

Artur Antônio Seibert

**AVALIAÇÃO DE MEDIDORES DE BAIXAS VAZÕES
MÁSSICAS PARA USO EM ENSAIOS DE DESEMPENHO
ENERGÉTICO DE COMPRESSORES**

Dissertação submetida ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica da Universidade Federal de
Santa Catarina para a obtenção do
Grau de Mestre em Eng. Mecânica.
Orientador: Prof. Carlos Alberto
Flesch, Dr. Eng.

Florianópolis
2014

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor, através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Seibert, Artur Antônio

Avaliação de medidores de baixas vazões mássicas para uso em ensaios de desempenho energético de compressores / Artur Antônio Seibert ; orientador, Carlos Alberto Flesch - Florianópolis, SC, 2014.

148 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Ensaio de desempenho energético de compressores herméticos para refrigeração. 3. Medição de vazão mássica e vazão volumétrica. 4. Avaliação de incerteza de medição. 5. Automação de ensaio de compressores herméticos para refrigeração. I. Flesch, Carlos Alberto. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Artur Antônio Seibert

**AVALIAÇÃO DE MEDIDORES DE BAIXAS VAZÕES
MÁSSICAS PARA USO EM ENSAIOS DE DESEMPENHO
ENERGÉTICO DE COMPRESSORES**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica” e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 24 de novembro de 2014.

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr. Eng.
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Prof. Carlos Alberto Flesch, Dr. Eng.
Orientador

Banca Examinadora:

Prof. Carlos Alberto Flesch, Dr. Eng. (Presidente)
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Marco Antonio Martins Cavaco, Ph. D.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Marco Aurélio de Oliveira, Dr. Eng.
Sociedade Educacional de Santa Catarina

Prof. Saulo Güths, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

Dedico este trabalho aos meus colegas
do grupo de pesquisa LIAE,
professores e família.

AGRADECIMENTOS

À instituição UFSC e ao POSMEC, pela minha aceitação para a realização do mestrado. Também, pela excelência no ensino e estrutura disponibilizada na área de Engenharia.

Aos colaboradores e colegas do Labmetro e, em especial, aos membros do grupo de pesquisa LIAE.

A todos os professores com que tive contato durante o mestrado e, em especial, ao meu orientador Prof. Dr. Carlos Alberto Flesch pelas oportunidades e ensinamentos.

À minha família e, também, àqueles que são a minha segunda família.

“Das qualidades necessárias ao jogo de xadrez, duas essenciais: vista pronta e paciência beneditina, qualidades preciosas na vida que também é um xadrez, com seus problemas e partidas, umas ganhas, outras perdidas, outras nulas.”

(Machado de Assis – Iaiá Garcia, 1878)

RESUMO

Fabricantes de compressores para refrigeração realizam em larga escala ensaios de seus produtos com o intuito de prover dados para o desenvolvimento e controle de qualidade dos mesmos. O procedimento experimental de avaliação de desempenho energético visa determinar: capacidade de refrigeração, potência elétrica ativa consumida, eficiência isentrópica e coeficiente de desempenho do compressor. Tais características devem ser obtidas em condições de ensaio padronizadas e em bancadas que mantenham as diferentes grandezas dentro de limites de variação aceitáveis. A grandeza de maior interesse nesses ensaios é a vazão mássica. Novos compressores com capacidade de refrigeração variável estão sendo lançados no mercado e, a medição de vazões mássicas menores que 1 kg/h com as tradicionais bancadas de ensaios apresentam incertezas de medição incompatíveis com os atuais requisitos. Essa característica faz com que as bancadas de avaliação de desempenho tenham que ser revistas quanto à medição e controle de grandezas de interesse. O trabalho apresenta o desenvolvimento de uma bancada de ensaio para atender tal tendência. O estudo busca ainda a comparação de estratégias para a medição da vazão mássica por meio de transmissores do tipo Coriolis e do tipo turbina em um circuito que não provoque a mudança de fase do fluido refrigerante. A comparação evidenciou as características particulares de cada estratégia, salientando limitações e pontos fortes.

Palavras-chave: ensaio de desempenho de compressores; medição de vazão mássica; medição de vazão volumétrica; automação de ensaio de compressores de refrigeração.

ABSTRACT

Refrigeration compressors manufacturers perform many tests on their products in order to provide data for quality control and research and development activities. The experimental procedures of energetic performance evaluation aim the measurement of four quantities: refrigeration capacity, active power consumption, isentropic efficiency and the coefficient of performance of the compressor. These characteristics are obtained by means of standardized conditions in test rigs that are automated for keeping a set of quantities in acceptable limits of variation. The most important quantity to be measured in these tests is the mass flow rate. New variable capacity compressors are being released in the market and the measurement of mass flow rates of less than 1 kg/h have been a potential demand. For these conditions the traditional test rigs have shown measurement uncertainties that are inconsistent with respect to actual requirements. This characteristic makes mandatory the revision of performance test rigs on what concerns the measurement and control of the different quantities. This dissertation presents the development of a new test rig that takes these characteristics into account. It also aims to compare two strategies for the measurement of the mass flow rate: Coriolis-based and turbine transmitters. The comparison was run in a circuit that does not cause phase changes on the refrigerant fluid and showed particular characteristics of each strategy, emphasizing the weaknesses and strengths points.

Keywords: test performance of compressors; measurement of mass flow rate; measurement of volumetric flow rate; test automation of refrigeration compressors.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Esquema do circuito de refrigeração por compressão de vapor.....	26
Figura 2: Diagrama p-h do ciclo de refrigeração por compressão de vapor.....	28
Figura 3: Sistemas de coordenadas	35
Figura 4: Modos de vibração de um tubo reto e engastado nas extremidades ..	38
Figura 5: Transmissor de vazão volumétrica do tipo turbina tangencial.....	40
Figura 6: Representação do mecanismo do compressor linear	43
Figura 7: Representação do sistema de lubrificação do compressor linear	44
Figura 8: Possíveis diagramas Pressão x Entalpia do ciclo superaquecido e circuito de refrigeração	46
Figura 9: Esquema simplificado do circuito de refrigeração da BEC	48
Figura 10: Esquema em corte ilustrativo de um poço termométrico.....	51
Figura 11: Erro percentual dos transmissores de pressão	55
Figura 12: Representação esquemática de algumas configurações de tubos de medidores de vazão mássica do tipo Coriolis	56
Figura 13: Erro percentual do valor indicado pelos transmissores de vazão mássica.....	57
Figura 14: Erro percentual do transmissor de vazão volumétrica	58
Figura 15: Erro percentual do transdutor de temperatura.....	59
Figura 16: Erro percentual do equipamento wattímetro.....	60
Figura 17: Conjunto de elementos da arquitetura da instrumentação da BEC ..	62
Figura 18: Pontos aproximados de medição de vazão mássica	63
Figura 19: Acoplamento entre posição da válvula de descarga e vazão mássica medida pelo Siemens	65
Figura 20: Comportamento característico dos transmissores do tipo Coriolis .	66
Figura 21: Resultados preliminares de medição de vazão mássica	68
Figura 22: Comparação dos resultados com calibração in situ do Flowmetrics	69
Figura 23: Comportamento do sinal de saída do Flowmetrics (10% do intervalo de medição).....	70
Figura 24: Espectro de frequências	71
Figura 25: Comportamento da frequência de oscilação do compressor	72
Figura 26: Comportamento da diferença de pressão sobre o transmissor Flowmetrics (10% do intervalo de medição)	73
Figura 27: Comportamento do sinal de vazão mássica de um dos transmissores do tipo Coriolis	73
Figura 28: Comportamento do sinal de saída do Flowmetrics (50% do intervalo de medição).....	74
Figura 29: Comportamento da diferença de pressão sobre o transmissor Flowmetrics (50% do intervalo de medição)	75
Figura 30: Limites de incerteza expandida de medição e valor médio	77
Figura 31: Componentes de incerteza para a capacidade de refrigeração	83
Figura 32: Componentes de incerteza para a eficiência isentrópica.....	85
Figura 33: Componentes de incerteza para o COP	87

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Limites de variação estabelecidos pela norma ISO 917.....	33
Tabela 2 - Arranjo dos métodos de medição de vazão mássica	34
Tabela 3 - Características metrológicas dos transmissores de pressão.....	54
Tabela 4 - Características metrológicas dos transmissores de vazão mássica...	57
Tabela 5 - Características metrológicas do transmissor de vazão volumétrica .	58
Tabela 6 - Características metrológicas do wattímetro	60
Tabela 7 - Diferenças entre os transmissores Coriolis (Micromotion - Siemens)	64
Tabela 8 - Informações para calibração <i>in situ</i> do Flowmetrics.....	69
Tabela 9 - Erro normalizado para o segundo ciclo de medição	80
Tabela 10 - Erro normalizado para o terceiro ciclo de medição.....	80
Tabela 11 - Desvio padrão dos resultados de medição de vazão mássica dos três transmissores no segundo ciclo em relação ao valor médio.....	81
Tabela 12 - Desvio padrão dos resultados de medição de vazão mássica dos três transmissores no terceiro ciclo em relação ao valor médio.....	81
Tabela 13 - Desvio padrão dos valores médios de vazão mássica medida pelos três transmissores nos dois ciclos de medição	82
Tabela 14 - Incerteza relativa da capacidade de refrigeração.....	85
Tabela 15 - Incerteza relativa da eficiência isentrópica	87
Tabela 16 - Incerteza relativa do COP	89

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AC	<i>Alternating Current</i>
ANSI	<i>American National Standards Institute</i>
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
BEC	Bancada de Ensaios de Desempenho de Compressores Herméticos para Refrigeração
COP	Coefficiente de Performance
DAQ	<i>Data Acquisition</i>
DIN	<i>Deutsches Institut für Normung (Instituto Alemão para Normatização)</i>
DMM	<i>Digital Multimeter</i>
EMBRACO	Empresa Brasileira de Compressores
GUM	<i>Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
Labview	<i>Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench</i>
LIAE	Laboratório de Instrumentação e Automação de Ensaios
LXI	<i>LAN Extension for Instrumentation</i>
MATLAB	<i>Matrix Laboratory</i>
MPC	<i>Model Predictive Control</i>
NBR	Norma Brasileira
NI	<i>National Instruments</i>
PCI	<i>Peripheral Component Interconnect</i>
PCIe	<i>Peripheral Component Interconnect Express</i>
PID	Proporcional-Integral-Derivativo
POSMEC	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Pt-100	Termorresistência de platina
PWM	<i>Pulse-Width Modulation</i>
REFPROP	<i>Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties</i>
RS 485	<i>Recommended Standard 485</i>
RTU	<i>Remote Terminal Unit</i>
R134a	Refrigerante tetrafluoretano
R600a	Refrigerante isobutano
TERPS	<i>Trench Etched Resonant Sensor</i>
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina
USB	<i>Universal Serial Bus</i>
VCC	Compressor de Capacidade Variável
VIM	Vocabulário Internacional de Metrologia

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	21
1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO.....	21
1.2 OBJETIVOS	24
1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	24
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	25
2.1 PRINCÍPIOS DE REFRIGERAÇÃO.....	25
2.2 ENSAIOS DE DESEMPENHO DE COMPRESSORES	29
2.3 MEDIÇÃO DE VAZÃO MÁSSICA.....	34
2.3.1 Método direto – Transmissor do tipo Coriolis	34
2.3.2 Método indireto – Transmissor do tipo turbina.....	39
2.4 COMPRESSOR LINEAR	42
2.5 CICLO DE VAPOR SUPERAQUECIDO	44
3 DESENVOLVIMENTO DA BANCADA.....	47
3.1 CIRCUITO DE REFRIGERAÇÃO.....	47
3.1.1 Controle das condições de ensaio	49
3.1.2 Medição de vazão mássica.....	53
3.2 EQUIPAMENTOS DE MEDIÇÃO	54
3.2.1 Pressão.....	54
3.2.2 Vazão mássica	56
3.2.3 Vazão volumétrica	57
3.2.4 Temperatura	59
3.2.5 Potência elétrica ativa.....	59
3.3 ARQUITETURA DE AQUISIÇÃO, PROCESSAMENTO E CONTROLE.....	61
4 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E AVALIAÇÃO DE INCERTEZAS.....	63
4.1 ESTABELECIMENTO DOS PONTOS DE AVALIAÇÃO DE VAZÃO MÁSSICA.....	63
4.2 ANÁLISE DAS MEDIÇÕES DE VAZÃO MÁSSICA	64
4.2.1 Medição de vazão mássica na linha de descarga.....	64
4.2.2 Medição de vazão mássica na linha de sucção.....	67
4.3 ANÁLISE DE INCERTEZAS DOS RESULTADOS DE MEDIÇÃO.....	75
4.3.1 Incerteza de medição da vazão mássica.....	77
4.3.2 Incerteza de medição da capacidade de refrigeração.....	83
4.3.3 Incerteza de medição da eficiência isentrópica	85
4.3.4 Incerteza de medição do COP.....	87

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS	91
5.1 CONCLUSÕES	91
5.2 PROPOSIÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	92
REFERÊNCIAS.....	95
APÊNCIDE A – RESULTADOS DE MEDIÇÕES.....	103
APÊNCIDE B – MEMORIAL DE CÁLCULO	136

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

É notório que para uma organização crescer e adquirir uma posição de liderança no mercado há necessidade de que ela seja empreendedora. Algumas características essenciais dessa modalidade são o espírito inovador e a criatividade, além da preocupação com a melhoria contínua dos seus produtos e processos. Não obstante, as empresas fabricantes de compressores para refrigeração seguem esses passos.

Para que isso se torne realidade, tanto para indústrias quanto consumidores, é importante que compressores sejam submetidos a avaliações experimentais de desempenho. Seus resultados são utilizados em atividades de pesquisa e desenvolvimento de novos equipamentos; para o uso em catálogos, os quais geram informações para a aplicação do produto (dimensionamento de sistemas de refrigeração); regulamentação, classificação e conformidade técnica de eficiência energética, bem como para o controle de qualidade do mesmo (PENZ, 2011). A necessidade de quantificar melhorias advindas do desenvolvimento de novas alternativas e tecnologias em produtos é uma tarefa laboriosa, porém, indispensável. Em compressores, não é diferente. Em determinado ponto do processo de projeto e de produção é necessário submeter amostras a testes que emulem a aplicação em um sistema de refrigeração. Dentre esses, destaca-se o ensaio de desempenho de compressores em bancadas especiais que exigem medição, controle e monitoramento de diversas variáveis (FLESCHE, 2006; POLETTI, 2006). Segundo a literatura, tal ensaio é realizado nas chamadas Bancadas de Ensaio de Desempenho de Compressores Herméticos para Refrigeração ou, de forma reduzida, BEC e, assim doravante denominadas.

A avaliação experimental de desempenho de compressores para refrigeração é regida por normas específicas, tais como: NBR 15826 (2010), DIN EM 13771 (2008), ANSI/ASHRAE 23 (2005) e ISO 917 (1989) que definem procedimentos gerais para sua execução. Ela é uma atividade que visa determinar características fundamentais dos compressores. Basicamente, tal ensaio se fundamenta na determinação da capacidade de geração de fluxo de massa de fluido refrigerante em condições específicas de operação do compressor e da energia despendida para realizar essa tarefa. Para tanto, é imprescindível realizar medições das grandezas tensão elétrica, corrente elétrica, pressão, temperatura e, em destaque, vazão mássica. As normas supracitadas

definem a utilização de dois métodos independentes e simultâneos de medição da mesma, sendo um primário e outro de confirmação, devido a dificuldade de medição dessa grandeza (limitações de ordem tecnológica).

No Laboratório de Instrumentação e Automação de Ensaios (LIAE), divisão do Laboratório de Metrologia e Automatização (Labmetro) que constitui um dos laboratórios que dão suporte a trabalhos experimentais do programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (POSMEC) da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), há uma BEC. Tal bancada, cedida pela Whirlpool S.A. – Unidade Embraco de Compressores e Soluções de Refrigeração (Embraco) foi alvo de diversos trabalhos¹ com a parceria empresa e universidade. Nessa BEC, os métodos de medição de vazão mássica empregados, segundo denominações normativas (ISO 917, 1989), são:

- método A: método do calorímetro com fluido secundário;
- método F: medição de vazão mássica do fluido refrigerante na fase líquida.

No método A, é necessário realizar um cálculo de balanço de energia e massa para que seja possível a determinação da vazão mássica do fluido refrigerante, ou seja, é um método de medição indireto. Já no método F, a medição é realizada com um transmissor² de vazão mássica com o fluido refrigerante na fase líquida, ou seja, é um método de medição direto.

Com a BEC disponível no LIAE é possível realizar testes com o compressor alternativo hermético convencional e VCC (compressor alternativo hermético de capacidade variável). Ambos consistem em um sistema hermeticamente selado numa carcaça de aço soldada com motor elétrico rotativo, câmara de compressão com mecanismo biela-manivela e operam com uma mistura de fluido refrigerante e óleo de lubrificação. Porém, suas distinções advêm da condição de operação em

1 Os trabalhos de Corrêa (2013), Flesch (2012), Silveira (2010), Flesch (2008), Steinbach (2008), Petrovic (2007), Barbosa (2006), Flesch (2006), Henklein (2006), Poletto (2006), e Scussel (2006) foram desenvolvidos com a BEC do LIAE.

2 Transmissor é um termo não definido no VIM (2012). Segundo Doebelin (1983), na literatura técnica se encontra o termo transdutor, que é restringido a dispositivos que envolvem conversão de energia. Normalmente o sinal gerado pelo transdutor é de baixa energia e, assim, necessita de uma unidade de tratamento de sinais (ALBERTAZZI, 2008). Assim, neste texto assume-se que transmissor é um transdutor em que haja condicionamento de sinal embutido no mesmo.

refrigeradores, freezers, condicionadores de ar, câmaras frias, entre outros. O primeiro funciona de forma intermitente (liga e desliga) e com rotação do motor constante quando acionado; o segundo altera sua rotação dentro de um intervalo, de forma automática e contínua através de um controle eletrônico, o que acarreta uma conseqüente redução do consumo de energia, que em considerável parte é despendida na partida do motor.

Entretanto, houve um recente lançamento no mercado de um novo modelo de compressor, comercialmente denominado *wisemotion*, que combina a tecnologia de capacidade variável e dispensa o óleo de lubrificação para seu funcionamento. O intuito primordial do mesmo é o aumento dos níveis de eficiência e diminuição do nível de ruído sonoro frente aos alcançados pelas versões anteriormente citadas. Também, devido ao novo motor elétrico linear desenvolvido para esse compressor, sua capacidade de refrigeração³ abrange uma faixa maior e com limite inferior menor, frente aos outros modelos. Assim, em conseqüência dessas peculiaridades seria inviável a realização de testes na BEC do LIAE, que também possui sistemas de medição com incertezas inadequadas nas condições de ensaios com baixas vazões que são viáveis com esse novo compressor. Outrossim, isso encoraja a criação de um novo conceito de BEC mais eficiente (baixo consumo de energia e menor inércia do sistema). Tal característica é alcançada com o uso de um circuito de teste cujo ciclo termodinâmico opere sem condensação (DIRLEA et al., 1996).

Portanto, tem-se a necessidade de desenvolver e analisar novos métodos de medição de vazão mássica em baixas vazões de fluido refrigerante sem a mistura com óleo (ou de forma correspondente, baixa capacidade de refrigeração do compressor). Além disso, a nova concepção de uma BEC cria um grande leque de oportunidades com relação a novas pesquisas em todos os âmbitos da avaliação experimental de desempenho de compressores para refrigeração que operam sem óleo.

3 Existem dois tipos de capacidade de refrigeração.

- Capacidade de refrigeração de um circuito: produto da vazão mássica de fluido refrigerante e da diferença das entalpias do fluido entre entrada e saída do evaporador (OMEGA, 1995).

- Capacidade de refrigeração de um compressor: produto da vazão mássica de fluido refrigerante e da diferença das entalpias do fluido em fase de vapor na entrada do compressor e de líquido saturado na pressão de descarga do compressor (ISO 917, 1989).

A definição aqui remetida é a de capacidade de refrigeração de um compressor.

1.2 OBJETIVOS

Esta dissertação tem como escopo principal a comparação de estratégias para a medição do fluxo de massa de fluido refrigerante de compressores para refrigeração que operam sem óleo de lubrificação. Para tal, é realizada a concepção de uma bancada que opera mediante um ciclo termodinâmico sem condensação. Também, visa execuções de testes e ensaios para a validação de condições de contorno usuais nos ensaios realizados nas indústrias de refrigeração, de forma a garantir o atendimento aos requisitos impostos pelas normas.

Com o intuito de aliar o escopo principal às atividades desenvolvidas, foram elencados objetivos específicos. Os mesmos são:

- conceber e implementar circuito de teste para operação em ciclo termodinâmico sem condensação;
- desenvolver e validar software supervisor para monitoramento, aquisição, controle e estabilização de variáveis na bancada;
- garantir a robustez do sistema frente a diferentes condições de ensaio;
- avaliar de forma teórico-experimental incertezas de medição das grandezas de interesse.

1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Esta dissertação é composta por cinco capítulos. Sua estruturação ocorre de acordo com o descrito a seguir.

No capítulo 2 é realizada uma breve revisão dos conceitos teóricos relacionados à refrigeração, ciclo quente e instrumentação utilizada para a medição de vazão mássica; uma análise de informações pertinentes à montagem de circuitos de refrigeração e execução de ensaios de desempenho de compressores de acordo com normas; uma explicação do princípio de funcionamento do compressor linear.

O capítulo 3 relata sobre o circuito de refrigeração proposto para a bancada e a instrumentação utilizada no contexto desse trabalho; em sequência é apresentado o capítulo 4, que trata da análise e comparação de resultados obtidos. Por último, o capítulo 5 apresenta as considerações finais do trabalho, assim como sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 PRINCÍPIOS DE REFRIGERAÇÃO

A refrigeração, definida de forma genérica, é um dos vários processos em que haja remoção de calor. Para tal, deve haver a transferência de calor em forma de energia térmica de uma substância ou corpo que esteja sendo refrigerado para outro, que deverá aquecer. Normalmente, o outro meio é o ar ambiente. Assim, é reconhecido que em um processo de transferência de calor há duas faces opostas: refrigeração e aquecimento. Entretanto, o que distingue uma operação da outra é o resultado esperado (DOSSAT, 2004).

Segundo O'neal et al. (1998), a refrigeração é definida como um sistema de equipamentos que operam de forma integrada para transferir calor de um ambiente a baixa temperatura para outro a temperatura maior. Porém, esse processo não ocorre de forma natural e, assim, é necessário uma fonte externa de energia para que um sistema de refrigeração seja capaz de realizar essa troca de calor.

Em um circuito de refrigeração por compressão de vapor, o fluido refrigerante circula através do sistema e passa por certo número de transformações de estado ou condição termodinâmica, onde cada uma delas é denominada processo. Como exemplo, tem-se a sucessiva transformação em líquido e vapor do fluido refrigerante que, enquanto evapora a baixa pressão, retira calor do ambiente a ser refrigerado; na sua condensação, rejeita este calor a alta pressão para uma fonte quente (regularmente o ambiente externo). Porém, para que isso ocorra é necessário prover energia ao fluido refrigerante, sendo que tal tarefa é realizada pelo compressor que efetua trabalho sobre o gás ao comprimi-lo. A estrutura básica de um circuito é dada pela figura 1 que, na prática, constitui-se de quatro elementos (equipamentos). O ciclo de refrigeração por compressão de vapor consta de uma série de processos, que são (DOSSAT, 2004):

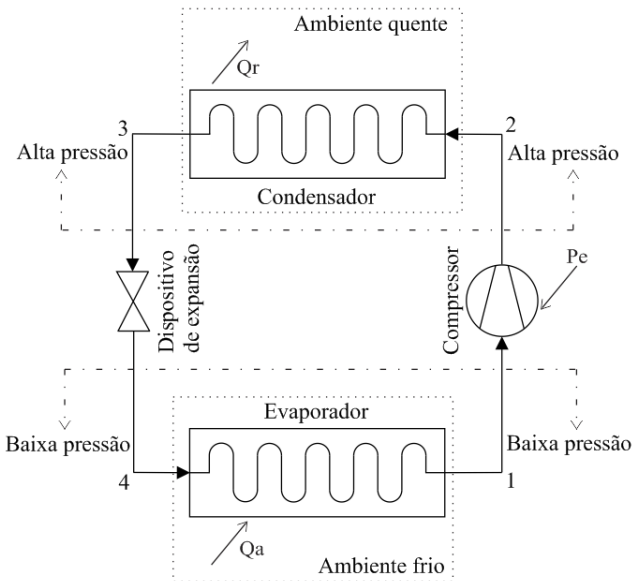
- de 1 para 2 (compressão): em 1 o fluido encontra-se superaquecido e a baixa pressão. É aspirado pelo compressor e comprimido para 2; com a pressão de descarga e a alta temperatura é bombeado até o condensador. No circuito de refrigeração, o compressor é o elemento responsável pelo escoamento do fluido refrigerante;
- de 2 para 3 (condensação): o fluido encontra-se superaquecido e a alta pressão após sair do compressor. Ao

passar pelo condensador troca calor com o meio (que está mais frio que o vapor superaquecido) e altera a sua fase, tornando-se líquido saturado ou sub-resfriado; ainda a alta pressão;

- de 3 para 4 (expansão): o líquido passa por um dispositivo do tipo tubo capilar ou válvula de expansão, que controla o escoamento impondo uma perda de carga;
- de 4 para 1 (vaporização): o fluido na condição de mistura de líquido e vapor entra no evaporador, retira energia em forma de calor do meio que se deseja refrigerar e altera sua fase de líquido para vapor.

Desta forma, o fluido retorna ao ponto 1 encontrando-se na forma de vapor saturado ou superaquecido e, novamente, é aspirado pelo compressor de forma a reproduzir os processos que formam o ciclo.

Figura 1: Esquema do circuito de refrigeração por compressão de vapor



Legenda:

P_e : potência elétrica [W]; Q_r : calor rejeitado [W]; Q_a : calor recebido [W].

1: sucção do compressor;

2: descarga do compressor;

3: saída do condensador;

4: saída do dispositivo de expansão.

Fonte: adaptado de Stoecker (2002) e Scussel (2006).

É pertinente que para o entendimento do ciclo completo de refrigeração, antes, é necessário considerar cada processo em separado e, também, entender que a mudança em qualquer um dos processos acarreta transformações nos restantes (DOSSAT, 2004).

As propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante são normalmente representadas por tabelas ou diagramas. Muito usado nos projetos de refrigeração, o diagrama de Mollier (na literatura é conhecido como diagrama p-h), também pode ser usado para explicar o comportamento das mudanças de estado do fluido refrigerante dentro de um circuito de refrigeração por compressão de vapor e, conseqüentemente, do comportamento do sistema. Nesse diagrama, vide figura 2, o eixo das ordenadas é referente à pressão e o das abscissas à entalpia. Três zonas são delimitadas pelas curvas de líquido saturado e de vapor saturado que formam um ‘sino’, onde no seu ponto mais alto encontra-se o limite entre as duas curvas. Esse é o ponto crítico, em que os estados de líquido saturado e vapor saturado coexistem ou são idênticos. As propriedades pressão e temperatura do fluido nesse ponto crítico são denominadas respectivamente de pressão crítica⁴ (Pcr) temperatura crítica⁵ (Tcr), sendo que o comportamento dessa temperatura no diagrama é dado pela curva isoterma (ÇENGEL; BOLES, 2006). Além disso, a região acima do ponto crítico, no caso da refrigeração doméstica, é uma zona fora de interesse.

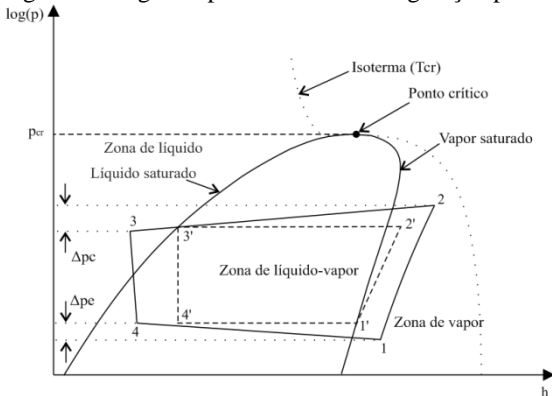
Durante os processos de condensação e vaporização, o fluido refrigerante se encontra como uma mistura de líquido saturado e vapor saturado. Assim, o título, que é uma relação entre a massa de vapor pela massa total, pode servir como uma das duas propriedades intensivas necessárias para descrever um estado. Na curva de líquido saturado há líquido com título igual a zero, em estado de equilíbrio, na temperatura de saturação correspondente e de acordo com a pressão que está submetido. Desta forma, uma pequena adição de calor provocará a aparição de bolhas de vapor. Na curva de vapor saturado há vapor com título igual a um, em estado de equilíbrio, de forma que uma pequena subtração de calor provocará o surgimento de gotas de líquido. Na zona

4 É a pressão mais baixa na qual uma substância pode existir no estado líquido à sua temperatura crítica; isto é, é a pressão saturada à temperatura crítica (DOSSAT, 2004).

5 É a temperatura mais elevada que um gás ainda pode ser condensável pela aplicação de pressão. Acima dessa temperatura, a substância existe somente na forma de gás e não pode ser liquefeito, por maior que seja a pressão aplicada (DOSSAT, 2004).

de líquido o fluido refrigerante é denominado sub-resfriado e, na de vapor, é denominado superaquecido. À medida que se caminha mais para a direita na zona de vapor, o comportamento do fluido se aproxima de um gás ideal, em condições de baixa pressão e alta temperatura. Abaixo do ‘sino’, na zona de líquido-vapor, é onde ocorre a mudança de fase do fluido, sendo que, durante essa mudança, a temperatura não varia (ÇENGEL; BOLES, 2006).

Figura 2: Diagrama p-h do ciclo de refrigeração por compressão de vapor



Legenda:

p: pressão [bar]; h: entalpia [kJ/kg]; p_{cr} : pressão crítica [bar];
 T_{cr} : temperatura crítica [°C]; perdas de carga [bar]: Δp_c , Δp_e - condensador e evaporador.

Fonte: adaptado de Çengel e Boles (2006) e Dossat (2004).

Basicamente, em posse do diagrama p-h de um determinado fluido refrigerante, do esquema do circuito, das condições de projeto (temperaturas de evaporação e condensação), bem como a vazão mássica gerada pelo compressor, é possível desenvolver um sistema de refrigeração por compressão de vapor, aplicando a primeira lei da termodinâmica em cada volume de controle e admitindo o sistema operando em regime permanente. Além disso, as principais diferenças entre os ciclos de refrigeração mecânica por compressão de vapor real ($1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1$) e teórico ($1' \rightarrow 2' \rightarrow 3' \rightarrow 4' \rightarrow 1'$), vide figura 2, e os seus respectivos equipamentos em cada processo ($1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1$), conforme figura 1, são:

- o processo de compressão ($1 \rightarrow 2$) no ciclo real é um processo politrópico. No ciclo teórico ($1' \rightarrow 2'$) o processo é considerado adiabático reversível e, assim, isentrópico;

- na condensação e vaporização do ciclo real ocorrem perdas de carga no condensador e evaporador, representadas respectivamente por Δp_c e Δp_e e não consideradas no ciclo teórico;
- no ciclo real realiza-se o sub-resfriamento do fluido refrigerante na saída do condensador (grande parte dos sistemas), e o superaquecimento na sucção do compressor para evitar a entrada de líquido no compressor, não considerados no ciclo teórico.

2.2 ENSAIOS DE DESEMPENHO DE COMPRESSORES

Para as metodologias de ensaios experimentais de compressores herméticos em geral, o uso de normas, tais como as supracitadas, constitui uma ferramenta essencial no desenvolvimento de sistemas mais eficientes. A adoção das mesmas visa melhorar a reprodutibilidade dos ensaios e a intercomparação dos resultados de medição. Com a maior aceitação no meio acadêmico e industrial em nível internacional, a norma ISO 917 (1989) é bastante difundida em tais atividades experimentais (FLESCHE, 2012; PENZ, 2011). Por essa razão ela é a norma adotada neste trabalho.

Os ensaios de desempenho decorrem na condição denominada *check-point*. Ela é utilizada pelas indústrias por causa da representatividade da condição de aplicação, comparabilidade de desempenho entre compressores e padronização de testes (FLESCHE, 2012; SCUSSEL, 2006). Como exemplo, para o ensaio de um compressor, sua pressão de sucção deve ser mantida em aproximadamente 1,148 bar e a pressão de descarga em 14,700 bar (pressões cujas temperaturas do fluido refrigerante R134a são $-23,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $+54,4\text{ }^{\circ}\text{C}$, respectivamente, em suas saturações de evaporação e condensação). No entanto, conforme Jähnig et al. (2000), essa temperatura de condensação pode ter sido apropriada para aplicações que usam condensadores com convecção natural, mas, a maioria dos aparelhos modernos de refrigeração empregam condensadores de ar forçado, que levam a temperaturas de condensação na saturação significativamente mais baixas que $+54,4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Além disso, alguns compressores são utilizados em ciclos de refrigeração em que a temperatura de evaporação na saturação é muito superior que $-23,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ e, do mesmo modo, a temperatura de sucção durante o funcionamento normal (tipicamente nos ensaios é $32\text{ }^{\circ}\text{C}$) pode ser muito menor.

Assim, é necessário conhecer com exatidão a taxa de fluxo de massa de refrigerante e o consumo de energia do compressor sobre um vasto intervalo de temperaturas de condensação, evaporação e do ambiente em que está o compressor, a fim de conceber equipamentos mais eficientes. Entretanto, a aquisição experimental desses dados é uma tarefa dispendiosa e demorada. Dessa forma, para sanar tal problemática são adotadas condições intermediárias e um método confiável para interpolar ou extrapolar os dados. Uma dessas condições, bastante utilizada pela indústria, é: pressão de sucção 1,148 bar; pressão de descarga 10,300 bar (pressões cujas temperaturas do fluido refrigerante R134a são $-23,3^{\circ}\text{C}$ e $+40,5^{\circ}\text{C}$, respectivamente, em suas saturações de evaporação e condensação), sendo que essa é a condição dos ensaios doravante relatados nesse trabalho.

Além disso, as normas compõem procedimentos padronizados para a avaliação e determinação de quatro características fundamentais do compressor: capacidade de refrigeração, potência elétrica ativa consumida, eficiência isentrópica e COP⁶. A capacidade de refrigeração do compressor, segundo a norma ISO 917 (1989), é uma grandeza expressa em unidades de potência (tipicamente em watts), sendo representada pela equação (1). É composta pela vazão mássica gerada pelo compressor, uma correção efetuada por uma relação de volumes específicos, frequências e, também, por uma diferença de entalpias, cujos estados são dados pela pressão e temperatura tomadas na sucção do compressor e pela pressão de descarga correspondente à curva de líquido saturado. Tal definição é interpretada de maneira que os compressores sob teste, em si, fossem independentes dos sistemas de refrigeração dos quais possam fazer parte, ou seja, a capacidade de refrigeração que seria obtida quando fosse utilizado um circuito ideal, sem perdas de carga, com um sub-resfriamento nulo na saída do condensador e com o superaquecimento do fluido refrigerante ocorrendo inteiramente no interior do evaporador, como ilustra o ciclo teórico ($1' \rightarrow 2' \rightarrow 3' \rightarrow 4' \rightarrow 1'$) da figura 2 (FLESCHE, 2012). Tal abstração se faz necessária, pois, em cada circuito de testes pode haver distinções de ordem construtiva ou conceitual, o que resultaria em sistemas diferentes. Dessa forma, um mesmo compressor ensaiado em BEC distintas teria, por exemplo, as indicações de capacidade de refrigeração incompatíveis (CORRÊA, 2013).

$$\Phi_0 = q_{mf} \frac{v_{ga}}{v_{gl}} \frac{f}{f_a} (h_{g1} - h_{f1}) \quad (1)$$

⁶ COP: coeficiente de desempenho. Do inglês *coefficient of performance*

Onde:

- \emptyset_0 capacidade de refrigeração do compressor [W];
- q_{mf} vazão mássica de fluido refrigerante [kg/h];
- v_{ga} volume específico real do vapor de refrigerante na sucção do compressor [m³/kg];
- v_{gl} volume específico real do vapor de refrigerante na sucção do compressor na condição de ensaio [m³/kg];
- f frequência elétrica de alimentação especificada [Hz];
- f_a frequência elétrica real de alimentação [Hz];
- h_{g1} entalpia específica do vapor de refrigerante na entrada do compressor nas condições especificadas para o ensaio [kJ/kg];
- h_{f1} entalpia específica do refrigerante no estado líquido saturado referente à pressão especificada de saída do compressor [kJ/kg].

