

**Alexandre Ferreira Gaspar**

**Ensaio de equipamento de ar condicionado do tipo *split* fora das  
condições nominais por métodos não intrusivos**



**UNIVERSIDADE DO ALGARVE**

**Instituto Superior de Engenharia**

**2023**

**Alexandre Ferreira Gaspar**

**Ensaio de equipamento de ar condicionado do tipo *split* fora das  
condições nominais por métodos não intrusivos**

Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica -  
Energia, Climatização e Refrigeração

Trabalho efetuado sob a orientação de:  
Prof. Doutor Nelson Manuel Santos Sousa



UNIVERSIDADE DO ALGARVE

Instituto Superior de Engenharia

2023



**Ensaio de equipamento de ar condicionado do tipo *split* fora das condições nominais por métodos não intrusivos**

Declaração da Autoria do trabalho

Declaro ser o autor deste trabalho, que é original e inédito.

Autores e trabalhos consultados estão devidamente citados no texto e constam da listagem de referências incluída.

---

Alexandre Ferreira Gaspar

«Copyright» Alexandre Ferreira Gaspar

A Universidade do Algarve tem o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicitar este trabalho através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, de o divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

## **Agradecimentos**

Deixo uma palavra de agradecimento a todos aqueles que contribuíram para a concretização de mais uma etapa.

Ao Professor Doutor Nelson Sousa, pelo acompanhamento e apoio constante na presente dissertação.

Ao Engenheiro Carlos Santos, pelo auxílio na realização das várias tarefas executadas em laboratório e pela partilha de conhecimentos.

Ao Projeto 70291-INSPECT pelo fornecimento de alguns materiais de construção e trabalho conjunto na medição de vibrações e corrente eléctrica.

Aos meus pais, pelo incentivo e motivação.



## Resumo

A preocupação com o meio ambiente é cada vez maior, devido ao aumento do aquecimento global e da depleção da camada de ozono. A compra de equipamentos de ar condicionado também tem vindo a aumentar e por sua vez a quantidade de equipamentos utilizados. Uma das falhas mais comuns neste tipo de equipamentos são as fugas de fluido frigorígeno e muitos dos equipamentos utilizados atualmente têm gases que contribuem de forma negativa para o meio ambiente. Portanto, o desenvolvimento de métodos que permitam identificar este tipo de falhas tem vindo a ser cada vez mais estudado.

Neste trabalho foi projetada e construída uma instalação para ensaios de equipamentos de ar condicionado tipo *split* dentro e fora das condições nominais de carga de fluido frigorígeno. A instalação é composta por uma câmara construída com um material termicamente isolante e dois ventiladores com caudal volúmico regulável. Foi também construído um sistema que permite recolher ou injetar fluido frigorígeno, simulando uma situação de avaria. Para a monitorização e registo de valores, foi implementado um sistema de instrumentação com capacidade de medir as temperaturas do ar e do ciclo frigorífico e as pressões. Foi utilizado outro sistema de aquisição para a medição do consumo energético e a vibração do compressor. Os ensaios foram realizados com as câmara abertas e com as câmaras fechadas, dentro e fora das condições nominais de carga de fluido frigorígeno.

Na análise dos resultados, verificou-se que, para ambos os modos, com a diminuição da carga de fluido frigorígeno a temperatura de condensação, de evaporação e de subarrefecimento diminuiu. Já a temperatura de sobreaquecimento aumentou forma significativa. A potência do compressor também diminuiu com a redução da carga, assim como a capacidade de arrefecimento/aquecimento e os coeficientes EER/COP. A vibração no compressor do ciclo frigorífico também foi medida, verificando-se variações no espectro de frequências para diferentes cargas de fluido frigorígeno. A vibração do compressor, a temperatura à saída do tubo capilar e a temperatura de sobreaquecimento apresentam variações significativas, podendo ser bons indicadores no diagnóstico de falta de fluido frigorígeno do equipamento.

Palavras-chave: ar condicionado *split*; ciclo frigorífico; fluido frigorígeno; fugas; vibração.

