperatura na entrada da câmara atinge um valor superior a 54,8 °C no ângulo 227° e um valor mínimo de cerca de 47,5 °C no ângulo 331°.

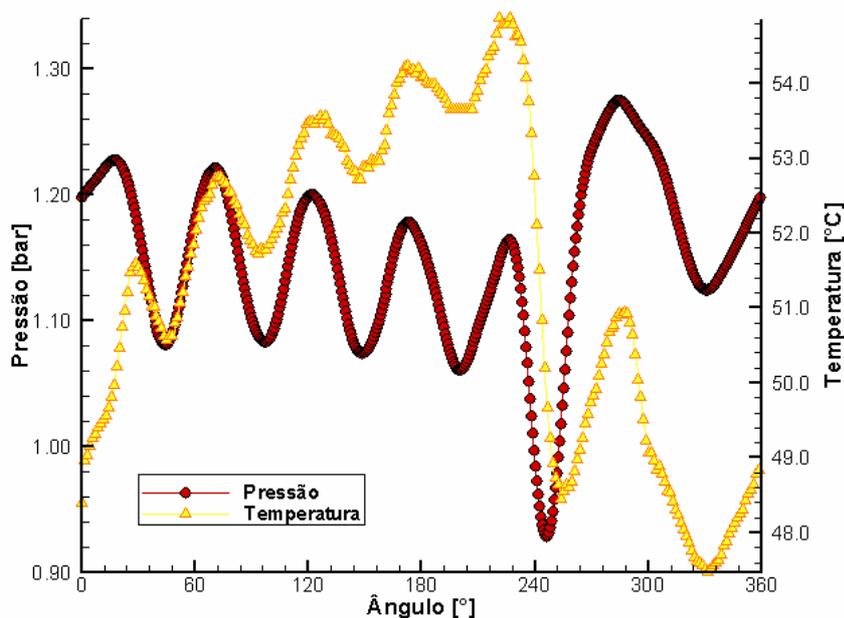


Figura 6.34 – Oscilações de pressão e temperatura na câmara de sucção. Compressor operando na condição 1.

Verifica-se que a temperatura na câmara de sucção aumenta ao longo de tempo, em torno de 3,1 °C entre os ângulos 26 e 230°, quando a válvula está fechada, indicando uma transferência de calor para o fluido refrigerante. Percebe-se também que a queda de pressão na abertura da válvula é acompanhada por uma queda de temperatura, embora os seus pontos de mínimo estejam defasados. A figura 6.35 mostra que após esta queda, a temperatura passa a aumentar entre os ângulos 255 e 288°, não da mesma forma como ocorre com a pressão, provavelmente devido ao regime de escoamento neste intervalo.

Como explicado na seção 6.4.2, neste intervalo do ciclo a entrada de massa de gás na câmara de sucção pode ser maior do que aquela atravessando o orifício da válvula, havendo assim um aumento de massa no interior da câmara. Assim, a razão entre as variações de pressão e de

temperatura pode não ser a mesma, uma vez que a densidade estaria variando também. Para apoiar esta hipótese, assume-se que a variação de temperatura na entrada do duto pode representar a variação de temperatura no interior da câmara. Fazendo desta forma, obtém-se a variação de densidade na câmara de sucção mostrada na figura 6.36. Nota-se que a variação de densidade acompanha a variação de pressão, com amplitude máxima entre os ângulos 246 e 284°.

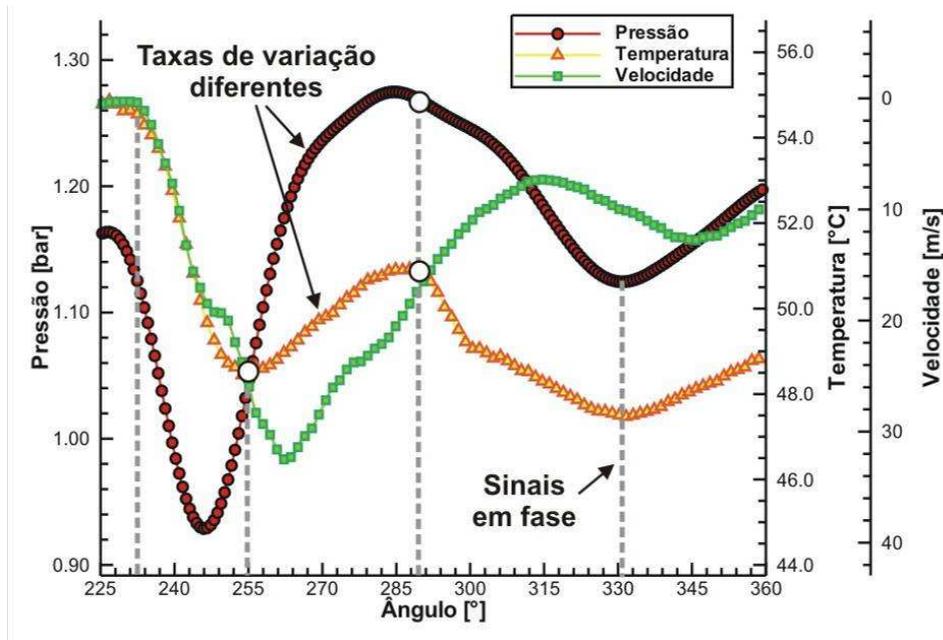


Figura 6.35 – Intervalo de abertura da válvula detalhando as oscilações de pressão, temperatura e velocidade, na condição 1.

No intervalo entre 288 e 300°, a temperatura cai mais rapidamente do que a pressão, voltando posteriormente a acompanhar a oscilação de pressão até o ângulo de 16°, conforme ilustra a figura 6.37. Verifica-se então que a temperatura sobe rapidamente entre este ponto e o ângulo 26°, correspondente ao fechamento da válvula.