A potência elétrica ativa consumida, característica dada em watt, é a potência nos terminais do compressor. É composta pelo consumo do motor elétrico e de elementos auxiliares (dispositivos de partida, inversores de frequência) que operam em conjunto com o compressor (ISO 917, 1989). Da mesma forma que a capacidade de refrigeração, a potência também deve ser corrigida, conforme a equação (2).

$$P = P_a \frac{v_{ga} f}{v_{gl} f_a} \quad (2)$$

Onde:

- P potência real entregue ao compressor corrigida para a condição de ensaio [W];
- P_a potência real entregue ao compressor [W];
- v_{ga} volume específico real do vapor de refrigerante na sucção do compressor [m³/kg];
- v_{gl} volume específico real do vapor de refrigerante na sucção do compressor na condição de ensaio [m³/kg];
- f frequência elétrica de alimentação especificada [Hz];
- f_a frequência elétrica real de alimentação [Hz].

A eficiência isentrópica, conforme a ISO 917 (1989), é uma razão do produto do fluxo de massa e da variação das entalpias isentrópicas, cujos estados são determinados por condições a montante e a jusante do compressor, pela potência elétrica ativa consumida. Ela representa um

fator de potência no processo de compressão (que na realidade não é um processo isentrópico) e é dada pela equação (3).

$$\eta_l = q_{mf} \frac{h_{gt} - h_{ga}}{P} \quad (3)$$

Onde:

- η_l eficiência isentrópica [W/W];
- q_{mf} vazão mássica de fluido refrigerante [kg/h];
- h_{gt} entalpia específica teórica do vapor de refrigerante à pressão de descarga possuindo a mesma entropia que o vapor de refrigerante na entrada do compressor [kJ/kg];
- h_{ga} entalpia específica teórica do refrigerante na entrada do compressor nas condições especificadas para o ensaio [kJ/kg];
- P potência real entregue ao compressor corrigida para a condição de ensaio [W].

O coeficiente de desempenho (COP) do compressor é uma grandeza adimensional. Segundo a ISO 917 (1989) tal grandeza é obtida pelo quociente da capacidade de refrigeração pela potência elétrica ativa, vide equação (4). Ela não denota, de forma alguma, o rendimento do compressor (tal como o rendimento volumétrico) e, assim, a grandeza pode admitir valores maiores que a unidade. Da mesma forma, ele também não representa o COP de um ciclo de refrigeração, que é dado pela razão da capacidade de refrigeração do circuito e o trabalho de compressão dispendido para tanto. Nas indústrias, o valor dessa grandeza é adotado para comparar compressores de diversos modelos e fabricantes.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_0}{P} \quad (4)$$

Ao decorrer de um ensaio, é possível observar duas etapas distintas do comportamento das grandezas. A primeira remete-se ao regime transitório, em que após a partida do compressor, inicia-se o processo de controle para que as variáveis atinjam as condições de *check-point*. Na segunda, o ensaio prossegue no que é denominado regime permanente, condição em que todas as variáveis oscilam dentro de limites estabelecidos por normas (CORRÊA, 2013). Os limites de variação que caracterizam o regime permanente, segundo a ISO 917 (1989), são apresentados na tabela 1. Além disso, a condição de regime permanente é alcançada com o auxílio de controladores, que possuem a função de (FLESCH, 2012):

- levar as variáveis aos valores de referência desejados no menor tempo possível;
- manter as variáveis dentro dos limites estipulados pela norma, bem como ter a capacidade de rejeitar perturbações no sistema por um período que, no caso da ISO 917 (1989) é de aproximadamente uma hora.

Tabela 1 - Limites de variação estabelecidos pela norma ISO 917

Grandeza	Limite de variação
Pressões	$\pm 1\%$ do valor de <i>setpoint</i>
Temperaturas	± 3 K
Tensão de alimentação	$\pm 3\%$ do valor de <i>setpoint</i>
Frequência de alimentação	$\pm 1\%$ do valor de <i>setpoint</i>
Volume específico do fluido	$\pm 2\%$ da média das últimas medições*
Capacidade de refrigeração	$\pm 1\%$ da média das últimas medições*

* para uma hora de ensaio é necessário no mínimo quatro medições igualmente espaçadas no tempo.

Fonte: adaptado de ISO 917 (1989).

Como descrito anteriormente, apenas a potência elétrica ativa é um parâmetro que não é função da vazão mássica no rol de medições realizadas em um ensaio de desempenho. Isso ratifica a importância da medição dessa grandeza para os ensaios. Entre os princípios mais disseminados existe a medição indireta através de um balanço de massa e de energia ou, então, a medição com um transmissor de vazão volumétrica em conjunto com a determinação da massa específica a montante do mesmo, com o auxílio de um transmissor de pressão e transdutor de temperatura. Também, outro método é a medição direta com o auxílio de transmissores específicos para tal medição (CORRÊA, 2013).

A norma ISO 917 (1989) elenca nove métodos diferentes para a determinação da vazão mássica. São eles:

- método A: método do calorímetro com fluido secundário, posicionado na linha de sucção;
- método B: método do calorímetro inundado, posicionado na linha de sucção;
- método C: método do calorímetro a seco, posicionado na linha de sucção;
- método D1: medição de vazão de refrigerante com fluxímetro na linha de sucção, no estado gasoso;

- método D2: medição de vazão de refrigerante com fluxímetro na linha de descarga, no estado gasoso;
- método F: medição de vazão de refrigerante no estado líquido;
- método G: método do condensador com circulação de água gelada;
- método J: método da condensação parcial de fluido refrigerante;
- método K: método do calorímetro na linha de descarga.

Ao menos dois métodos de medição simultâneos são necessários para atender a norma ISO 917 (1989) nos ensaios de desempenho, sendo um método primário e outro de confirmação e, a escolha dos métodos deve seguir a combinação empregada na tabela 2. Os resultados de vazão mássica obtidos em ensaios pelos métodos (q_{mD1} e q_{mD2}) devem apresentar concordância e, assim, carecem satisfazer a inequação $2 \times (q_{mD1} - q_{mD2}) / (q_{mD1} + q_{mD2}) \times 100 < 4\%$. Caso a inequação não seja satisfeita, o ensaio é considerado inválido.

Tabela 2 - Arranjo dos métodos de medição de vazão mássica

Método primário	Método de confirmação
A	D1, D2, F, G, K
B	D1, D2, F, G, K
C	D1, D2, F, G, K
D1	A, B, C, D2, F, G, J, K
D2	A, B, C, D1, F, J
F	A, B, C, D1, D2, J, K
G	A, B, C, D1, F, J
J	D1, D2, F, G, K
K	A, B, C, D1, F, J

Fonte: adaptado de ISO 917 (1989).

2.3 MEDIÇÃO DE VAZÃO MÁSSICA

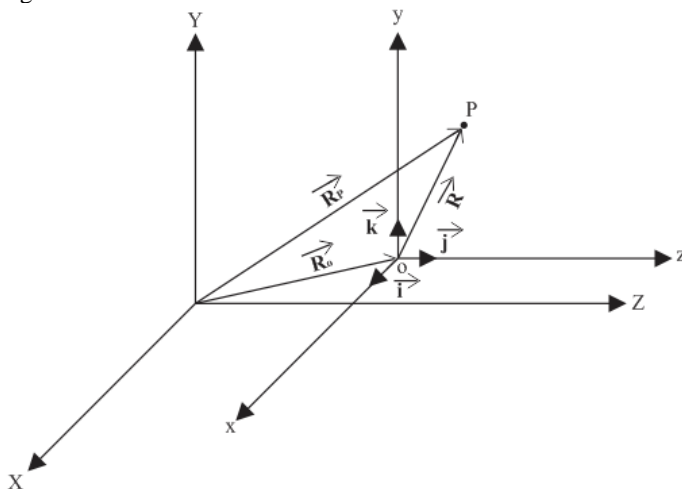
2.3.1 Método direto – Transmissor do tipo Coriolis

O termo utilizado para nomear o medidor de vazão mássica é referente ao fenômeno estudado inicialmente por Gaspard Coriolis (1792-1843). O surgimento da denominada aceleração de Coriolis decorre, por exemplo, do movimento de uma partícula em movimento

relativo a um referencial em rotação, típico em sistemas de mecanismos e vibratórios (FIGLIOLA et al., 2000).

Para melhor compreender o fenômeno, é realizada uma análise cinemática de uma partícula P com relação a dois sistemas, utilizando relações de deslocamento com tempo (velocidade e acelerações). Primeiramente, escolhe-se um sistema de coordenadas cartesianas dextrógiro fixo, XYZ, e um sistema de coordenadas cartesianas dextrógiro móvel, xyz, como ilustra a figura 3.

Figura 3: Sistemas de coordenadas



Legenda:

vetores unitários do sistema de coordenadas móvel: \vec{i} – direção x, \vec{j} – direção y e \vec{k} – direção z;

P: partícula P; O: origem do sistema de coordenadas móvel;

vetor posição em relação ao sistema de coordenadas fixo: \vec{R}_P – da partícula P e \vec{R}_O – da origem do sistema de coordenadas móvel;

\vec{R} : vetor posição da partícula P em relação ao sistema de coordenadas móvel.

Fonte: próprio autor.

Conforme Fox et al. (2006), a posição do ponto P, tendo como referência o sistema fixo é dada por

$$\vec{R}_P = \vec{R}_O + \vec{R} \quad (5)$$

Em que \vec{R} pode ser escrito no sistema de coordenadas xyz na forma

$$\vec{R} = x\vec{i} + y\vec{j} + z\vec{k} \quad (6)$$

Onde \vec{i} , \vec{j} e \vec{k} são definidos como vetores unitários que expressam as direções x, y e z. A velocidade do ponto P, determinada por derivação do vetor posição é

$$\vec{V}_p = \dot{\vec{R}}_p = \dot{\vec{R}}_o + \dot{\vec{R}} \quad (7)$$

Diferenciando (6) em relação ao tempo tem-se

$$\dot{\vec{R}} = (\dot{x}\vec{i} + \dot{y}\vec{j} + \dot{z}\vec{k}) + (x\dot{\vec{i}} + y\dot{\vec{j}} + z\dot{\vec{k}}) \quad (8)$$

Onde $(\dot{x}\vec{i} + \dot{y}\vec{j} + \dot{z}\vec{k})$ é a velocidade do ponto P em relação ao sistema de referência móvel xyz, chamada velocidade relativa de P, podendo ser definida como

$$\vec{V} = \dot{x}\vec{i} + \dot{y}\vec{j} + \dot{z}\vec{k} \quad (9)$$

O termo $x\dot{\vec{i}} + y\dot{\vec{j}} + z\dot{\vec{k}}$ representa a rotação do sistema móvel em relação ao fixo, expressando a variação na direção dos vetores unitários \vec{i} , \vec{j} e \vec{k} já que o módulo dos mesmos é constante. As derivadas de vetores em rotação são dadas por

$$\begin{aligned} \dot{\vec{i}} &= \vec{\omega} \times \vec{i} \\ \dot{\vec{j}} &= \vec{\omega} \times \vec{j} \\ \dot{\vec{k}} &= \vec{\omega} \times \vec{k} \end{aligned} \quad (10)$$

Então

$$x\dot{\vec{i}} + y\dot{\vec{j}} + z\dot{\vec{k}} = x(\vec{\omega} \times \vec{i}) + y(\vec{\omega} \times \vec{j}) + z(\vec{\omega} \times \vec{k}) = \vec{\omega} \times (x\vec{i} + y\vec{j} + z\vec{k}) \quad (11)$$

Considerando a expressão (6) chega-se a

$$x\dot{\vec{i}} + y\dot{\vec{j}} + z\dot{\vec{k}} = \vec{\omega} \times \vec{R} \quad (12)$$

De forma que, introduzindo os resultados (9) e (12) em (8) obtém-se

$$\dot{\vec{R}} = \vec{V} + \vec{\omega} \times \vec{R} \quad (13)$$

A expressão (7) pode ser escrita novamente considerando $\vec{R}_o = \vec{V}_o$ e introduzindo o formalismo da expressão (13), na forma

$$\vec{V}_p = \vec{V}_o + \vec{V} + \vec{\omega} \times \vec{R} \quad (14)$$

Sendo os vetores:

\vec{V}_p a velocidade do ponto P em relação ao sistema de referência fixo XYZ (velocidade absoluta de P);

\vec{V}_o a velocidade absoluta da origem do sistema de referência móvel xyz em relação ao sistema de referência fixo XYZ;

\vec{V} a velocidade do ponto P em relação ao sistema de referência móvel xyz, (velocidade relativa de P);

$\vec{\omega}$ a velocidade angular do movimento de rotação do sistema de referência móvel xyz em relação ao fixo XYZ.

A aceleração do ponto P em relação ao sistema de referência fixo XYZ é

$$\vec{A}_p = \dot{\vec{V}}_p = \dot{\vec{V}}_o + \dot{\vec{V}} + \dot{\vec{\omega}} \times \vec{R} + \vec{\omega} \times \dot{\vec{R}} \quad (15)$$

Para determinar $\dot{\vec{V}}$ é necessário derivar a expressão (9), resultando em

$$\dot{\vec{V}} = (\dot{x}\vec{i} + \dot{y}\vec{j} + \dot{z}\vec{k}) + (x\dot{\vec{i}} + y\dot{\vec{j}} + z\dot{\vec{k}}) \quad (16)$$

Onde $(\dot{x}\vec{i} + \dot{y}\vec{j} + \dot{z}\vec{k})$ é a aceleração do ponto P em relação ao sistema de referência móvel xyz (aceleração relativa de P), chamada \vec{A} .

$$\vec{A} = \dot{x}\vec{i} + \dot{y}\vec{j} + \dot{z}\vec{k} \quad (17)$$

Os termos contidos no segundo parênteses da expressão (16), considerando-se as expressões (10) que definem as derivadas dos vetores unitários \vec{i} , \vec{j} e \vec{k} , tem-se

$$\dot{x}\vec{i} + \dot{y}\vec{j} + \dot{z}\vec{k} = \dot{x}(\vec{\omega} \times \vec{i}) + \dot{y}(\vec{\omega} \times \vec{j}) + \dot{z}(\vec{\omega} \times \vec{k}) = \vec{\omega} \times (\dot{x}\vec{i} + \dot{y}\vec{j} + \dot{z}\vec{k}) \quad (18)$$

E considerando (9) tem-se que

$$\dot{x}\vec{i} + \dot{y}\vec{j} + \dot{z}\vec{k} = \vec{\omega} \times \vec{V} \quad (19)$$

Introduzindo (17) e (19) em (16) chega-se a

$$\dot{\vec{V}} = \vec{A} + \vec{\omega} \times \vec{V} \quad (20)$$

De (13) tem-se

$$\vec{\omega} \times \vec{R} = \vec{\omega} \times \vec{V} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{R}) \quad (21)$$

Substituindo (20) e (21) em (15) e chamando $\vec{A}_o = \vec{V}_o$ chega-se

$$\vec{A} = \vec{A}_o + \vec{A} + 2\vec{\omega} \times \vec{V} + \vec{\omega} \times \vec{R} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{R}) \quad (22)$$

Onde:

\vec{A}_p é a aceleração do ponto P no sistema de referência XYZ (aceleração absoluta de P);

\vec{A}_o é a aceleração do ponto O, origem do sistema de referência móvel xyz, no sistema de referência fixo XYZ (aceleração absoluta de O);

\vec{A} é a aceleração do ponto P em relação ao sistema de referência móvel xyz (aceleração relativa de P);

$\vec{\omega} \times \vec{R}$ é a aceleração tangencial do ponto P, originada pela rotação do sistema móvel.

$\vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{R})$ é a aceleração centrífuga do ponto P, originada pela rotação do sistema móvel;

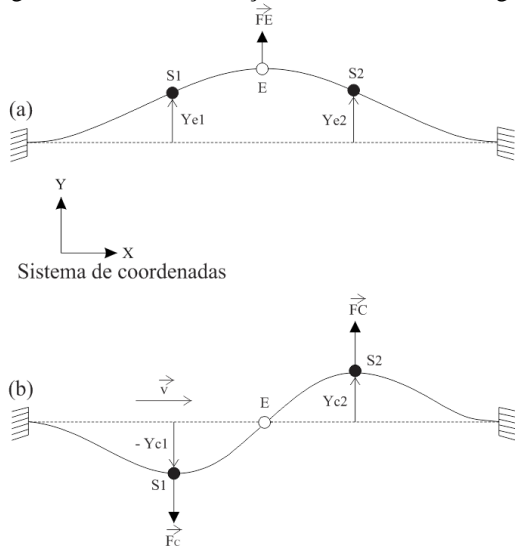
$2\vec{\omega} \times \vec{V}$ é a componente provocada pela rotação do vetor velocidade relativa, chamada aceleração de Coriolis.

Por conseguinte, realizando uma análise dinâmica com a aplicação da segunda Lei de Newton, é possível determinar o esforço gerado pelo movimento da partícula P, através da multiplicação da aceleração de Coriolis pela massa da partícula.

Nos medidores de fluxo de massa Coriolis, o princípio de medição é baseado, da mesma forma, em um sistema vibratório. Para um modelo simplificado, mas que ilustra uma visão geral sobre os

principais efeitos físicos que ocorrem nesses sistemas, consideremos um tubo reto engastado em ambas as extremidades, como ilustra a figura 4. A partícula P agora é tratada como um fluido em movimento no interior de tal tubo (referencial em rotação). Quando não há fluido circulando, o modo de vibração devido somente à ação da força de excitação externa \vec{F}_E agindo no ponto E é representado pela figura 4 (a) e sua frequência de oscilação é mantida na frequência natural do tubo, o que minimiza a energia necessária para exercer a vibração. Caso fluido comece a circular pelo tubo com velocidade \vec{V} , a ação da força inercial de Coriolis \vec{F}_C induz o modo de vibração representado pela figura 4 (b), sendo que, na secção de entrada do fluido no tubo, a força de Coriolis tende a desacelerar o movimento de oscilação do tubo e, na secção de saída, tende a acelerar o movimento (BELA, 2003).

Figura 4: Modos de vibração de um tubo reto e engastado nas extremidades



Legenda:

Sensores: S1 e S2 – entrada e saída; E: ponto de ação da força de excitação;

\vec{F}_E : força de excitação; \vec{F}_C : força de Coriolis; Y_{e1} : deslocamento de S1 devido força \vec{F}_E ; Y_{e2} : deslocamento de S2 devido força \vec{F}_E ;

Y_{c1} : deslocamento de S1 devido força \vec{F}_C ; Y_{c2} : deslocamento de S2 devido força \vec{F}_C ; \vec{V} : velocidade do fluido.

Fonte: adaptado de Bela (2003).

Quando há a circulação de fluido pelo tubo, os deslocamentos captados pelos sensores de posição localizados na entrada ($S_1 = Y_{e1} - Y_{c1}$) e saída ($S_2 = Y_{e2} + Y_{c2}$) do tubo, vide figura 4, são dados pela superposição do modo de excitação e do modo Coriolis e, ao mesmo tempo, tais deslocamentos ocorrem em direções diferentes. Isso acarreta uma mudança de fase, em termos de tempo e deslocamento, sendo que essa mudança é proporcional à taxa de massa de fluido passando pelo tubo. Também, é possível determinar a massa específica do fluido, pois, se a quantidade de massa circulando dentro do tubo modificar, a frequência de ressonância mudará e, conseqüentemente, é necessário que a frequência de excitação do transmissor seja automaticamente reajustada para esse novo valor, possibilitando assim medir essa grandeza (BELA, 2003).

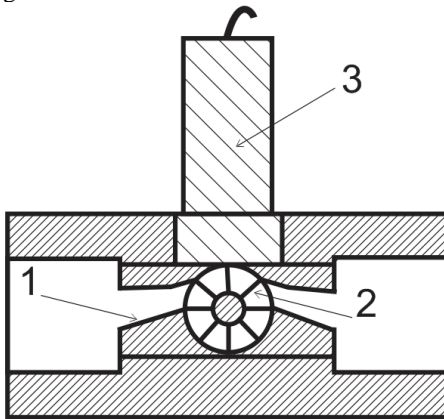
2.3.2 Método indireto – Transmissor do tipo turbina

Uma máquina de fluxo é um dispositivo que realiza ou extrai trabalho (potência) sobre ou de um fluido. As máquinas que extraem energia de um fluido são chamadas de turbinas ou turbomáquinas. Esses equipamentos consistem de uma seção de escoamento cilíndrica que abriga uma turbina (um rotor com aletas) que gira livremente e um sistema na entrada para direcionar e aumentar a velocidade do fluxo do fluido tangencialmente ao rotor. Possuem um número pequeno de lâminas (pás) quando usados para o escoamento de líquidos, mas diversas lâminas quando usados para o escoamento de gás, com o intuito de garantir a geração adequada de torque. Todavia, a perda de carga causada pela turbina pode ser desprezada. Ao circular fluido por entre as pás o mesmo ocupa todo o volume e mantém a pressão estática em ambas as faces das pás do rotor iguais; portanto, a transferência de energia é unicamente desenvolvida com a transformação da energia cinética do fluxo de fluido em energia mecânica para o rotor (ÇENGEL; CIMBALA, 2006; FOX et al. 2006).

Partindo dessa premissa, tal classificação também compete aos transmissores de vazão volumétrica do tipo turbina. Suas partes principais são apresentadas na figura 5, onde (1) corresponde ao bocal, (2) ao rotor com pás e (3) o sensor magnético. Idealmente, a velocidade de rotação da turbina é proporcional à velocidade do fluxo de fluido e em cada revolução do rotor (cujo eixo é transversal ao fluxo) certa quantidade conhecida de volume de fluido transpassa a turbina. Entretanto, há esforços de arrasto provenientes da interação fluido-estrutura e atrito de mancais do rotor que de forma tênue retardam essa

rotação e afetam a relação ideal do volume constante de fluido circulando em cada revolução do rotor. Assim, essas forças introduzem uma não-linearidade na relação entre rotação e vazão principalmente em baixas vazões. A velocidade de giro da turbina é obtida com o sensor magnético (um conjunto de ímã e bobina), em que a cada passagem de uma pá pelo campo magnético gerado pelo sensor, um pulso AC⁷ é gerado. Esses pulsos gerados fornecem uma frequência de saída que é proporcional ao fluxo volumétrico.

Figura 5: Transmissor de vazão volumétrica do tipo turbina tangencial



Legenda:

- 1: bocal;
- 2: rotor com pás;
- 3: sensor magnético.

Fonte: adaptado de Flowmetrics (2007).

Com relação ao fluxo de fluidos, o número de Reynolds é um número adimensional para o cálculo do regime de escoamento. Seu significado físico é uma razão de esforços de inércia e esforços viscosos que também influenciam nessa não idealidade. Em um escoamento no interior de um duto, um número de Reynolds menor que 2000 indica que esforços viscosos são dominantes e o escoamento é do tipo laminar. Já para Reynolds acima de 4000 implica que esforços inercias são influentes e o escoamento é do tipo turbulento. No patamar intermediário, Reynolds entre 2000 e 4000, o fluido está em uma região de transição (TANG, 2009). Segundo a AGA (2006), é recomendável que um transmissor de vazão do tipo turbina seja calibrado em um intervalo do número de Reynolds ou de massa específica semelhante ao de aplicação do transmissor, com a possibilidade de incorrer a erros consideráveis de medição.

⁷ Do inglês *alternating current*

Para uma análise dos esforços atuantes em turbinas é usual a seleção de um volume de controle finito que engloba o rotor, com a finalidade de avaliar o torque que surge no eixo devido à resistência ao movimento, que é função da variação na quantidade de movimento angular do fluido (FOX et al. 2006). Segundo Wang e Zhang (2007 apud BAKER, 1993; THOMPSON; GREY, 1970) o balanço de torques no volume de controle pode ser representado por:

$$T_r - T_{rm} - T_{rf} - T_{re} = 0 \quad (23)$$

Onde:

- T_r torque de acionamento do rotor [N.m];
- T_{rm} torque devido ao atrito nos mancais [N.m];
- T_{rf} torque devido a força de arrasto (interação fluido-estrutura) [N.m];
- T_{re} torque devido a força magnética do sensor [N.m].

Usualmente, T_{re} é muito pequeno e pode ser desconsiderado. Para uma condição de escoamento em regime permanente e abaixo da condição de turbulência, T_{rf} cresce em função do aumento da velocidade do fluxo de fluido e, nessa situação, é muito superior que T_{rm} , que também pode ser desprezado. Assim, a equação (23) pode ser reescrita novamente por:

$$T_r - T_{rf} = 0 \quad (24)$$

Em que

$$T_{rf} = C\rho Q^2 \quad (25)$$

Onde:

- C Constante [1/m];
- ρ massa específica do fluido [kg/m³];
- Q taxa de vazão volumétrica [m³/s].

Isso indica que o torque acionador é também uma função das condições do fluxo de fluido, ou seja, de sua massa específica e vazão volumétrica. Entretanto, para um mesmo modelo de turbina, o torque acionador deve ser o mesmo em qualquer condição. Assim, se determinado transmissor do tipo turbina for calibrado (referência) com um dado fluido em uma dada condição de temperatura e pressão, é possível inferir uma correção do valor de vazão volumétrica medida por tal, caso haja a aplicação com outro fluido (trabalho) em outras condições, representada por (FRANÇA, 2006; OMEGA, 1995):

$$Q_{trabalho} = Q_{referência} \sqrt{\frac{\rho_{referência}}{\rho_{trabalho}}} \quad (26)$$

Porém, essa relação é válida para turbinas operando com gases, desde que a viscosidade não varie significativamente, com as condições de pressão e temperatura. Usualmente, cada medidor do tipo turbina possui um coeficiente único que relaciona o número de pulsos gerados por unidade de volume, que na literatura é denominado fator K. Esse fator é exclusivamente afetado por parâmetros geométricos da turbina, não relacionando parâmetros do fluido (WANG, ZHANG 2007; FRANÇA, 2006).

2.4 COMPRESSOR LINEAR

O compressor linear difere-se essencialmente do compressor alternativo tradicional em função do tipo de mecanismo usado para o acionamento do pistão e o conseqüente processo de compressão do fluido refrigerante. Enquanto a geração de movimento do primeiro é dada pelo acionamento de um motor elétrico linear e um mecanismo ressonante (conjunto massa-mola), o movimento do segundo é produzido por intermédio de um motor elétrico rotativo e de um mecanismo do tipo biela manivela.

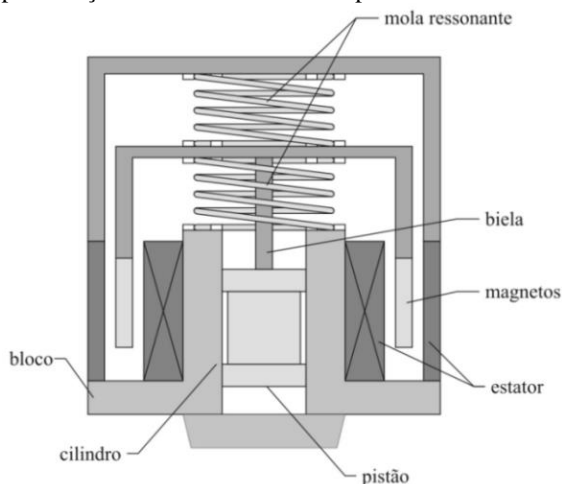
Os compressores alternativos necessitam de uma série de partes móveis e mancais para transformar o movimento rotativo do motor em movimento alternativo do pistão. Como agravante, os mancais que sustentam a manivela são responsáveis por boa parte de perdas devido ao atrito nesse tipo de mecanismo (CERVELIN, 2013; DAGILIS; VAITKUS, 2009). Além disso, devido ao fato da direção do esforço no conjunto biela pistão não ser alinhado ao cilindro, há o surgimento de esforços laterais na interação pistão cilindro, que influenciam na vida útil do mecanismo como um todo (KURKA et al., 2012; HÜLSE, 2008).

Nos compressores lineares, o funcionamento se baseia em atuadores lineares oscilantes. Tal configuração elimina a necessidade de se utilizar mancais de eixos rotativos e excêntrico, pois a única superfície deslizante é a interface pistão-cilindro, cuja interação também se encontra nos alternativos, com o agravante de apresentar esforços laterais. Isso possibilita ganhos da ordem de 15% a 25 % em termos de eficiência se comparado aos compressores alternativos tradicionais (WALT; UNGER, 1994). Um esquema do compressor linear pode ser visto na figura 6. Quando em funcionamento, no sentido de recuo o conjunto biela pistão é impelido por forças eletromagnéticas contra uma mola; no sentido contrário, a energia armazenada na mola soma-se à energia eletromagnética para realizar o processo de compressão do vapor de fluido refrigerante (CERVELIN, 2013).

O alinhamento do eixo de atuação com o eixo principal de movimentação garante vantagens no aspecto tribológico sobre os compressores convencionais e, a geração de esforços laterais sobre o pistão é diminuta, sendo desse modo propício o uso do próprio fluido refrigerante como agente de lubrificação, o que descarta a necessidade de óleo, reduzindo custos e eliminando problemas associados a sua circulação pelo sistema (HÜLSE, 2008; LEE et al., 2000; REUVEN, 1998).

Na parte eletrônica, um sistema de controle faz a modulação em amplitude do deslocamento do pistão para manter um volume morto constante independentemente das condições de funcionamento. Também, opera em condições para que não haja volumes nocivos elevados e nem choques contra o cabeçote de válvulas. Ao alterar o ponto de ajuste do volume morto, conseqüentemente, a capacidade do compressor pode ser alterada concomitantemente. Da mesma forma, a modulação da frequência de oscilação do deslocamento do pistão é mantida em valores próximos da frequência de ressonância do conjunto, com fins de obter uma minimização do esforço dispendido pelo motor linear para realizar o movimento (CERVELIN, 2013; WALT; UNGER, 1994).

Figura 6: Representação do mecanismo do compressor linear

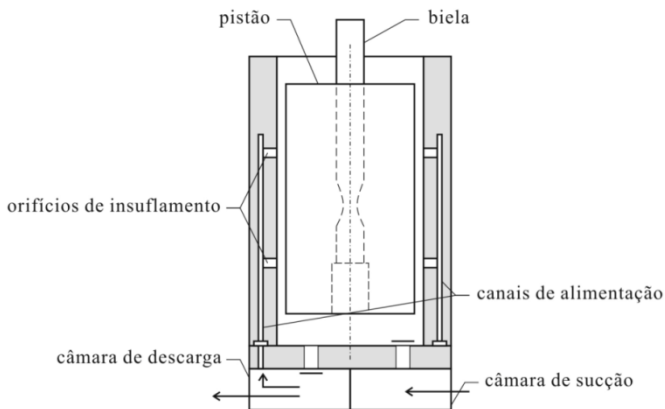


Fonte: adaptado de Hülse (2008).

O uso de mancais aerostáticos tem-se destacado em aplicações de equipamentos de precisão. Conforme Balestreto (2005), eles são usados

em aplicações que são indiferentes à variação da temperatura, apresentam alto nível de amortecimento, operam em altas velocidades, possuem desgaste desprezível, suportam carregamentos combinados e normalmente são utilizados em formas construtivas cilíndricas. Nos compressores lineares tal tecnologia tem funcionamento semelhante, porém, nesse caso, o filme de lubrificante é o próprio refrigerante ao invés de ar comprimido. Conforme a figura 7, a formação do colchão de fluido que gera uma separação entre pistão e cilindro é obtida através da injeção de fluido refrigerante a alta pressão proveniente da câmara de descarga que é insuflado em orifícios distribuídos ao longo do cilindro. Além disso, o equipamento mantém um razoável nível do filme de refrigerante em qualquer posição do pistão, evitando assim o contato do pistão com o cilindro, porém, sem afetar o desempenho do compressor.

Figura 7: Representação do sistema de lubrificação do compressor linear



Fonte: adaptado de Hülse (2008).

2.5 CICLO DE VAPOR SUPERAQUECIDO

Ensaio de desempenho de compressores têm por finalidade extrair informações inerentes ao equipamento. Entretanto, os vários métodos de avaliação de desempenho propostos pelas normas requerem equipamentos e montagens complexas, um longo período de tempo para a entrada em regime permanente e apresentam dificuldades para o ajuste de algumas variáveis. Além disso, em alguns casos, empregam ciclos

termodinâmicos em que há a necessidade de condensação do fluido refrigerante (DUARTE et al., 1998).

Como alternativa ao que se apresenta nas normas, surge a possibilidade de se trabalhar com BEC em que o compressor opere mediante um ciclo termodinâmico apenas na região superaquecida (ciclo quente), isto é, sem condensação, que têm as seguintes vantagens com relação a um ciclo convencional com mudança de fase: capacidade térmica mais baixa, menor inércia (ponto de teste e condição de regime permanente alcançados mais rapidamente), menor carga de fluido refrigerante, menor risco de líquido na linha de sucção do compressor e menor consumo de energia (DIRLEA et al., 1996).

Um diagrama para o ciclo quente e o circuito de refrigeração apresentados no trabalho de Joffily (2007) podem ser visualizados na figura 8. Tal circuito — figura 8 (c) — consta, na sua forma básica, dos elementos compressor sob teste, dois trocadores de calor com a função de diminuir o superaquecimento do fluido refrigerante (uma vez que não há mudança de fase) e de um dispositivo de expansão.

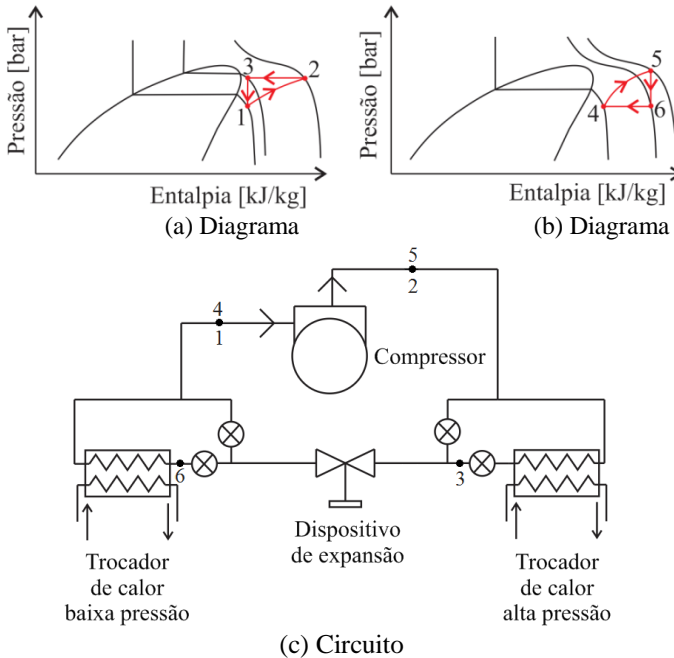
O funcionamento dos dois ciclos propostos por Joffily (2007) ocorre da seguinte forma: na figura 8 (a) o fluido refrigerante é comprimido pelo compressor, representado em (1) para (2); passa pelo trocador de calor, ilustrado em (2) para (3), que funciona na linha de alta pressão; em seguida é levado para o dispositivo de expansão, representado em (3) para (1), retornando posteriormente ao compressor. Na figura 8 (b) o fluido refrigerante é comprimido pelo compressor, representado em (4) para (5); passa pelo dispositivo de expansão, ilustrado em (5) para (6); é levado ao trocador de calor, ilustrado em (6) para (4), que opera na linha de baixa pressão e que servirá para diminuir o superaquecimento do mesmo. Em seguida o fluido refrigerante retornará para o compressor. Ainda, uma terceira configuração pode ser atendida com uma mescla das opções anteriores. Após ser comprimido, o fluido refrigerante adentra o trocador de calor posicionado na linha de alta pressão, que diminui o seu superaquecimento em uma determinada quantidade. Por conseguinte, o fluido refrigerante sofre uma queda de pressão devido ao dispositivo de expansão e é dessuperaquecido pelo trocador de calor situado na linha de baixa pressão.