## **Abstract**

The concern with the environment is growing, due to the increase of global warming and the depletion of the ozone layer. The purchase of air conditioning equipment has also been increasing, as the amount of equipment used. One of the most common faults in this type of equipment is refrigerant leakage, and many of the equipment used today have gases that contribute negatively to the environment. Therefore, the development of methods to identify this type of failure has been increasingly studied.

In this work, an installation for testing split air conditioners was designed and built, for different refrigerant load conditions. The installations consist of a chamber built with thermally insulating material and two fans with adjustable volume flow rate. A system was also built to collect or inject refrigerant, simulating a failure situation. For monitoring and recording of values, an instrumentation system was implemented with the ability to measure the air and refrigerant cycle temperatures and pressures. Another acquisitions system was used for the measurement of energy consumption and compressor vibration. The tests were performed with the chambers open and with the chambers closed, in and out of the nominal refrigerant load conditions.

Analysing the results, it was found that, for both modes, with the decrease of the refrigerant load, the condensing, evaporating and subcooling temperatures decreased. The superheat temperature, on the other hand, increased significantly. The compressor power also decreases with the load reduction, as does the cooling/heating capacity and EER and COP coefficients. The vibration in the compressor of the refrigeration cycle was also measured, and variations in the frequency spectrum were verified for different refrigerant loads. The vibration of the compressor, the temperature at the capillary tube outlet and the overheating temperature show significant variations, and may be good indicator in diagnosing the lack of refrigerant in the equipment.

Key-words: split air conditioner; refrigeration cycle; refrigerant; leakage; vibration.

## Índice

1.	Introdução.....	1
1.1.	Motivação.....	3
1.2.	Objetivos.....	3
1.3.	Ciclos Frigoríficos.....	5
1.3.1.	Ciclo frigorífico de compressão de vapor.....	5
1.3.1.	Compressores.....	6
1.3.2.	Condensadores e evaporadores.....	7
1.3.3.	Dispositivos de expansão.....	8
1.3.4.	Ar condicionado.....	8
1.4.	Fluidos frigoríficos.....	10
1.4.1.	Nomenclatura dos fluidos.....	10
1.4.2.	Classificação dos fluidos.....	11
1.4.3.	Evolução das restrições dos fluidos frigoríficos.....	11
1.4.4.	Fluido frigorífico ideal.....	13
1.4.5.	Tendências na utilização dos fluidos frigoríficos.....	13
1.5.	Sistemas de deteção e diagnóstico de falhas (DDF).....	15
1.5.1.	Funcionamento de um sistema DDF.....	16
1.5.2.	Propostas de sistemas DDF.....	17
1.5.1.	Análise da vibração para deteção de falhas de componentes mecânicos.....	19
1.6.	Impacto das fugas de fluido frigorífico no funcionamento dos equipamentos de ar condicionado <i>split</i> .....	20
2.	Projeto e construção das câmaras.....	23
2.1.	Normas de ensaio.....	24
2.2.	Modelação 3D.....	26
2.3.	Simulações CFD.....	28
2.3.1.	<i>Software</i> .....	29

2.3.2.	Processo iterativo.....	32
2.3.1.	Influência do caudal de ventilação .....	32
2.3.2.	Câmara inferior.....	33
2.3.3.	Câmara superior.....	38
2.4.	Processo de construção.....	43
2.4.1.	Marcação e corte.....	43
2.4.2.	Montagem.....	44
2.5.	Fixação e características dos ventiladores .....	46
2.5.1.	Ligações elétricas .....	47
2.5.2.	Fixação dos ventiladores .....	48
2.5.3.	Cálculo da curva característica do ventilador.....	49
3.	Máquina de ar condicionado tipo <i>split</i> .....	55
3.1.	Características do equipamento .....	55
3.1.1.	Unidade interior .....	55
3.1.2.	Unidade exterior .....	57
3.2.	Diagrama de funcionamento.....	57
3.3.	Funcionamento do equipamento.....	59
3.3.1.	Detalhes do funcionamento .....	60
3.3.2.	Controlo do funcionamento.....	60
3.3.3.	Características nominais de funcionamento .....	62
3.4.	Instalação – unidade interior e exterior .....	63
3.5.	Sistema de recolha de fluido.....	65
3.5.1.	Pesagem do fluido .....	68
3.5.2.	Procedimento de recolha e injeção de fluido.....	69
3.6.	Ligação dos tubos de cobre .....	70
3.6.1.	Ligações roscadas .....	71
3.6.2.	Ligações soldadas .....	71