Uma forma de explicar isso é considerar que durante a abertura da válvula, o gás escoava em níveis elevados de velocidade através de todo o filtro e, portanto, não consegue trocar calor o bastante com as superfícies quentes do filtro. Ou seja, o gás é praticamente advectado através do filtro neste período. Contudo, logo no momento em que a velocidade do escoamento diminui, atingindo valores inferiores a 3 m/s, o gás passa a receber calor de forma significativa das paredes da câmara de sucção, ou seja, o gás passa ter o efeito cumulativo da difusão de calor, o que induz o aumento da temperatura do gás.

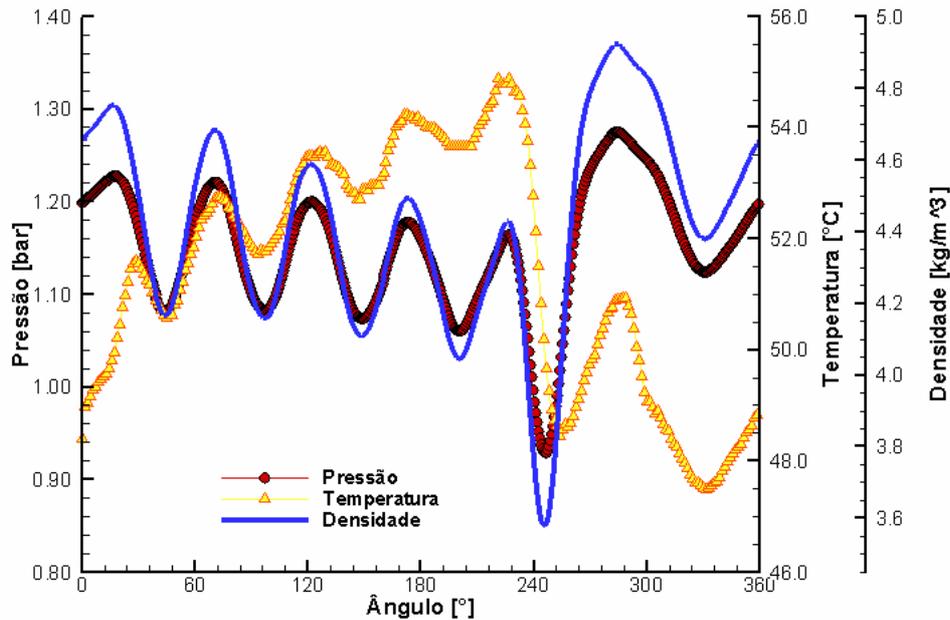


Figura 6.36 – Densidade na câmara de sucção, estimada na temperatura da entrada e na pressão da câmara. Compressor operando na condição 1.

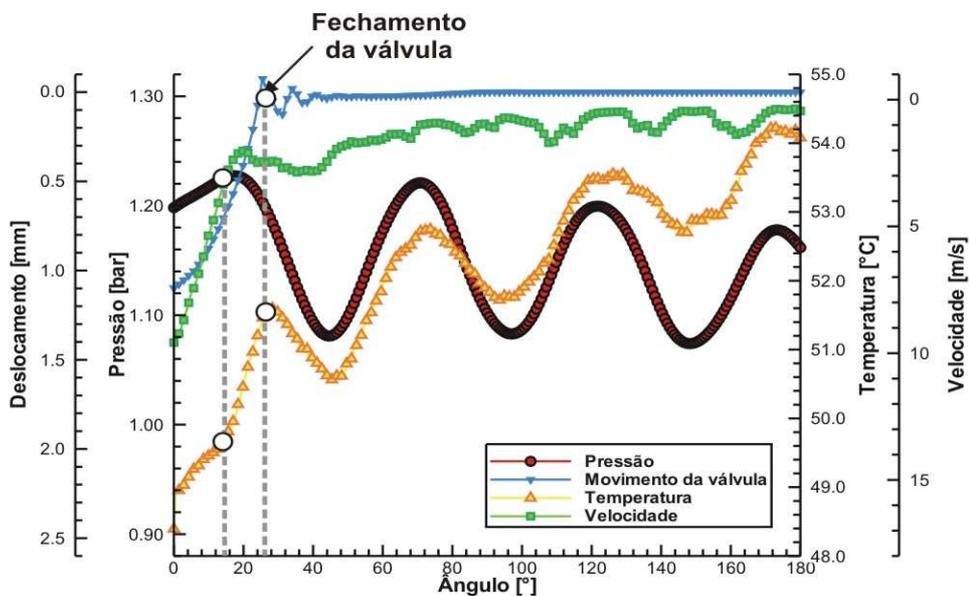


Figura 6.37 – Oscilação de temperatura, pressão e velocidade na câmara de sucção e o movimento de válvula no início do ciclo. Compressor operando na condição 1.

Após o fechamento da válvula, a temperatura passa a oscilar da mesma forma que a pressão. Quando a pressão é reduzida, o gás contido na câmara se dirige ao duto e, assim, a densidade diminui e, com ela, a temperatura do gás. A recíproca deste fenômeno também é válida, contudo, percebe-se que quando o escoamento retorna à câmara existe um aumento adicional de temperatura. Este aumento pode estar relacionado com o efeito da transferência de calor junto às paredes da câmara de sucção. Adicionalmente, pode estar ocorrendo uma

interação do escoamento de vapor através do duto 1, ou seja, a oscilação do escoamento poderia aumentar a mistura axial da parcela quente e fria do fluido, podendo causar o aumento registrado na figura 6.34.

Na figura 6.38, a variação da temperatura no interior da câmara de sucção na condição 2 é comparada com aquela medida para a condição 1. Além da temperatura média mudar de 51,4 para 57,3 °C, a amplitude máxima da variação da temperatura durante a abertura da válvula também aumentou, chegando a 8,2 °C. Observam-se as mesmas flutuações de temperatura no intervalo do escoamento oscilatório no duto, porém defasadas de 15°, da mesma forma como ocorre com as oscilações de pressão, conforme mostra a figura 6.31.