Uma das diferenças do ciclo com condensação e o ciclo quente é que no primeiro há necessidade da condensação do fluido refrigerante em parte do circuito para a medição do fluxo de massa pelo método F segundo descrição da ISO 917 (1989) e, conforme explicitado no item 1.1. No segundo ciclo, as medições do fluxo de massa ocorrem

única e inteiramente na fase gasosa com a utilização de instrumentos de medição.

A necessidade de condensação do fluido refrigerante exige um trocador de calor e um aquecedor para novamente repor a energia cedida pelo fluido nessa ação. No ciclo quente, isso não é necessário. Porém, esse último exige um esforço maior para o controle de temperaturas e pressões que no ciclo com condensação, devido uma dinâmica mais rápida. Ainda, a medição de vazão mássica com instrumentos, como exemplo transmissores do tipo coriolis, não é tão exata quando o fluido refrigerante se encontra no estado de gás.

Figura 8: Possíveis diagramas Pressão x Entalpia do ciclo superaquecido e circuito de refrigeração



Legenda:

Elementos em cada fase dos ciclos:

1→2 e 4→5 – Compressor;

2→3 – Trocador de calor alta pressão;

6→4 – Trocador de calor baixa pressão;

3→1 e 5→6 – Dispositivo de expansão.

Fonte: adaptado de Joffily (2007).

3 DESENVOLVIMENTO DA BANCADA

Este capítulo apresenta a proposta do circuito de refrigeração da bancada de ensaio de desempenho de compressores herméticos que operam sem óleo, e doravante também denominada BEC. Além disso, estabelece as condições de contorno para ensaios e relata sobre a arquitetura dos sistemas de medição e controle utilizados.

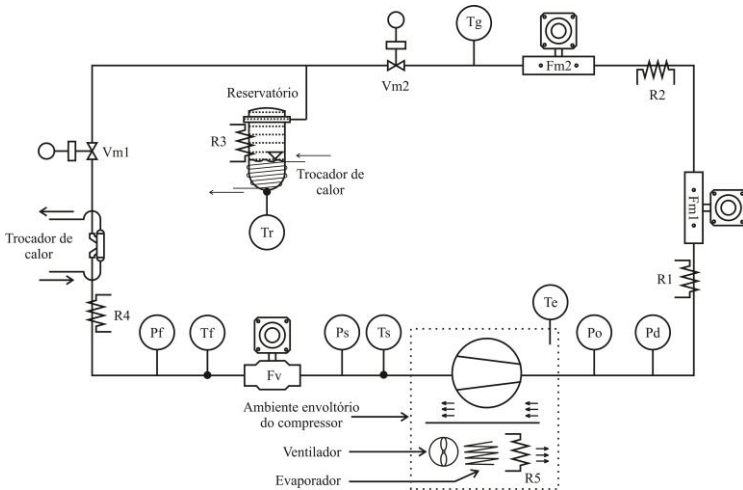
3.1 CIRCUITO DE REFRIGERAÇÃO

O circuito de refrigeração da BEC foi concebido para ser enxuto e operar mediante um ciclo termodinâmico em que o fluido refrigerante esteja completamente no estado de vapor superaquecido. Além disso, é possível observar que, conforme a ISO 917 (1989), os métodos de medição de vazão mássica utilizados nos ensaios são dados pelas possíveis combinações apresentadas na tabela 2. Assim, aliando as características propostas para o circuito com os métodos apresentados pela norma supracitada, a combinação plausível é o emprego dos métodos D1 na linha de sucção e D2 na linha de descarga.

Conforme visto em Corrêa (2013), o método de medição de vazão mássica que necessita um balanço de energia (calorímetro) se utiliza de um aparato de construção complexa. Assim, a escolha dos outros métodos, em detrimento ao calorímetro, foi realizada com intuito de alijar a complexidade de concepção do circuito. Do mesmo modo, o tempo demandado (regime transiente e permanente) para realizar um ensaio com esse aparato na bancada seria maior, devido a questões de inércia térmica.

A figura 9 apresenta um diagrama simplificado do circuito de refrigeração, equipamentos e instrumentação da bancada desenvolvida no âmbito deste trabalho. Nesse circuito o compressor é conduzido a funcionar a pressão de sucção ($P_s = 1,148$ bar), pressão de descarga ($P_d = 10,300$ bar) e temperatura do fluido refrigerante (R134a) na sucção ($T_s = 32$ °C) conforme exposto na seção 2.2 e, também, com a temperatura do ambiente envoltório do compressor ($T_e = 32$ °C) em condições estáveis. Uma vez que essas variáveis se mantenham dentro dos limites de variação aceitáveis apresentados na tabela 1, se inicia a contagem de tempo para a execução do ensaio de desempenho e as devidas medições das grandezas de interesse são efetuadas por aproximadamente uma hora.

Figura 9: Esquema simplificado do circuito de refrigeração da BEC



Legenda:

- Fm1: transmissor de vazão mássica do tipo Coriolis (Siemens);
- Fm2: transmissor de vazão mássica do tipo Coriolis (Micromotion);
- Fv: transmissor vazão volumétrica do tipo turbina (Flowmetrics);
- Pd: transmissor de pressão para descarga;
- Pf: transmissor de pressão para determinar massa específica;
- Po: transmissor de pressão para determinar frequência de oscilação do compressor;
- Ps: transmissor de pressão para sucção;
- R1 e R2: resistores da região de descarga;
- R3: resistor do reservatório;
- R4: resistor da região de sucção;
- R5: resistor do ambiente envoltório do compressor;
- Te: transdutor de temperatura do ambiente envoltório do compressor;
- Tf: transdutor de temperatura para determinar massa específica;
- Tg: transdutor de temperatura na saída de Fm2;
- Ts: transdutor de temperatura de sucção;
- Tr: transdutor de temperatura do reservatório.
- Vm1: válvula micrométrica de sucção;
- Vm2: válvula micrométrica de descarga.

Fonte: próprio autor.

O ciclo termodinâmico efetuado pelo circuito da BEC é similar ao da figura 8 (b), porém, a diferença é que há dois estágios de expansão

devido a necessidade do controle das pressões de sucção e descarga com válvulas distintas. Em relação aos métodos de medição de vazão mássica e os circuitos convencionais propostos nas normas, o apresentado na figura 9 é o mais simples. A possibilidade de construção em tamanho reduzido acarreta uma menor capacidade térmica do sistema como um todo e facilita o alcance mais rápido de condições estáveis das variáveis de interesse para a execução dos ensaios.

Observando a figura 9, o ponto de medição do método D1, empregado na linha de sucção, utiliza um transmissor do tipo turbina tangencial, indicado por F_v , para medir a vazão volumétrica. Com as indicações do transmissor de pressão P_f e transdutor de temperatura T_f , calcula-se a massa específica a montante da turbina com auxílio do software REFPROP⁸. A multiplicação da vazão volumétrica pela massa específica resulta na vazão mássica, medida de forma indireta. No ponto de medição do método D2, utilizado na linha de descarga, a medição ocorre de forma direta com dois transmissores do tipo Coriolis (F_{m1} e F_{m2}), com a finalidade de comparar a tecnologia Coriolis de acordo com diferentes especificações e fabricantes.

3.1.1 Controle das condições de ensaio

Medição e controle das pressões de sucção e descarga

De acordo com a figura 9, quando o compressor está em funcionamento, suas pressões de sucção e descarga são monitoradas pelos transmissores de pressão P_s e P_d , respectivamente. Essas pressões são controladas, na mesma sequência, por atuação de válvulas micrométricas do tipo agulha V_{m1} e V_{m2} . O controle das pressões impacta diretamente na velocidade de fluxo de fluido refrigerante e, conseqüentemente, no comportamento das vazões mássica e volumétrica. Uma ação de controle mais suave mantém tanto as pressões quanto as vazões mais estáveis. Já uma ação de controle mais agressiva pode manter as pressões estáveis, porém, resulta em vazões com comportamentos bastante oscilatórios. Isso pode ser atribuído ao posicionamento dos transmissores de vazão mássica (F_{m1} e F_{m2}) e vazão volumétrica (F_v), que encontram-se mais próximos dos atuadores do que dos transmissores de pressão.

⁸ Do inglês *Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database*, é um software de avaliação de propriedades termodinâmicas e termofísicas de fluidos refrigerantes (LEMMON et al., 2002).

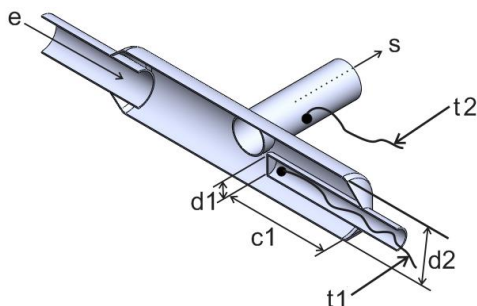
A carga de fluido refrigerante presente no circuito de refrigeração da BEC também é um fator que implica diminuição ou aumento do esforço da ação de controle das pressões e, conseqüentemente, do comportamento das vazões. Uma situação semelhante foi descrita no trabalho de Flesch (2012), em que o comportamento dinâmico de determinada parte do sistema pode variar muito em função da carga e do tipo de fluido refrigerante.

Para garantir a permanência das pressões dentro dos limites definidos pela ISO 917 (1989) ao decorrer de um ensaio foram projetados controles distintos para a pressão de sucção e descarga no intervalo de interesse de medição de vazão mássica que é de 0,5 kg/h a 1 kg/h, região esta com elevada incerteza de medição. Através da resposta em malha aberta para as pressões foram obtidos, com o auxílio do software *Matlab*, modelos de primeira ordem que caracterizam a dinâmica dessas variáveis. Os controladores desenvolvidos são do tipo PI com linearização próxima ao ponto de operação de vazão mássica de 0,75 kg/h. Tal ponto intermediário foi selecionado porque as dinâmicas se assemelham muito em todo o intervalo de vazão mássica que se deseja medir.

Medição e controle das temperaturas

Em alguns pontos do circuito da figura 9 (T_r , T_f e T_s) a temperatura é medida com o transdutor inserido em um poço termométrico (aparato semelhante a uma sonda), conforme ilustra a figura 10. Tal aparato é utilizado com o intuito de se obter medições mais exatas da temperatura, pois promove um melhor contato entre transdutor e fluido refrigerante (t_1), em comparação com a fixação do mesmo na parte externa da tubulação (t_2). Segundo Joffily (2007), os poços são confeccionados por meio de um tubo de cobre com diâmetro muito menor — razão aproximada de um para quatro — comparado com o qual o fluido refrigerante circula, com a pretensão de não inserir perda de carga considerável no fluxo do fluido. Além disso, o comprimento do poço termométrico deve possibilitar o posicionamento do transdutor a uma distância de oito vezes o diâmetro da tubulação. A utilização do cobre como material para os poços visa promover uma boa condução de calor, pois, não há o contato direto do fluido com o transdutor e, também, facilitar a instalação no circuito da bancada. Além disso, a tubulação é revestida com isolante térmico, de tal forma que a troca de calor com o ambiente seja reduzida, diminuindo a influência externa sobre a medição.

Figura 10: Esquema em corte ilustrativo de um poço termométrico



Legenda:

fluxo do fluido no poço termométrico: e, s – entrada e saída.

c1 – comprimento da sonda; d1 – diâmetro da sonda; d2 – diâmetro do

poço termométrico; t1 – transdutor de temperatura na sonda;

t2 – transdutor de temperatura na parte externa da tubulação.

Fonte: próprio autor.

As temperaturas controladas na BEC, conforme a figura 9, são: temperatura antes do transmissor de vazão volumétrica F_v (T_f), temperatura do ambiente envoltório do compressor (T_e), temperatura do fluido refrigerante na saída do transmissor de vazão mássica F_{m2} (T_g) e temperatura do reservatório (T_r). A temperatura de sucção (T_s) não é controlada porque, uma vez que o circuito da BEC esteja aquecido e as outras variáveis estejam em condição de regime permanente, o controle da temperatura T_f é capaz de manter temperatura de sucção dentro dos limites definidos pela ISO 917 (1989). Por intermédio da resposta em malha fechada da planta, controladores PID foram desenvolvidos para as temperaturas e os procedimentos de ajuste dos parâmetros do controlador foram efetuados conforme a técnica do relé apresentada por Wilson (2005 apud ÅSTRÖM; HÄGGLUND, 1995). Efetivamente, o controle ocorre variando-se a potência dissipada nos resistores (R_1 , R_2 , R_3 , R_4 e R_5) através da alteração da razão cíclica de um PWM.

Em outros pontos de medição de temperatura (T_e e T_g) do circuito não é necessário o uso do aparato da figura 10. A medição de temperatura realizada no ponto T_g , conciliado com a indicação de pressão de descarga efetuada pelo transmissor P_d , é feita com o intuito de garantir que na saída do transmissor de vazão mássica F_{m2} a condição termodinâmica do fluido refrigerante seja de gás. A perda de

carga que existe no trajeto do ponto da pressão medida ao de temperatura é benéfica, pois isso aumenta a margem de segurança com relação ao estado termodinâmico do gás. Da mesma forma, a fixação do transdutor de temperatura na parte externa da tubulação garante que a temperatura efetiva do fluido esteja um pouco acima que a sentida por tal, pois há perdas de calor na tubulação. No ponto T_e é realizada a medição da temperatura do fluxo de ar do ambiente envoltório do compressor. Nesse caso, o transdutor é posicionado, de forma estratégica, na secção transversal ao fluxo, de forma a garantir a uniformidade da temperatura nesse ambiente.

Reservatório de fluido refrigerante

Na região intermediária do circuito — vide figura 9 — entre as válvulas V_{m2} e V_{m1} , encontra-se um reservatório de armazenamento de fluido refrigerante que não está em circulação. Solidário a esse estão, externamente, um resistor em forma de cinta (R_3) e um trocador de calor. Quando há necessidade de crescer fluido refrigerante ao circuito da bancada, aciona-se o resistor e esse aquece o reservatório, fazendo com que parte do fluido bifásico (vapor úmido e líquido) presente no mesmo torne-se gás e comece a se misturar com o fluxo do circuito. Para diminuir a quantidade de fluido refrigerante, desliga-se o resistor e mantém-se acionado o trocador de calor dotado de uma serpentina envolta ao reservatório, no qual há circulação de água a uma temperatura mais baixa que a necessária para a saturação do fluido nesta região. A temperatura do fluido dentro do reservatório é monitorada com o transdutor T_r e, quando ensaios são executados, tal temperatura é controlada com o intuito de manter fixa a quantia de fluido refrigerante que circula no circuito, não interferindo assim na vazão mássica a ser medida. Além disso, o reservatório funciona como um *damper*, com o intuito de aumentar a estabilidade das pressões do sistema.

Ambiente envoltório do compressor

Observando o esquema da bancada — figura 9 — o compressor está situado em um ambiente envoltório. Sua função é a de manter em condições estáveis a circulação de ar e temperatura (T_e) em torno do compressor sob ensaio. Para tanto, há um circuito de refrigeração auxiliar, tal como o apresentado na figura 1. Porém, na figura 9 é apenas representado o evaporador. Além desse, um ventilador e um conjunto de resistores aletados. O ventilador acelera o ar em direção ao evaporador

que baixa a temperatura do mesmo e, de encontro ao feixe de resistores aletados é aquecido. Como não há atuação para modificar a capacidade de refrigeração do circuito auxiliar, essa pode ser considerada fixa e, então, o controle de temperatura do ambiente ocorre variando-se a potência dissipada nos resistores aletados através do controle da razão cíclica de um PWM. A velocidade de circulação do ar é definida com o auxílio de um anemômetro e ajustada uma única vez, porém não é monitorada e controlada durante o ensaio. Tipicamente, a velocidade nos ensaios de desempenho é de 0,2 m/s Flesch (2012). Tal malha de controle de temperatura e ajuste de velocidade de circulação do ar é similar ao da bancada referida no trabalho de Flesch (2012).

3.1.2 Medição de vazão mássica

Linha de descarga

A medição de vazão mássica na linha de descarga ocorre com o fluido refrigerante no estado gasoso. Isso é possível com o auxílio de dois equipamentos de atuação, no caso os resistores R1 e R2, posicionados antes dos transmissores de vazão mássica Fm1 e Fm2, que aquecem e mantêm, de forma controlada, a temperatura do fluido refrigerante acima da sua temperatura de saturação, dada a pressão da linha de descarga. Há a necessidade do uso dos resistores porque parte do calor obtido pelo fluido no processo de compressão é cedido ao ambiente devido a trocas térmicas no trajeto desde a saída do compressor até os transmissores. Também, são monitoradas as temperaturas indicadas pelos próprios transmissores de vazão mássica (Fm1 e Fm2) e a temperatura da tubulação na saída do segundo transmissor (Fm2), indicada por Tg, que vem a ser a variável de processo para o controle de temperatura com o intuito de manter o fluido refrigerante no estado de gás na linha de descarga.

Linha de sucção

O controle de temperatura e pressão na linha de sucção do compressor nas condições típicas dos ensaios conforme apresentadas na seção 2.2 garante que o fluido permaneça no estado de gás durante um ensaio. Isso é conveniente para a medição indireta de vazão mássica do fluido refrigerante em estado de gás. No caso do controle de temperatura, vide figura 9, logo após a válvula Vm1 encontram-se um trocador de calor e um resistor (R4). A temperatura de sucção é

monitorada com o transdutor T_s inserido em um poço termométrico, assim como a temperatura a montante do transmissor de vazão volumétrica (F_v), indicada por T_f . Na realidade, a variável de processo para o controle de temperatura na linha de sucção é T_f , o que reflete em uma benéfica estabilidade da temperatura de sucção (T_s) quando em regime permanente. Pelo trocador de calor situado na linha de baixa pressão, circula água a uma determinada temperatura mais baixa que a do fluido refrigerante nessa região. De tal modo, é incumbência do equipamento de atuação R4 controlar a temperatura T_f , o que é feito pela variação de sua potência dissipada.

3.2 EQUIPAMENTOS DE MEDIÇÃO

3.2.1 Pressão

As principais pressões medidas no circuito da BEC, de acordo com a figura 9, são a pressão de sucção (P_s), descarga (P_d) e a pressão para determinar a massa específica a montante do transmissor de vazão volumétrica (P_f). Os transmissores de pressão possuem a tecnologia TERPS⁹ e suas características metrológicas, de acordo com os certificados de calibração dos mesmos, são apresentadas pela tabela 3.

Tabela 3 - Características metrológicas dos transmissores de pressão

Transmissor	Erro máximo	Intervalo de medição de pressão	Intervalo de temperatura (operação)
P_d	$\pm (0,0020)$ bar	(0 a 20) bar	(-40 a +85) °C
P_f	$\pm (0,0014)$ bar	(0 a 14) bar	(-40 a +85) °C
P_s	$\pm (0,02\% fs^{10})$ bar	(0 a 3,5) bar	(-20 a +60) °C

Fonte: adaptado dos certificados de calibração dos transmissores.

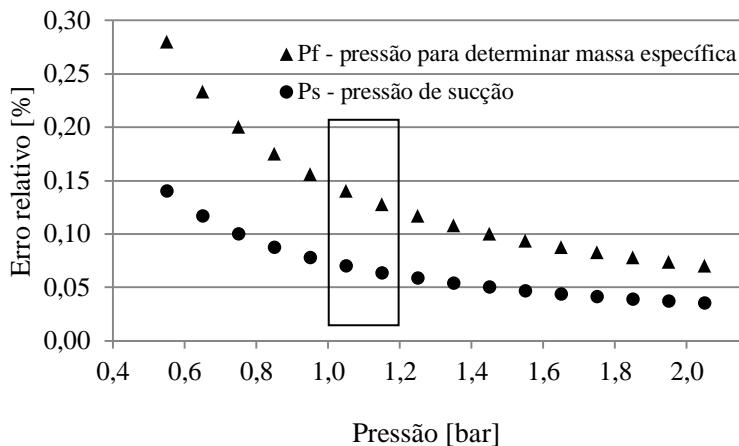
As figuras 11 (a) e (b) mostram: o erro percentual dos transmissores de pressão com relação ao valor indicado; as regiões de pressões de interesse, contidas em retângulos. Em (a) observa-se que o erro percentual do transmissor de pressão selecionado para a sucção (P_s)

⁹ Do inglês *trench etched resonant sensor*. Os transmissores são do modelo DPS série 8000 da fabricante GE e possuem boa exatidão para o dado intervalo de temperatura e alta estabilidade (± 100 ppm fs/ano).

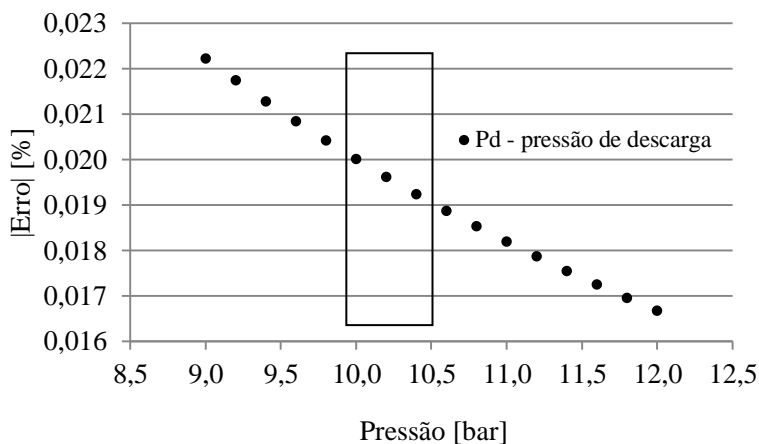
¹⁰ Fundo de escala, do inglês *full scale-fs*, que corresponde ao valor final do intervalo de medição.

é um oitavo do limite de variação aceitável pela ISO 917 (1989), que é 1%. No caso da pressão de descarga (Pd), figura 11 (b), para a mesma percentagem de variação essa relação aumenta 25 vezes.

Figura 11: Erro percentual dos transmissores de pressão



(a)



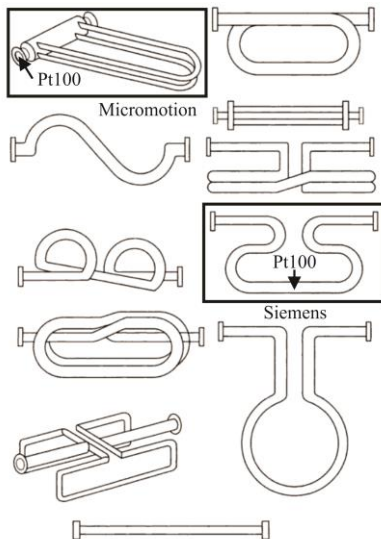
(b)

Fonte: adaptado dos certificados de calibração dos transmissores.

3.2.2 Vazão mássica

A medição de vazão mássica na linha de descarga, de acordo com a figura 9, é efetuada pelos transmissores Fm1 do fabricante Siemens, modelo SITRANS FC MASS 2100 DI 1.5 (SIEMENS, 2008) e Fm2 do fabricante Micromotion, modelo CFMS010 (MICROMOTIONa, 2014). No aspecto construtivo, vide figura 12, as diferenças entre esses transmissores são dadas pela geometria da tubulação responsável pelo efeito Coriolis e pela posição dos transdutores de temperatura do tipo Pt100. O primeiro possui a tubulação com diâmetro interno de 1,5 milímetro e com forma geométrica semelhante a um ômega. O segundo possui a tubulação com diâmetro interno de 1,8 milímetro e forma geométrica análoga a um duplo tubo em U, com o Pt100 posicionado na entrada do fluxo.

Figura 12: Representação esquemática de algumas configurações de tubos de medidores de vazão mássica do tipo Coriolis



Fonte: adaptado de BAKER (2002).

As características metrológicas desses instrumentos, de acordo com os manuais dos mesmos, são dadas pela tabela 4.

Tabela 4 - Características metrológicas dos transmissores de vazão mássica

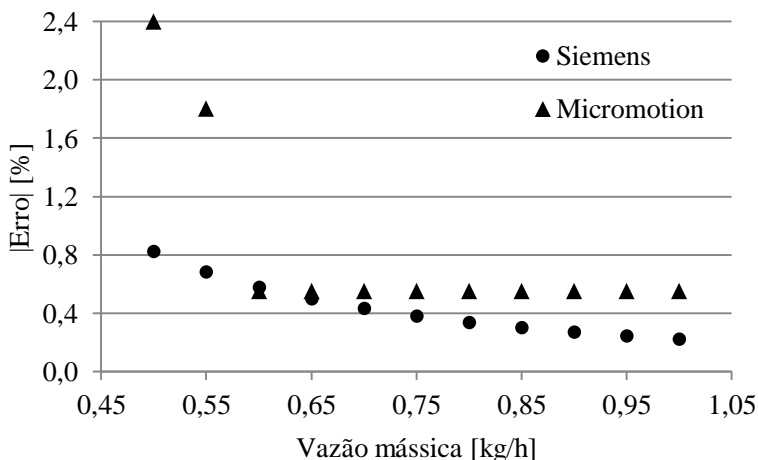
Transmissor	Erro máximo	Intervalo de medição
Fm1 (Siemens)	$\pm\sqrt{0,1^2 + (0,2/\text{indicação})^2}$ % kg/h	(0 a 30) kg/h
Fm2 (Micromotion)	$\pm (0,55 \times \text{indicação})\%$ kg/h ou se indicação < 0,57 kg/h $\pm (0,003/\text{indicação}^2)$ kg/h	(0 a 8) kg/h

fluido de calibração: água.

Fonte: manuais dos fabricantes.

A figura 13 ilustra o erro percentual dos transmissores de vazão mássica com relação ao valor indicado no intervalo de medição de vazão mássica de interesse. Observa-se que o valor do erro percentual para Fm1 é, para o limite inferior de interesse, menor que 1%. Para o Fm2 esse valor é de 2,4%. No limite superior, esse valor é menor que 0,6% para os dois transmissores.

Figura 13: Erro percentual do valor indicado pelos transmissores de vazão mássica



Fonte: adaptado dos certificados de calibração dos transmissores.

3.2.3 Vazão volumétrica

A medição de vazão volumétrica na linha de sucção, de acordo com a figura 9, é efetuada pelo transmissor FV do fabricante Flowmetrics, modelo FMT-8-5N-0.080-CFA2G (FLOWMETRICS,

2007). O sinal de saída é um trem de pulsos (onda quadrada) com amplitude de (0 a 5) V. As características metrológicas desse transmissor, de acordo com o certificado de calibração do mesmo, são dadas pela tabela 5.

Tabela 5 - Características metrológicas do transmissor de vazão volumétrica

Frequência (indicação) ¹¹	Vazão (ACMH) ¹²
15,90 Hz	0,160 m ³ /h
95,00 Hz	0,213 m ³ /h
162,10 Hz	0,267 m ³ /h
232,00 Hz	0,325 m ³ /h
...	...
1269,60 Hz	1,296 m ³ /h

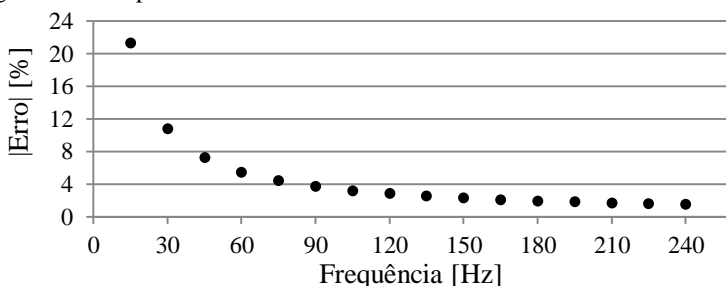
erro máximo: $\pm (0,25 \times f_s + 0,2 \times \text{indicação})\% \text{ Hz}$;

fluido de calibração: R600a.

Fonte: adaptado do certificado de calibração do transmissor .

A conversão do sinal de saída do transmissor (frequência) para vazão volumétrica é realizada por uma equação da curva ajustada utilizando os dados do certificado de calibração (tabela 5). Conforme a figura 14 é possível observar que o erro percentual para limite inferior do intervalo de medição de vazão volumétrica de interesse é 22%. Para o limite superior, esse valor é da ordem de 2%.

Figura 14: Erro percentual do transmissor de vazão volumétrica



Fonte: adaptado do certificado de calibração do transmissor.

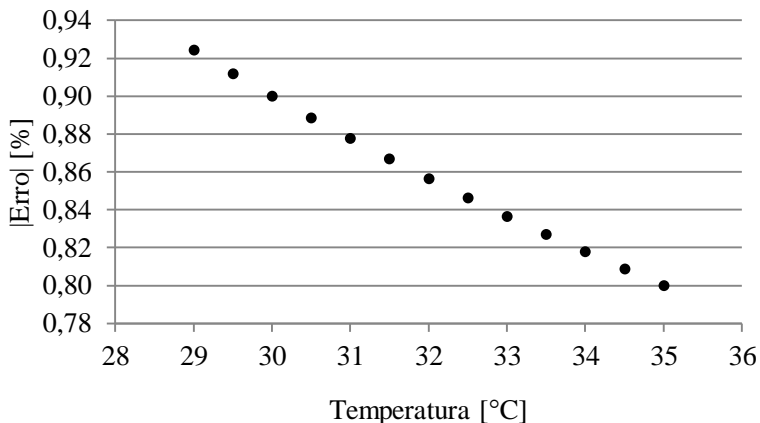
¹¹ Por motivo de demasiada extensão não é apresentada a tabela completa. Os pontos referem-se à região de interesse e ao valor final do intervalo de medição.

¹² Do inglês *Actual cubic meter per hour*. É definido como a taxa de volume de gás que flui no sistema de medição, independente de sua pressão e temperatura.

3.2.4 Temperatura

Para as medições de temperatura são utilizados termorresistores do tipo Pt100 de classe A que, segundo a norma NBR 13773 (1997), caso operem no intervalo (0 a 100) °C, o erro máximo é apresentado como $\pm (0,15+0,002 \times \text{indicação})$ °C. A técnica de medição da resistência ôhmica dos Pt100 utilizada é a quatro fios, efetuada pelo conjunto módulo de aquisição LXI 34972A (AGILENTa, 2014) e multiplexador 34901A (AGILENTb, 2014), o qual apresenta um erro máximo de aproximadamente $\pm 0,06$ °C. Desta forma, a composição do erro máximo do transdutor e do conjunto é dada por: $\pm (0,21+0,002 \times \text{indicação})$ °C. A figura 15 mostra que o sistema de medição selecionado possui um erro percentual com relação ao valor indicado para a temperatura de sucção e ambiente envoltório do compressor menor que 1%. O *setpoint* dessas temperaturas é 32 °C e os limites de variação aceitáveis pela ISO 917 (1989) são ± 3 °C.

Figura 15: Erro percentual do transdutor de temperatura



Fonte: adaptado dos manuais dos fabricantes.

3.2.5 Potência elétrica ativa

A potência elétrica ativa consumida pelo conjunto inversor de frequência e compressor é medida pelo wattímetro Yokogawa WT230 (YOKOGAWA, 2002). A tensão elétrica eficaz de alimentação desse conjunto é 220 V senoidal, de 60 Hz. Aliada a essa grandeza medida, também são fornecidas pelo equipamento a tensão elétrica de

alimentação e a corrente elétrica consumida. As características metrológicas desse equipamento são apresentadas na tabela 6.

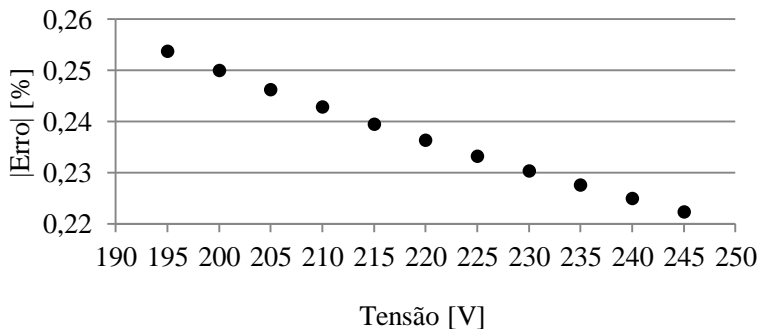
Tabela 6 - Características metrológicas do wattímetro

Grandeza	Erro máximo	Intervalo de medição
Tensão	$\pm (0,1 \times \text{indicação} + 0,1 \times \text{fs})\% \text{ V}$	(0 a 300) V
Corrente	$\pm (0,1 \times \text{indicação} + 0,1 \times \text{fs})\% \text{ A}$	(0 a 1) A
Potência	$\pm (0,1 \times \text{indicação} + 0,1 \times \text{fs})\% \text{ W}$	(0 a 300) W

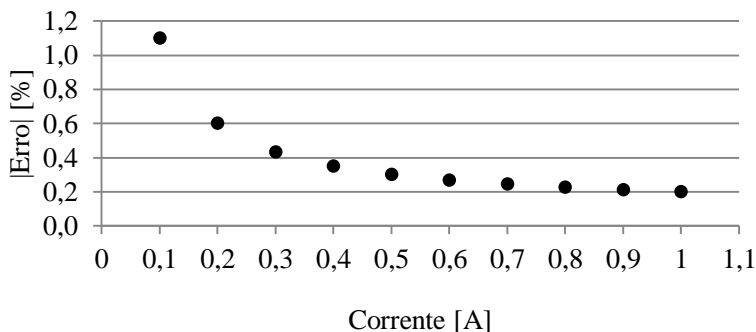
Fonte: adaptado do manual do equipamento.

Os erros percentuais do wattímetro com relação ao valor indicado das grandezas elétricas em ensaios de desempenho efetuados com a BEC são apresentados pelas figuras 17 (a), (b) e (c), em que o eixo x caracteriza aproximadamente a faixa de interesse de cada grandeza.

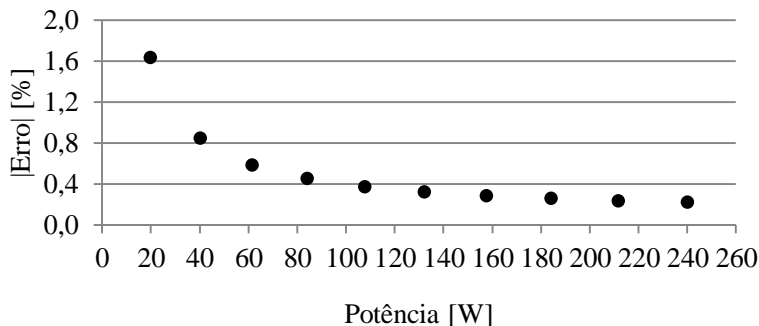
Figura 16: Erro percentual do equipamento wattímetro



(a)



(b)



(c)

Fonte: adaptado do manual do equipamento.

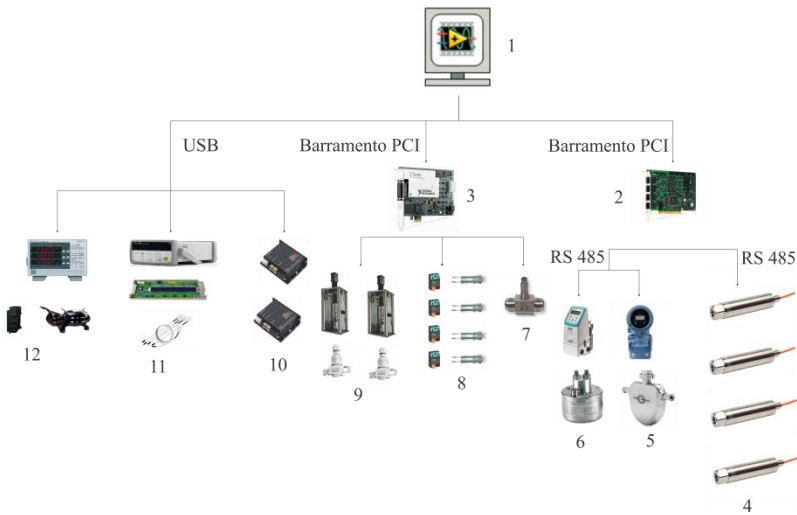
3.3 ARQUITETURA DE AQUISIÇÃO, PROCESSAMENTO E CONTROLE

Para fins de contextualização, o diagrama da figura 17 mostra um esquema simplificado da arquitetura dos sistemas de medição e controle utilizados na BEC. A aquisição de sinais e o processamento de dados ocorrem com auxílio de um sistema supervisor programado na linguagem *LabVIEW* (NATIONAL INSTRUMENTS^a, 2014) que é executado em ambiente *Windows* e permite ao usuário monitorar, controlar e alterar parâmetros durante um ensaio. Além disso, os dados obtidos de diversas variáveis no decorrer de um ensaio são atualizados e salvos a cada 1,5 segundo.