3.7.	Ligações elétricas .....	73
3.8.	Pressurização e vácuo da instalação .....	73
3.9.	Isolamento dos tubos de cobre.....	76
4.	Instrumentação do sistema.....	77
4.1.	Sensores .....	77
4.1.1.	Sensores de temperatura .....	77
4.1.2.	Sensores de pressão .....	78
4.1.3.	Sensor de corrente elétrica.....	79
4.1.4.	Sensor de vibração.....	81
4.2.	Montagem dos sensores.....	82
4.2.1.	Termopares .....	82
4.2.2.	Manómetros de pressão .....	84
4.2.3.	Corrente elétrica .....	85
4.2.4.	Sensor de vibração.....	85
4.3.	Aquisição de dados .....	87
4.3.1.	Características do equipamento .....	87
4.3.2.	Comunicação com o equipamento - DeTransfer .....	88
4.3.3.	Programação .....	89
4.4.	Leitura dos dados.....	90
4.5.	Registo dos dados .....	91
4.5.1.	Python.....	92
4.5.2.	Microsoft Excel .....	93
4.6.	Interface – instalação .....	95
4.6.1.	Organização da interface .....	95
4.6.2.	Construção do diagrama .....	96
4.6.3.	Interligação das funções e interface ao registo de dados.....	101
4.7.	Interface – câmara .....	102

4.7.1.	Organização da interface .....	102
4.7.2.	Cálculo da humidade relativa .....	103
4.7.3.	Cálculo da potência .....	104
4.7.4.	Interligação das funções e interface ao registo de dados.....	105
5.	Ensaios.....	107
5.1.	Metodologia de ensaio.....	107
5.2.	Resultados dos ensaios .....	108
5.2.1.	Temperaturas e pressões do ciclo frigorífico e temperaturas de bolbo seco do ar	108
5.2.2.	Vibração e corrente elétrica do compressor .....	110
6.	Análise de resultados .....	113
6.1.	Ciclo frigorífico .....	113
6.2.	Evolução das temperaturas do ar no interior das câmaras.....	121
6.2.1.	Temperaturas de bolbo seco .....	121
6.2.2.	Humidade absoluta e relativa .....	125
6.2.3.	Potência das câmaras e do equipamento de ar condicionado .....	127
6.3.	Consumo de energia elétrica do compressor .....	129
6.4.	Vibração do compressor .....	130
7.	Conclusão .....	135
7.1.	Trabalhos futuros.....	136
8.	Bibliografia.....	139
	Anexos.....	143
	Anexo A.....	143
	A.1 – Função Python – leitura dados modo de arrefecimento.....	143
	A.2 – Função Python – leitura dados modo de aquecimento .....	144
	A.3 – Programação DeTransfer – Início ensaio .....	144
	A.4 – Programação DeTransfer – Prog Lei .....	145

A.5 – Programação DeTransfer – Fim ensaio .....	146
Anexo B.....	147
B.1 – Ensaio com câmara aberta - gráficos de temperatura e pressão – modo de arrefecimento (80%, 60% e 40%).....	147
B.2 – Ensaio com câmara aberta - gráficos de temperatura e pressão – modo de aquecimento (100, 80%, 60% e 40%) .....	150
B.3 – Ensaio com câmara fechada - gráficos de temperatura e pressão – modo de arrefecimento (100, 80%, 60% e 40%).....	154
B.4 – Ensaio com câmara fechada - gráficos de temperatura e pressão – modo de aquecimento (100, 80%, 60% e 40%) .....	158
B.5 – Vibração do compressor – modo de arrefecimento (80%, 60% e 40%).....	162
B.6 – Vibração do compressor – modo de aquecimento (100, 80%, 60% e 40%).....	165
Anexo C.....	169
C.1 - Gráfico da variação percentual, amplitude média – 500/5000/25000 Hz; eixo y (ARR) .....	169
C.2 - Gráfico da variação percentual, amplitude média – 500/5000/25000 Hz; eixo z (ARR) .....	171
C.3 - Gráfico da variação percentual, amplitude média – 500/5000/25000 Hz; eixo x (AQ).....	173
C.4 - Gráfico da variação percentual, amplitude média – 500/5000/25000 Hz; eixo y (AQ).....	175
C.5 - Gráfico da variação percentual, amplitude média – 500/5000/25000 Hz; eixo z (AQ).....	177