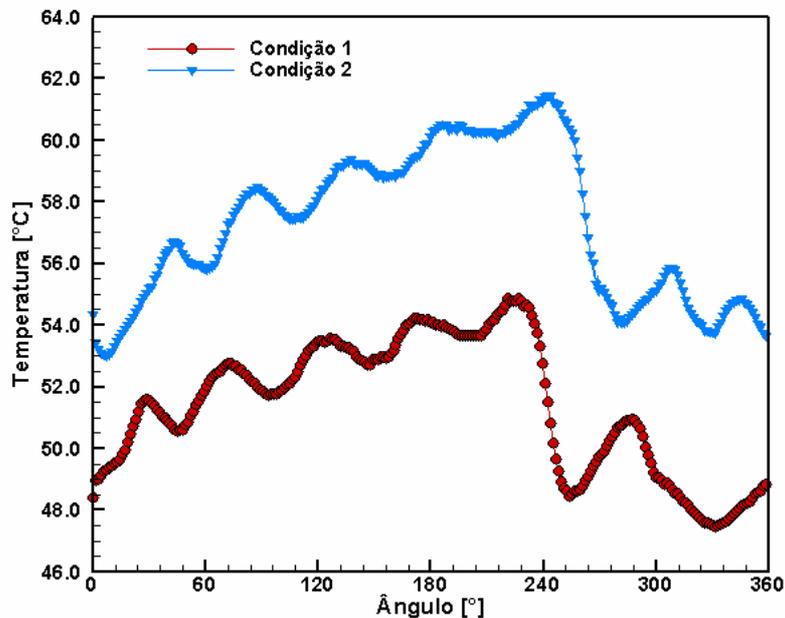


Figura 6.38 – Temperatura instantânea na entrada da câmara de sucção nas duas condições medidas.

É interessante observar que durante a abertura da válvula de sucção na condição 2, ocorrem duas oscilações de temperatura. A primeira acontece entre as posições angulares de 280 a 230°, estando possivelmente relacionada ao fenômeno de adição de gás na câmara devido à diferença de vazão entre a entrada no duto 1 e a saída no orifício de sucção, como já discutido na figura 6.35.

A segunda oscilação de temperatura, entretanto, pode estar relacionada ao aumento da transferência de calor na câmara devido à redução da velocidade do gás na entrada da câmara. Para avaliar esta hipótese, a figura 6.39 mostra em detalhes o fenômeno de abertura da válvula de sucção, incluindo as quatro variáveis medidas: deslocamento da válvula de sucção, pressão, temperatura e velocidade na câmara de sucção. Observa-se nesta figura que a partir

do ângulo 330° a velocidade na entrada do orifício é cerca de 3,3 m/s. Assim, o gás que chega na câmara terá tido mais tempo para trocar calor com as paredes do duto. É importante observar que, para esta magnitude de velocidade, o mesmo fenômeno foi observado na condição 1, em uma parte do intervalo de fechamento da válvula, entre os ângulos 16° e 26° .

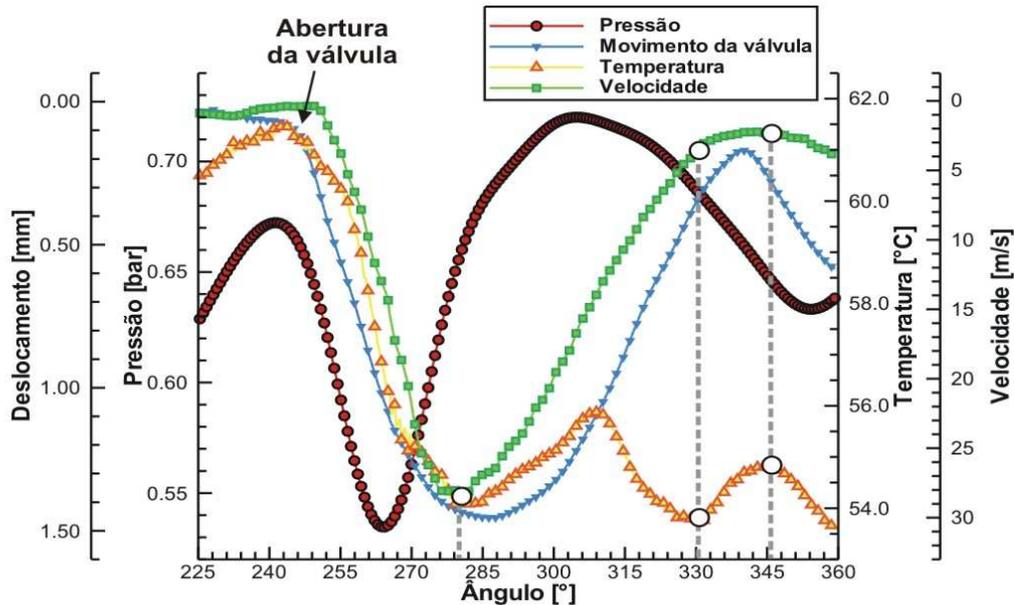


Figura 6.39 – Intervalo de abertura da válvula detalhando as oscilações de pressão, temperatura e velocidade, na condição 2.

A medição instantânea de temperatura com o micro-termopar instalado no compressor operando na condição 1 é comparável com a medição da sonda de fio-frio, como mostra a figura 6.40. No entanto, observa-se que as oscilações medidas pelo micro-termopar estão defasadas em relação às oscilações registradas pela sonda de fio-frio ao longo do ciclo. Adicionalmente, verifica-se que o aumento da temperatura indicado pelo micro-termopar no intervalo do escoamento oscilatório é maior do que aquele medido pelo sensor de fio-frio, chegando a valores acima de $61,7^\circ\text{C}$ na condição 2. Finalmente, nota-se também que o micro-termopar não consegue registrar a rápida variação de temperatura no escoamento quando a válvula está aberta, referente ao intervalo entre 246° e 360° .

Na condição 2 o micro-termopar apresentou uma defasagem aproximadamente constante em relação ao sensor de fio-frio durante o escoamento oscilatório como mostra a figura 6.41. Adicionalmente, o sinal do micro-termopar extrapola a amplitude da variação de temperatura na abertura da válvula de sucção.