Conforme apresentado pela figura 17, o barramento PCI realiza a interface do computador com as placas de aquisição (DAQ) NI PCI-8433/4 (NATIONAL INSTRUMENTS^b, 2014) e NI PCIe-6353 (NATIONAL INSTRUMENTS^c, 2014). A primeira é responsável por adquirir os sinais de medição dos transmissores de vazão mássica em rede de comunicação RS-485 (protocolo Modbus RTU) e transmissores de pressão em rede de comunicação RS-485 (protocolo do fabricante). A segunda tem a função de adquirir os sinais do transmissor de vazão volumétrica e também acionar e controlar elementos de atuação na bancada, tais como resistores, conjunto *encoder*, motor e válvula de agulha. A unidade de aquisição (DAQ) LXI 34972A (AGILENT^a, 2014) é um multímetro digital (DMM – *Digital Multimeter*) de 6,5 dígitos que em conjunto com um módulo multiplexador 34901A (AGILENT^b, 2014) adquire e converte os sinais para um valor em temperatura, por intermédio da medição a quatro fios da variação da

resistência ôhmica dos transdutores de temperatura do tipo Pt100 de classe A. O wattímetro WT230 (YOKOGAWA, 2002) é responsável por medir a potência elétrica ativa consumida pelo conjunto inversor de frequência e compressor. O instrumento também fornece dados de tensão elétrica de alimentação e corrente elétrica consumida.

Figura 17: Conjunto de elementos da arquitetura da instrumentação da BEC



Legenda:

- 1 – Computador com software LabVIEW;
- 2 – Placa de aquisição (DAQ) NI PCI 8433/4;
- 3 – Placa de aquisição (DAQ) NI PCIe 6353;
- 4 – Transmissores de pressão;
- 5 – Conjunto transmissor de vazão mássica Micromotion;
- 6 – Conjunto transmissor de vazão mássica Siemens;
- 7 – Transmissor de vazão volumétrica Flowmetrics;
- 8 – Conjunto de atuadores relé de estado sólido e resistores;
- 9 – Conjunto de atuadores motores, encoders e válvulas micrométricas;
- 10 – Controladores dos motores;
- 11 – Conjunto de aquisição (DAQ) LXI 34972A, módulo multiplexador 34901A e termorresistor do tipo Pt100 classe A;
- 12 – Conjunto wattímetro Yokogawa WT 230, inversor de frequência e compressor.

Fonte: próprio autor.

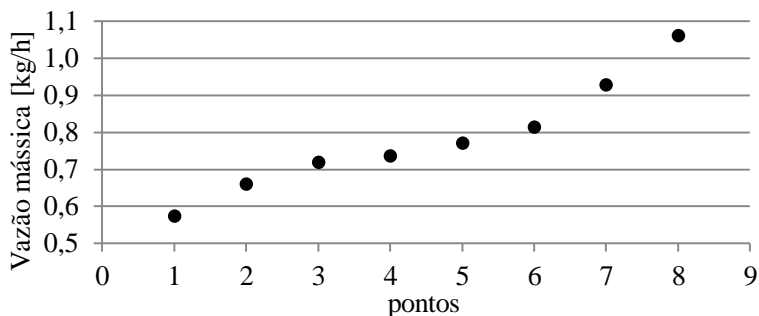
4 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E AVALIAÇÃO DE INCERTEZAS

Este capítulo é referente ao estudo comparativo de estratégias utilizadas para a medição de vazão mássica do fluido refrigerante R134a no estado de gás na BEC. O intervalo de interesse é de 0,5 kg/h a 1 kg/h. Também, é apresentada a avaliação de incertezas de medição das grandezas de maior interesse, comparando a abordagem numérica e a tradicional, tendo como diretor o GUM¹³.

4.1 ESTABELECIMENTO DOS PONTOS DE AVALIAÇÃO DE VAZÃO MÁSSICA

Os pontos de avaliação de vazão mássica foram definidos para a condição de ensaio dada pela pressão de sucção que deve ser mantida em aproximadamente 1,148 bar e a pressão de descarga em 10,300 bar (pressões cujas temperaturas do fluido refrigerante R134a são -23,3 °C e +40,5 °C, respectivamente, em suas saturações de evaporação e condensação); a temperatura de sucção é mantida em 32 °C. Um teste foi realizado visando variar as condições de vazão mássica na BEC, onde, primeiramente, foram levadas à condição de regime permanente pressões e temperaturas. Com isso, foram definidos oito pontos de operação do compressor que gerassem aproximadamente o intervalo de vazão mássica de interesse, tomando como referência as indicações de um dos transmissores do tipo Coriolis (vide figura 18).

Figura 18: Pontos aproximados de medição de vazão mássica



Fonte: próprio autor.

¹³ Do inglês *Guide to the expression of uncertainty in measurement* (GUM, 2008).

Esses pontos são dados pela possibilidade de se modular o deslocamento do pistão do compressor com o auxílio de um inversor de frequência que, por intermédio de um potenciômetro, ajusta a condição de operação do compressor. Como decorrência a vazão mássica é variada, porém, a relação dessa grandeza com os pontos não é linear, conforme é possível vislumbrar na figura 18.

Devido à delonga na execução de ensaios, além de testes, foi definido um total de três medições (doravante denominados ciclos de ensaios) com duração de uma hora para cada um dos oito pontos do intervalo de interesse de medição de vazão mássica. Os termos ensaio e teste são aqui diferenciados; o primeiro é vinculado diretamente a procedimentos padronizados para a execução de experimentos que apresentam os resultados e, o segundo, é utilizado objetivando a verificação de respostas ou variações no comportamento de variáveis.

4.2 ANÁLISE DAS MEDIÇÕES DE VAZÃO MÁSSICA

4.2.1 Medição de vazão mássica na linha de descarga

A tabela 7 mostra uma comparação percentual entre as indicações médias dos transmissores do tipo Coriolis nos três ciclos de ensaio. O valor com sinal positivo significa que a indicação do Micromotion é maior que a do Siemens; o sinal negativo representa o contrário. Nota-se que os dois transmissores não apresentaram disparidades relevantes em relação aos valores absolutos entre os ciclos, porém, destaca-se o ponto um do primeiro ciclo que obteve uma diferença percentual maior que a unidade. No primeiro ciclo observa-se que as indicações do Siemens foram maiores. Caso oposto ocorre no segundo e terceiro ciclos.

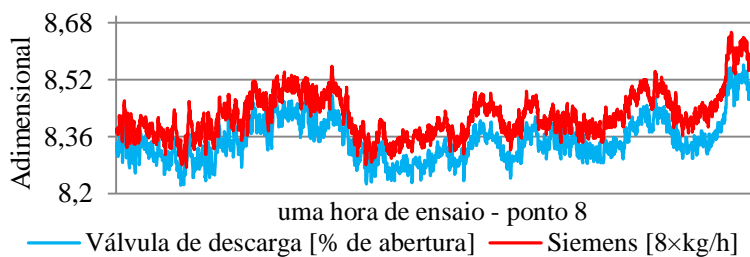
Tabela 7 - Diferenças entre os transmissores Coriolis (Micromotion - Siemens)

Pontos	Primeiro ciclo	Segundo ciclo	Terceiro ciclo
1	+1,72%	+0,35%	+0,53%
2	-0,76%	-0,30%	-0,30%
3	-0,14%	+0,28%	+0,41%
4	-0,96%	-0,41%	-0,14%
5	-0,13%	+0,26%	+0,39%
6	-0,49%	+0,00%	+0,12%
7	+0,32%	+0,21%	+0,22%
8	-0,09%	+0,09%	+0,19%

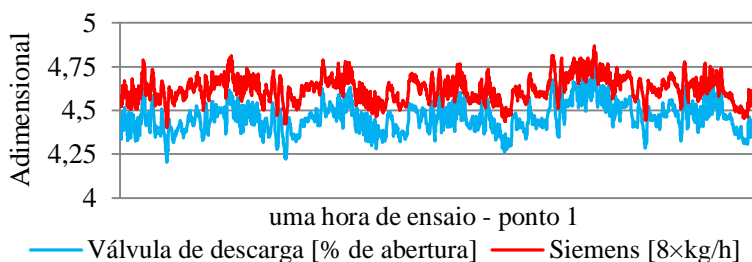
Fonte: próprio autor.

A medição de vazão mássica com transmissores do tipo Coriolis é suscetível a variações no comportamento do escoamento. Nos ensaios efetuados com a BEC, a influência da ação de controle da pressão de descarga no comportamento da vazão mássica medida é maior do que a pulsação de pressão de descarga do compressor (devido ao movimento alternativo). A figura 19 ilustra essa situação, em que há um nítido acoplamento entre a posição da válvula de descarga e a vazão mássica medida pelo transmissor Siemens (multiplicado por um fator para comparação). Numericamente a correlação entre as variáveis, de acordo com o intervalo de vazão mássica de interesse, é 0,96 para o limite superior (ponto 8) figura 19 (a) e 0,86 para o limite inferior (ponto 1) figura 19 (b). De modo semelhante, correlações da mesma ordem de grandeza também são encontradas em pontos intermediários.

Figura 19: Acoplamento entre posição da válvula de descarga e vazão mássica medida pelo Siemens



(a)



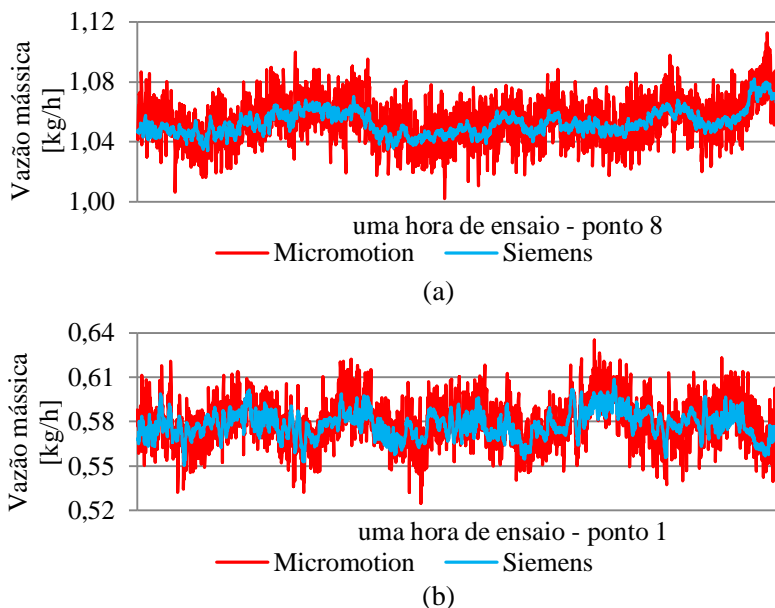
(b)

Fonte: próprio autor.

Com relação ao Micromotion, apesar do mesmo se encontrar mais próximo da válvula de descarga do que o Siemens, não é observada

uma forte correlação entre a posição da válvula de descarga e o sinal de vazão mássica. O comportamento desses dois transmissores é ilustrado na figura 20 (a), para o limite superior (ponto 8) e, figura 20 (b) para o limite inferior (ponto 1) do intervalo de vazão mássica de interesse. É possível notar que o Siemens aparenta ter um comportamento menos oscilatório que o Micromotion. Tal fato pode ser atribuído a questões de configurações de filtros nos dois transmissores, o que pode explicar também a fraca correlação do Micromotion com relação à posição da válvula de descarga. No caso do Micromotion, é possível configurar a constante de tempo de um filtro de primeira ordem (valores de 0 s a 10.24 s), de acordo com o tipo de fluido que se deseja medir a vazão. Foi assumido o valor de 0,64 s, pois, segundo MICROMOTIONb (2012) é preferível valores mais baixos desse parâmetro por que assim há menos chance de erros de medição (perda de dados e atraso entre o valor indicado e a medição). Para o Siemens há uma configuração de um filtro de ruído (valores de 1 a 5), porém, não há uma instrução clara do que efetivamente são os valores do parâmetro e muito menos como configurá-lo. Para os ensaios foi assumido o valor 1, que apresenta um sinal mais oscilatório.

Figura 20: Comportamento característico dos transmissores do tipo Coriolis



Fonte: próprio autor.

4.2.2 Medição de vazão mássica na linha de sucção

A figura 21 apresenta os resultados do primeiro ciclo de medições de vazão mássica com o transmissor do tipo turbina (Flowmetrics) e, também, dos transmissores do tipo Coriolis. Por meio de uma equação (função de primeiro grau) de conversão baseada nos dados da tabela 5 (pág. 58) é calculada a vazão volumétrica e esta multiplicada pela massa específica, a fim de se determinar a vazão mássica.

Segundo a ISO 917 (1989) a validade ou não do ensaio é atestada pela inequação relatada no item 2.2 (pág. 34), que compara as medições de vazão mássica. É possível constatar que há uma grande discrepância dos resultados em todos os oito pontos, comparando o Flowmetrics com o Siemens e o Micromotion. No tocante ao cumprimento da inequação, conforme os valores indicados acima dos pontos do Flowmetrics, nenhum deles satisfaz a mesma (devem ser menores que 4%), indicando a priori uma incompatibilidade entre os resultados de medição de vazão mássica pelos métodos de medição na linha de sucção e de descarga.

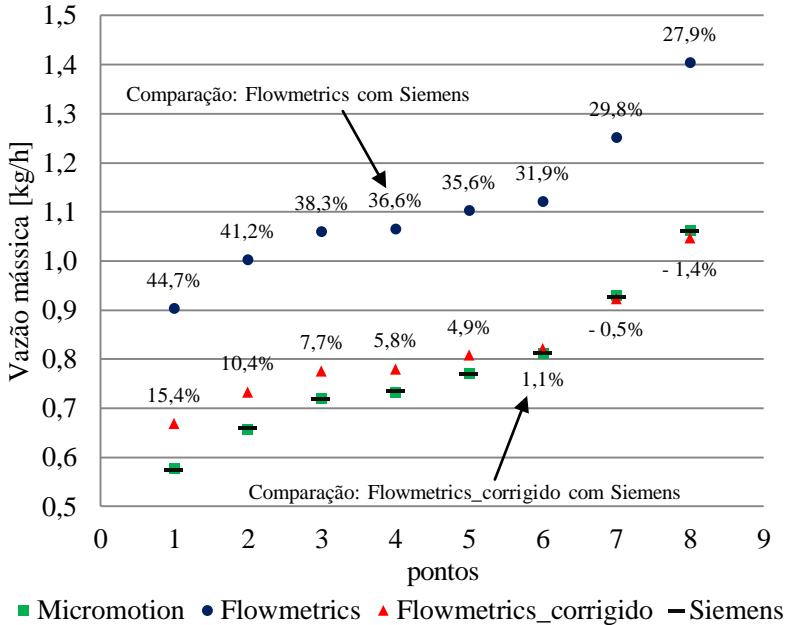
A incompatibilidade poderia ser explicada por uma aparente tendência nos resultados obtidos com o Flowmetrics quando comparados com os resultados dos transmissores do tipo Coriolis que, entre os mesmos, foram próximos. De forma clara, o índice calculado pela inequação tende a diminuir conforme a vazão mássica aumenta, porém, mesmo assim, os resultados são considerados inadequados para o intervalo de medição de interesse e não apresentam confiabilidade.

Num primeiro momento, questiona-se a veracidade dos dados do certificado de calibração do Flowmetrics. Uma hipótese que poderia ser levantada é a relacionada quanto à diferença entre o fluido de calibração e o fluido de trabalho. De tal modo, é usada uma correção da vazão volumétrica (FRANÇA, 2006; OMEGA, 1995), que é dada pela equação 26, conforme exposto no item 2.3.2. Os resultados usando a equação de correção são dados por Flowmetrics_corrigido, vide figura 21. Observa-se que apenas os pontos seis, sete e oito satisfazem a inequação (são menores que 4%). Em segundo lugar, poderia ser assumido que as indicações corrigidas do Flowmetrics para o intervalo de interesse estivessem adequadas e que a equação de correção fosse proveitosa.

Entretanto, ao analisar os valores médios do sinal de saída do Flowmetrics (resposta em hertz) e comparar com as indicações médias dos transmissores do tipo Coriolis, constatou-se que havia uma considerável correlação linear direta entre os dados. A análise exposta é um indicativo de que a correlação pode ser mais representativa do que a

equação de correção para a vazão volumétrica. Assim, foi realizada uma calibração *in situ* tomando como estímulo a indicação do transmissor Siemens (kg/h) e como resposta a indicação do sinal de saída (hertz) do transmissor Flowmetrics.

Figura 21: Resultados preliminares de medição de vazão mássica



Fonte: próprio autor.

Desta forma, do total de três ciclos de ensaios com duração de uma hora para cada um dos oito pontos do intervalo de interesse de medição de vazão mássica que foram executados, foi tomado o primeiro ciclo com o intuito de gerar a função característica de calibração *in situ*. O segundo e o terceiro ciclos são utilizados para atestar a representatividade da nova função de calibração do Flowmetrics e também para comparar os resultados com os transmissores do tipo Coriolis. O emprego da regressão linear (com base no método dos mínimos quadrados) para os oito pares de pontos da tabela 8 resulta em:

$$\text{vazão mássica} = 0,003800 \times \text{frequência} + 0,345 \quad (27)$$

com coeficiente de correlação 0,9943.

Por meio do auxílio de outras duas curvas ajustadas são obtidos os limites de erro em termos de vazão mássica. São considerados os erros máximos dos instrumentos Flowmetrics (tabela 5, pág. 58) e Siemens (tabela 4, pág. 57). Para os coeficientes angular e linear da equação (27) os erros máximos são, respectivamente, $\pm 0,00035000 \text{ kg/h} \times \text{Hz}^{-1}$ e $\pm 0,0345 \text{ kg/h}$.

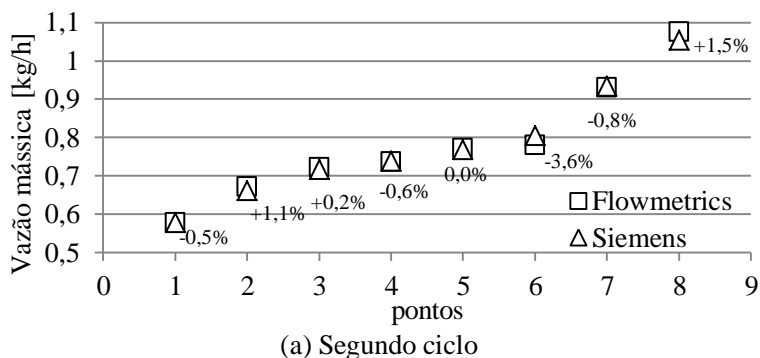
Tabela 8 - Informações para calibração *in situ* do Flowmetrics

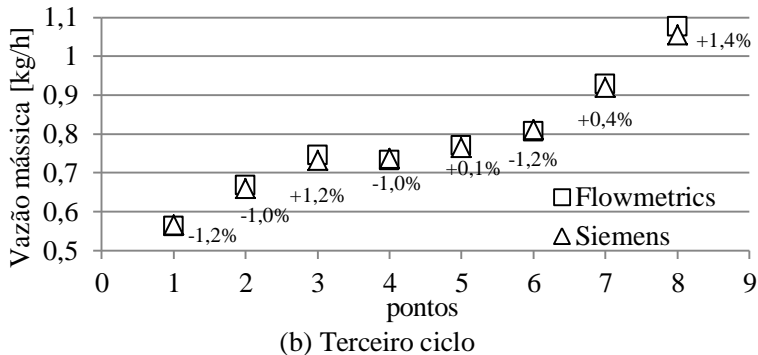
Pontos de medição	Média do sinal lido (Flowmetrics) [Hz]	Média do sinal lido (Siemens) [kg/h]
1	59,800	0,576
2	86,160	0,661
3	98,370	0,709
4	101,88	0,734
5	113,10	0,776
6	115,82	0,823
7	148,42	0,929
8	193,76	1,0740

Fonte: próprio autor.

A figura 22 (a) e (b) mostra os resultados obtidos e a comparação das indicações do Flowmetrics (método D1) com o Siemens (método D2). Observa-se que todos os oito pontos no segundo (figura 22 (a)) e terceiro (figura 22 (b)) ciclos de medição satisfazem a inequação e, desta forma, os resultados de medição tornam os ensaios válidos (diferenças menores que 4%). Entretanto, observa-se que o ponto seis possui uma diferença absoluta de 2,4% entre os dois ciclos.

Figura 22: Comparação dos resultados com calibração *in situ* do Flowmetrics

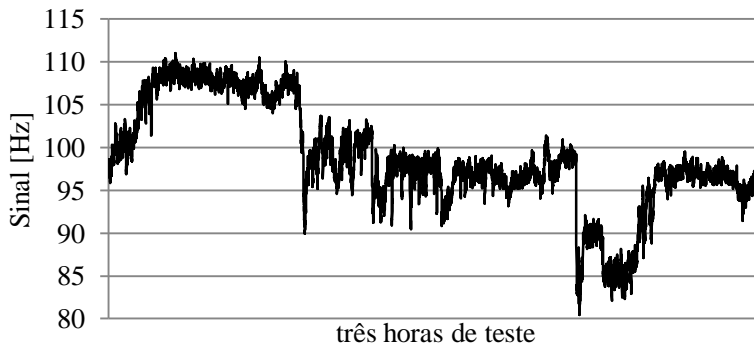




Fonte: próprio autor.

Para os fabricantes de compressores é usual considerar adequados índices menores ao que a norma indica e, assim, toleram diferenças da ordem de 2% entre os resultados dos métodos de medição. O resultado encontrado no ponto seis (figura 22 (a)) instiga uma minuciosa análise do por que ocorreu tal disparidade. Desta forma, foi efetuado um teste em uma dada condição de vazão mássica (dentro do intervalo de interesse) com o intuito de analisar o comportamento do sinal de saída do Flowmetrics no decorrer de um período mais longo do que o habitual para os ensaios. Constatou-se um comportamento anômalo, conforme ilustra a figura 23. É possível observar que ora o sinal está em um determinado patamar e de forma abrupta se modifica, variando aproximadamente 30 Hz (pico a pico).

Figura 23: Comportamento do sinal de saída do Flowmetrics (10% do intervalo de medição)

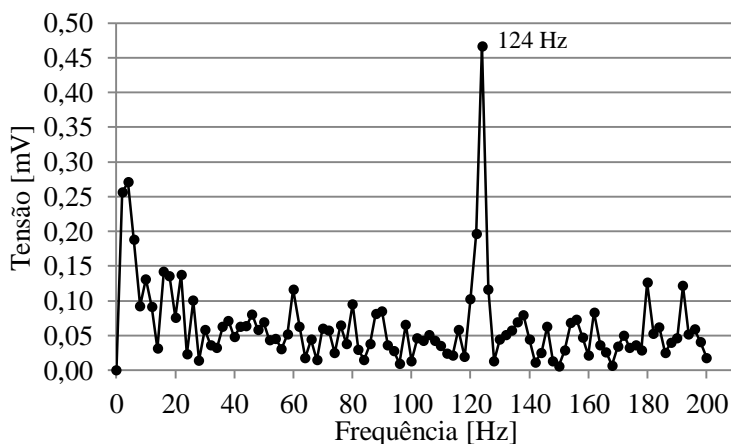


Fonte: próprio autor.

Para sanar a dúvida se a resposta apresentada é própria do transmissor Flowmetrics ou há influência de outro elemento da bancada, foram eleitas três grandezas que poderiam justificar tal comportamento; são elas: frequência de oscilação do pistão do compressor; diferença de pressão a montante e a jusante do transmissor (perda de carga); vazão mássica medida por um dos transmissores do tipo Coriolis. Por conseguinte, são ilustrados os comportamentos dinâmico e médio (através do uso de um filtro de média móvel com 200 amostras para os dados) dessas variáveis ao decorrer do teste realizado.

Conforme indicado na figura 9 (pág. 48), a frequência de oscilação do pistão é medida de forma indireta por meio da pulsação da pressão sentida pelo transmissor de pressão Po. O estudo desenvolvido por Demay (2008) avalia diversas propostas (sistemas de medição e ferramentas matemáticas) para a medição dessa grandeza de forma não invasiva em compressores herméticos alternativos para refrigeração. A proposta mais adequada à BEC é através da medição da pressão de descarga. Para tal, é utilizado um transmissor de pressão com sinal de saída analógico em tensão. Através da análise do espectro de frequências do sinal é possível estimar a frequência de oscilação do compressor. Um exemplo de espectro obtido no âmbito deste trabalho é ilustrado na figura 24.

Figura 24: Espectro de frequências



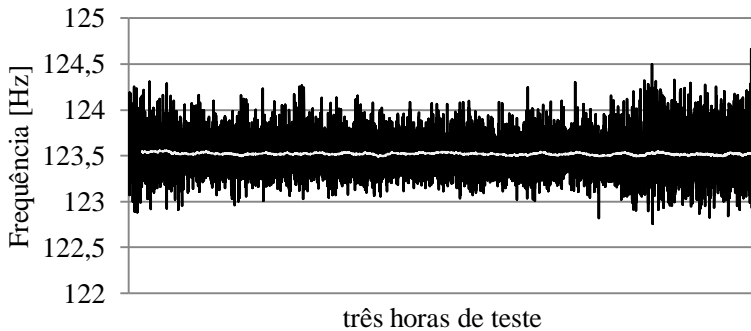
Fonte: próprio autor.

Atribui-se o valor da frequência de oscilação do compressor àquela componente de frequência com a maior magnitude em tensão.

Ademais, presume-se que esse valor se encontre dentro de um intervalo esperado para o funcionamento do compressor, que pode variar de (115 a 130) Hz segundo dados de catálogo do inversor de frequência. Conforme Demay (2008 apud Ramos, 2006) a resolução em frequência é a razão entre a frequência de amostragem e o número de amostras. Para os dados apresentados na figura 24, a resolução é 2 Hz.

Uma variação da frequência de oscilação do pistão do compressor, devido a um funcionamento anormal do equipamento, pode implicar diminuição da taxa de compressão de gás e por consequência a redução da vazão mássica. É possível observar que o comportamento dessa frequência, vide figura 25, ao longo do teste se manteve estável e não apresentou mudanças bruscas que pudessem ser relacionadas ao comportamento do sinal de resposta do Flowmetrics.

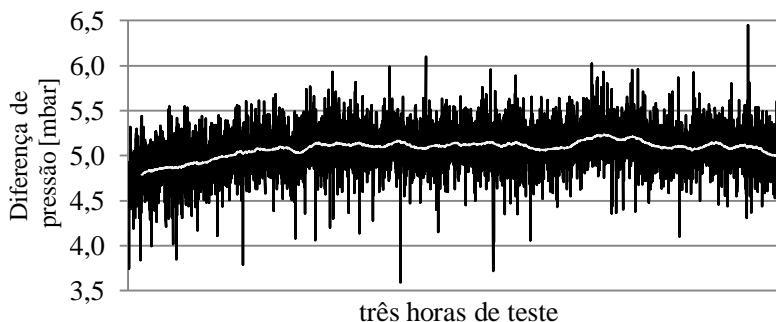
Figura 25: Comportamento da frequência de oscilação do compressor



Fonte: próprio autor.

A variação de pressão a montante e a jusante do transmissor Flowmetrics pode gerar uma aceleração da turbina diretamente proporcional à diferença de pressão. É possível observar pela figura 26 que há uma tendência de aumento da diferença de pressão no início do teste, com posterior estabilização. Entretanto, o sinal da turbina (figura 23) já apresenta uma desaceleração considerável na primeira metade do teste, o que não vai de encontro ao comportamento da variação da diferença de pressão sobre o transmissor.

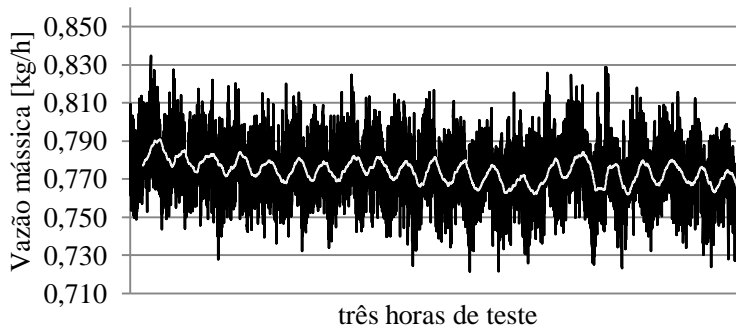
Figura 26: Comportamento da diferença de pressão sobre o transmissor Flowmetrics (10% do intervalo de medição)



Fonte: próprio autor.

A variação do curso do pistão do compressor pode ser um dos responsáveis por modificar a vazão mássica gerada pelo mesmo. Todavia, não há como saber qual a posição exata do pistão no ciclo de compressão. Caso houvesse uma modificação brusca do curso do pistão por um determinado tempo, devido a um funcionamento anômalo por parte do compressor, isso implicaria modificação de magnitude proporcional no comportamento da vazão mássica tanto na linha de descarga como na linha de sucção. Ao observar a figura 27, nota-se que não há modificações bruscas na vazão mássica. O que é notável é a ação de controle da pressão de descarga, que torna o comportamento médio da vazão mássica uma curva sinusoidal.

Figura 27: Comportamento do sinal de vazão mássica de um dos transmissores do tipo Coriolis



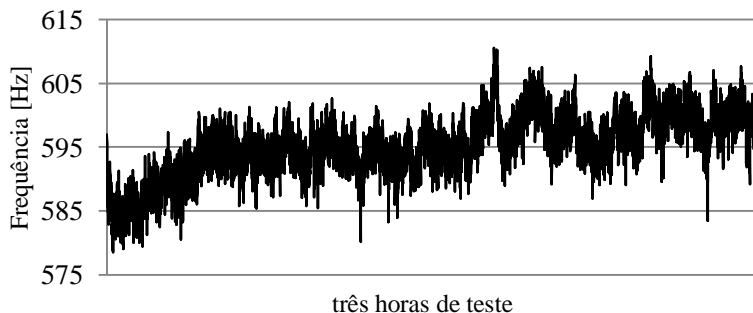
Fonte: próprio autor.

Nota-se que nenhuma das três grandezas observadas poderia influenciar a resposta do transmissor Flowmetrics, negando, assim, a hipótese de que o problema tenha sido causado pelo compressor ou por outros elementos da BEC.

O teste foi realizado em uma região de aproximadamente 10% do intervalo de medição da turbina e, conforme a especificação do fabricante, o erro máximo percentual nessa condição é $\pm 3,40\%$. Além disso, o fabricante indica uma não linearidade de 5% a 50% dependendo do intervalo de medição do transmissor e da massa específica do gás, no entanto, não indica quais valores são críticos. Desta forma, a variação pico a pico do sinal do Flowmetrics (30 Hz) com relação ao valor médio (95 Hz) apresentado na figura 23, que é cerca de 32%, pode ser um indicativo de que a região da referida não linearidade foi atingida.

Um novo teste foi realizado em uma condição próxima de 50% do intervalo de medição da turbina (região fora do escopo para este trabalho, porém, com pressões e temperaturas controladas para uma condição típica de ensaio). É possível notar na figura 28 que a resposta do Flowmetrics é satisfatória (variação de 5,4% com relação ao valor médio), não apresentando um comportamento com variações bruscas conforme visto para 10% do intervalo de medição (figura 23).

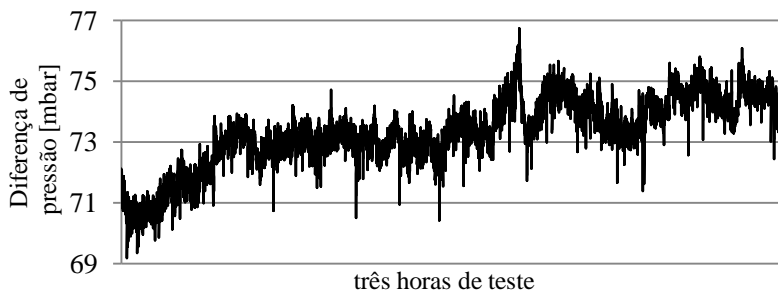
Figura 28: Comportamento do sinal de saída do Flowmetrics (50% do intervalo de medição)



Fonte: próprio autor.

Ademais, o comportamento da diferença de pressão – figura 29 – nesse novo teste mostra que o mesmo é condizente com o comportamento do sinal de frequência do Flowmetrics (figura 28). Numericamente, os dados possuem uma correlação linear direta de 0,8442.

Figura 29: Comportamento da diferença de pressão sobre o transmissor Flowmetrics (50% do intervalo de medição)



Fonte: próprio autor.

As análises expostas indicam que a medição com o transmissor Flowmetrics no intervalo de vazão mássica desejado não é confiável. Entretanto, o instrumento mostra um bom desempenho para ensaios em condições de vazão superiores à região de competência deste trabalho. Além disso, os resultados médios garantem um desempenho satisfatório com relação à norma, porém, para os fabricantes de compressores, a diferença na medição de vazão mássica entre o método principal e o método de confirmação foi superior ao tolerado.

4.3 ANÁLISE DE INCERTEZAS DOS RESULTADOS DE MEDIÇÃO

Um resultado completo de medição deve informar o valor mais provável da grandeza a medir e a incerteza de tal valor, acompanhados da respectiva unidade de medida, além da confiabilidade dessa incerteza. Conforme o VIM (2012), a incerteza de medição é definida como: parâmetro associado ao resultado de medição que caracteriza a dispersão de valores que podem ser fundamentadamente atribuídos a um mensurando.

A avaliação da incerteza de medição é compreendida, em geral, por componentes que podem ser estimados com base na distribuição estatística de resultados de séries de medições (incerteza do Tipo A), caracterizadas por um desvio-padrão experimental e, ainda, por meio de uma distribuição de probabilidades assumidas (incerteza do Tipo B) que também pode ser caracterizada por desvios-padrão (VIM, 2012).

Experimentos foram realizados para três ciclos de ensaios de desempenho (porém são avaliados somente dois ciclos) em cada um dos oito pontos de medição de vazão mássica estabelecidos no item 4.1. De

posse das medições obtidas e das fontes de incertezas dos equipamentos de medição apresentadas no item 3.2, foram calculadas incertezas expandidas pelo método tradicional (GUM, 2008) e o método numérico (com 10^6 iterações), denominado método de Monte Carlo (JCGM, 2008). Faz-se necessário o uso dos dois modos de cálculo, pois, em determinadas circunstâncias, os níveis de incertezas provenientes do método tradicional podem ser pouco realistas. Com intuito de contornar limitações do método de propagação de incertezas (tradicional), o uso do método de propagação de distribuições (Monte Carlo) é recomendável quando se identifica, por exemplo, uma não-linearidade do modelo matemático e não-normalidade da distribuição dos valores do mensurando (DONATELLI; KONRATH, 2005).

Os resultados de medição, incertezas e o comportamento das principais variáveis controladas nos ensaios (pressão de sucção, pressão de descarga e temperatura de sucção) são expostos no apêndice A; um memorial de cálculo de incertezas é dado no apêndice B. Nos itens subsequentes, são apresentadas análises de incerteza e dispersão para as medições de vazão mássica; também, a participação percentual de cada componente do modelo matemático para a incerteza das grandezas capacidade de refrigeração, coeficiente de desempenho e eficiência isentrópica.