## Índice de figuras

Figura 1.1 - Diagrama P-h ciclo de compressão ideal e real [12] .....	5
Figura 1.2 - Capacidade de refrigeração (kW) em função do tipo de compressor [5] .....	6
Figura 1.3 - Vista corte de secção compressor de pistão rolante (a) e oscilante (b) [13].	7
Figura 1.4 - Evolução da utilização dos fluidos frigorigéneos 1900-2020 [5] .....	11
Figura 1.5 - Diagrama sequencial do processo DDF [22] .....	17
Figura 2.1 - Câmaras de ensaio de equipamentos de ar condicionado split segundo a norma ISO 5151 [33] .....	25
Figura 2.2 - Modelação 3D das câmaras .....	26
Figura 2.3 - Modelação 3D das câmaras - identificação das placas (1) .....	27
Figura 2.4 - Modelação 3D das câmaras - identificação das placas (2) .....	27
Figura 2.5 - Modelação 3D das câmaras - identificação das placas (3) .....	27
Figura 2.6 – Modelação 3D das placas - (a) placa com a geometria inicial; (b) placa cortada .....	28
Figura 2.7 – Localizações de insuflação de ar na câmara inferior .....	33
Figura 2.8 - Alternativas para a extração do ar na câmara inferior .....	34
Figura 2.9 – Modelação 3D: câmara (a) e ar da câmara (b) .....	35
Figura 2.10 - Modelação 3D: unidade exterior (a) e ar da unidade exterior (b) .....	35
Figura 2.11 - Composição da malha da câmara inferior (alternativa A1) .....	36
Figura 2.12 - Trajetória do ar câmara inferior (alternativa A1) .....	38
Figura 2.13 - Alternativas para a extração do ar na câmara superior .....	39
Figura 2.14 - Modelação 3D: câmara (a) e ar da câmara (b) .....	40
Figura 2.15 - Modelação 3D: unidade interior (a) e ar da unidade interior (b) .....	40
Figura 2.16 - Composição da malha da câmara superior (alternativa A2) .....	41
Figura 2.17 - Trajetória do ar câmara superior (alternativa A2) .....	43
Figura 2.18 - Marcação da placa número 12 .....	44
Figura 2.19 - Folha de serra .....	44
Figura 2.20 - Ensaio de montagem das câmaras – fase 1 .....	45
Figura 2.21 - Montagem das câmaras - fase 2 .....	45
Figura 2.22 - Montagem das câmaras - fase 3; (a) câmaras abertas; (b) câmaras fechadas .....	46
Figura 2.23 - Diagrama de ligação elétrica dos ventiladores .....	47
Figura 2.24 - Fixação do ventilador da câmara inferior .....	48

Figura 2.25 - Fixação do ventilador da câmara superior .....	49
Figura 2.26 - Manómetro de coluna de líquido (a) e sensor de velocidade e temperatura (b) .....	50
Figura 2.27 - Instalação de ensaio do ventilador .....	50
Figura 2.28 - Gráfico da curva característica do ventilador .....	54
Figura 3.1 - Unidade interior - (a) vista frontal; (b) vista lateral.....	56
Figura 3.2 - Identificação dos pontos de medição da área de saída do ar da unidade interior .....	56
Figura 3.3 - Unidade exterior - (a) vista superior; (b) vista lateral.....	57
Figura 3.4 - Diagrama de funcionamento adaptado do equipamento de ar condicionado tipo split.....	58
Figura 3.5 - Diagrama de funcionamento detalhado do permutador da unidade exterior .....	59
Figura 3.6 - Características nominais de funcionamento - (a) arrefecimento; (b) aquecimento.....	63
Figura 3.7 - Estrutura de suporte da unidade interior- (a) suporte da chapa; (b) suporte da unidade .....	64
Figura 3.8 - Estrutura de suporte da unidade exterior - (a) suporte das poleias; (b) suporte da unidade.....	64
Figura 3.9 - Trajetórias da válvula de 3 vias .....	65
Figura 3.10 - Diagrama de funcionamento do sistema de recolha de fluido frigorífero .....	66
Figura 3.11 - Ensaio de montagem das válvulas 1,2 e 3 .....	67
Figura 3.12 - Montagem final das válvulas 1, 2 e 3 .....	67
Figura 3.13 - Sistema de recolha de fluido frigorífero .....	68
Figura 3.14 - Base de apoio para o depósito de recolha .....	68
Figura 3.15 - Sistema de recolha de fluido - identificação das válvulas .....	69
Figura 3.16 - Trajetória da válvula de 3 vias – posição: fechada .....	70
Figura 3.17 - Equipamentos para corte, escareamento e abocardamento dos tubos de cobre .....	71
Figura 3.18 - Equipamento de soldadura oxiacetilénica - identificação dos componentes .....	72
Figura 3.19 - Manómetros de pressão utilizados no carregamento do circuito.....	74
Figura 3.20 - Bomba de vácuo .....	75