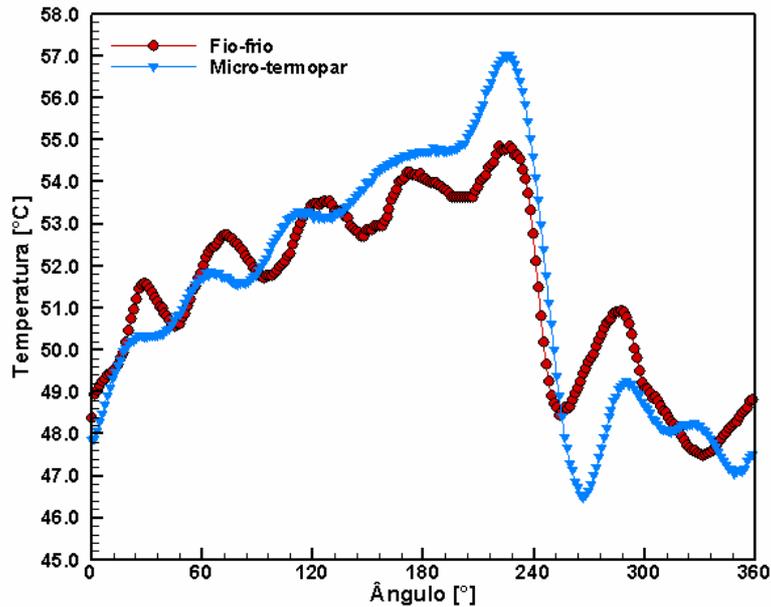


Figura 6.40 – Temperatura instantânea medida na entrada da câmara de sucção pelo micro-termopar e pelo fio-frio na condição 1 de operação.

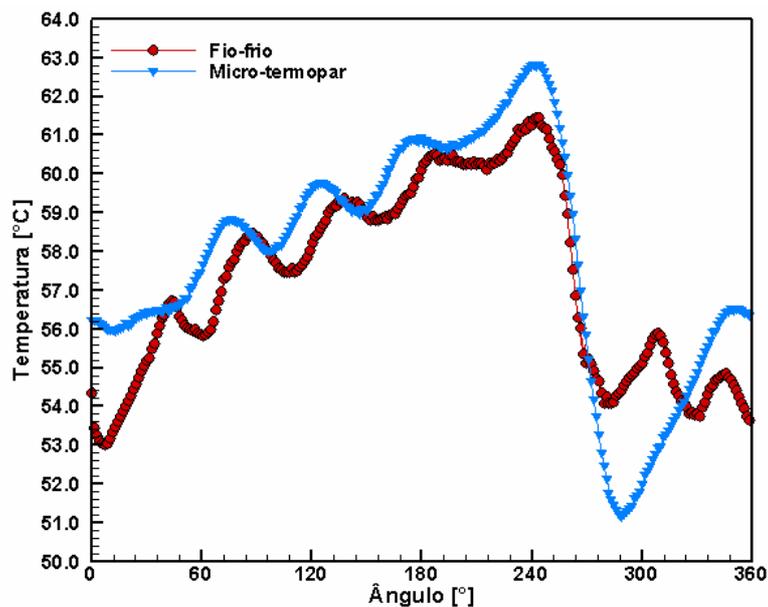


Figura 6.41 – Temperatura instantânea medida na entrada da câmara de sucção pelo micro-termopar e pelo fio-frio na condição 2 de operação.

Uma forma de avaliar o superaquecimento na câmara de sucção é comparar a temperatura instantânea medida com aquela que seria obtida se o escoamento no duto fosse adiabático. Para um processo reversível adiabático, a temperatura pode ser estimada pela seguinte relação de um processo isentrópico:

$$T.p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = cte \quad [6.6]$$

em que γ é a razão entre os calores específicos c_p e c_v . Para obter a variação de temperatura adiabática, devem-se definir inicialmente duas condições de referência, representadas pela temperatura, T_o , e pressão, P_o . Como o objetivo aqui é apenas fazer uma estimativa da temperatura adiabática, adotam-se os valores de temperatura e pressão na câmara de sucção logo após o fechamento da válvula de sucção em cada condição de operação do compressor em análise. Assim, a temperatura adiabática pode ser calculada a partir de

$$T_{\text{adiabática}}(t) = T_o \cdot \left(\frac{P_o}{p(t)} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \quad [6.7]$$

A figura 6.42 mostra as curvas de variação de temperatura obtidas através da relação [6.7] e das medições com o sensor de fio frio. Como esperado, observa-se que a temperatura adiabática possui o mesmo comportamento da pressão. A diferença entre as temperaturas medidas e adiabática, ilustrada na figura 6.43, representa a parcela devido à troca de calor com as paredes da câmara de sucção e à interação com o escoamento do duto 1.

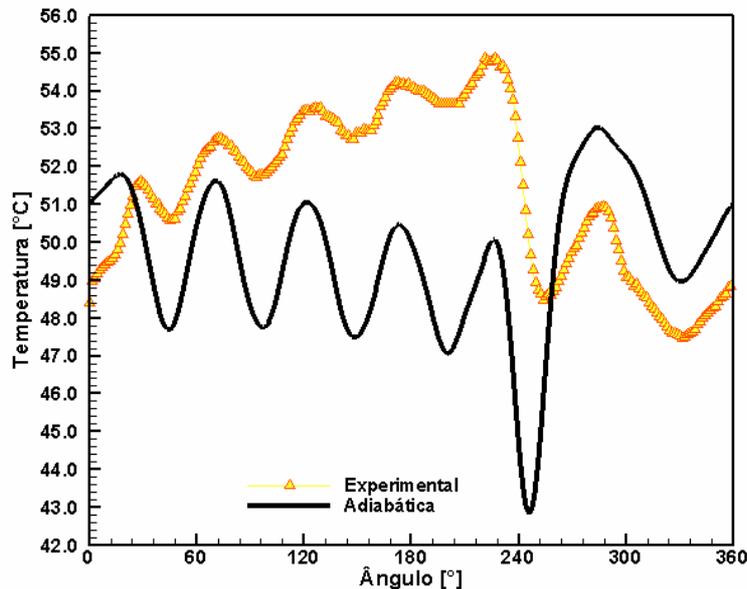


Figura 6.42 – Temperatura medida versus temperatura adiabática. Compressor operando na condição 1.