Para avaliar metrologicamente a consistência dos resultados dos dois métodos de medição de vazão mássica (D1 e D2), sejam os mesmos indicados por $[x_1, U(x_1)]$ e $[x_2, U(x_2)]$, a comparação, com base no conceito de compatibilidade metrológica (VIM, 2012), é dada pelo erro normalizado, equação (26) (INMETRO, 2007).

$$\frac{|x_1 - x_2|}{\sqrt{U_{x_1}^2 + U_{x_2}^2}} \leq \textit{erro normalizado} \quad (26)$$

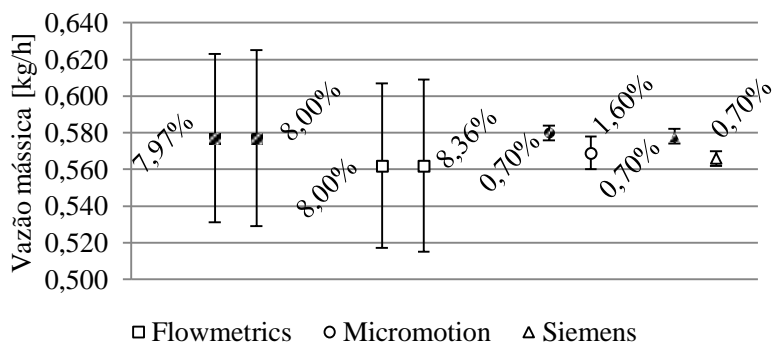
Onde: x_1 e x_2 = resultados de medição; U_{x_1} e U_{x_2} = incertezas de medição (probabilidade de abrangência: 95%).

Dois resultados de medição são metrologicamente compatíveis se o erro normalizado for menor ou igual à unidade. Caso isso ocorra, é possível afirmar que a diferença entre x_1 e x_2 não é significativa e os dois métodos de medição são adequados (VIM, 2012).

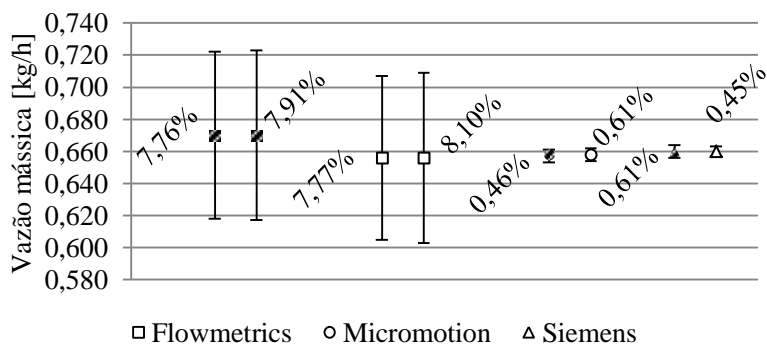
4.3.1 Incerteza de medição da vazão mássica

A figura 30 ilustra os níveis de incerteza expandida para os oito pontos de medição de vazão mássica (figura 30 (a) a figura 30 (h)), assim como o percentual em relação ao valor médio medido (incerteza relativa) para o segundo (indicador hachurado) e terceiro (outro indicador) ciclos de medição. Para as medições diretas — Micromotion e Siemens — apenas os resultados referentes ao método de Monte Carlo são ilustrados, pois os níveis de incertezas comparados com o método tradicional são próximos. Para a medição indireta — Flowmetrics — são apresentados, respectivamente, os resultados pelo método de Monte Carlo e método tradicional (incerteza relativa maior).

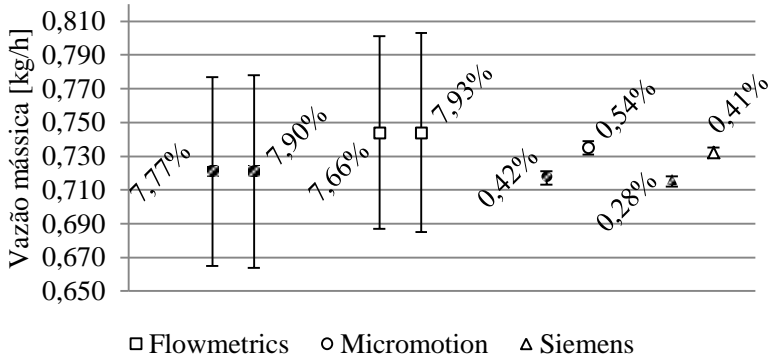
Figura 30: Limites de incerteza expandida de medição e valor médio



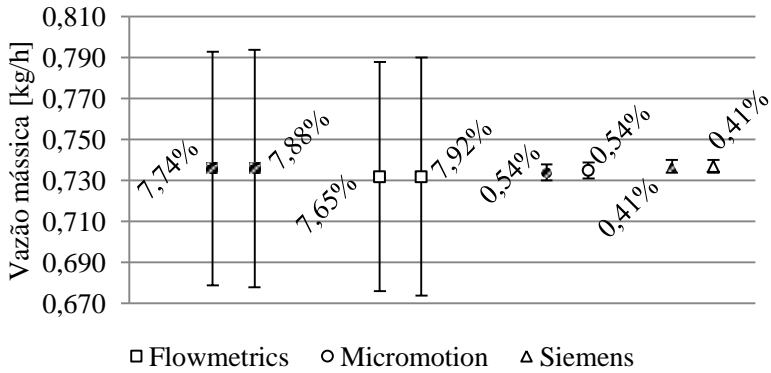
(a) Ponto 1



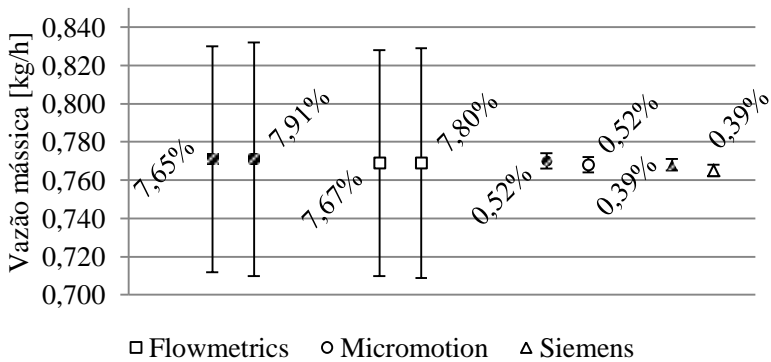
(b) Ponto 2



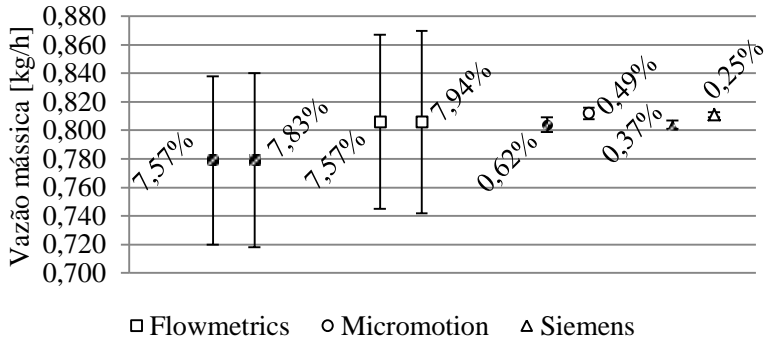
(c) Ponto 3



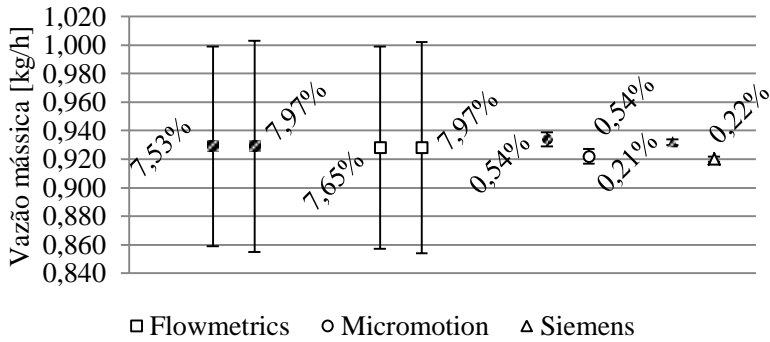
(d) Ponto 4



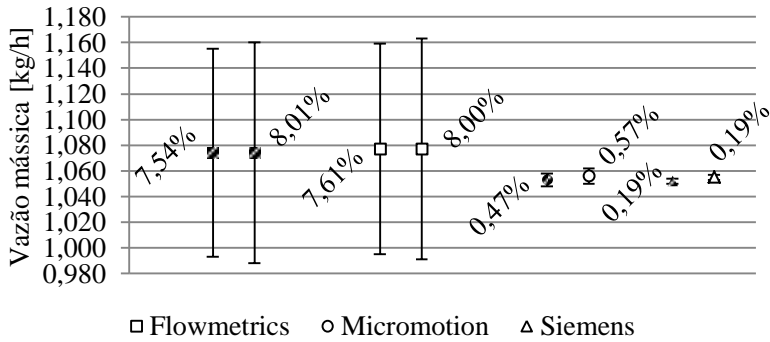
(e) Ponto 5



(f) Ponto 6



(g) Ponto 7



(h) Ponto 8

Fonte: próprio autor.

As tabelas 9 e 10 exibem o erro normalizado obtido entre as medições de vazão mássica pelos métodos D1 e D2, com os transmissores Flowmetrics (método D1), Siemens e Micromotion (método D2). Os resultados se apresentaram metrologicamente compatíveis em todo o intervalo de medição para os dois ciclos. É possível observar que o método de Monte Carlo proporciona um erro normalizado similar ao do método tradicional (pois os níveis de incertezas são muito próximos); os maiores resultados (com uma casa decimal) ocorreram devido ao fato de que os valores médios medidos pelos transmissores diferiram consideravelmente (conforme figura 30) em alguns pontos.

Tabela 9 - Erro normalizado para o segundo ciclo de medição

Pontos	Erro normalizado entre Flowmetrics e Micromotion		Erro normalizado entre Flowmetrics e Siemens	
	Método de Monte Carlo	Método tradicional	Método de Monte Carlo	Método tradicional
1	0,05	0,05	0,02	0,02
2	0,20	0,19	0,18	0,18
3	0,04	0,04	0,07	0,07
4	0,03	0,03	0,02	0,02
5	0,02	0,01	0,05	0,05
6	0,37	0,36	0,39	0,38
7	0,06	0,06	0,04	0,04
8	0,23	0,21	0,25	0,23

Fonte: próprio autor.

Tabela 10 - Erro normalizado para o terceiro ciclo de medição

Pontos	Erro normalizado entre Flowmetrics e Micromotion		Erro normalizado entre Flowmetrics e Siemens	
	Método de Monte Carlo	Método tradicional	Método de Monte Carlo	Método tradicional
1	0,10	0,10	0,07	0,07
2	0,03	0,03	0,05	0,05
3	0,13	0,13	0,20	0,19
4	0,05	0,03	0,08	0,07
5	0,02	0,01	0,06	0,06
6	0,09	0,08	0,08	0,07
7	0,08	0,07	0,11	0,10
8	0,22	0,20	0,25	0,24

Fonte: próprio autor.

As tabelas 11 e 12 expõem a dispersão dos resultados de medição de vazão mássica. Ela é ocasionada pela inabilidade dos controles em manter a pressão estável (e em consequência o fluxo), pelo efeito devido ao erro aleatório dos sistemas de medição e também por causa do comportamento conjunto do compressor e do sistema. Segundo a ISO 917 (1989), em um ensaio de uma hora devem ser efetuadas no mínimo quatro medições igualmente espaçadas no tempo dessa grandeza.

Tabela 11 - Desvio padrão dos resultados de medição de vazão mássica dos três transmissores no segundo ciclo em relação ao valor médio

Pontos	Flowmetrics		Micromotion		Siemens	
	A [%]	B [%]	A [%]	B [%]	A [%]	B [%]
1	0,1	1,2	0,2	2,7	0,1	1,5
2	0,1	0,5	0,3	2,5	0,2	1,3
3	2,0	2,2	1,0	2,4	1,0	1,5
4	0,4	0,6	0,6	2,0	0,4	1,0
5	0,2	0,5	0,1	1,9	0,1	1,1
6	0,7	1,2	0,1	1,7	0,1	1,0
7	1,3	1,4	0,4	1,6	0,3	0,8
8	0,3	0,9	0,3	1,4	0,3	0,8

A: dispersão de valores médios a cada 600 pontos, do total de 2400 pontos (orientação normativa);

B: dispersão de 2400 pontos de medição tomados a cada 1,5 segundo.

Fonte: próprio autor.

Tabela 12 - Desvio padrão dos resultados de medição de vazão mássica dos três transmissores no terceiro ciclo em relação ao valor médio

Pontos	Flowmetrics		Micromotion		Siemens	
	A [%]	B [%]	A [%]	B [%]	A [%]	B [%]
1	1,9	2,6	1,1	3,3	1,2	2,2
2	3,9	3,9	0,2	2,3	0,1	1,1
3	0,7	0,8	0,4	2,3	0,5	1,3
4	0,3	0,7	0,2	2,0	0,1	1,0
5	0,1	0,5	0,1	1,9	0,1	1,1
6	0,5	0,7	0,7	1,9	0,6	1,1
7	0,2	0,8	0,4	1,6	0,3	0,9
8	0,4	1,0	0,5	1,5	0,5	1,0

A: dispersão de valores médios a cada 600 pontos, do total de 2400 pontos (orientação normativa);

B: dispersão de 2400 pontos de medição tomados a cada 1,5 segundo.

Fonte: próprio autor.

Os resultados de dispersão que se encontram acima de 2% (segundo a orientação normativa) estariam fora do limite aceitável pela ISO 917 (1989) para a medição de vazão mássica no estado de gás. Entretanto, para diminuir essa dispersão, nos transmissores do tipo Coriolis é possível contornar tal situação reajustando os filtros dos mesmos. Para o transmissor Flowmetrics não há ajuste a ser feito e, desta forma, seria necessário reavaliar as estratégias de controle das pressões de sucção e de descarga a fim de mantê-las o menos oscilatório possível e, em consequência, a vazão mássica medida.

A dispersão apresentada pelos resultados de medição dos instrumentos Micromotion e Siemens nos dois ciclos (tabelas 11 e 12) mostra que o erro aleatório de medição é maior para a vazão mássica no início do intervalo e, tende a diminuir para o final do mesmo. Além disso, a dispersão do Siemens é menor que a do Micromotion em todo o intervalo. Com relação ao Flowmetrics não há um comportamento claro e bem definido com relação à dispersão. Por exemplo, o ponto dois é o de maior valor no terceiro ciclo (tabela 12) e, o mesmo corresponde a um dos de menor valor no segundo ciclo (tabela 11).

A fim de comparar o comportamento (dispersão) dos sistemas de medição de vazão mássica da bancada com relação aos oito pontos de operação (condições de vazão mássica), é calculado o desvio padrão dos valores médios obtidos por todos os sistemas de medição nos dois ciclos. Os resultados são expostos na tabela 13.

Tabela 13 - Desvio padrão dos valores médios de vazão mássica medida pelos três transmissores nos dois ciclos de medição

Pontos	DP	DPM
1	0,007	1,3
2	0,005	0,8
3	0,011	1,5
4	0,002	0,2
5	0,002	0,3
6	0,012	1,5
7	0,006	0,6
8	0,011	1,0

DP: desvio padrão [kg/h];

DPM: desvio padrão com relação à média [%].

Fonte: próprio autor.

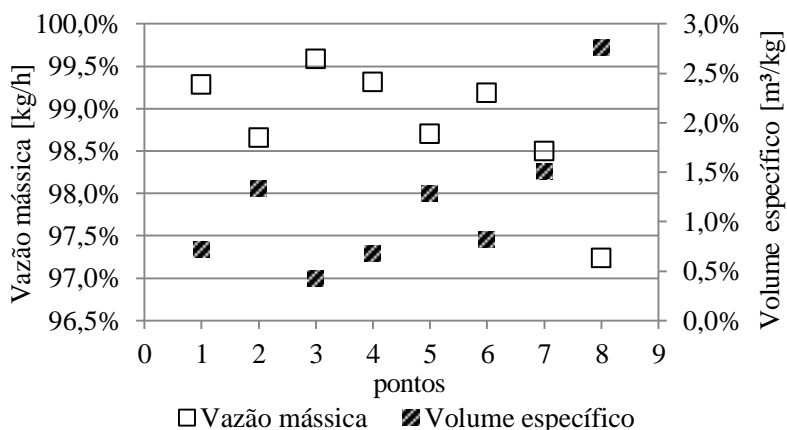
A tabela 13 trata da dispersão dos valores médios de medições da vazão mássica em cada ponto. É possível observar que os pontos três e

seis apresentam os maiores valores (em relação à média). Ao realizar uma inspeção visual na figura 30 (c) e (f), observa-se que no segundo ciclo os valores médios do transmissor Flowmetrics estão bem abaixo quando comparados ao terceiro ciclo, sendo que a diferença calculada entre os mesmos chega a ser superior a 3%, o que pode ter contribuído para esses serem os valores mais altos. Além disso, os menores valores (em relação à média), dados pelos pontos quatro e cinco, compreendem uma faixa de vazão mássica, conforme a figura 30 (d) e 30 (e), de 0,730 kg/h a 0,780 kg/h. É provável que devido ao projeto dos controladores de pressões, conforme exposto no item 3.1.1, serem linearizados no ponto de operação de vazão mássica de 0,750 kg/h, tenha contribuído para tais valores serem diminutos.

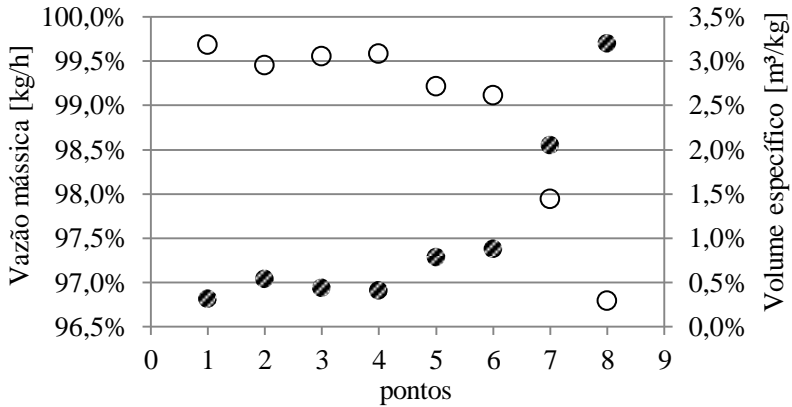
4.3.2 Incerteza de medição da capacidade de refrigeração

A figura 31 ilustra as contribuições na incerteza de medição da capacidade de refrigeração, referente ao segundo ciclo de medição (por ser similar, não é apresentado o terceiro ciclo). O indicador hachurado é referente ao volume específico. A vazão mássica, outro indicador, detém a maior parcela. A entalpia (h_{F1}), que é a menor parcela, obteve valores menores que 0,02% para os três transmissores ((a) Flowmetrics, (b) Micromotion e (c) Siemens) e não é apresentada.

Figura 31: Componentes de incerteza para a capacidade de refrigeração

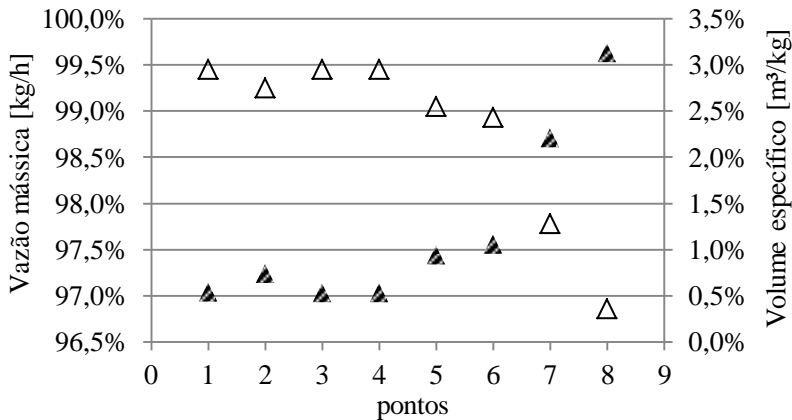


(a) Flowmetrics



○ Vazão mássica ● Volume específico

(b) Micromotion



△ Vazão mássica ▲ Volume específico

(c) Siemens

Fonte: próprio autor.

A tabela 14 mostra a incerteza de medição relativa da capacidade de refrigeração (determinada pelo método de Monte Carlo) para os três transdutores (Flowmetrics, Micromotion e Siemens), referente ao segundo e terceiro ciclos de medição.

Tabela 14 - Incerteza relativa da capacidade de refrigeração

Pontos	Flowmetrics		Micromotion		Siemens	
	A [%]	B [%]	A [%]	B [%]	A [%]	B [%]
1	7,97	8,03	0,54	1,55	0,60	0,62
2	7,74	7,76	0,54	0,53	0,46	0,46
3	7,67	7,65	0,54	0,53	0,40	0,38
4	7,66	7,67	0,53	0,53	0,38	0,38
5	7,63	7,62	0,53	0,53	0,35	0,35
6	7,63	7,60	0,53	0,53	0,32	0,32
7	7,55	7,56	0,53	0,53	0,24	0,25
8	7,55	7,55	0,52	0,53	0,20	0,20

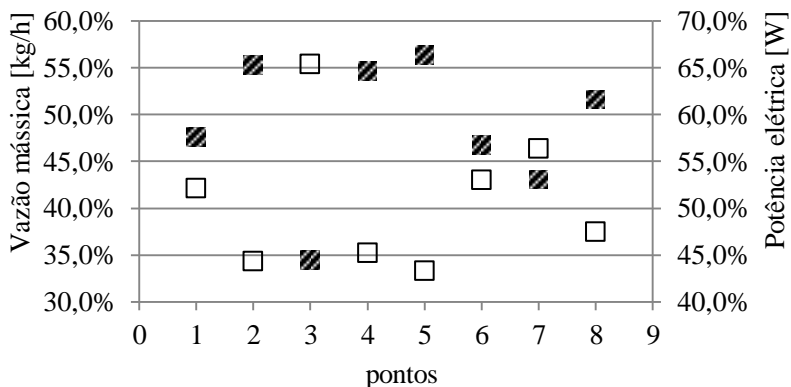
A: segundo ciclo; B: terceiro ciclo.

Fonte: próprio autor.

4.3.3 Incerteza de medição da eficiência isentrópica

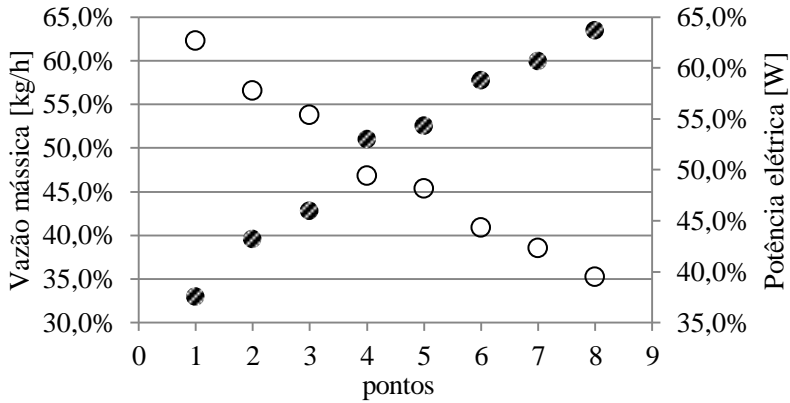
A figura 32 exibe as contribuições na incerteza de medição da eficiência isentrópica para os três transmissores ((a) Flowmetrics, (b) Micromotion e (c) Siemens), referente ao segundo ciclo de medição (por ser similar, não é apresentado o terceiro ciclo). O indicador hachurado indica a potência elétrica ativa consumida e o outro a vazão mássica. O volume específico (v_{ga}) obteve valores menores que 1,5% e a entalpia (h_{gt}) menores que 0,02% para os três transmissores e não são apresentados.

Figura 32: Componentes de incerteza para a eficiência isentrópica



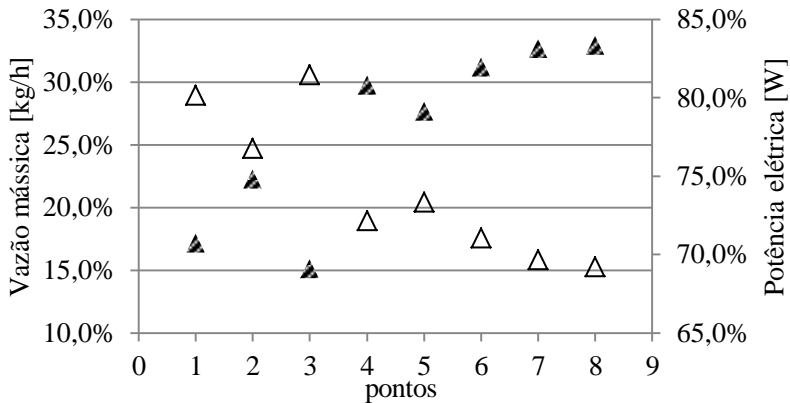
□ Vazão mássica ■ Potência elétrica ativa consumida

(a) Flowmetrics



○ Vazão mássica ● Potência elétrica ativa consumida

(b) Micromotion



△ Vazão mássica ▲ Potência elétrica ativa consumida

(c) Siemens

Fonte: próprio autor.

É possível observar que tanto a vazão mássica quanto a potência elétrica consumida possuem uma notável contribuição na composição de incertezas da eficiência isentrópica. Com relação à potência elétrica ativa consumida, o nível alto de incerteza pode ser atribuído devido a variações e flutuações da tensão de alimentação da rede elétrica.

A tabela 15 mostra a incerteza de medição relativa da eficiência isentrópica (determinada pelo método de Monte Carlo) para os três

transmissores (Flowmetrics, Micromotion e Siemens), referente ao segundo e terceiro ciclos de medição.

Tabela 15 - Incerteza relativa da eficiência isentrópica

Pontos	Flowmetrics		Micromotion		Siemens	
	A [%]	B [%]	A [%]	B [%]	A [%]	B [%]
1	8,36	8,30	1,81	2,55	2,00	2,01
2	8,02	8,04	1,74	1,74	1,74	1,74
3	7,89	7,93	1,85	1,67	1,52	1,51
4	7,87	7,90	1,68	1,68	1,51	1,51
5	7,88	7,88	1,64	1,64	1,48	1,49
6	7,89	7,83	1,63	1,62	1,46	1,46
7	7,81	7,75	1,40	1,40	1,40	1,41
8	7,74	7,74	1,37	1,37	1,22	1,22

A: segundo ciclo; B: terceiro ciclo.

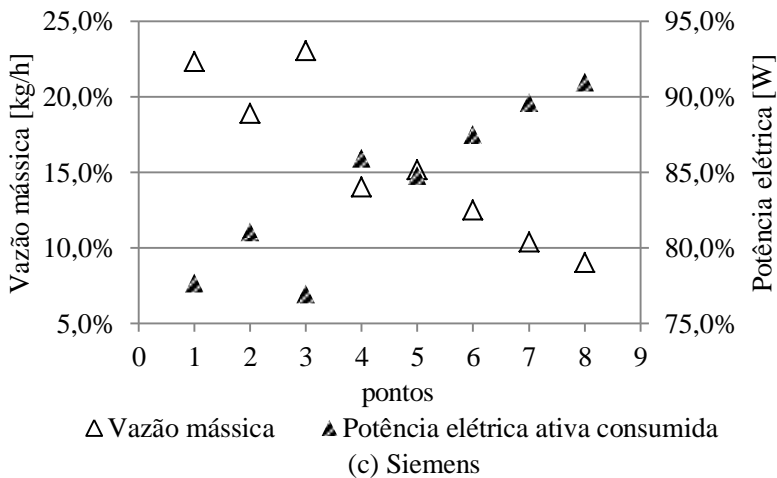
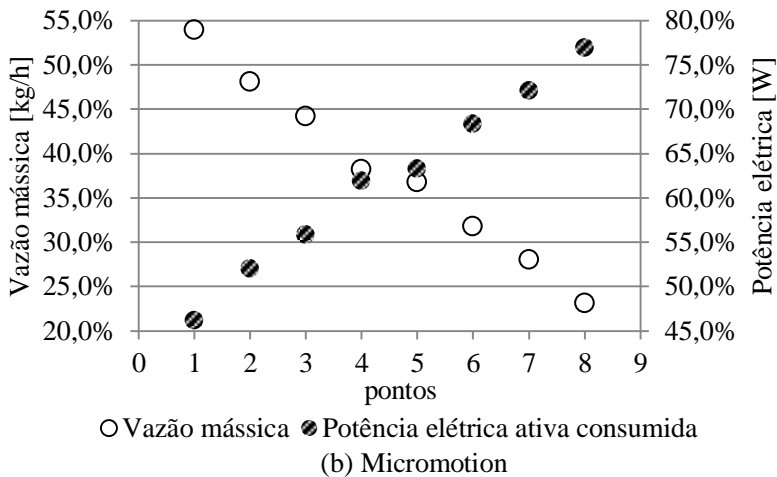
Fonte: próprio autor.

4.3.4 Incerteza de medição do COP

A figura 33 ilustra as contribuições na incerteza de medição do COP para os três transmissores ((a) Flowmetrics, (b) Micromotion e (c) Siemens), referente ao segundo ciclo de medição. O índice hachurado é referente à potência elétrica ativa consumida e o outro a vazão mássica. É possível observar que as duas grandezas possuem uma considerável contribuição na composição de incertezas do COP, de forma similar a eficiência isentrópica.

Figura 33: Componentes de incerteza para o COP





Fonte: próprio autor.

A tabela 16 ilustra a incerteza de medição relativa do COP (determinada pelo método de Monte Carlo) para os três transmissores (Flowmetrics, Micromotion e Siemens), referente ao segundo e terceiro ciclos de medição.

Tabela 16 - Incerteza relativa do COP

Pontos	Flowmetrics		Micromotion		Siemens	
	A [%]	B [%]	A [%]	B [%]	A [%]	B [%]
1	8,27	8,30	1,84	2,60	1,91	1,92
2	8,00	7,97	1,70	1,69	1,69	1,69
3	7,87	7,84	1,63	1,61	1,57	1,56
4	7,83	7,86	1,63	1,63	1,50	1,50
5	7,85	7,83	1,73	1,60	1,68	1,49
6	7,84	7,78	1,53	1,52	1,65	1,40
7	7,71	7,73	1,46	1,46	1,29	1,29
8	7,68	7,67	1,35	1,35	1,35	1,13

A: segundo ciclo; B: terceiro ciclo.

Fonte: próprio autor.

As análises expostas neste capítulo evidenciaram as particularidades de cada estratégia adotada para a medição de vazão mássica de fluido refrigerante no estado de gás. Alguns requisitos previstos em norma não foram atendidos em sua totalidade. O ponto de medição seis no segundo ciclo de medição obteve uma diferença superior a 2% entre os métodos D1 e D2 (vide figura 22). Além disso, a dispersão dos resultados com relação ao valor médio do transmissor Flowmetrics (método D1) obtido no ponto dois do terceiro ciclo (vide tabela 12) ultrapassou o limite de 2%, mesmo tratando os dados conforme orientação normativa. Isso enfatiza o desempenho não plenamente regular do transmissor Flowmetrics para a medição de vazão mássica no intervalo de interesse. Como consequência, a incerteza de medição avaliada com esse sistema de medição se sobressai em relação aos outros.

Em relação à capacidade de refrigeração, nota-se que a composição de incerteza de medição possui como parcela dominante a vazão mássica para todo o intervalo de interesse. Para a eficiência isentrópica e o COP, a potência elétrica ativa consumida detém a maior parcela de incerteza em boa parte dos pontos de medição.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

5.1 CONCLUSÕES

Este trabalho compreendeu o desenvolvimento de uma bancada de ensaios de desempenho de compressores herméticos para refrigeração que operam sem óleo de lubrificação, com o intuito de comparar estratégias de medição de vazão mássica de fluido refrigerante em um ciclo de refrigeração sem mudança de fase. Do ponto de vista da aplicação, por ser um ciclo pouco explorado na literatura, não foram encontradas referências anteriores com relação aos comportamentos das variáveis. Além disso, a bancada proposta visou atender a uma região de vazão mássica que atualmente possui grandes incertezas de medição. Assim, esse trabalho reúne informações pertinentes ao funcionamento da bancada nos ensaios de desempenho de compressores.

Os resultados experimentais obtidos (gráficos do apêndice A), com relação ao atendimento à norma ISO 917, demonstraram que os controladores PID desenvolvidos para as malhas de controle de pressão de sucção, pressão de descarga e temperatura de sucção garantiram a robustez do sistema frente às diferentes condições de funcionamento. Cada malha de controle foi tratada como um subsistema isolado, com uma única variável a ser controlada e um único atuador. Com relação à estimativa do grau de concordância entre os métodos de medição de vazão mássica na linha de sucção (D1) e na linha de descarga (D2), houve uma compatibilidade para todo o intervalo de vazão mássica de interesse, conforme ilustra a figura 22 (diferenças menores que 4%). Porém, um dos resultados não vai ao encontro do que é praticado na empresa desenvolvedora de compressores (diferença menor que 2%). Além disso, em alguns pontos houve valores de dispersão com relação ao valor médio próximos a 2% (transmissor Flowmetrics), sendo que um deles é superior a esse valor e, assim, o resultado transgrediu um dos requisitos normativos (tabelas 11 e 12). Tais discordâncias são frutos de uma inadequabilidade, em termos metrológicos, da aplicação do transmissor de vazão volumétrica com respeito ao intervalo de medição requerido neste trabalho.

As instrumentações utilizadas para medir a vazão mássica na linha de descarga (transmissores do tipo Coriolis) mostraram respostas semelhantes para todo o intervalo. Também, ficou clara a influência da ação de controle da pressão de descarga na medição efetuada por esses transmissores. Já para a instrumentação empregada na linha de sucção (transmissor do tipo turbina), observou-se um comportamento intrínseco

ao seu funcionamento na região de medição de interesse, o que gerou níveis de incerteza substancialmente maiores que os transmissores da linha de descarga. Desse modo, por tais motivos, a vazão mássica medida com os transmissores do tipo Coriolis merece mais crédito.

O resultado promissor obtido pelo transmissor de vazão volumétrica do tipo turbina em uma condição de vazão mássica fora do escopo deste trabalho, mais elevada portanto, sustenta a hipótese de que ainda mereça credibilidade a aplicação de tal tecnologia na bancada. Assim, é importante continuar a pesquisa, visto que se pode encontrar uma solução com melhor relação custo-benefício (comparado com os transmissores do tipo Coriolis) para a medição de vazão mássica. Caso tal possibilidade seja abordada, seria necessário que os controles de pressão e de temperatura fossem revistos, de modo a garantir uma maior estabilidade do fluxo de fluido refrigerante.

De uma forma geral, pode-se considerar que o objetivo central do trabalho foi atendido. Reuniu-se um leque de informações pertinentes ao ciclo de refrigeração utilizado e também às estratégias para medir vazão mássica. Além disso, a investigação realizada gera subsídios para futuras aplicações similares.

5.2 PROPOSIÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

As proposições aqui relatadas são frutos de análises dos resultados obtidos. Durante o desenvolvimento desse trabalho, foram vislumbradas possibilidades de melhoria e aprimoramento da bancada desenvolvida que necessitam ser estudadas com mais afinco. Todas elas convergem para o aumento da confiabilidade dos dados adquiridos nos ensaios e, conseqüentemente, em melhorias das atividades de pesquisa. Assim, para dar prosseguimento é necessário:

- desenvolver controle para o compressor com o intuito de minimizar o tempo de preparo da bancada para a realização de um ensaio, pois, ainda é necessária a intervenção do operador para executar o *warm up* da bancada. O uso de um inversor de frequência controlado via porta serial para comandar o compressor seria de vital importância para a melhoria nesse sentido, pois, dessa forma, a bancada estaria completamente automatizada;
- realizar estudo do comportamento dos transmissores do tipo Coriolis instalados na linha de sucção, visto que as condições

do escoamento de gás são diferentes nessa região. Da mesma forma, cabe uma análise do desempenho de transmissores de vazão volumétrica do tipo turbina na linha de descarga e sucção, porém, com características metrológicas adequadas às necessidades e condições de operação da bancada;

- efetuar estudo com uma abordagem mais rigorosa em relação ao projeto dos controles de pressão e temperatura. Seria interessante a aplicação de um controle multivariável, pois, há um alto grau de interação (acoplamento) entre as variáveis. Outra frente poderia ser o emprego do método de controle MPC — *model predictive control* —, baseado em modelos da dinâmica do processo. O estudo efetuado por Flesch (2012) em uma planta similar ao deste trabalho mostra que a aplicação de tal abordagem poderia surtir bons resultados. Todavia, esses esforços devem ser direcionados para que o resultado seja uma maior estabilização do fluxo de massa, o que reverte em melhoria no processo de medição e redução dos níveis de incerteza dessa grandeza.
- inserir sistemas de amortecimento para a pulsação de pressão gerada pela ação das válvulas de controle de pressão e pelo próprio compressor, com o intuito de reduzir a oscilação do fluxo de massa próximo aos transmissores. A bancada possui um elemento similar (reservatório), porém, está disposto com em uma região intermediária (longínqua dos transmissores). A própria norma ISO 917 (1989) prevê a utilização de tal elemento nos circuitos e seria de grande valia um estudo de qual o impacto disso na medição da vazão mássica.
- avaliar os efeitos de alimentação do compressor (comparar rede elétrica com fonte de alimentação estabilizada) e seus efeitos ao que tange oscilações na vazão mássica gerada pelo equipamento.