Figura 3.21 - Tubagem de 1/2" - (a) não isolada; (b) isolada.....	76
Figura 4.1 - Manómetros de pressão: analógico e eletrónico .....	78
Figura 4.2 - Diagrama da ligação elétrica dos sensores de pressão.....	78
Figura 4.3 - Pinça amperimétrica .....	80
Figura 4.4 - Acelerómetro piezoelétrico.....	81
Figura 4.5 - Colocação dos termopares no permutador de calor da unidade exterior ....	82
Figura 4.6 - Peça criada para leitura das temperaturas de bolbo húmido - identificação dos componentes .....	83
Figura 4.7 - Montagem dos manómetros de pressão .....	85
Figura 4.8 - Colocação da pinça amperimétrica .....	85
Figura 4.9 - Colocação dos acelerómetros no perfil de inox.....	86
Figura 4.10 - Montagem do perfil no tubo de saída do compressor.....	86
Figura 4.11 - Eixo referencial.....	87
Figura 4.12 - Terminais de ligação dos canais analógicos .....	88
Figura 4.13 - Esquema de ligação dos terminais analógicos de forma independente ....	88
Figura 4.14 - Sintaxe da linguagem de programação para criação de uma rotina de leitura .....	89
Figura 4.15 - Vista parcial da folha para registo de dados .....	94
Figura 4.16 - Interface da instalação .....	96
Figura 4.17 - Tabelas de vapor sobreaquecido (220 e 230 kPa) .....	98
Figura 4.18 - Tabelas de fluido saturado (0 a 10 °C).....	99
Figura 4.19 - Interface da câmara.....	102
Figura 5.1 - Gráfico de pressão - ABE - 100% ARR .....	108
Figura 5.2 - Gráfico das temperaturas do ciclo frigorífico - ABE - ARR 100%.....	109
Figura 5.3 - Gráfico das temperaturas de bolbo seco - ABE - ARR 100% .....	109
Figura 5.4 - Gráfico da vibração no eixo x - 100% ARR.....	110
Figura 5.5 - Gráfico da vibração no eixo y - 100% ARR.....	110
Figura 5.6 - Gráfico da vibração no eixo z - 100% ARR .....	111
Figura 5.7 - Gráfico da onda da corrente elétrica - 100% ARR .....	111
Figura 6.1 - Diagrama P-h para o arrefecimento .....	113
Figura 6.2 - Diagrama P-h para o aquecimento.....	114
Figura 6.3 - Gráfico das temperaturas de bolbo seco do ar para 100% da carga (ARR) .....	122
Figura 6.4 - Gráfico das temperaturas de bolbo seco do ar para 80% da carga (ARR)	123