Verifica-se que o superaquecimento é positivo no período em que o escoamento no duto é oscilatório, compreendido entre os ângulos de 26 a 230 °, atingindo 7,9 °C na posição angular de 241°. Com a abertura da válvula, o superaquecimento cai, atingindo valores negativos de até -3,1 °C, a partir do ângulo 255°. A explicação para isto é a chegada de fluido com temperatura mais baixa na câmara de sucção vindo do duto 1.

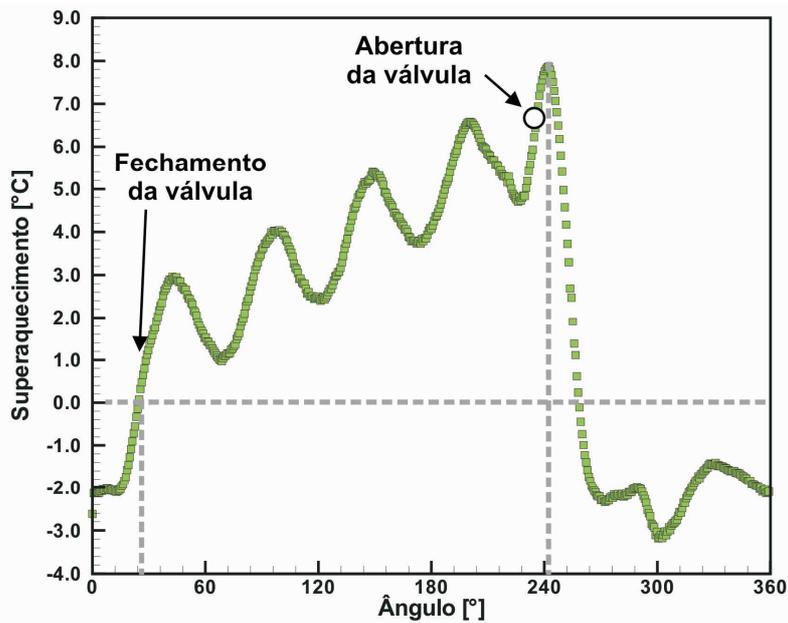


Figura 6.43 – Superaquecimento estimado a partir da subtração da temperatura adiabática da temperatura medida. Compressor operando na condição 1.

Fazendo a mesma análise para a condição 2, verifica-se da figura 6.44 que a temperatura do vapor aumenta durante o escoamento oscilatório, indicando um superaquecimento entre o duto 1 e a câmara de sucção. O resultado do cálculo do superaquecimento para a condição 2 é mostrado na figura 6.45, percebendo-se que chega a 8,7 °C no momento da abertura da válvula, no ângulo 259°.

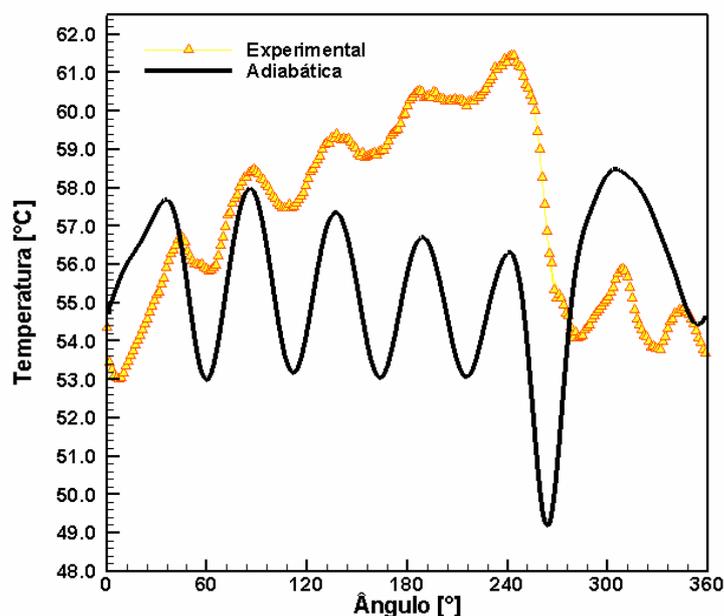


Figura 6.44 – Temperatura medida versus temperatura adiabática. Compressor operando na condição 2.

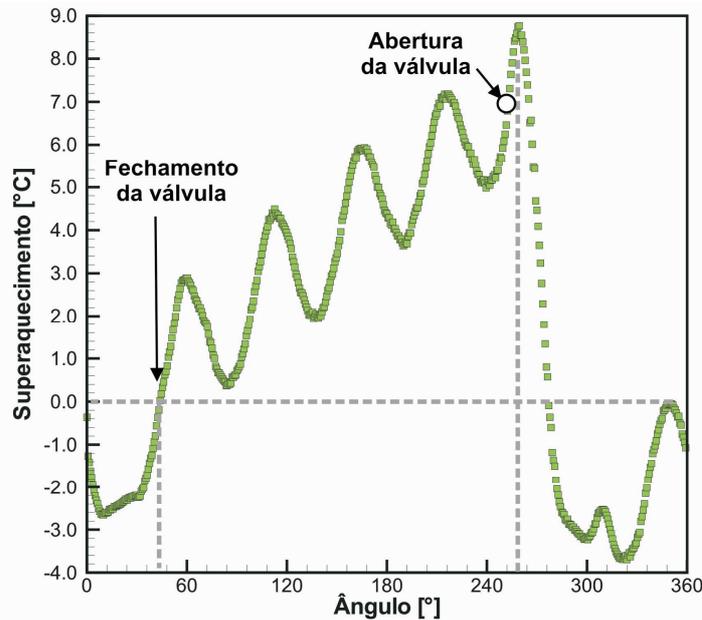


Figura 6.45 – Superaquecimento estimado a partir da subtração da temperatura adiabática da temperatura medida. Compressor operando na condição 2.