REFERÊNCIAS

ABNT. **Termorresistência industrial de platina – Requisitos e métodos de ensaio**. NBR 13773. Rio de Janeiro, 1997, 11 p.

AGILENTa. **Technical Overview - 34972A Unidade de aquisição, comutação e registro de dados LXI**. 2014. Disponível em: < [http:// www.keysight.com/](http://www.keysight.com/)>. Acesso em: 2014.

AGILENTb. **Technical Overview - 34901A Módulo multiplexador com 20 canais (2 e 4 fios) para 34972A**. 2014. Disponível em: < [http:// www.keysight.com/](http://www.keysight.com/)>. Acesso em: 2014.

ALBERTAZZI, A. G. Jr.; SOUZA, A. R. **Fundamentos de metrologia científica e industrial**. 1 ed., Barueri, SP: Manole, 2008.

AMERICAN GAS ASSOCIATION (AGA) Transmission Measurement Committee Report No. 7, **Measurement of Natural Gas by Turbine Meters**, Washington, D.C., April 2006.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **ANSI/ASHRAE 23**: Methods of testing for rating positive displacement refrigerant compressor and condensing units. Atlanta, GA, 2005. 14 p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15826**: Compressores de refrigeração – Método de ensaio. Rio de Janeiro, 2010. 39 p.

ÅSTRÖM, K. J.; HÄGGLUND, T. **PID Controllers - Theory, Design, and Tuning**. Instrument Society of America – ISA, 2 edition, 1995.

BAKER, R. C. **An Introductory Guide to Flow Measurement**. 4 ed. John Wiley & Sons, 150p., 2002.

BAKER, R. C. **Turbine Flowmeters: Theoretical and Experimental published Information**. Flow measurement and Instrumentation, n. 4, pp. 123-144, 1993.

BALESTRERO, L. A. P. **Desenvolvimento de uma metodologia para a seleção de mancais de filme de fluido aerostáticos aplicada à**

disciplina construção de máquinas. XXXIII Congresso Brasileiro de Ensino de Engenharia, Campina Grande, Paraíba, Setembro de 2005.

BARBOSA, F. Q. **Redução das incertezas nas medições de grandezas elétricas em uma bancada de ensaios de desempenho de compressores.** 2006. 192 f. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

BELA, G. L. **Instrument Engineers' Handbook: Process Measurement and Analysis.** 4 ed. CRC Press, 2003.

CERVELIN, L. N. **Concepção de bancada para medição de perdas por atrito em compressores alternativos de refrigeração.** 2013. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2013.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Thermodynamics: An Engineering Approach.** 5 ed. New York: McGraw Hill, 2006.

ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications.** New York: McGraw Hill, 2006.

CORRÊA, L. C. **Validação experimental de um conceito de padrão de capacidade de refrigeração para ensaio de desempenho de compressores.** Dissertação (Mestrado), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2013.

DAGILIS, V.; VAITKUS, L. **Experimental investigations and analysis of compressor's friction losses.** *Mechanika*, Kaunas: Technologija, v. 79, n.5, p.28-35, 2009.

DEMAY, M. B. **Desenvolvimento de sistemas para medição de frequência rotacional em compressores herméticos.** Dissertação (Mestrado em Metrologia Científica e Industrial) – Curso de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.

DIRLEA, R.; HANNAY, J.; LEBRUN, J. **Testing of refrigeration compressors without condensation,** in: *Proceedings of the*

International Compressor Engineering Conference at Purdue, USA, 1996, pp. 241–246.

DONATELLI, G. D.; KONRATH, A. C. **Simulação de Monte Carlo na Avaliação de Incertezas de Medição**. Revista de Ciência e Tecnologia v.13, nº 25/26, pp. 5–15, 2005.

DUARTE, J. A.; HERNANDEZ, O.; MANZI, D.; OLIVEIRA, O.; and PIMENTA, J. **Semi-Empirical Modelling and Simulation of a Cycle for Refrigeration Compressors Testing in Superheated Region Only**. International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, USA, 1998, pp. 213–218.

DIN – DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. **EN 13771-1**: Compressors and condensing units for refrigeration – Performance testing and test methods – Part 1: Refrigerant Compressors. Germany, Aug. 2008.

DOEBELIN, E. O. **Measurement Systems: Application and Design**. McGraw-Hill, 1983.

DOSSAT, R. J. **Princípios de refrigeração**. São Paulo: Hermus, 2004.

FIGLIOLA, R. S.; BEASLEY, D. E. **Theory and Design for Mechanical Measurements**. 3 Ed. New York: John Wiley & Sons, 2000.

FLESCH, R. C. C. **Desenvolvimento e instalação de recursos de automação aplicados a ensaios de compressores de refrigeração da Embraco**. 2006. 130 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Departamento de Automação e Sistemas, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

FLESCH, R. C. C. **Estudo e projeto de estratégias de controle para aplicação em uma bancada de ensaio que apresenta atraso de transporte**. Dissertação (Mestrado), Curso de Pós-Graduação em Engenharia de Controle e Automação, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.

FLESCH, R. C. C. **Contribuições ao controle de sistemas monovariáveis e multivariáveis com atraso de transporte**. Tese

(Doutorado), Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Automação e Sistemas, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2012.

FLOWMETRICS. **Product Catalog Sheets - FMT_Series**. 2007. Disponível em: < <http://www.flowmetrics.com/> >. Acesso em: 2014.

FOX, R. W.; McDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 6 Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2006.

FRANÇA, F. A. **Técnicas Experimentais em Engenharia Automobilística**. Universidade Federal de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Energia, Campinas, 2006.

GUM. **Guide to the expression of uncertainty in measurement**. Tradução de Inmetro, 1 ed., 2008.

HENKLEIN, P. **Análise de ensaios de desempenho de compressores herméticos durante o transitório**. 2006. 136 f. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

HÜLSE, E. R. **Modelagem e análise de um compressor linear para refrigeração doméstica**. 2008 151 f. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.

INMETRO. **DOQ-CGCRE-008 – Orientações sobre validação de métodos de ensaios químicos**. 2007. Disponível em: <http://www.inmetro.gov.br/Sidoq/Arquivos/CGCRE/DOQ/DOQ-CGCRE-8_02.pdf>. Acesso em: 2014.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 917**: Testing of refrigerant compressors. Switzerland, Sept. 1989. 31p.

JÄHNIG, D. I.; REINDL, D. T.; KLEIN, S. A. **A Semi-Empirical Method for Representing Domestic Refrigerator/Freezer Compressor Calorimeter Test Data**. ASHRAE Transactions, June 2000, Minneapolis, MN.

JCGM, **Evaluation of measurement data – Supplement 1 to the “Guide to the expression of uncertainty in measurement” – Propagation of distributions using a Monte Carlo method**, BIPM/IEC/IFCC/ILAC/ISO/IUPAC/IUPAP and OIML, 1 ed., 2008.

JOFFILY, L. **Caracterização do Desempenho de Compressores de Refrigeração Segundo um Ciclo Superaquecido de teste**. Dissertação de Mestrado em Ciência Mecânica, publicação CDU 115/07, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 2007.

KURKA, P. R.; IZUKA, J. H.; PAULINO, K.L. **Dynamics loads of reciprocating compressor with flexible bearings**. Mechanism And Machine Theory, Campinas, v. 52, p. 130-143, fev. 2012.

LEE, H. K.; SONG, G. Y.; PARK, J. S.; HONG, E. P.; JUNG, W. H.; and PARK, K. B., **Development of the Linear Compressor for a Household Refrigerator**. International Compressor Engineering Conference, Korea, 2000.

LEMMON, E. W.; HUBER, M. L.; MCLINDEN, M. O. **NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP**. 7.0 ed. Gaithersburg, 2002.

MATLAB. **The Language of Technical Computing**. 2014. Disponível em: < <http://www.mathworks.com/products/matlab/>>. Acesso em: 2014.

MICROMOTIONa. **Product Data Sheet**. 2014. Disponível em: < <http://www2.emersonprocess.com/>>. Acesso em: 2014.

MICROMOTIONb. **Configuration and Use Manual**. 2012. Disponível em: < <http://www2.emersonprocess.com/>>. Acesso em: 2014.

NATIONAL INSTRUMENTSa. **Porque o LabVIEW?**. 2014. Disponível em: <<http://www.ni.com/labview/why/pt/>>. Acesso em: 2014.

NATIONAL INSTRUMENTSb. **NI PCI-8433/4**. 2014. Disponível em: < <http://sine.ni.com/nips/cds/print/p/lang/pt/nid/201688/>>. Acesso em: 2014.

NATIONAL INSTRUMENTSb. **NI PCIe-6353**. 2014. Disponível em: <<http://sine.ni.com/nips/cds/print/p/lang/pt/nid/207410>>. Acesso em: 2014.

O'NEAL, D. L.; COOPER, K. W.; HICKMAN, K. E. Refrigeration. In: KUTZ, M. (Ed.). **Mechanical engineers' handbook**. 2. Ed. New York: Wiley-Interscience, 1998. Cap. 62, p. 1879-1913.

OMEGA. **Flow and Level Measurement – Mechanical Flowmeters**. Ed.: Omega Press, 1995. Vol. 4, p. 34-45. Disponível em: <http://www-mdp.eng.cam.ac.uk/web/library/enginfo/textbooks_dvd_only/omega/Tra nsactions_Vol_IV.pdf>. Acesso em: 2014.

PENZ, C. A. **Procedimentos para prover confiabilidade ao uso de inteligência artificial em ensaios de desempenho de compressores herméticos de refrigeração**. Tese (Doutorado), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2011.

PETROVIC, S. A. B. **Propostas de arquitetura do sistema de automação aplicado a ensaios de desempenho de compressores herméticos de refrigeração**. 2007. 115 f. Dissertação (Mestrado em Metrologia Científica e Industrial) – Curso de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.

POLETTTO, E. L. **Aprimoramento de uma bancada de ensaios de desempenho de compressores hermético visando reduzir incertezas de medição**. 2006. Dissertação (Mestrado em Metrologia Científica e Industrial) – Curso de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

SCUSSEL, J. N. **Propostas de ações para reduzir o tempo demandado por ensaio de desempenho de compressores herméticos**. 2006. 152 f. Dissertação (Mestrado em Metrologia Científica e Industrial) – Curso de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

SIEMENS. **Product catalogue and online ordering system for the Industry Automation and Drive Technology**. 2008. Disponível em: <<http://www.automation.siemens.com/>>. Acesso em: 2014.

SILVEIRA, A. N. **Diminuição do tempo de transitório em ensaios de desempenho de compressores utilizando injeção de corrente contínua**. Dissertação (Mestrado em Metrologia Científica e Industrial) – Curso de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2010.

STEINBACH, K. **Identificação do Instante de Entrada em Condição de Regime Permanente em Ensaios de Desempenho de Compressores**. Dissertação (Mestrado em Metrologia Científica e Industrial) – Curso de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.

STOECKER, W.F.; JABARDO, J.M.S. **Refrigeração Industrial**. 2 ed. São Paulo: Edgard Blücher LTDA, 2002.
http://www.flowmetrics.com/product_catalog_sheets/FMT_Series.pdf

TANG, P. W., **Calibration of turbine gas meter by matching Reynolds number and density**. Western Gas Measurement Short Course, Salt Lake City, 2009.

THOMPSON, R.E.; GREY, J. Turbine flowmeter performance model, **Trans.Of Asme, J., Basic Engineering**. no.11, pp.712-723, 1970.

VIM. **Vocabulário internacional de metrologia – Conceitos fundamentais e gerais e termos associados**. Inmetro, 1 ed. luso-brasileira, 2012.

WALT, N. R. van der; UNGER, R. **Linear Compressors – A maturing Technology**. Sunpower Inc., Ohio, 1994.

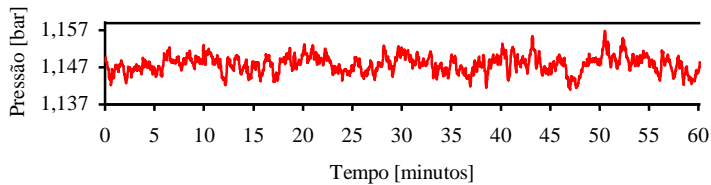
WANG, Z.; ZHANG, T. Research on Tangential Type Turbine Flowmeter Based on Simulation, **Proceeding of the 2007 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation**, China, Aug 2007 6p.

WILSON, D. I. Relay-based PID Tuning. **Automation and Control**, New Zealand, p. 10-12, 2005.

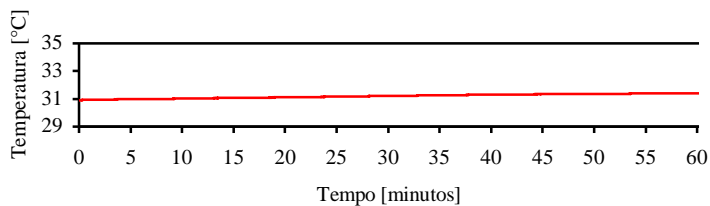
YOKOGAWA. **Digital Power Meter USER'S MANUAL**. 2002.
Disponível em: <<https://wiki.engr.illinois.edu/download/attachments/34177729/WT210.pdf>> . Acesso em: 2014.

APÊNCIDE A – RESULTADOS DE MEDIÇÕES

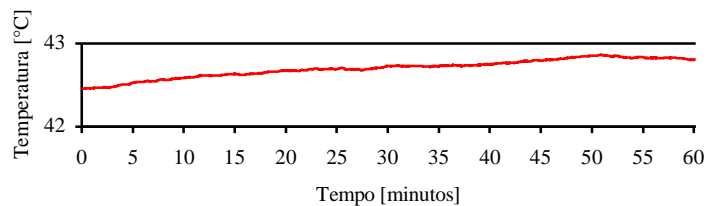
Pressão de sucção



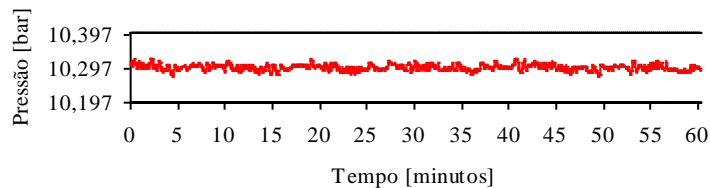
Temperatura de sucção



Temperatura do corpo do compressor



Pressão de descarga



Resultados de medição

Grandeza	Resultado base	Incerteza
Pressão de sucção [bar]	1,148	$\pm 0,001$
	1,148	$\pm 0,001$
Temperatura de sucção [°C]	31,20	$\pm 0,31$
	31,20	$\pm 0,25$
Temperatura do corpo do compressor [°C]	42,70	$\pm 0,34$
	42,70	$\pm 0,28$
Pressão de descarga [bar]	10,300	$\pm 0,003$
	10,300	$\pm 0,002$
Vazão mássica (F) [kg/h]	0,577	$\pm 0,048$
	0,577	$\pm 0,046$
Vazão mássica (M) [kg/h]	0,580	$\pm 0,004$
	0,580	$\pm 0,004$
Vazão mássica (S) [kg/h]	0,578	$\pm 0,005$
	0,578	$\pm 0,004$
Capacidade de refrigeração (F) [W]	27,563	$\pm 2,292$
	27,563	$\pm 2,198$
Capacidade de refrigeração (M) [W]	27,689	$\pm 0,175$
	27,689	$\pm 0,150$
Capacidade de refrigeração (S) [W]	27,592	$\pm 0,196$
	27,592	$\pm 0,165$
Potência elétrica ativa [W]	18,790	$\pm 0,361$
	18,790	$\pm 0,302$
COP (F) [W/W]	1,463	$\pm 0,125$
	1,463	$\pm 0,121$
COP (M) [W/W]	1,470	$\pm 0,030$
	1,470	$\pm 0,027$
COP (S) [W/W]	1,464	$\pm 0,030$
	1,464	$\pm 0,028$
Eficiência isentrópica (F) [W/W]	0,550	$\pm 0,047$
	0,550	$\pm 0,046$
Eficiência isentrópica (M) [W/W]	0,553	$\pm 0,011$
	0,553	$\pm 0,010$
Eficiência isentrópica (S) [W/W]	0,551	$\pm 0,011$
	0,551	$\pm 0,011$

probabilidade de abrangência: 95% | fator de abrangência: 1,96

Legenda:

(F) → Transmissor Flowmetrics

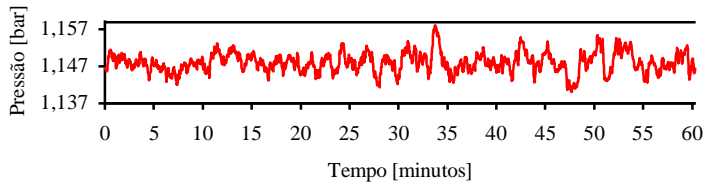
(M) → Transmissor Micromotion

(S) → Transmissor Siemens

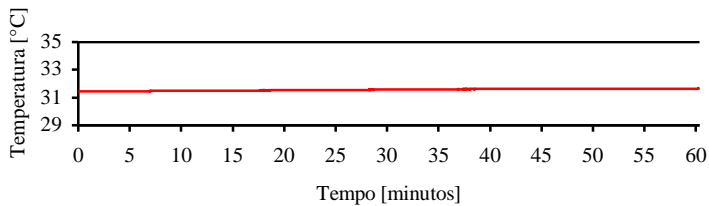
Linha em branco → Resultado de medição pelo GUM tradicional

Linha em cinza → Resultado de medição pelo GUM numérico

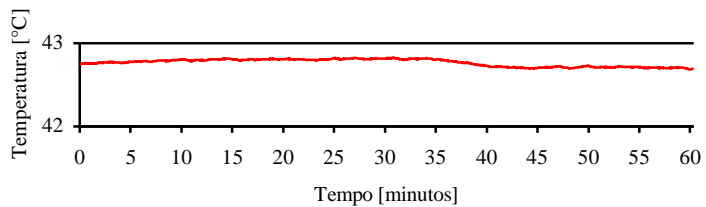
Pressão de sucção



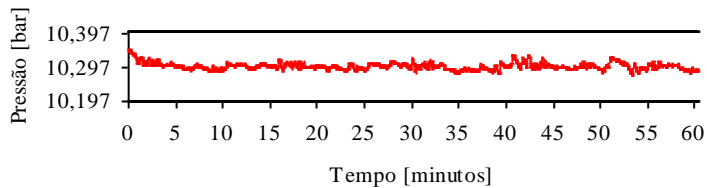
Temperatura de sucção



Temperatura do corpo do compressor



Pressão de descarga



Resultados de medição

Grandeza	Resultado base	Incerteza
Pressão de sucção [bar]	1,148	±0,001
	1,148	±0,001
Temperatura de sucção [°C]	31,56	±0,31
	31,56	±0,26
Temperatura do corpo do compressor [°C]	42,77	±0,34
	42,77	±0,28
Pressão de descarga [bar]	10,300	±0,003
	10,300	±0,002
Vazão mássica (F) [kg/h]	0,562	±0,047
	0,562	±0,045
Vazão mássica (M) [kg/h]	0,569	±0,011
	0,569	±0,009
Vazão mássica (S) [kg/h]	0,566	±0,004
	0,566	±0,004
Capacidade de refrigeração (F) [W]	26,924	±2,262
	26,924	±2,161
Capacidade de refrigeração (M) [W]	27,277	±0,503
	27,277	±0,423
Capacidade de refrigeração (S) [W]	27,135	±0,201
	27,135	±0,169
Potência elétrica ativa [W]	18,606	±0,361
	18,606	±0,302
COP (F) [W/W]	1,445	±0,125
	1,445	±0,120
COP (M) [W/W]	1,464	±0,039
	1,464	±0,038
COP (S) [W/W]	1,456	±0,030
	1,456	±0,028
Eficiência isentrópica (F) [W/W]	0,542	±0,047
	0,542	±0,045
Eficiência isentrópica (M) [W/W]	0,549	±0,015
	0,549	±0,014
Eficiência isentrópica (S) [W/W]	0,546	±0,012
	0,546	±0,011

probabilidade de abrangência: 95% | fator de abrangência: 1,96

Legenda:

(F) → Transmissor Flowmetrics

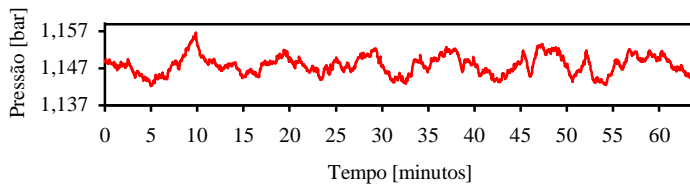
(M) → Transmissor Micromotion

(S) → Transmissor Siemens

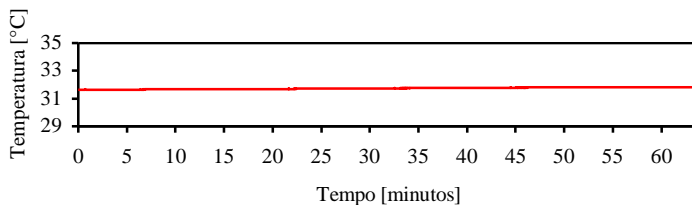
Linha em branco → Resultado de medição pelo GUM tradicional

Linha em cinza → Resultado de medição pelo GUM numérico

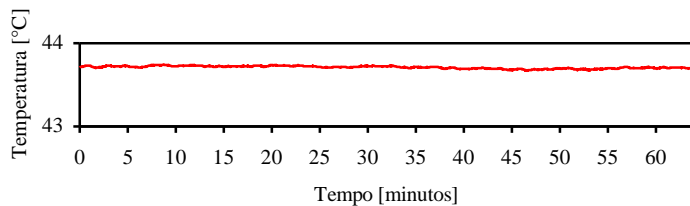
Pressão de sucção



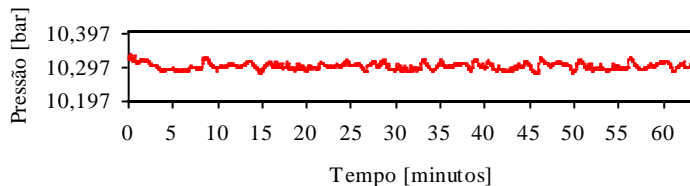
Temperatura de sucção



Temperatura do corpo do compressor



Pressão de descarga



Resultados de medição

Grandeza	Resultado base	Incerteza
Pressão de sucção [bar]	1,148	±0,001
	1,148	±0,001
Temperatura de sucção [°C]	31,73	±0,31
	31,73	±0,26
Temperatura do corpo do compressor [°C]	43,71	±0,34
	43,71	±0,29
Pressão de descarga [bar]	10,301	±0,003
	10,301	±0,002
Vazão mássica (F) [kg/h]	0,670	±0,053
	0,670	±0,052
Vazão mássica (M) [kg/h]	0,657	±0,004
	0,657	±0,004
Vazão mássica (S) [kg/h]	0,660	±0,004
	0,660	±0,004
Capacidade de refrigeração (F) [W]	32,153	±2,566
	32,153	±2,490
Capacidade de refrigeração (M) [W]	31,528	±0,199
	31,528	±0,169
Capacidade de refrigeração (S) [W]	31,651	±0,174
	31,651	±0,147
Potência elétrica ativa [W]	20,548	±0,363
	20,548	±0,304
COP (F) [W/W]	1,563	±0,128
	1,563	±0,125
COP (M) [W/W]	1,533	±0,029
	1,533	±0,026
COP (S) [W/W]	1,539	±0,028
	1,539	±0,026
Eficiência isentrópica (F) [W/W]	0,586	±0,048
	0,586	±0,047
Eficiência isentrópica (M) [W/W]	0,574	±0,011
	0,574	±0,010
Eficiência isentrópica (S) [W/W]	0,576	±0,011
	0,576	±0,010

probabilidade de abrangência: 95% | fator de abrangência: 1,96

Legenda:

(F) → Transmissor Flowmetrics

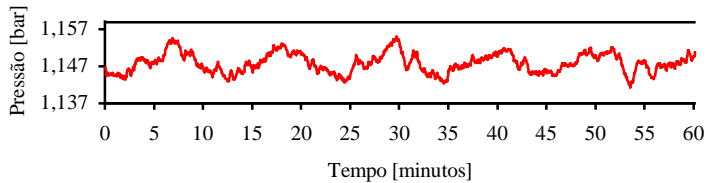
(M) → Transmissor Micromotion

(S) → Transmissor Siemens

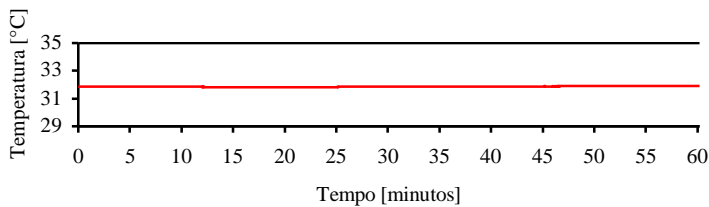
Linha em branco → Resultado de medição pelo GUM tradicional

Linha em cinza → Resultado de medição pelo GUM numérico

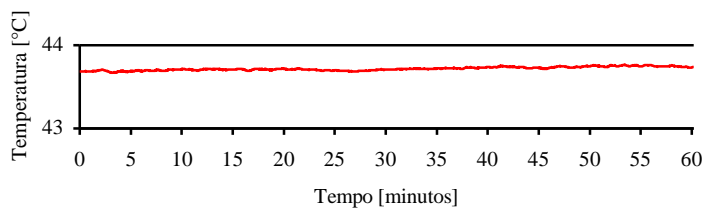
Pressão de sucção



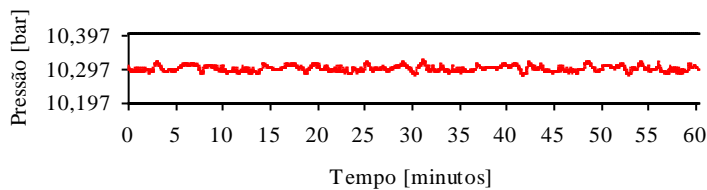
Temperatura de sucção



Temperatura do corpo do compressor



Pressão de descarga



Resultados de medição

Grandeza	Resultado base	Incerteza
Pressão de sucção [bar]	1,148	±0,001
	1,148	±0,001
Temperatura de sucção [°C]	31,86	±0,31
	31,86	±0,26
Temperatura do corpo do compressor [°C]	43,72	±0,33
	43,72	±0,28
Pressão de descarga [bar]	10,300	±0,002
	10,300	±0,002
Vazão mássica (F) [kg/h]	0,656	±0,053
	0,656	±0,051
Vazão mássica (M) [kg/h]	0,658	±0,004
	0,658	±0,004
Vazão mássica (S) [kg/h]	0,660	±0,004
	0,660	±0,003
Capacidade de refrigeração (F) [W]	31,527	±2,526
	31,527	±2,447
Capacidade de refrigeração (M) [W]	31,624	±0,199
	31,624	±0,169
Capacidade de refrigeração (S) [W]	31,714	±0,174
	31,714	±0,147
Potência elétrica ativa [W]	20,603	±0,363
	20,603	±0,304
COP (F) [W/W]	1,530	±0,126
	1,530	±0,122
COP (M) [W/W]	1,534	±0,029
	1,534	±0,026
COP (S) [W/W]	1,539	±0,029
	1,539	±0,026
Eficiência isentrópica (F) [W/W]	0,572	±0,047
	0,572	±0,046
Eficiência isentrópica (M) [W/W]	0,574	±0,011
	0,574	±0,010
Eficiência isentrópica (S) [W/W]	0,576	±0,011
	0,576	±0,010

probabilidade de abrangência: 95% | fator de abrangência: 1,96

Legenda:

(F) → Transmissor Flowmetrics

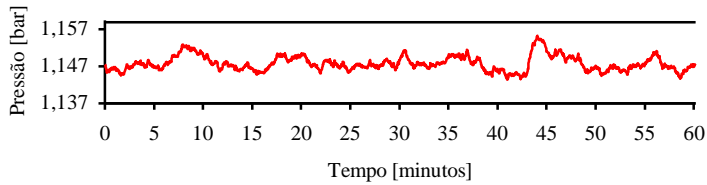
(M) → Transmissor Micromotion

(S) → Transmissor Siemens

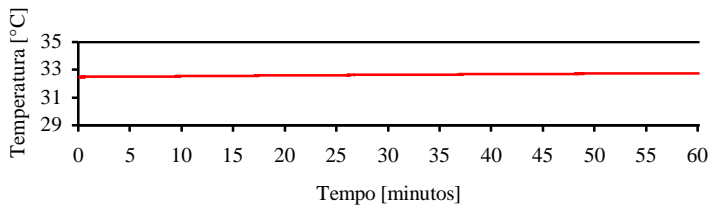
Linha em branco → Resultado de medição pelo GUM tradicional

Linha em cinza → Resultado de medição pelo GUM numérico

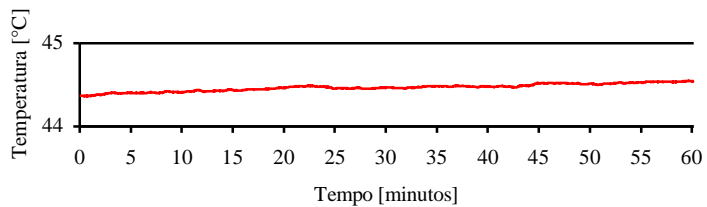
Pressão de sucção



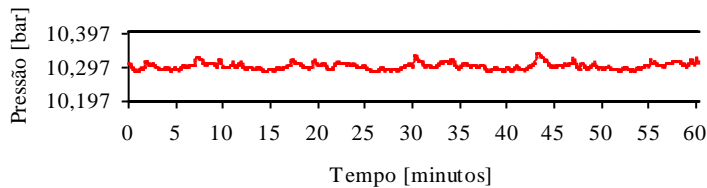
Temperatura de sucção



Temperatura do corpo do compressor



Pressão de descarga



Resultados de medição

Grandeza	Resultado base	Incerteza
Pressão de sucção [bar]	1,148	±0,001
	1,148	±0,001
Temperatura de sucção [°C]	32,63	±0,31
	32,63	±0,26
Temperatura do corpo do compressor [°C]	44,47	±0,34
	44,47	±0,29
Pressão de descarga [bar]	10,301	±0,002
	10,301	±0,002
Vazão mássica (F) [kg/h]	0,721	±0,057
	0,721	±0,056
Vazão mássica (M) [kg/h]	0,717	±0,005
	0,717	±0,004
Vazão mássica (S) [kg/h]	0,715	±0,004
	0,715	±0,003
Capacidade de refrigeração (F) [W]	34,851	±2,753
	34,851	±2,673
Capacidade de refrigeração (M) [W]	34,700	±0,218
	34,700	±0,186
Capacidade de refrigeração (S) [W]	34,604	±0,164
	34,604	±0,139
Potência elétrica ativa [W]	21,803	±0,365
	21,803	±0,307
COP (F) [W/W]	1,602	±0,130
	1,602	±0,126
COP (M) [W/W]	1,595	±0,029
	1,595	±0,026
COP (S) [W/W]	1,591	±0,028
	1,591	±0,025
Eficiência isentrópica (F) [W/W]	0,596	±0,049
	0,596	±0,047
Eficiência isentrópica (M) [W/W]	0,593	±0,011
	0,593	±0,010
Eficiência isentrópica (S) [W/W]	0,591	±0,011
	0,591	±0,009

probabilidade de abrangência: 95% | fator de abrangência: 1,96

Legenda:

(F) → Transmissor Flowmetrics

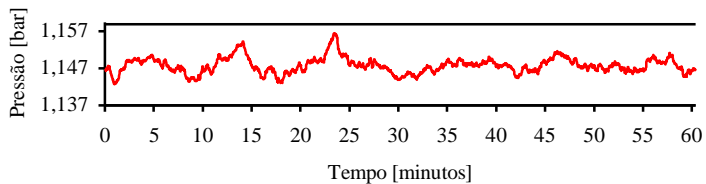
(M) → Transmissor Micromotion

(S) → Transmissor Siemens

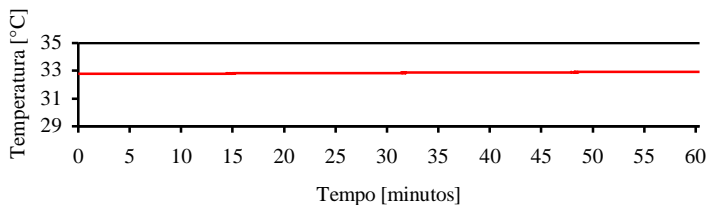
Linha em branco → Resultado de medição pelo GUM tradicional

Linha em cinza → Resultado de medição pelo GUM numérico

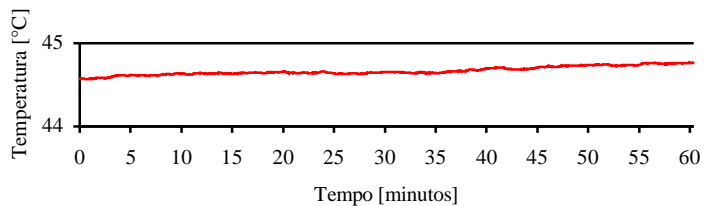
Pressão de sucção



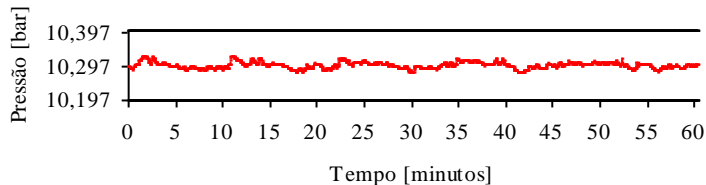
Temperatura de sucção



Temperatura do corpo do compressor



Pressão de descarga



Resultados de medição

Grandeza	Resultado base	Incerteza
Pressão de sucção [bar]	1,148	±0,001
	1,148	±0,001
Temperatura de sucção [°C]	32,85	±0,31
	32,85	±0,26
Temperatura do corpo do compressor [°C]	44,67	±0,34
	44,67	±0,28
Pressão de descarga [bar]	10,300	±0,003
	10,300	±0,002
Vazão mássica (F) [kg/h]	0,744	±0,059
	0,744	±0,057
Vazão mássica (M) [kg/h]	0,735	±0,005
	0,735	±0,004
Vazão mássica (S) [kg/h]	0,732	±0,004
	0,732	±0,003
Capacidade de refrigeração (F) [W]	36,067	±2,841
	36,067	±2,758
Capacidade de refrigeração (M) [W]	35,611	±0,224
	35,611	±0,190
Capacidade de refrigeração (S) [W]	35,453	±0,160
	35,453	±0,136
Potência elétrica ativa [W]	22,168	±0,365
	22,168	±0,307
COP (F) [W/W]	1,632	±0,132
	1,632	±0,128
COP (M) [W/W]	1,612	±0,029
	1,612	±0,026
COP (S) [W/W]	1,604	±0,028
	1,604	±0,025
Eficiência isentrópica (F) [W/W]	0,605	±0,049
	0,605	±0,048
Eficiência isentrópica (M) [W/W]	0,598	±0,011
	0,598	±0,010
Eficiência isentrópica (S) [W/W]	0,595	±0,010
	0,595	±0,009

probabilidade de abrangência: 95% | fator de abrangência: 1,96

Legenda:

(F) → Transmissor Flowmetrics

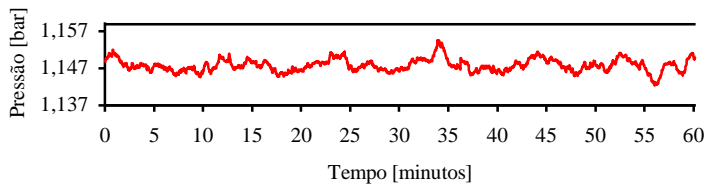
(M) → Transmissor Micromotion

(S) → Transmissor Siemens

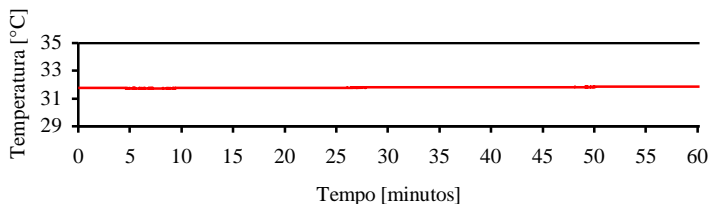
Linha em branco → Resultado de medição pelo GUM tradicional

Linha em cinza → Resultado de medição pelo GUM numérico

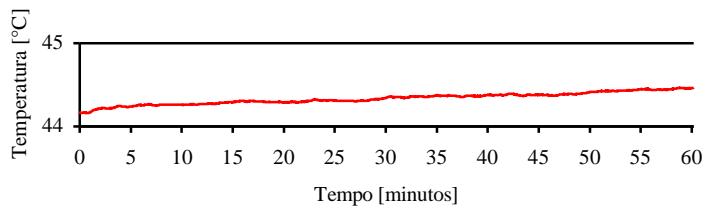
Pressão de sucção



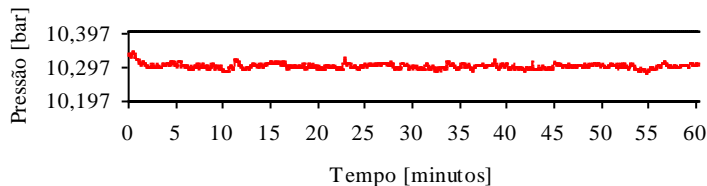
Temperatura de sucção



Temperatura do corpo do compressor



Pressão de descarga



Resultados de medição

Grandeza	Resultado base	Incerteza
Pressão de sucção [bar]	1,148	±0,001
	1,148	±0,001
Temperatura de sucção [°C]	31,80	±0,31
	31,80	±0,26
Temperatura do corpo do compressor [°C]	44,34	±0,34
	44,34	±0,29
Pressão de descarga [bar]	10,301	±0,002
	10,301	±0,002
Vazão mássica (F) [kg/h]	0,736	±0,058
	0,736	±0,057
Vazão mássica (M) [kg/h]	0,734	±0,005
	0,734	±0,004
Vazão mássica (S) [kg/h]	0,737	±0,004
	0,737	±0,003
Capacidade de refrigeração (F) [W]	35,345	±2,786
	35,345	±2,707
Capacidade de refrigeração (M) [W]	35,256	±0,221
	35,256	±0,187
Capacidade de refrigeração (S) [W]	35,373	±0,158
	35,373	±0,133
Potência elétrica ativa [W]	22,136	±0,365
	22,136	±0,306
COP (F) [W/W]	1,596	±0,129
	1,596	±0,125
COP (M) [W/W]	1,592	±0,028
	1,592	±0,026
COP (S) [W/W]	1,597	±0,027
	1,597	±0,024
Eficiência isentrópica (F) [W/W]	0,597	±0,048
	0,597	±0,047
Eficiência isentrópica (M) [W/W]	0,596	±0,011
	0,596	±0,010
Eficiência isentrópica (S) [W/W]	0,598	±0,010
	0,598	±0,009

probabilidade de abrangência: 95% | fator de abrangência: 1,96

Legenda:

(F) → Transmissor Flowmetrics

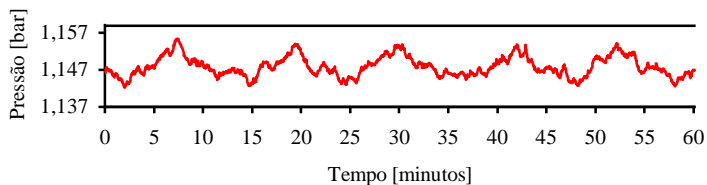
(M) → Transmissor Micromotion

(S) → Transmissor Siemens

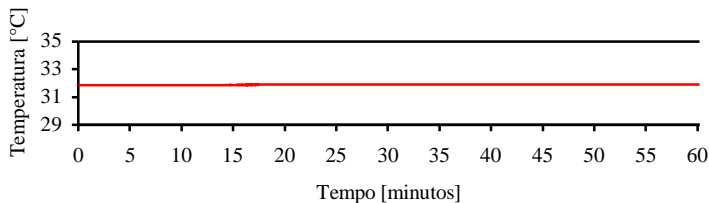
Linha em branco → Resultado de medição pelo GUM tradicional

Linha em cinza → Resultado de medição pelo GUM numérico

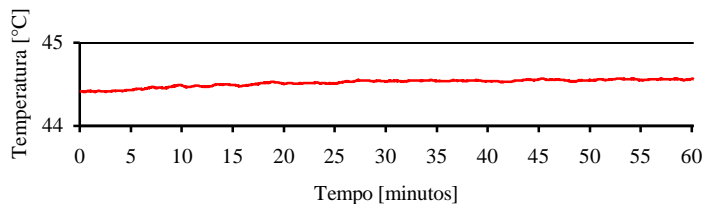
Pressão de sucção



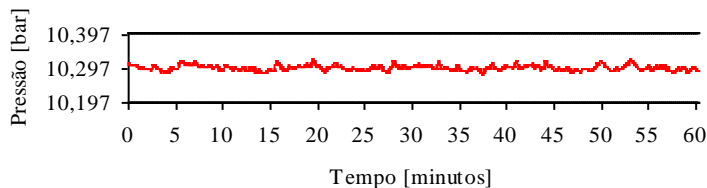
Temperatura de sucção



Temperatura do corpo do compressor



Pressão de descarga



Resultados de medição

Grandeza	Resultado base	Incerteza
Pressão de sucção [bar]	1,148	±0,001
	1,148	±0,001
Temperatura de sucção [°C]	31,90	±0,31
	31,90	±0,26
Temperatura do corpo do compressor [°C]	44,52	±0,34
	44,52	±0,28
Pressão de descarga [bar]	10,300	±0,002
	10,300	±0,002
Vazão mássica (F) [kg/h]	0,732	±0,058
	0,732	±0,056
Vazão mássica (M) [kg/h]	0,735	±0,005
	0,735	±0,004
Vazão mássica (S) [kg/h]	0,737	±0,004
	0,737	±0,003
Capacidade de refrigeração (F) [W]	35,193	±2,775
	35,193	±2,699
Capacidade de refrigeração (M) [W]	35,330	±0,222
	35,330	±0,188
Capacidade de refrigeração (S) [W]	35,396	±0,158
	35,396	±0,133
Potência elétrica ativa [W]	22,119	±0,365
	22,119	±0,306
COP (F) [W/W]	1,591	±0,129
	1,591	±0,125
COP (M) [W/W]	1,597	±0,028
	1,597	±0,026
COP (S) [W/W]	1,600	±0,028
	1,600	±0,024
Eficiência isentrópica (F) [W/W]	0,595	±0,048
	0,595	±0,047
Eficiência isentrópica (M) [W/W]	0,597	±0,011
	0,597	±0,010
Eficiência isentrópica (S) [W/W]	0,598	±0,011
	0,598	±0,009

probabilidade de abrangência: 95% | fator de abrangência: 1,96

Legenda:

(F) → Transmissor Flowmetrics

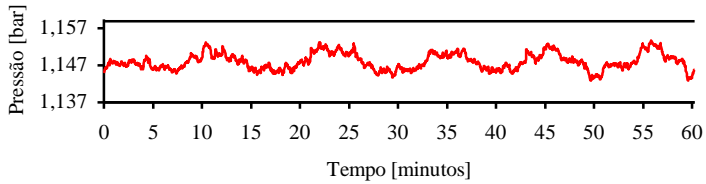
(M) → Transmissor Micromotion

(S) → Transmissor Siemens

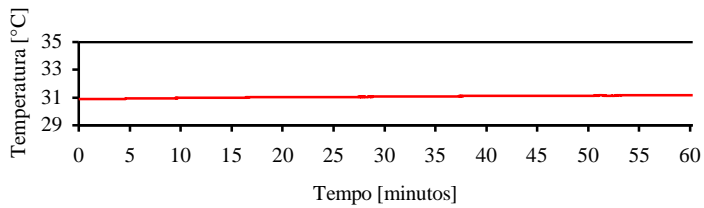
Linha em branco → Resultado de medição pelo GUM tradicional

Linha em cinza → Resultado de medição pelo GUM numérico

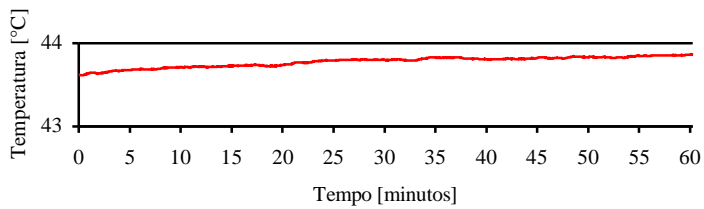
Pressão de sucção



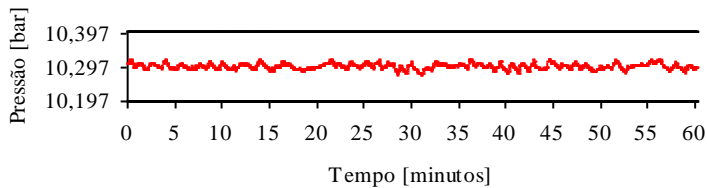
Temperatura de sucção



Temperatura do corpo do compressor



Pressão de descarga



Resultados de medição

Grandeza	Resultado base	Incerteza
Pressão de sucção [bar]	1,148	±0,001
	1,148	±0,001
Temperatura de sucção [°C]	31,06	±0,31
	31,06	±0,26
Temperatura do corpo do compressor [°C]	43,78	±0,34
	43,78	±0,28
Pressão de descarga [bar]	10,300	±0,003
	10,300	±0,002
Vazão mássica (F) [kg/h]	0,771	±0,061
	0,771	±0,059
Vazão mássica (M) [kg/h]	0,770	±0,005
	0,770	±0,004
Vazão mássica (S) [kg/h]	0,768	±0,004
	0,768	±0,003
Capacidade de refrigeração (F) [W]	36,797	±2,892
	36,797	±2,807
Capacidade de refrigeração (M) [W]	36,741	±0,230
	36,741	±0,195
Capacidade de refrigeração (S) [W]	36,622	±0,152
	36,622	±0,128
Potência elétrica ativa [W]	22,671	±0,366
	22,671	±0,306
COP (F) [W/W]	1,618	±0,130
	1,618	±0,127
COP (M) [W/W]	1,615	±0,028
	1,615	±0,026
COP (S) [W/W]	1,610	±0,027
	1,610	±0,024
Eficiência isentrópica (F) [W/W]	0,609	±0,049
	0,609	±0,048
Eficiência isentrópica (M) [W/W]	0,609	±0,011
	0,609	±0,010
Eficiência isentrópica (S) [W/W]	0,607	±0,011
	0,607	±0,009

probabilidade de abrangência: 95% | fator de abrangência: 1,96

Legenda:

(F) → Transmissor Flowmetrics

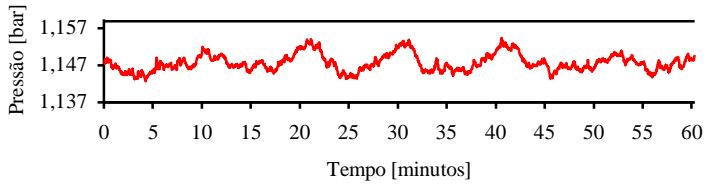
(M) → Transmissor Micromotion

(S) → Transmissor Siemens

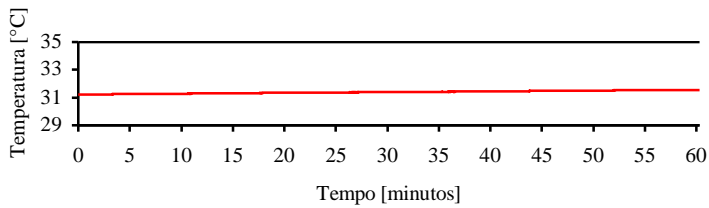
Linha em branco → Resultado de medição pelo GUM tradicional

Linha em cinza → Resultado de medição pelo GUM numérico

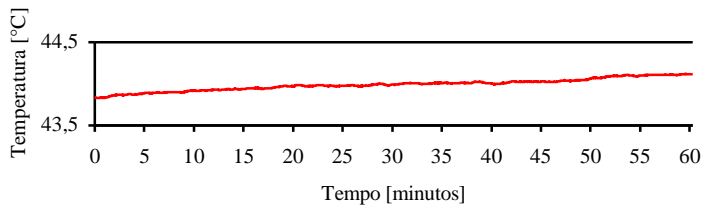
Pressão de sucção



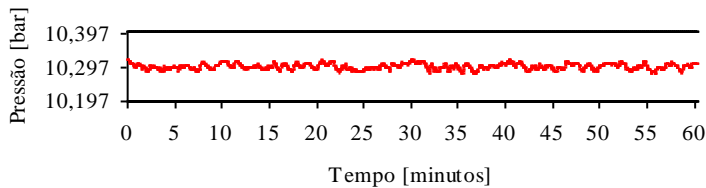
Temperatura de sucção



Temperatura do corpo do compressor



Pressão de descarga



Resultados de medição

Grandeza	Resultado base	Incerteza
Pressão de sucção [bar]	1,148	±0,001
	1,148	±0,001
Temperatura de sucção [°C]	31,39	±0,31
	31,39	±0,26
Temperatura do corpo do compressor [°C]	43,99	±0,34
	43,99	±0,28
Pressão de descarga [bar]	10,300	±0,002
	10,300	±0,002
Vazão mássica (F) [kg/h]	0,769	±0,060
	0,769	±0,059
Vazão mássica (M) [kg/h]	0,768	±0,005
	0,768	±0,004
Vazão mássica (S) [kg/h]	0,765	±0,003
	0,765	±0,003
Capacidade de refrigeração (F) [W]	36,807	±2,893
	36,807	±2,806
Capacidade de refrigeração (M) [W]	36,750	±0,230
	36,750	±0,195
Capacidade de refrigeração (S) [W]	36,620	±0,153
	36,620	±0,129
Potência elétrica ativa [W]	22,643	±0,365
	22,643	±0,306
COP (F) [W/W]	1,622	±0,131
	1,622	±0,127
COP (M) [W/W]	1,620	±0,028
	1,620	±0,026
COP (S) [W/W]	1,614	±0,027
	1,614	±0,024
Eficiência isentrópica (F) [W/W]	0,609	±0,049
	0,609	±0,048
Eficiência isentrópica (M) [W/W]	0,608	±0,011
	0,608	±0,010
Eficiência isentrópica (S) [W/W]	0,606	±0,010
	0,606	±0,009

probabilidade de abrangência: 95% | fator de abrangência: 1,96

Legenda:

(F) → Transmissor Flowmetrics

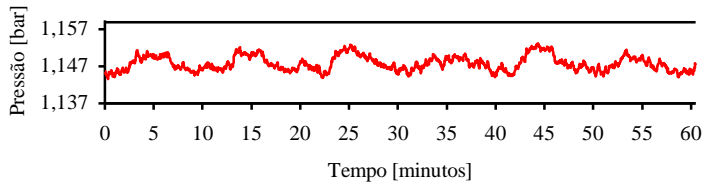
(M) → Transmissor Micromotion

(S) → Transmissor Siemens

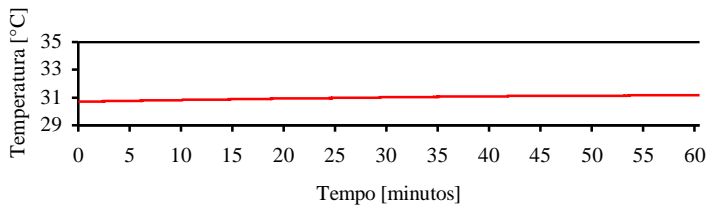
Linha em branco → Resultado de medição pelo GUM tradicional

Linha em cinza → Resultado de medição pelo GUM numérico

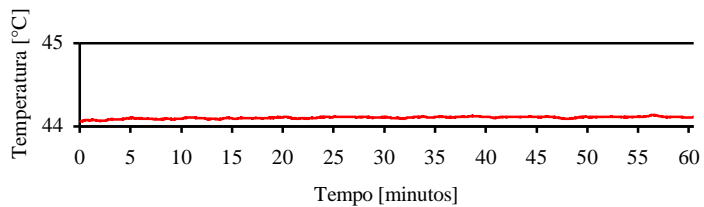
Pressão de sucção



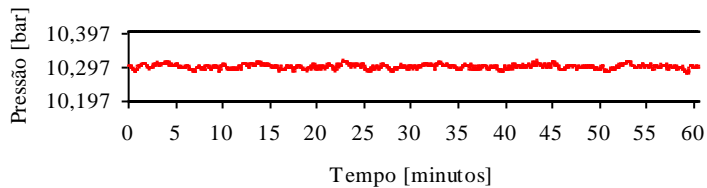
Temperatura de sucção



Temperatura do corpo do compressor



Pressão de descarga



Resultados de medição

Grandeza	Resultado base	Incerteza
Pressão de sucção [bar]	1,148	±0,001
	1,148	±0,001
Temperatura de sucção [°C]	30,99	±0,31
	30,99	±0,26
Temperatura do corpo do compressor [°C]	44,11	±0,33
	44,11	±0,28
Pressão de descarga [bar]	10,300	±0,002
	10,300	±0,002
Vazão mássica (F) [kg/h]	0,779	±0,061
	0,779	±0,059
Vazão mássica (M) [kg/h]	0,804	±0,005
	0,804	±0,005
Vazão mássica (S) [kg/h]	0,804	±0,003
	0,804	±0,003
Capacidade de refrigeração (F) [W]	37,156	±2,920
	37,156	±2,834
Capacidade de refrigeração (M) [W]	38,326	±0,240
	38,326	±0,203
Capacidade de refrigeração (S) [W]	38,352	±0,145
	38,352	±0,122
Potência elétrica ativa [W]	23,412	±0,367
	23,412	±0,307
COP (F) [W/W]	1,582	±0,127
	1,582	±0,124
COP (M) [W/W]	1,631	±0,028
	1,631	±0,025
COP (S) [W/W]	1,633	±0,027
	1,633	±0,023
Eficiência isentrópica (F) [W/W]	0,596	±0,048
	0,596	±0,047
Eficiência isentrópica (M) [W/W]	0,615	±0,010
	0,615	±0,010
Eficiência isentrópica (S) [W/W]	0,615	±0,010
	0,615	±0,009

probabilidade de abrangência: 95% | fator de abrangência: 1,96

Legenda:

(F) → Transmissor Flowmetrics

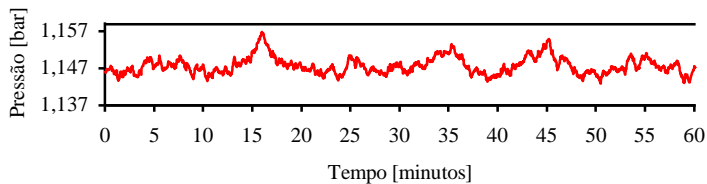
(M) → Transmissor Micromotion

(S) → Transmissor Siemens

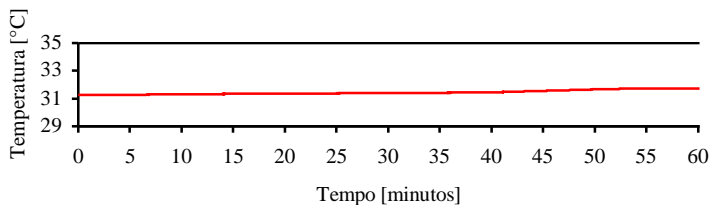
Linha em branco → Resultado de medição pelo GUM tradicional

Linha em cinza → Resultado de medição pelo GUM numérico

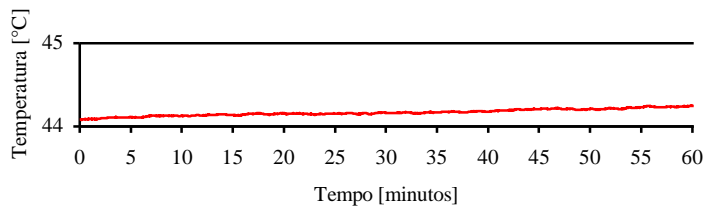
Pressão de sucção



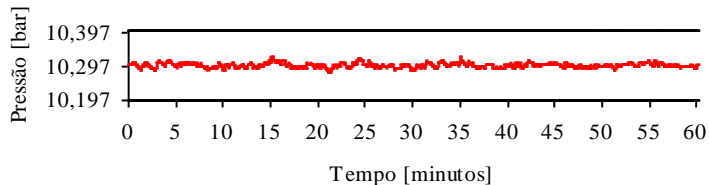
Temperatura de sucção



Temperatura do corpo do compressor



Pressão de descarga



Resultados de medição

Grandeza	Resultado base	Incerteza
Pressão de sucção [bar]	1,148	±0,001
	1,148	±0,001
Temperatura de sucção [°C]	31,44	±0,31
	31,44	±0,26
Temperatura do corpo do compressor [°C]	44,17	±0,34
	44,17	±0,29
Pressão de descarga [bar]	10,301	±0,003
	10,301	±0,002
Vazão mássica (F) [kg/h]	0,806	±0,064
	0,806	±0,061
Vazão mássica (M) [kg/h]	0,812	±0,005
	0,812	±0,004
Vazão mássica (S) [kg/h]	0,811	±0,003
	0,811	±0,002
Capacidade de refrigeração (F) [W]	38,573	±3,029
	38,573	±2,932
Capacidade de refrigeração (M) [W]	38,883	±0,244
	38,883	±0,207
Capacidade de refrigeração (S) [W]	38,836	±0,145
	38,836	±0,123
Potência elétrica ativa [W]	23,581	±0,367
	23,581	±0,307
COP (F) [W/W]	1,633	±0,131
	1,633	±0,127
COP (M) [W/W]	1,646	±0,028
	1,646	±0,025
COP (S) [W/W]	1,644	±0,026
	1,644	±0,023
Eficiência isentrópica (F) [W/W]	0,613	±0,049
	0,613	±0,048
Eficiência isentrópica (M) [W/W]	0,618	±0,010
	0,618	±0,010
Eficiência isentrópica (S) [W/W]	0,617	±0,010
	0,617	±0,009

probabilidade de abrangência: 95% | fator de abrangência: 1,96

Legenda:

(F) → Transmissor Flowmetrics

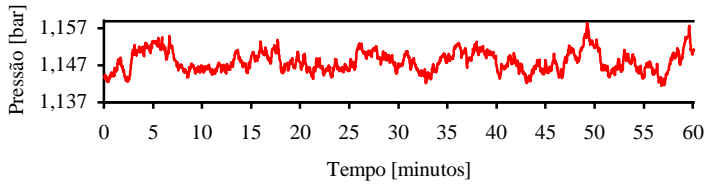
(M) → Transmissor Micromotion

(S) → Transmissor Siemens

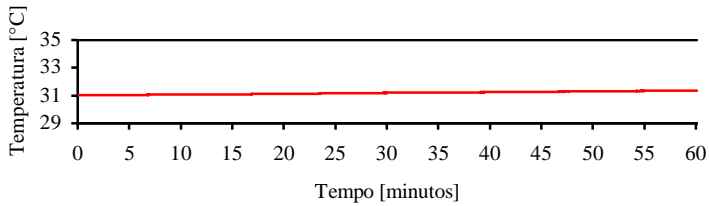
Linha em branco → Resultado de medição pelo GUM tradicional

Linha em cinza → Resultado de medição pelo GUM numérico

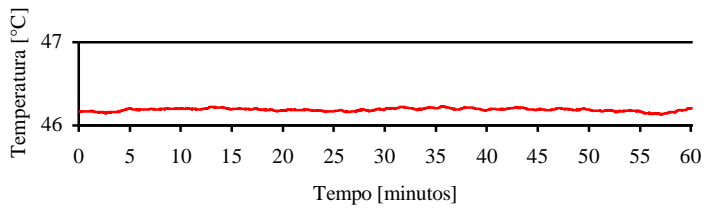
Pressão de sucção



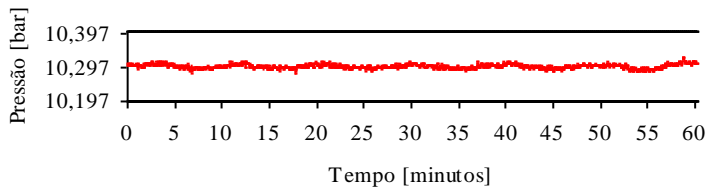
Temperatura de sucção



Temperatura do corpo do compressor



Pressão de descarga



Resultados de medição

Grandeza	Resultado base	Incerteza
Pressão de sucção [bar]	1,148	±0,001
	1,148	±0,001
Temperatura de sucção [°C]	31,18	±0,31
	31,18	±0,26
Temperatura do corpo do compressor [°C]	46,19	±0,34
	46,19	±0,29
Pressão de descarga [bar]	10,300	±0,003
	10,300	±0,002
Vazão mássica (F) [kg/h]	0,929	±0,074
	0,929	±0,070
Vazão mássica (M) [kg/h]	0,934	±0,006
	0,934	±0,005
Vazão mássica (S) [kg/h]	0,932	±0,003
	0,932	±0,002
Capacidade de refrigeração (F) [W]	44,380	±3,506
	44,380	±3,351
Capacidade de refrigeração (M) [W]	44,606	±0,279
	44,606	±0,236
Capacidade de refrigeração (S) [W]	44,511	±0,129
	44,511	±0,109
Potência elétrica ativa [W]	26,032	±0,370
	26,032	±0,309
COP (F) [W/W]	1,700	±0,137
	1,700	±0,131
COP (M) [W/W]	1,709	±0,027
	1,709	±0,025
COP (S) [W/W]	1,705	±0,025
	1,705	±0,022
Eficiência isentrópica (F) [W/W]	0,640	±0,052
	0,640	±0,050
Eficiência isentrópica (M) [W/W]	0,643	±0,010
	0,643	±0,009
Eficiência isentrópica (S) [W/W]	0,642	±0,010
	0,642	±0,009

probabilidade de abrangência: 95% | fator de abrangência: 1,96

Legenda:

(F) → Transmissor Flowmetrics

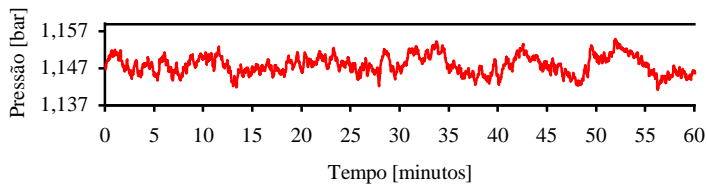
(M) → Transmissor Micromotion

(S) → Transmissor Siemens

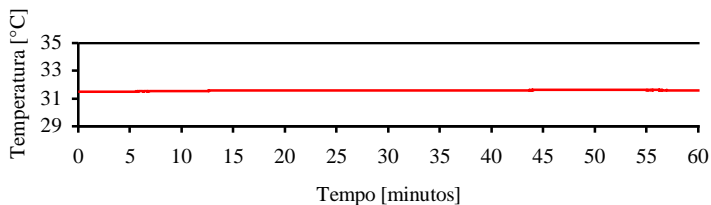
Linha em branco → Resultado de medição pelo GUM tradicional

Linha em cinza → Resultado de medição pelo GUM numérico

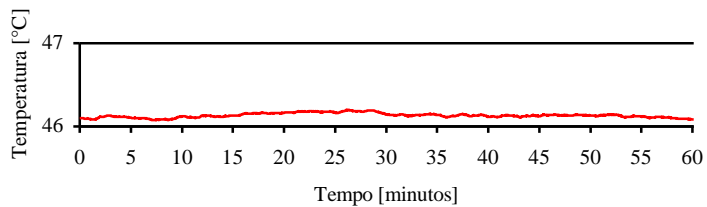
Pressão de sucção



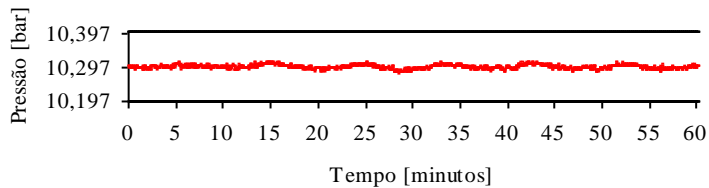
Temperatura de sucção



Temperatura do corpo do compressor



Pressão de descarga



Resultados de medição

Grandeza	Resultado base	Incerteza
Pressão de sucção [bar]	1,148	±0,001
	1,148	±0,001
Temperatura de sucção [°C]	31,58	±0,31
	31,58	±0,26
Temperatura do corpo do compressor [°C]	46,13	±0,34
	46,13	±0,29
Pressão de descarga [bar]	10,300	±0,002
	10,300	±0,002
Vazão mássica (F) [kg/h]	0,928	±0,074
	0,928	±0,071
Vazão mássica (M) [kg/h]	0,922	±0,006
	0,922	±0,005
Vazão mássica (S) [kg/h]	0,920	±0,003
	0,920	±0,002
Capacidade de refrigeração (F) [W]	44,502	±3,515
	44,502	±3,364
Capacidade de refrigeração (M) [W]	44,184	±0,276
	44,184	±0,233
Capacidade de refrigeração (S) [W]	44,091	±0,131
	44,091	±0,111
Potência elétrica ativa [W]	25,818	±0,369
	25,818	±0,310
COP (F) [W/W]	1,721	±0,138
	1,721	±0,133
COP (M) [W/W]	1,709	±0,027
	1,709	±0,025
COP (S) [W/W]	1,705	±0,025
	1,705	±0,022
Eficiência isentrópica (F) [W/W]	0,645	±0,052
	0,645	±0,050
Eficiência isentrópica (M) [W/W]	0,641	±0,010
	0,641	±0,009
Eficiência isentrópica (S) [W/W]	0,640	±0,010
	0,640	±0,009

probabilidade de abrangência: 95% | fator de abrangência: 1,96

Legenda:

(F) → Transmissor Flowmetrics

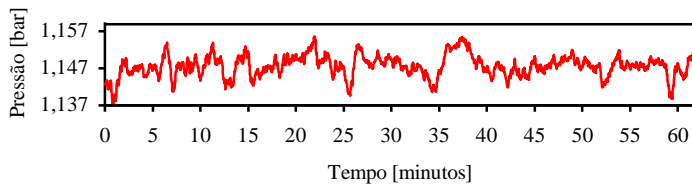
(M) → Transmissor Micromotion

(S) → Transmissor Siemens

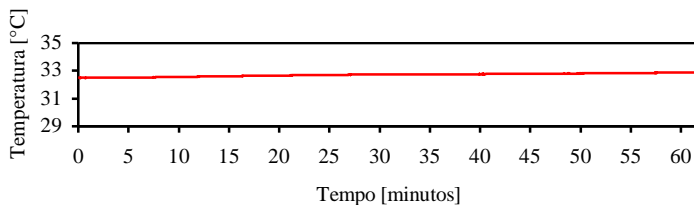
Linha em branco → Resultado de medição pelo GUM tradicional

Linha em cinza → Resultado de medição pelo GUM numérico

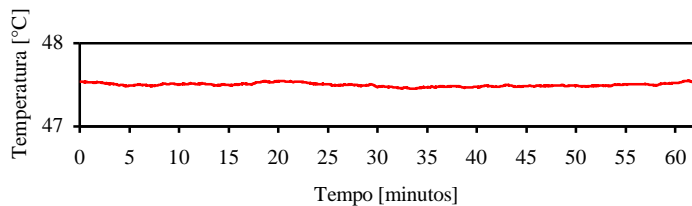
Pressão de sucção



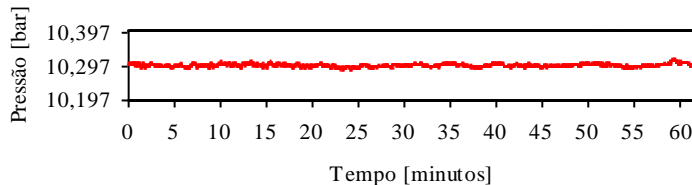
Temperatura de sucção



Temperatura do corpo do compressor



Pressão de descarga



Resultados de medição

Grandeza	Resultado base	Incerteza
Pressão de sucção [bar]	1,148	±0,001
	1,148	±0,001
Temperatura de sucção [°C]	32,70	±0,31
	32,70	±0,26
Temperatura do corpo do compressor [°C]	47,50	±0,35
	47,50	±0,29
Pressão de descarga [bar]	10,301	±0,003
	10,301	±0,002
Vazão mássica (F) [kg/h]	1,074	±0,086
	1,074	±0,081
Vazão mássica (M) [kg/h]	1,053	±0,007
	1,053	±0,005
Vazão mássica (S) [kg/h]	1,052	±0,003
	1,052	±0,002
Capacidade de refrigeração (F) [W]	51,982	±4,171
	51,982	±3,924
Capacidade de refrigeração (M) [W]	50,981	±0,319
	50,981	±0,267
Capacidade de refrigeração (S) [W]	50,913	±0,118
	50,913	±0,101
Potência elétrica ativa [W]	28,803	±0,372
	28,803	±0,314
COP (F) [W/W]	1,810	±0,147
	1,810	±0,139
COP (M) [W/W]	1,775	±0,026
	1,775	±0,024
COP (S) [W/W]	1,773	±0,024
	1,773	±0,020
Eficiência isentrópica (F) [W/W]	0,672	±0,055
	0,672	±0,052
Eficiência isentrópica (M) [W/W]	0,659	±0,010
	0,659	±0,009
Eficiência isentrópica (S) [W/W]	0,658	±0,009
	0,658	±0,008

probabilidade de abrangência: 95% | fator de abrangência: 1,96

Legenda:

(F) → Transmissor Flowmetrics

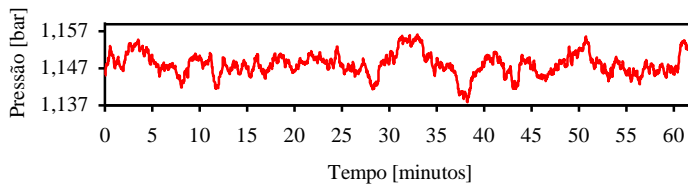
(M) → Transmissor Micromotion

(S) → Transmissor Siemens

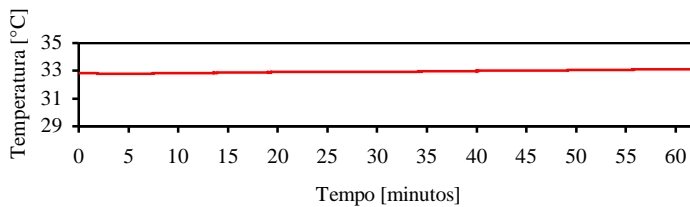
Linha em branco → Resultado de medição pelo GUM tradicional

Linha em cinza → Resultado de medição pelo GUM numérico

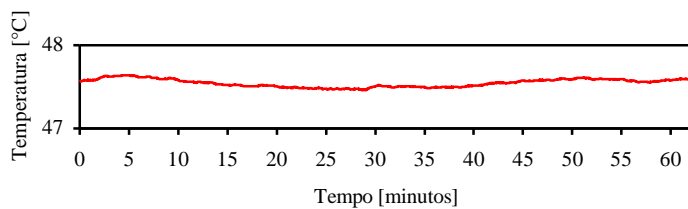
Pressão de sucção



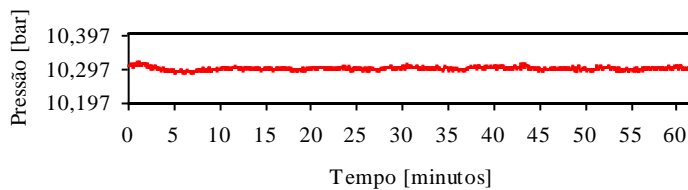
Temperatura de sucção



Temperatura do corpo do compressor



Pressão de descarga



Resultados de medição

Grandeza	Resultado base	Incerteza
Pressão de sucção [bar]	1,148	±0,001
	1,148	±0,001
Temperatura de sucção [°C]	32,94	±0,31
	32,94	±0,26
Temperatura do corpo do compressor [°C]	47,55	±0,34
	47,55	±0,29
Pressão de descarga [bar]	10,300	±0,002
	10,300	±0,002
Vazão mássica (F) [kg/h]	1,077	±0,086
	1,077	±0,082
Vazão mássica (M) [kg/h]	1,056	±0,006
	1,056	±0,006
Vazão mássica (S) [kg/h]	1,055	±0,003
	1,055	±0,002
Capacidade de refrigeração (F) [W]	52,217	±4,190
	52,217	±3,944
Capacidade de refrigeração (M) [W]	51,216	±0,320
	51,216	±0,270
Capacidade de refrigeração (S) [W]	51,155	±0,119
	51,155	±0,103
Potência elétrica ativa [W]	28,897	±0,374
	28,897	±0,313
COP (F) [W/W]	1,813	±0,147
	1,813	±0,139
COP (M) [W/W]	1,778	±0,026
	1,778	±0,024
COP (S) [W/W]	1,776	±0,024
	1,776	±0,020
Eficiência isentrópica (F) [W/W]	0,672	±0,055
	0,672	±0,052
Eficiência isentrópica (M) [W/W]	0,659	±0,010
	0,659	±0,009
Eficiência isentrópica (S) [W/W]	0,658	±0,010
	0,658	±0,008

probabilidade de abrangência: 95% | fator de abrangência: 1,96

Legenda:

(F) → Transmissor Flowmetrics

(M) → Transmissor Micromotion

(S) → Transmissor Siemens

Linha em branco → Resultado de medição pelo GUM tradicional

Linha em cinza → Resultado de medição pelo GUM numérico

APÊNCIDE B – MEMORIAL DE CÁLCULO

Aqui são apresentados, para uma condição de ensaio (ponto 8 do 3º ciclo de ensaio), os cálculos efetuados para a análise de incerteza pelo método tradicional das grandezas de interesse. O mesmo procedimento aplica-se às demais condições. Antes, são descritas as equações utilizadas (GUM, 2008).