Figura 6.5 - Gráfico das temperaturas de bolbo seco do ar para 60% da carga (ARR)	123
Figura 6.6 - Gráfico das temperaturas de bolbo seco do ar para 40% da carga (ARR)	124
Figura 6.7 - Gráfico da humidade relativa e absoluta para 100% da carga (ARR) .....	126
Figura 6.8 - Potência das câmaras e do equipamento de ar condicionado para 100% da carga (ARR).....	128
Figura 6.9 - Gráfico do quociente absoluto em função da frequência – 25000 Hz; redução de 100%_80%; eixo x (ARR).....	132
Figura 6.10 - Gráfico variação percentual, amplitude média – 25000 Hz; redução de 100%_80%; eixo x (ARR).....	133
Figura 6.11 – Gráfico da variação percentual, amplitude média – 5000 Hz; redução de 100%_80%; eixo x (ARR).....	133
Figura 6.12 - Gráfico da variação percentual, amplitude média – 500 Hz; redução de 100%_80%; eixo x (ARR).....	133

## Índice de tabelas

Tabela 1.1 - Características de diversos fluidos frigorigéneos [8] .....	12
Tabela 1.2 - Regras de diagnóstico de falhas [24].....	18
Tabela 1.3 - Características dos equipamentos de ar condicionado tipo split [30] .....	20
Tabela 2.1 - Trocas de calor da câmara inferior e superior com o ar do laboratório.....	24
Tabela 2.2 - Medidas da câmara inferior e superior .....	28
Tabela 2.3 - Resultados das simulações da câmara inferior .....	36
Tabela 2.4 – Resultados alternativa A1 - caudal mássico e temperatura para a ventilação da câmara inferior e para a unidade exterior (UE) do equipamento de ar condicionado	37
Tabela 2.5 - Resultados das simulações da câmara superior .....	41
Tabela 2.6 – Resultados alternativa A2 - caudal mássico e temperatura para a ventilação da câmara superior e para a unidade interior (UI) do equipamento de ar condicionado	42
Tabela 2.7 - Velocidade (m/s) – P0 .....	51
Tabela 2.8 - Velocidade (m/s) – P1 .....	52
Tabela 2.9 - Velocidade (m/s) – P2 .....	52
Tabela 2.10 - Velocidade (m/s) – P3 .....	52
Tabela 2.11 - Velocidade (m/s) – P4 .....	53
Tabela 2.12 - Velocidade (m/s) – P5 .....	53
Tabela 2.13 - Caudal volúmico e perda de carga para P0 a P6 .....	53
Tabela 3.1 - Velocidade (m/s) - ensaio 1 .....	56
Tabela 3.2 - Velocidade (m/s) - ensaio 2.....	57
Tabela 3.3 - Valor $T_b$ em função da temperatura do ar à entrada da unidade exterior ..	61
Tabela 3.4 - Valores de pressão do fluido frigorigéneo e temperatura do ar nas condições nominais de funcionamento.....	62
Tabela 6.1 - Propriedades termodinâmicos - 100% da carga ARR.....	115
Tabela 6.2 - Propriedades termodinâmicos - 80% da carga ARR.....	115
Tabela 6.3 - Propriedades termodinâmicos - 60% da carga ARR.....	115
Tabela 6.4 - Propriedades termodinâmicos - 40% da carga ARR.....	115
Tabela 6.5 - Propriedades termodinâmicos - 100% da carga AQ .....	116
Tabela 6.6 - Propriedades termodinâmicos - 80% da carga AQ .....	116
Tabela 6.7 - Propriedades termodinâmicos - 60% da carga AQ .....	116
Tabela 6.8 - Propriedades termodinâmicos - 40% da carga AQ .....	116
Tabela 6.9 - Variação da temperatura ( $\Delta T$ - °C) - modo de arrefecimento .....	117

Tabela 6.10 - Variação da temperatura ( $\Delta T$ - °C) - modo de aquecimento .....	117
Tabela 6.11 - Temperaturas de subarrefecimento e sobreaquecimento (ARR).....	118
Tabela 6.12 – Temperaturas de subarrefecimento e sobreaquecimento (AQ) .....	118
Tabela 6.13 - Características do ciclo frigorífico (ARR) .....	119
Tabela 6.14 - Características do ciclo frigorífico (AQ).....	119
Tabela 6.15 - Intensidade de corrente elétrica e potência do compressor (ARR e AQ)	129
Tabela 6.16 – Amplitudes, amplitude média e desvio padrão da frequência 25 Hz no modo de arrefecimento .....	130

## Lista de siglas e símbolos

ABE – Câmara aberta

AQ – Aquecimento;

ARR – Arrefecimento;