Fazendo o mesmo procedimento para as temperaturas instantâneas registradas pelo micro-termopar nas duas condições de operação, pode-se determinar também o superaquecimento do gás, conforme mostra a figura 6.46. Nota-se que a magnitude do superaquecimento registrado pelo micro-termopar em ambas as condições é superior a 8 °C.

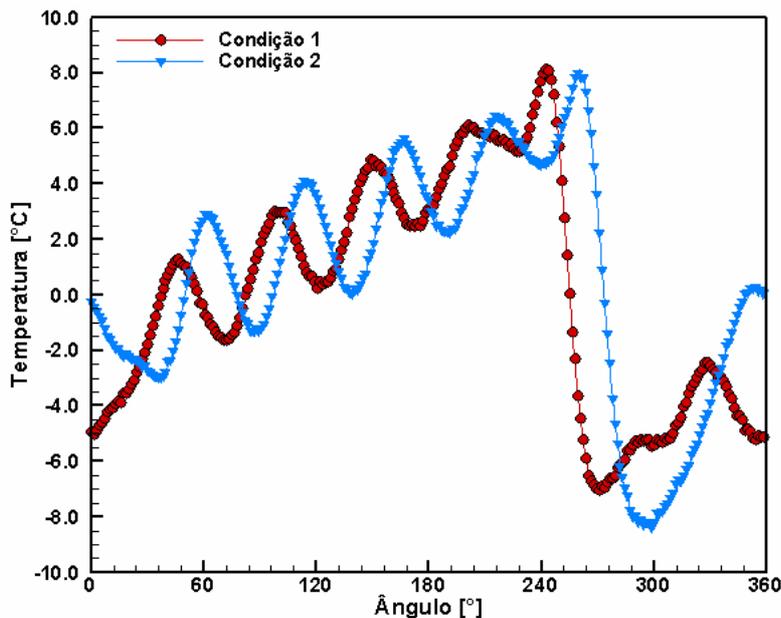


Figura 6.46 – Superaquecimento medido pelo micro-termopar para as duas condições de operação do compressor.

Os resultados da análise do superaquecimento obtidos das medições com o sensor de fio frio e com o micro-termopar estão resumidos na tabela 6.9. Deve ser observado que o superaquecimento registrado pelo micro-termopar na condição 1 é superior ao registrado na condição 2, exatamente o oposto verificado das medições com o sensor de fio-frio. De fato, mesmo indicando uma temperatura média superior a 0,8 °C em relação ao sensor de fio-frio, o micro-termopar subestima o superaquecimento na condição 2. Isto demonstra a dificuldade em se adotar o micro-termopar para a descrição do transiente de temperatura, embora o mesmo não deva ser descartado na análise qualitativa de transientes.

Tabela 6.9 - Superaquecimento registrado pela medição instantânea de cada instrumento em cada uma das condições de operação do compressor.

Instrumento	Superaquecimento (°C)	
	Condição 1	Condição 2
Anemômetro de fio-frio	7,9	8,7
Micro-termopar	8,2	8,1

7

Conclusões

Como enfatizado na introdução, a importância dos sistemas de refrigeração no dia a dia vai além das questões de conforto e conservação dos alimentos. A eficiência energética desses sistemas é determinada pelo desempenho de cada um dos seus componentes, com especial destaque ao compressor.

Uma das fontes de ineficiência que apresenta maior oportunidade para estudo e aprimoramento da eficiência de compressores refere-se ao superaquecimento do gás. Assim, a caracterização do escoamento no sistema de sucção é uma informação importante para o projeto de compressores.

Apesar da importância da análise do superaquecimento, constataram-se poucos trabalhos na literatura sobre o escoamento no interior da câmara de sucção de compressores alternativos. De fato, a maioria das investigações considera o fenômeno em coletores de admissão de motores a combustão interna. Esta lacuna se constitui na principal motivação para o desenvolvimento deste estudo, o qual visa quantificar níveis instantâneos de velocidade e temperatura na câmara de sucção.

Para a realização deste trabalho, utilizou-se uma bancada calorimétrica de ciclo quente para o controle das condições de operação do compressor. A principal ferramenta empregada na análise desses transientes foi um sistema de anemometria, devido à sua versatilidade para medir transientes rápidos de temperatura e velocidade. No entanto, empregou-se também uma sonda de micro-termopar especialmente construída para as medições no interior da câmara de sucção, a fim de permitir uma análise comparativa com a sonda de anemometria. A aplicação do micro-termopar demonstrou ser adequado na caracterização qualitativa do fenômeno, principalmente devido ao seu baixo custo de fabricação e facilidade de operação.

Para a realização das medições desenvolveram-se procedimentos específicos para a preparação e instrumentação do compressor. Além disto, um novo método de calibração foi implementada e validada para o sistema de anemometria, tornando possível medições em fluidos refrigerantes. Finalmente, diferentes tratamentos estatísticos foram avaliados para os dados experimentais, permitindo demonstrar a adequação do procedimento experimental.

As principais contribuições deste trabalho podem ser assim sumarizadas:

- desenvolvimento de um aparato experimental para a medição de transientes de temperatura em compressores;
- viabilização de um procedimento de calibração do anemômetro de fio quente independente do fluido de trabalho;
- elaboração de tratamento estatísticos para o cálculo das curvas médias de temperatura ao longo do ciclo;
- procedimento de compensação para corrigir o efeito de inércia térmica do sensor de fio frio e do micro-termopar;
- análise detalhada dos fenômenos na câmara de sucção, incluindo a dinâmica de ondas de pressão;
- investigação do processo de superaquecimento, através da definição de uma temperatura adiabática.

Como base nos resultados experimentais foi possível observar diversos fenômenos associados ao escoamento transiente na câmara de sucção do compressor:

- O escoamento no interior da câmara de sucção é um fenômeno complexo, envolvendo variações bruscas de pressão, velocidade e temperatura.
- Os transientes na câmara de sucção são afetados pelas condições de operação do compressor, alterando as variações de pressão e temperatura, bem como o movimento da válvula de sucção.
- Quando a válvula está fechada, a magnitude da velocidade junto à câmara de sucção oscila em torno de valores próximos a 3 m/s, mas ultrapassa 32 m/s quando durante a abertura da válvula.
- A variação de temperatura no filtro está em fase com a variação de pressão, exceto em mudanças bruscas de velocidade que ocorrem quando a válvula de sucção está aberta.