A incerteza padrão combinada $u_c(\omega)$ de uma grandeza ω que tem a contribuição de n estímulos é estimada por:

$$u_c^2(\omega) = \sum_{i=1}^n u_i^2(\omega) + 2 \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{k=i+1}^n r(\omega_i; \omega_k) \times u_i(\omega) \times u_k(\omega) \quad (27)$$

Cada contribuição $u_i(\omega)$ obtém-se de:

$$u_i(\omega) = Z_i(\omega) \quad (28)$$

onde $Z_i(\omega)$ é calculado pela aproximação expressa do seguinte modo:

$$Z_i(\omega) = \frac{1}{2} [f(x + u(x)) - f(x - u(x))] \quad (29)$$

Nesta expressão, $f(\omega)$ representa a função de medição da grandeza ω e x cada um dos n estímulos sofrendo variações de sua incerteza padrão $u(x)$, enquanto os demais permanecem invariáveis. A incerteza padrão de cada estímulo, com uma confiabilidade de 68,3%, é estimada pela expressão de seguinte forma:

$$u(x) = \sqrt{u^2(\text{tipo}_A) + u^2(\text{tipo}_B)} \quad (30)$$

O resultado completo de medição da grandeza ω é expresso da seguinte forma:

$$\omega = (\omega_{\text{médio}} \pm U(\omega)) \text{ unidades de medida} \quad (31)$$

onde $U(\omega)$ é a incerteza expandida obtida por:

$$U(\omega) = t \times u_c(\omega) \quad (32)$$

em que t é o fator de abrangência, determinado na tabela de Student, com o tamanho efetivo da amostra $n_{\text{eff}} = v_{\text{eff}} - 1$, e a correspondente confiabilidade. O número efetivo de graus de liberdade é determinado por:

$$v_{\text{eff}} = \frac{u_c^4(\omega)}{\sum_{j=1}^n \frac{u_j^4(x)}{v_j}} \quad (33)$$

onde v_j é o número de graus de liberdade com o qual cada parcela $u_j(x)$ foi determinada.

As estimativas de entrada (n estímulos) são classificadas como estatisticamente independentes ou não correlacionadas.

As grandezas e suas respectivas incertezas são:

- Pressão de sucção:

pressão de sucção_{média} = 1,148 bar

$u_p(\text{tipo}_A) = \text{desvio padrão}/\sqrt{\text{amostras}} = 6E-05 \text{ bar}$

$u_p(\text{tipo}_B) = \text{erro máximo}/\sqrt{3} = 7E-04/\sqrt{3} = 4E-04 \text{ bar}$

$u_{pc}(\text{pressão de sucção}) = \sqrt{6E-05^2 + 4E-04^2} = 4E-04 \text{ bar}$

$U_{95\%}(\text{pressão de sucção}) = 1,96 \times 4E-04 = 0,001 \text{ bar}$

pressão de sucção = (1,148±0,001) bar

- Temperatura de sucção:

temperatura de sucção_{média} = 32,94 °C

$u_p(\text{tipo}_A) = \text{desvio padrão}/\sqrt{\text{amostras}} = 2E-03 \text{ °C}$

$u_p(\text{tipo}_B) = (0,21 + 0,002 \times \text{temperatura de sucção}_{\text{média}})/\sqrt{3}$
 $= 0,28/\sqrt{3} = 0,16 \text{ °C}$

$u_{pc}(\text{temperatura de sucção}) = \sqrt{2E-03^2 + 0,16^2} = 0,16 \text{ °C}$

$U_{95\%}(\text{temperatura de sucção}) = 1,96 \times 0,16 = 0,31 \text{ °C}$

temperatura de sucção = (32,94±0,31) °C

- Temperatura do corpo do compressor:

temperatura do corpo do compressor_{média} = 47,55 °C

$u_p(\text{tipo}_A) = \text{desvio padrão}/\sqrt{\text{amostras}} = 9,8E-04 \text{ °C}$

$u_p(\text{tipo}_B) = (0,21 + 0,002 \times \text{temperatura de sucção}_{\text{média}})/\sqrt{3}$
 $= 0,31/\sqrt{3} = 0,18 \text{ °C}$

$u_{pc}(\text{temperatura de sucção}) = \sqrt{9,8E-04^2 + 0,18^2} = 0,18 \text{ °C}$

$U_{95\%}(\text{temperatura de sucção}) = 1,96 \times 0,18 = 0,34 \text{ °C}$

temperatura do corpo do compressor = (32,94±0,34) °C

- Pressão de descarga:

pressão de descarga_{média} = 10,300 bar

$u_p(\text{tipo}_A) = \text{desvio padrão}/\sqrt{\text{amostras}} = 1E-04 \text{ bar}$

$u_p(\text{tipo}_B) = \text{erro máximo}/\sqrt{3} = 0,0020/\sqrt{3} = 0,001 \text{ bar}$

$u_{pc}(\text{pressão de descarga}) = \sqrt{1E-04^2 + 0,001^2} = 0,001 \text{ bar}$

$U_{95\%}(\text{pressão de descarga}) = 1,96 \times 0,001 = 0,002 \text{ bar}$

pressão de descarga = (10,300±0,002) bar

- Vazão mássica (Flowmetrics)

vazão mássica = a × frequência_{média} + b

$$\text{frequência}_{\text{média}} = 190,760 \text{ Hz}$$

$$\text{vazão mássica} = 0,003800 \times \text{frequência}_{\text{média}} + 0,345 = 1,077 \text{ kg/h}$$

$$u_p(\text{tipo}_A) = \text{desvio padrão}/\sqrt{\text{amostras}} = 0,060 \text{ Hz}$$

$$u_p(\text{tipo}_B) = \text{erro máximo}/\sqrt{3} =$$

$$(3,174 + 0,002 \times \text{frequência}_{\text{média}})/\sqrt{3} = 2,052 \text{ Hz}$$

$$u_{pc}(\text{frequência}) = \sqrt{0,060^2 + 2,052^2} = 2,053 \text{ Hz}$$

$$\text{erro máximo coeficiente a} \rightarrow u_{pc}(a) = 2\text{E-}04 \text{ kg/h} \times \text{Hz}^{-1}$$

$$\text{erro máximo coeficiente b} \rightarrow u_{pc}(b) = 0,020 \text{ kg/h}$$

$$Z_1(a) =$$

$$\frac{1}{2} [((0,0038 + 2\text{E-}04) \times 190,760 + 0,3456)$$

$$- ((0,0038 - 2\text{E-}04) \times 190,760 + 0,3456)] = 0,038$$

$$Z_2(\text{frequência}) =$$

$$\frac{1}{2} [((0,0038 \times (190,760 + 2,053) + 0,3456))$$

$$- (0,0038 \times (190,760 - 2,053) + 0,3456)] = 0,008$$

$$Z_3(b) =$$

$$\frac{1}{2} [((0,0038 \times 190,760 + (0,3456 + 0,020))$$

$$- (0,0038 \times 190,760 + (0,3456 - 0,020)))] = 0,020$$

$$u_{pc}(\text{vazão mássica}) = \sqrt{0,038^2 + 0,008^2 + 0,020^2} = 0,044 \text{ kg/h}$$

$$0,044^4$$

$$V_{\text{eff}} = \frac{0,038^4/2399 + 0,014^4/\infty + 0,020^4/2399}{0,044^4}$$

$$= 4005 \rightarrow t = 1,96$$

$$U_{95\%}(\text{vazão mássica}) = 1,96 \times 0,044 = 0,086 \text{ kg/h}$$

$$\text{vazão mássica} = (1,077 \pm 0,086) \text{ kg/h}$$

- Vazão mássica (Micromotion)

$$\text{vazão mássica}_{\text{média}} = 1,056 \text{ kg/h}$$

$$u_p(\text{tipo}_A) = \text{desvio padrão}/\sqrt{\text{amostras}} = 3\text{E-}04 \text{ kg/h}$$

$$u_p(\text{tipo}_B) = \text{erro máximo}/\sqrt{3} = 0,006/\sqrt{3} = 0,003 \text{ kg/h}$$

$$u_{pc}(\text{vazão mássica}) = \sqrt{3\text{E-}04^2 + 0,003^2} = 0,003 \text{ kg/h}$$

$$U_{95\%}(\text{vazão mássica}) = 1,96 \times 0,003 = 0,006 \text{ kg/h}$$

$$\text{vazão mássica} = (1,056 \pm 0,006) \text{ kg/h}$$

- Vazão mássica (Siemens)

$$\text{vazão mássica}_{\text{média}} = 1,055 \text{ kg/h}$$

$$u_p(\text{tipo}_A) = \text{desvio padrão} / \sqrt{\text{amostras}} = 2\text{E-}04 \text{ kg/h}$$

$$u_p(\text{tipo}_B) = \text{erro máximo} / \sqrt{3} = 0,003 / \sqrt{3} = 0,002 \text{ kg/h}$$

$$u_{pc}(\text{vazão mássica}) = \sqrt{2\text{E-}04^2 + 0,002^2} = 0,002 \text{ kg/h}$$

$$U_{95\%}(\text{vazão mássica}) = 1,96 \times 0,002 = 0,003 \text{ kg/h}$$

$$\text{vazão mássica} = (1,055 \pm 0,003) \text{ kg/h}$$

- Capacidade de refrigeração (Flowmetrics)

$$\text{capacidade de refrigeração}_{\text{média}} = 52,217 \text{ W}$$

$$\text{vazão mássica}_{\text{média}} = 1,077 \text{ kg/h} = 3\text{E-}04 \text{ kg/s}$$

$$u_p(\text{vazão mássica}) = 0,044 \text{ kg/h} = 1,22\text{E-}05 \text{ kg/s}$$

$$\text{volume específico}_{\text{média}} = 0,213 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$u_p(\text{volume específico}) = 1\text{E-}05 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{entalpia}_{\text{média}} = 257,141 \text{ kJ/kg} = 257141 \text{ J/kg}$$

$$u_p(\text{entalpia}) = 5\text{E-}05 \text{ kJ/kg} = 5\text{E-}02 \text{ J/kg}$$

$$Z_1(\text{vazão mássica}) =$$

$$\frac{1}{2} \left[\left((3\text{E-}04 + 1,22\text{E-}05) \times \frac{0,213}{0,212} \times (430290 - 257141) \right) - \left((3\text{E-}04 - 1,22\text{E-}05) \times \frac{0,213}{0,212} \times (430290 - 257141) \right) \right]$$

$$= 2,138$$

$$Z_2(\text{volume específico}) =$$

$$\frac{1}{2} \left[\left((3\text{E-}04) \times \frac{(0,213 + 1\text{E-}05)}{0,212} \times (430290 - 257141) \right) - \left((3\text{E-}04) \times \frac{(0,213 - 1\text{E-}05)}{0,212} \times (430290 - 257141) \right) \right]$$

$$= 2,45\text{E-}03$$

$$Z_3(\text{entalpia}) =$$

$$\frac{1}{2} \left[\left((3\text{E-}04) \times \frac{0,213}{0,212} \times (430290 - (257141 + 5\text{E-}02)) \right) - \left((3\text{E-}04) \times \frac{0,213}{0,212} \times (430290 - (257141 - 5\text{E-}02)) \right) \right]$$

$$= -1,47\text{E-}05$$

$$u_{pc}(\text{capacidade de refrigeração}) =$$

$$\sqrt{2,138^2 + 2,45E-03^2 + (-1,47E-05)^2} = 2,138 \text{ W}$$

$$V_{\text{eff}} = \frac{2,138^4}{2,138^4/2399 + 2,45E-03^4/2399 + (-1,47E-05)^4/2399}$$

$$= 2399 \rightarrow t = 1,96$$

$$U_{95\%}(\text{capacidade de refrigeração}) = 1,96 \times 2,138 = 4,190 \text{ W}$$

$$\text{capacidade de refrigeração} = (52,217 \pm 4,190) \text{ W}$$

- Capacidade de refrigeração (Micromotion)

$$\text{capacidade de refrigeração}_{\text{média}} = 51,216 \text{ W}$$

$$\text{vazão mássica}_{\text{média}} = 1,056 \text{ kg/h} = 2,93E-04 \text{ kg/s}$$

$$u_p(\text{vazão mássica}) = 0,003 \text{ kg/h} = 8,33E-07 \text{ kg/s}$$

$$\text{volume específico}_{\text{média}} = 0,213 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$u_p(\text{volume específico}) = 1E-05 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{entalpia}_{\text{média}} = 257,141 \text{ kJ/kg} = 257141 \text{ J/kg}$$

$$u_p(\text{entalpia}) = 5E-05 \text{ kJ/kg} = 5E-02 \text{ J/kg}$$

$$Z_1(\text{vazão mássica}) =$$

$$\frac{1}{2} \left[\left((2,93E-04 + 8,33E-07) \times \frac{0,213}{0,212} \times (430290 - 257141) \right) \right. \\ \left. - \left((2,93E-04 - 8,33E-07) \times \frac{0,213}{0,212} \times (430290 - 257141) \right) \right]$$

$$= 0,163$$

$$Z_2(\text{volume específico}) =$$

$$\frac{1}{2} \left[\left((2,93E-04) \times \frac{(0,213 + 1E-05)}{0,212} \times (430290 - 257141) \right) \right. \\ \left. - \left((2,93E-04) \times \frac{(0,213 - 1E-05)}{0,212} \times (430290 - 257141) \right) \right]$$

$$= 2,45E-03$$

$$Z_3(\text{entalpia}) =$$

$$\frac{1}{2} \left[\left((2,93E-04) \times \frac{0,213}{0,212} \times (430290 - (257141 + 5E-02)) \right) \right. \\ \left. - \left((2,93E-04) \times \frac{0,213}{0,212} \times (430290 - (257141 - 5E-02)) \right) \right]$$

$$= -1,47E-05$$

$$u_{\text{pc}}(\text{capacidade de refrigeração}) =$$

$$\sqrt{0,163^2 + 2,45E-03^2 + (-1,47E-05)^2} = 0,163 \text{ W}$$

$$V_{\text{eff}} = \frac{0,163^4}{0,163^4/2399 + 2,45E-03^4/2399 + (-1,47E-05)^4/2399}$$

$$= 2399 \rightarrow t = 1,96$$

$$U_{95\%}(\text{capacidade de refrigeração}) = 1,96 \times 0,163 = 0,320 \text{ W}$$

capacidade de refrigeração = (51,216 ± 0,320) W

- Capacidade de refrigeração (Siemens)

$$\text{capacidade de refrigeração}_{\text{média}} = 51,155 \text{ W}$$

$$\text{vazão mássica}_{\text{média}} = 1,055 \text{ kg/h} = 2,93E-04 \text{ kg/s}$$

$$u_p(\text{vazão mássica}) = 0,002 \text{ kg/h} = 5,55E-07 \text{ kg/s}$$

$$\text{volume específico}_{\text{média}} = 0,213 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$u_p(\text{volume específico}) = 1E-05 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{entalpia}_{\text{média}} = 257,141 \text{ kJ/kg} = 257141 \text{ J/kg}$$

$$u_p(\text{entalpia}) = 5E-05 \text{ kJ/kg} = 5E-02 \text{ J/kg}$$

$$Z_1(\text{vazão mássica}) =$$

$$\frac{1}{2} \left[\left((2,93E-04 + 5,55E-07) \times \frac{0,213}{0,212} \times (430290 - 257141) \right) \right. \\ \left. - \left((2,93E-04 - 5,55E-07) \times \frac{0,213}{0,212} \times (430290 - 257141) \right) \right]$$

$$= 0,097$$

$$Z_2(\text{volume específico}) =$$

$$\frac{1}{2} \left[\left(2,93E-04 \times \frac{(0,213 + 1E-05)}{0,212} \times (430290 - 257141) \right) \right. \\ \left. - \left(2,93E-04 \times \frac{(0,213 - 1E-05)}{0,212} \times (430290 - 257141) \right) \right]$$

$$= 2,45E-03$$

$$Z_3(\text{entalpia}) =$$

$$\frac{1}{2} \left[\left((2,93E-04) \times \frac{0,213}{0,212} \times (430290 - (257141 + 5E-02)) \right) \right. \\ \left. - \left((2,93E-04) \times \frac{0,213}{0,212} \times (430290 - (257141 - 5E-02)) \right) \right]$$

$$= -1,47E-05$$

$$u_{pc}(\text{capacidade de refrigeração}) =$$

$$\sqrt{0,097^2 + 2,45E-03^2 + (-1,47E-05)^2} = 0,097 \text{ W}$$

$$V_{\text{eff}} = \frac{0,097^4}{0,097^4/2399 + 2,45\text{E-}03^4/2399 + (-1,47\text{E-}05)^4/2399}$$

$$= 2399 \rightarrow t = 1,96$$

$$U_{95\%}(\text{capacidade de refrigeração}) = 1,96 \times 0,097 = 0,119 \text{ W}$$

$$\text{capacidade de refrigeração} = (51,155 \pm 0,119) \text{ W}$$

- Potência elétrica ativa corrigida

$$\text{potência elétrica}_{\text{média}} = 28,897 \text{ W}$$

$$V_{\text{gl}} = 0,212 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{volume específico}_{\text{média}} = 0,213 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$u_{\text{pc}}(\text{volume específico}) = 1\text{E-}05 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{potência elétrica corrigida}_{\text{média}} = \text{potência elétrica}_{\text{média}} \times \frac{V_{\text{ga}}}{V_{\text{gl}}}$$

$$= 28,934 \text{ W}$$

$$u_{\text{p}}(\text{tipo}_A) = \text{desvio padrão}/\sqrt{\text{amostras}} = 0,010 \text{ W}$$

$$u_{\text{p}}(\text{tipo}_B) = \text{erro máximo}/\sqrt{3} = 0,329/\sqrt{3} = 0,190 \text{ W}$$

$$u_{\text{pc}}(\text{potência elétrica}) = \sqrt{0,010^2 + 0,190^2} = 0,190 \text{ W}$$

$$Z_1(\text{potência elétrica}) =$$

$$\frac{1}{2} \left[\left((28,897 + 0,190) \times \frac{0,213}{0,212} \right) - \left((28,897 - 0,190) \times \frac{0,213}{0,212} \right) \right] = 0,191$$

$$Z_2(\text{volume específico}) =$$

$$\frac{1}{2} \left[\left(28,897 \times \frac{(0,213 + 1\text{E-}05)}{0,212} \right) - \left(28,897 \times \frac{(0,213 - 1\text{E-}05)}{0,212} \right) \right] = 1,4\text{E-}03$$

$$u_{\text{pc}}(\text{potência elétrica corrigida}) = \sqrt{0,191^2 + 1,4\text{E-}03^2} = 0,191 \text{ W}$$

$$V_{\text{eff}} = \frac{0,191^4}{0,191^4/2399 + 1,4\text{E-}03^4/2399}$$

$$= 2399 \rightarrow t = 1,96$$

$$U_{95\%}(\text{potência elétrica corrigida}) = 1,96 \times 0,191 = 0,374 \text{ W}$$

$$\text{potência elétrica ativa corrigida} = (28,897 \pm 0,374) \text{ W}$$

- COP (Flowmetrics)

$$\text{COP}_{\text{média}} = 1,813 \text{ W/W}$$

$$\text{vazão mássica}_{\text{média}} = 1,077 \text{ kg/h} = 3,00\text{E-}04 \text{ kg/s}$$

$$u_p(\text{vazão mássica}) = 0,044 \text{ kg/h} = 1,22\text{E-}05 \text{ kg/s}$$

$$\text{entalpia}_{\text{média}} = 257,141 \text{ kJ/kg} = 257141 \text{ J/kg}$$

$$u_p(\text{entalpia}) = 5\text{E-}05 \text{ kJ/kg} = 5\text{E-}02 \text{ J/kg}$$

$$\text{potência elétrica}_{\text{média}} = 28,897 \text{ W}$$

$$u_{pc}(\text{potência elétrica}) = 0,191 \text{ W}$$

$$Z_1(\text{vazão mássica}) =$$

$$\frac{1}{2} \left[\left(\frac{(3,00\text{E-}04 + 1,22\text{E-}05) \times (430290 - 257141)}{28,897} \right) - \left(\frac{(3,00\text{E-}04 - 1,22\text{E-}05) \times (430290 - 257141)}{28,897} \right) \right]$$

$$= 0,073$$

$$Z_2(\text{entalpia}) =$$

$$\frac{1}{2} \left[\left(\frac{3,00\text{E-}04 \times (430290 - (257141 + 5\text{E-}02))}{28,897} \right) - \left(\frac{3,00\text{E-}04 \times (430290 - (257141 - 5\text{E-}02))}{28,897} \right) \right]$$

$$= -5,18\text{E-}13$$

$$Z_3(\text{potência elétrica}) =$$

$$\frac{1}{2} \left[\left(\frac{3,00\text{E-}04 \times (430290 - 257141)}{(28,934 + 0,191)} \right) - \left(\frac{3,00\text{E-}04 \times (430290 - 257141)}{(28,934 - 0,191)} \right) \right]$$

$$= -0,012$$

$$u_{pc}(\text{COP}) = \sqrt{0,073^2 + (-5,18\text{E-}13)^2 + (-0,012)^2} = 0,074 \text{ W/W}$$

$$v_{\text{eff}} = \frac{0,074^4}{0,073^4/2399 + (-5,18\text{E-}13)^4/2399 + (-0,012)^4/2399}$$

$$= 2531 \rightarrow t = 1,96$$

$$U_{95\%}(\text{COP}) = 1,96 \times 0,074 = 0,147 \text{ W/W}$$

$$\text{COP} = (1,813 \pm 0,147) \text{ W/W}$$

- COP (Micromotion)

$$\text{COP}_{\text{média}} = 1,778 \text{ W/W}$$

$$\text{vazão mássica}_{\text{média}} = 1,056 \text{ kg/h} = 2,93\text{E-}04 \text{ kg/s}$$

$$u_p(\text{vazão mássica}) = 0,003 \text{ kg/h} = 8,33\text{E-}07 \text{ kg/s}$$

$$\text{entalpia}_{\text{média}} = 257,141 \text{ kJ/kg} = 257141 \text{ J/kg}$$

$$u_p(\text{entalpia}) = 5\text{E-}05 \text{ kJ/kg} = 5\text{E-}02 \text{ J/kg}$$

potência elétrica_{média} = 28,897 W

u_{pc} (potência elétrica) = 0,191 W

Z_1 (vazão mássica) =

$$\frac{1}{2} \left[\left(\frac{(2,93E-04 + 8,33E-07) \times (430290 - 257141)}{28,897} \right) - \left(\frac{(2,93E-04 - 8,33E-07) \times (430290 - 257141)}{28,897} \right) \right]$$

= 0,005

Z_2 (entalpia) =

$$\frac{1}{2} \left[\left(\frac{2,93E-04 \times (430290 - (257141 + 5E-02))}{28,897} \right) - \left(\frac{2,93E-04 \times (430290 - (257141 - 5E-02))}{28,897} \right) \right]$$

= -5,18E-13

Z_3 (potência elétrica) =

$$\frac{1}{2} \left[\left(\frac{2,93E-04 \times (430290 - 257141)}{(28,897 + 0,191)} \right) - \left(\frac{2,93E-04 \times (430290 - 257141)}{(28,897 - 0,191)} \right) \right]$$

= -0,012

$$u_{pc}(COP) = \sqrt{\frac{0,005^2 + (-5,18E-13)^2 + (-0,012)^2}{0,013^4}} = 0,013 \text{ W/W}$$

$$V_{eff} = \frac{0,005^4/2399 + (-5,18E-13)^4/2399 + (-0,012)^4/2399}{0,013^4}$$

$$= 3207 \rightarrow t = 1,96$$

$$U_{95\%}(COP) = 1,96 \times 0,013 = 0,026 \text{ W/W}$$

COP = (1,778 ± 0,026) W/W

- COP (Siemens)

$COP_{média} = 1,776 \text{ W/W}$

vazão mássica_{média} = 1,055 kg/h = 2,93E-04 kg/s

u_p (vazão mássica) = 0,002 kg/h = 5,55E-07 kg/s

entalpia_{média} = 257,141 kJ/kg = 257141 J/kg

u_p (entalpia) = 5E-05 kJ/kg = 5E-02 J/kg

potência elétrica_{média} = 28,897 W

u_{pc} (potência elétrica) = 0,191W

Z_1 (vazão mássica) =

$$\frac{1}{2} \left[\left(\frac{(2,93E-04 + 5,55E-07) \times (430290 - 257141)}{28,897} \right) - \left(\frac{(2,93E-04 - 5,55E-07) \times (430290 - 257141)}{28,897} \right) \right]$$

$$= 0,003$$

$$Z_2(\text{entalpia}) =$$

$$\frac{1}{2} \left[\left(\frac{2,93E-04 \times (430290 - (257141 + 5E-02))}{28,897} \right) - \left(\frac{2,93E-04 \times (430290 - (257141 - 5E-02))}{28,897} \right) \right]$$

$$= -5,18E-13$$

$$Z_3(\text{potência elétrica}) =$$

$$\frac{1}{2} \left[\left(\frac{2,93E-04 \times (430290 - 257141)}{(28,897 + 0,191)} \right) - \left(\frac{2,93E-04 \times (430290 - 257141)}{(28,897 - 0,191)} \right) \right]$$

$$= -0,012$$

$$u_{pc}(\text{COP}) = \sqrt{\frac{0,003^2 + (-5,18E-13)^2 + (-0,012)^2}{0,012^4}} = 0,012 \text{ W/W}$$

$$V_{\text{eff}} = \frac{0,012^4}{0,003^4/2399 + (-5,18E-13)^4/2399 + (-0,012)^4/2399}$$

$$= 3291 \rightarrow t = 1,96$$

$$U_{95\%}(\text{COP}) = 1,96 \times 0,012 = 0,024 \text{ W}$$

$$\text{COP} = (1,776 \pm 0,024) \text{ W/W}$$

- Eficiência isentrópica (Flowmetrics)

$$\text{eficiência isentrópica}_{\text{média}} = 0,672 \text{ W/W}$$

$$\text{vazão mássica}_{\text{média}} = 1,077 \text{ kg/h} = 3,00E-04 \text{ kg/s}$$

$$u_p(\text{vazão mássica}) = 0,044 \text{ kg/h} = 1,22E-05 \text{ kg/s}$$

$$\text{entalpia}_{\text{média}} = 494,997 \text{ kJ/kg} = 494997 \text{ J/kg}$$

$$u_p(\text{entalpia}) = 3,01E-04 \text{ kJ/kg} = 0,301 \text{ J/kg}$$

$$\text{potência elétrica}_{\text{média}} = 28,897 \text{ W}$$

$$u_{pc}(\text{potência elétrica}) = 0,191 \text{ W}$$

$$Z_1(\text{vazão mássica}) =$$

$$\frac{1}{2} \left[\left(\frac{(3,00E-04 + 1,22E-05) \times (494997 - 430290)}{28,897} \right) \right]$$

$$-\left(\frac{(3,00E-04 - 1,22E-05) \times (494997 - 430290)}{28,897}\right)$$

$$= 0,027$$

$$Z_2(\text{entalpia}) =$$

$$\frac{1}{2} \left[\left(\frac{3,00E-04 \times ((494997 + 0,301) - 430290)}{28,897} \right) \right.$$

$$\left. - \left(\frac{3,00E-04 \times ((494997 - 0,301) - 430290)}{28,897} \right) \right]$$

$$= 3,12E-06$$

$$Z_3(\text{potência elétrica}) =$$

$$\frac{1}{2} \left[\left(\frac{3,00E-04 \times (494997 - 430290)}{(28,897 + 0,191)} \right) \right.$$

$$\left. - \left(\frac{3,00E-04 \times (494997 - 430290)}{(28,897 - 0,191)} \right) \right]$$

$$= -0,004$$

$$u_{pc}(\text{eficiência isentrópica}) =$$

$$\sqrt{0,027^2 + 3,12E-06^2 + (-0,004)^2} = 0,028 \text{ W/W}$$

$$V_{\text{eff}} = \frac{0,028^4}{0,027^4/2399 + 3,12E-06^4/2399 + (-0,004)^4/2399}$$

$$= 2773 \rightarrow t = 1,96$$

$$U_{95\%}(\text{eficiência isentrópica}) = 1,96 \times 0,028 = 0,055 \text{ W/W}$$

$$\text{eficiência isentrópica} = (0,672 \pm 0,055) \text{ W/W}$$

- Eficiência isentrópica (Micromotion)

$$\text{eficiência isentrópica}_{\text{média}} = 0,659 \text{ W/W}$$

$$\text{vazão mássica}_{\text{média}} = 1,056 \text{ kg/h} = 2,93E-04 \text{ kg/s}$$

$$u_p(\text{vazão mássica}) = 0,003 \text{ kg/h} = 8,33E-07 \text{ kg/s}$$

$$\text{entalpia}_{\text{média}} = 494,997 \text{ kJ/kg} = 494997 \text{ J/kg}$$

$$u_p(\text{entalpia}) = 3,01E-04 \text{ kJ/kg} = 0,301 \text{ J/kg}$$

$$\text{potência elétrica}_{\text{média}} = 28,934 \text{ W}$$

$$u_{pc}(\text{potência elétrica}) = 0,547 \text{ W}$$

$$Z_1(\text{vazão mássica}) =$$

$$\frac{1}{2} \left[\left(\frac{(2,93E-04 + 8,33E-07) \times (494997 - 430290)}{28,934} \right) \right.$$

$$\left. - \left(\frac{(2,93E-04 - 8,33E-07) \times (494997 - 430290)}{28,934} \right) \right]$$

$$\begin{aligned}
 &= 0,002 \\
 Z_2(\text{entalpia}) &= \\
 &\frac{1}{2} \left[\left(\frac{3,00\text{E-}04 \times ((494997 + 0,301) - 430290)}{28,897} \right) \right. \\
 &\left. - \left(\frac{3,00\text{E-}04 \times ((494997 - 0,301) - 430290)}{28,897} \right) \right] \\
 &= 3,12\text{E-}06
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Z_3(\text{potência elétrica}) &= \\
 &\frac{1}{2} \left[\left(\frac{3,00\text{E-}04 \times (494997 - 430290)}{(28,897 + 0,191)} \right) \right. \\
 &\left. - \left(\frac{3,00\text{E-}04 \times (494997 - 430290)}{(28,897 - 0,191)} \right) \right] \\
 &= -0,004
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 u_{pc}(\text{eficiência isentrópica}) &= \\
 &\sqrt{0,002^2 + 3,12\text{E-}06^2 + (-0,004)^2} = 0,005 \text{ W/W} \\
 &0,005^4
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 V_{\text{eff}} &= \frac{0,002^4/2399 + 3,12\text{E-}06^4/2399 + (-0,004)^4/2399}{0,005^4} \\
 &= 5512 \rightarrow t = 1,96
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 U_{95\%}(\text{eficiência isentrópica}) &= 1,96 \times 0,005 = 0,010 \text{ W/W} \\
 \text{eficiência isentrópica} &= (0,659 \pm 0,010) \text{ W/W}
 \end{aligned}$$

- Eficiência isentrópica (Siemens)

$$\text{eficiência isentrópica}_{\text{média}} = 0,658 \text{ W/W}$$

$$\text{vazão mássica}_{\text{média}} = 1,055 \text{ kg/h} = 2,93\text{E-}04 \text{ kg/s}$$

$$u_p(\text{vazão mássica}) = 0,002 \text{ kg/h} = 5,55\text{E-}07 \text{ kg/s}$$

$$\text{entalpia}_{\text{média}} = 494,997 \text{ kJ/kg} = 494997 \text{ J/kg}$$

$$u_p(\text{entalpia}) = 3,01\text{E-}04 \text{ kJ/kg} = 0,301 \text{ J/kg}$$

$$\text{potência elétrica}_{\text{média}} = 28,934 \text{ W}$$

$$u_{pc}(\text{potência elétrica}) = 0,547 \text{ W}$$

$$Z_1(\text{vazão mássica}) =$$

$$\begin{aligned}
 &\frac{1}{2} \left[\left(\frac{(2,93\text{E-}04 + 5,55\text{E-}07) \times (494997 - 430290)}{28,897} \right) \right. \\
 &\left. - \left(\frac{(2,93\text{E-}04 - 5,55\text{E-}07) \times (494997 - 430290)}{28,897} \right) \right] \\
 &= 0,001
 \end{aligned}$$

$$Z_2(\text{entalpia}) = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{2,93\text{E-}04 \times ((494997 + 0,301) - 430290)}{28,897} \right) - \left(\frac{2,93\text{E-}04 \times ((494997 - 0,301) - 430290)}{28,897} \right) \right]$$

$$= 3,12\text{E-}06$$

$$Z_3(\text{potência elétrica}) =$$

$$\frac{1}{2} \left[\left(\frac{2,93\text{E-}04 \times (494997 - 430290)}{(28,897 + 0,191)} \right) - \left(\frac{2,93\text{E-}04 \times (494997 - 430290)}{(28,897 - 0,191)} \right) \right]$$

$$= -0,004$$

$$u_{pc}(\text{eficiência isentrópica}) =$$

$$\sqrt{\frac{0,001^2 + 3,12\text{E-}06^2 + (-0,004)^2}{0,005^4}} = 0,005 \text{ W/W}$$

$$v_{\text{eff}} = \frac{0,001^4/2399 + 1,56\text{E-}04^4/2399 + (-0,013)^4/2399}{0,005^4} = 5834 \rightarrow t = 1,96$$

$$U_{95\%}(\text{eficiência isentrópica}) = 1,96 \times 0,005 = 0,010 \text{ W/W}$$

$$\text{eficiência isentrópica} = (0,658 \pm 0,010) \text{ W/W}$$