BH – Bolbo húmido;

BS – Bolbo seco;

CAM – Câmara;

COND – Condensador;

COP – Coeficiente de performance (do inglês *Coefficient of Performance*)

EER - Rácio de eficiência energética (do inglês *Energy Efficiency Ratio*)

ENT/E – Entrada;

EVAP – Evaporador;

FEC – Câmara fechada

INF – Inferior;

MAX – Máximo;

MIN – Mínimo;

RMS – Valor eficaz (do inglês *Root mean square*)

S – Saída;

SAT – Saturação;

SUP – Superior;

TKE – Energia cinética de turbulência (do inglês *Turbulent Kinetic Energy*);

TED – Dissipação de energia de turbulência (do inglês *Turbulent Energy Dissipation*);

UE – Unidade exterior;

UI – Unidade interior;

VENT – Ventilação;

A	Área	$m^2$
$c_p$	Capacidade térmica mássica a pressão constante	$\text{kJ}/(\text{kg K})$
$\dot{m}$	Caudal mássico	$\text{kg/s}$
$\lambda$	Condutividade térmica	$\text{W}/(\text{m K})$
I	Corrente elétrica	A
U	Diferença de potencial elétrico	V, ou
	Coefficiente de transmissão térmica	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$
h	Entalpia	$\text{kJ/kg}$
s	Entropia mássica	$\text{kJ}/(\text{kg K})$
F	Frequência	Hz
$\omega$	Humidade absoluta	$\text{kg água/kg de ar seco}$
HR	Humidade relativa	-
Q	Potência	kW
P	Pressão	kPa
$\eta$	Rendimento	-
R	Resistência elétrica	$\Omega$ , ou
	Resistência térmica	$(\text{m}^2 \text{K})/\text{W}$
T	Temperatura	$^\circ\text{C}$
X	Título de vapor	-
W	Trabalho	kW
v	Volume mássico	$\text{m}^3/\text{kg}$ , ou
	Velocidade	$\text{m/s}$



## 1. Introdução

No período em que vivemos é de conhecimento geral a crescente preocupação com o meio ambiente, devido ao aumento do aquecimento global e da depleção da camada de ozono, que são provocadas pela libertação de gases para a atmosfera [1]. Atualmente é também crescente a procura por uma melhor qualidade de vida, e para isso, com a climatização a população procura o conforto térmico nos espaços interiores [2]. Um dos equipamentos com capacidade de proporcionar condições de conforto térmico é o ar condicionado do tipo *split*, que é maioritariamente utilizado em residências [3]. À medida que a compra e utilização destes equipamentos aumenta, tal como mostram as tendências [4], o impacto que eles têm no meio ambiente também aumenta, seja de forma direta ou indireta [5]. Isto é, os equipamentos consomem energia que em grande parte do mundo é também produzida através da combustão de combustíveis fósseis. Através deste processo há libertação de CO<sub>2</sub> para a atmosfera, contribuindo indiretamente para o aquecimento global [4], [6]. Uma das falhas mais comuns neste tipo de equipamentos é a fuga do fluido frigorífero [7]. O perigo que os fluidos representam para o meio ambiente é classificado com base no potencial de aquecimento global e potencial de depleção da camada de ozono [8]. Os equipamentos mais antigos que ainda estão em funcionamento têm potenciais mais elevados quando comparado aos fluidos frigoríferos mais recentes. Quando estes são libertados para a atmosfera, provocam o aumento do aquecimento global e da destruição da camada de ozono, contribuindo de forma direta [5].

As fugas de fluido frigorífero como referido são uma das falhas mais comuns e quando não acontecem de forma súbita a dificuldade de detetar a falha é maior [7]. A origem destas fugas está relacionado à falta de aperto das conexões, à falta de manutenção, às vibrações excessivas e aos momentos inesperados de operação em elevadas pressões [9]. A deteção deste tipo de falha permite a diminuição da quantidade de fluidos frigoríferos que são libertados para a atmosfera [7]. Estima-se que a quantidade anual de fugas relativas aos equipamentos de ar condicionado *split* representam entre 4% a 5% da sua carga nominal [9]. Tendo em conta a quantidade de equipamentos que são utilizados e a sua tendência é possível dizer que a deteção de fugas assume um papel importante [4]. É ainda necessário referir que o funcionamento dos equipamentos com carga de fluido frigorífero abaixo do valor nominal provoca a diminuição da capacidade de transferência de calor e da eficiência, o que irá aumentar a quantidade de energia gasta na sua utilização [10].