- A diferença entre a temperatura medida e a temperatura adiabática permitiu melhor caracterizar o superaquecimento na câmara de sucção.
- Embora não possua a mesma exatidão da sonda de anemometria, o micro-termopar permite uma análise qualitativa do superaquecimento ao longo do ciclo.

Apesar da investigação detalhada de fenômenos transientes na câmara de sucção, a caracterização do problema pode ser complementada com uma série de investigações. De fato, examinado o potencial dos procedimentos desenvolvidos, sugerem-se as seguintes atividades em trabalhos futuros visando melhorar ainda mais a descrição do superaquecimento do gás em compressores:

- Utilizar os métodos desenvolvidos para a realização de medições de temperatura no interior do cilindro ao longo do ciclo de compressão.
- Medir a temperatura e a velocidade do gás na saída do orifício de sucção de forma a caracterizar o escoamento na entrada do cilindro e o superaquecimento do gás após a passagem pela válvula.
- Realizar simulações para a câmara de sucção, permitindo comparar os resultados experimentais e numéricos, bem como os efeitos da transferência de calor na câmara de sucção.
- Avaliar correlações para a transferência instantânea de calor no duto e na câmara de sucção de forma a subsidiar metodologias de simulação numérica de compressores.
- Analisar a dinâmica de escoamentos oscilatórios, a fim de quantificar o efeito do regime do escoamento no superaquecimento.

Referências

ADAIR, R.P.; QVALE, E. B.; PEARSON, J. T. Instantaneous heat transfer to the cylinder wall in reciprocating compressors. In: Proceedings of the 1972 Int. Compressor Eng. Conference, Purdue, 1972. **Proceedings**. Purdue: University Press, 1972. p. 521-516.

ANNAND, W. J. D.; MA, T. H.; 1970. Instantaneous heat transfer rates to the cylinder head surface of a small compression-ignition engine. **Proc. Inst. of Mech. Eng.** **1970**, n. 185, p. 976-987, 1970.

ARTS, T.; et al. **Measurement techniques in fluid dynamics**. 2 ed. Von Karman Institute for Fluid Dynamics, 2002.383 p.

American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning. **ASHRAE Standard 23: Methods of Testing for Rating Positive Displacement Refrigerant Compressors and Condensing Units**. Atlanta (EUA), 2005. 12p.

BAUER, W. D.; WENISCH, J.; HEYWOOD, J. B. Averaged and time-resolved heat transfer of steady and pulsating entry flow in intake manifold of a spark-ignition engine. **Int. J. of Heat and Fluid Flow**. 1998. v. 19. p. 1-9.

BRADSHAW, P. **An Introduction to Turbulence and its Measurement**. Braunschweig: Pergamon Press. 1971. 218p.

BREMHORST, K.; GRAHAM, L. J. W. A fully compensated hot/cold wire anemometer system for unsteady flow velocity and temperature measurements. **Meas. Sci. Technol.** 1990. v. 1. p. 425-430.

BROK, S.W.; TOUBER, S.; VAN DER MEER, J.S.. Modelling of Cylinder Heat Transfer – Large Effort, Little Effect?, In: Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Tech. Conf., Purdue, 1980. **Proceedings**. Purdue: University Press, 1980. p.42-50.

BRUUN, H. H. **Hot-Wire Anemometry: Principles and Signal Analysis**. New York, EUA: Oxford University Press Inc. 1995. 507p.

DANTEC Dynamics. **Miniature CTA – Installation & User’s guide**. Dinamarca, 2002. 9p.

DANTEC Dynamics. **StreamLine – Installation & User’s guide**. Dinamarca, 2004.

DANTEC Dynamics. **Temperature Module 90C20 – Installation & User’s guide**. Dinamarca, 2000. 10 p.

PEREIRA, E.L.L; DESCHAMPS, C.J.; POSSAMAI, F.C. Numerical Solution for Pulsating Flow in Suction Mufflers, In: Proceedings of the 2002 Purdue Compressor Tech. Conf., Purdue, 2002. **Proceedings**. Purdue: University Press, 2002. p.11-14.

EES. **Engineering Equation Solver**. Versão 7.938. Wisconsin, EUA. Klein, S. A. 2007. Software.

ELETROBRÁS; PROCEL. Avaliação do mercado de eficiência energética no Brasil - Pesquisa de posse de equipamentos e hábitos de uso – ano base 2005. **Relatório**. Rio de Janeiro:DAAP, 2007.

EMBRACO. **Linha de Produtos EM, F e EG**. Dispo nível em:
< http://www.embraco.com.br/portugue/familia_eg.htm>. Acessado em: 2007

FREIRE, A. P. S.; ILHA, A.; COLAÇO, M. J. In: Turbulência. **Princípios de anemometria térmica**. Rio de Janeiro: Associação Brasileira de Ciências Mecânicas, 2006. v. 5, tomo 1. p. 99-167

GASPARETTI, M.; PAONE, N.; TOMASINI, E. P. Laser Doppler techniques for the combined measurement of inlet flow and valve motion in IC engines. **Meas. Sci. Technol.** 1995. v. 7. p. 576-591.

GOSNEY, W.B. **Principles of Refrigeration**. Cambridge, Inglaterra: Cambridge University Press. 1982.

HILL, N. ST.; ASADAMONGKON, P.; LEE, K. C. A study of turbulence and cyclic variation levels in internal combustion engine cylinders. In: 10th International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics. Lisboa, 2000. **Proceedings**. 2000. v.6. p. 1-12.

HSIEH, W. H.; WU, T. T. Experimental Investigation of heat transfer in a high-pressure reciprocating gas compressor. **Exp. in Thermal and Fluid Sci.** 1996. v. 13. p. 44-54.

HUGHES, J. M.; QVALE, E. B.; PEARSON, J. T. Experimental Investigation of some thermodynamic aspects of refrigerating compressors. In: Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Tech. Conf., Purdue, 1972. **Proceedings**. Purdue: University Press, 1972. p. 516-520.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 4ª ed. Tradução de Sérgio Stamile Soares. Rio de Janeiro: LTC, 1998. 494 p.

International Standard. **ISO 917**: Testing of refrigerant compressors. Genebra (Suíça), 1989. 31p.

JACOBS, J. J. Analytic and experimental techniques for evaluating compressor performance losses. In: Proceedings of the 1976 Purdue Compressor Tech. Conf., Purdue, 1976. **Proceedings**. Purdue: University Press, 1976. p.116-123.

JØRGENSEN, F. E. **How to measure turbulence with hot-wire anemometers- a practical guide**. Skovlunde, Dinamarca: Dantec Dynamics A/S, 2002. 73 p.

KOCH, F. A.; GARTSHORE, I. S. Temperature effects on hot wire anemometer calibrations. **J. of Phys. E: Sci. Instr.** 1972. v. 5. p. 58-61.

LECORDIER, J. C.; et al. Correction of temperature fluctuation measurements using cold wires. **J. Phys. E. Sci. Instrum.** 1984. v. 17. p. 307-311.

LEE, K.; SMITH, J.L. Time Resolved Mass Flow Measurement for a Reciprocating Compressor. In: Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Tech. Conf., Purdue, 1980. **Proceedings**. Purdue: University Press, 1980. p. 51-57.

LEMMON, E. W.; et al. Thermodynamic Properties of Air and Mixtures of Nitrogen, Argon, and Oxygen From 60 to 2000 K at Pressures to 2000 MPa 1999. **J. Phys. Chem. Ref. Data**. 2000. v. 29, n. 3. p. 331-385.

LOMAS, C. G. **Fundamentals of hot wire anemometry**. Cambridge, Inglaterra: Cambridge University Press. 1982. 211p.

MATOS, F. F. S. **Análise Numérica do Comportamento Dinâmico de Válvulas Tipo Palheta em Compressores Alternativos**. 2002. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.

MICHAELIS. **Moderno dicionário da língua portuguesa**. São Paulo: Melhoramentos, 2004. 2200p.

MICROSOFT. **Microsoft Office** – About solver.
Disponível em : <<http://office.microsoft.com/en-us/help/HP051983681033.aspx>> .
Acessado em: julho de 2007.

MORRISON, G. L. Errors in heat transfer laws for constant temperature hot wire anemometers. **J. of Phys. E: Sci. Instr.** 1976; v. 9. p. 50-52.

NIST - NATIONAL INSTITUTE OF STANDARDS AND TECHNOLOGY, **6.4.2. What are Moving Average or Smoothing Techniques?** Disponível em:
<<http://www.itl.nist.gov/div898/handbook/pmc/section4/pmc42.htm>>.
Acesso em: agosto de 2008.

LabVIEW. **LabVIEW Professional Development System**. Versão 8.5. Austin, EUA. National Instruments. 2007. Software.

OLCZYK, A. Problems of unsteady temperature measurements in a pulsating flow gas. **Meas. Sci. and Technol.** 2008. v. 19. p. 1-11.

POSSAMAI, F. C.; TODESCAT, M. L. A review of household compressor energy performance. In: Proceedings of the Int. Compressor Eng. Conf. at Purdue. 2004, Purdue, 2004. **Proceedings**. Purdue: University Press, 2004. C067.

Pro/ENGINEER. **Pro/ENGINEER Wildfire**. Versão 3.0. Needham, EUA. PTC. 2007.
Programa de computador.

PATHRIA, R. K. **Statistical Mechanics**. 2 ed. Oxford:Elsevier Butterworth-Heinemann, 1996. 530 p.

PRASAD, B. G. S. Regenerative heat transfer in reciprocating compressors. **Dresser-Rand Tech. Pappers**, TP105, 2004. Disponível em: <[http://www.dresser-rand.com/e-tech/PDF Files/](http://www.dresser-rand.com/e-tech/PDFFiles/)>. Acesso em: 13 de novembro 2007.

PRASAD, B. G. S. Fast Response Temperature Measurements in a Reciprocating Compressor. In: Proceedings of the 1992 Purdue Compressor Tech. Conf. Purdue, 1992. **Proceedings**. Purdue: University Press, 1992. p.1385-1395.

RIBAS JR, F. A.; DESCHAMPS, C. J.; FAGOTTI, F.; MORRIESEN, A.; DUTRA, T. Thermal analysis of reciprocating compressors – A critical review. In: Proceedings of the Int. Compressor Eng. Conf. at Purdue. 2008, Purdue, 2008. **Proceedings**. Purdue: University Press, 2008. 1306.

SBAIBI, A.; PARANTHOEN, P.; LECORDIER, J. C. Frequency response of fine wires under simultaneous radiative-convective heat transfer. **J. of Phys. E: Sci. Instr.** 1989. v. 22. p. 14-18.

SMITS, A. J.; PERRY, A. E.; HOFFMANN, P. H. The response to temperature fluctuations of a constant-current hot-wire anemometer. **J. Phys. E. Sci. Instrum.** 1978. v. 11. p. 909-914.

SHERIF S.A. Hot-wire/film anemometry measurements in flows with heat transfer and signal correction. **ISA Transactions**. 1998. v. 37. p. 141-146.

WEISS, F., PARANTHÖEN, P., LECORDIER, J-C. Frequency response of a cold-wire in a flow seeded with oil particles. **Experiments in Fluids**. 2005. v. 39. p. 935-940.

WITZE, Peter O. A critical comparison of hot-wire anemometer and lase Doppler velocimetry for I.C. engine applications. **Society of Automotive Engineers**. 1981. n. 800132. p. 711-739.

ZEND, P.; ASSANIS, D. Time-resolved heat transfer in engine intake manifold. In: International Symposiun on Transient Convective Heat and Mass Transfer in Single and Two-Phase Flows, Izmir, 2003. **Proceedings**. Turkey, Izmir – ICHMT. 2003.