A comparação entre o número de equipamentos de ar condicionado instalados em residências e edifícios comerciais em 2016 mostra que, para a grande maioria dos países e regiões a quantidade de equipamentos residenciais é superior. Por exemplo, na China existem 432 milhões de unidades residenciais enquanto a nível comercial o valor diminui para 138 milhões, já os Estados Unidos da América têm 241 milhões de equipamentos residenciais e 132 milhões em edifícios comerciais. Os países que contrariam esta tendência são o México e os países pertencentes à União Europeia. Na União Europeia existem 43 milhões de unidades residenciais enquanto comerciais existem 53 milhões. A quantidade de equipamentos tanto utilizados a nível residencial como comercial no mundo atinge um total de 1.6 biliões. Relativamente ao peso que cada país tem no mercado dos equipamentos de ar condicionado, a China destaca-se com 35.1%, de seguida os Estados Unidos da América com 23% e a União Europeia com a quinta maior percentagem (6%), em 2016. Aproximadamente dois terços da totalidade destes equipamentos são encontrados em apenas três países, China, EUA e Japão. Comparando os vários tipos de equipamentos de ar condicionado para o ano referido anteriormente, concluíram que as unidades de ar condicionado *split* e ar condicionado *multi-split* representam 77% do total dos equipamentos, as unidades compactas 16%, os *split* centrais sem condutas 5% e por fim os *chillers* com 5%. Atualmente é possível verificar o aumento contínuo ao longo dos últimos anos na utilização e compra dos equipamentos de ar condicionado. As previsões mostram que esta tendência irá permanecer nos próximos anos. É também esperado um aumento mais significativo do consumo por parte dos equipamentos residenciais, havendo um aumento de 45% do consumo total em 2016 para 65% em 2050. Em 2016 o consumo energético destes equipamentos foi de 2020 TWh enquanto em 2050 é esperado um consumo de 6200 TWh, o que representa respetivamente 10% e 16% da energia consumida mundialmente [4].

A presente dissertação está dividida em sete capítulos. No primeiro capítulo, para além da introdução já apresentada, é descrita a motivação e objetivos da dissertação. É ainda realizada uma revisão bibliográfica dos conceitos e estado da arte do tema em questão.

No segundo capítulo é explicado o processo de projeto e construção das câmaras de ensaio, que inclui a modelação 3D, as simulações CFD e por fim o processo de construção. O terceiro capítulo é relativo à instalação do equipamento de ar condicionado *split*, sendo apresentadas as principais características do equipamento e do seu funcionamento. É também explicado e detalhado os vários processos instalação de forma sequencial.

A instrumentação do sistema, que está no quarto capítulo inclui todas as informações relativas aos sensores utilizados, a sua localização e como foram instalados. Está também explicado o funcionamento do sistema de aquisição, leitura e registo de dados. Por fim, são apresentadas as duas interfaces criadas para a visualização dos dados em tempo real. No quinto capítulo é descrita a metodologia dos ensaios e são apresentados os resultados obtidos. A sua análise está no sexto capítulo.

Por fim, são apresentadas as conclusões no sétimo capítulo e sugestões para trabalhos futuros.

### **1.1. Motivação**

Os pontos referidos na introdução promovem a procura de soluções que consigam minimizar o impacto que as utilizações destes equipamentos têm no meio ambiente. Este impacto pode ser minimizado de diferentes formas. De um ponto de vista mais abrangente, estas podem ser realizadas através da deteção de avarias [10], substituição do fluido frigorígeno [11], aumento do COP/EER dos equipamentos e o correto dimensionamento dos sistemas [9]. Uma nota importante, parte da energia elétrica gasta por estes equipamentos é produzida através da queima de combustíveis fósseis [6], portanto, uma das formas seria a restrição gradual desta forma de produção de energia elétrica, no entanto este tema não se enquadra nos objetivos da dissertação e não será abordado. Sendo o COP/EER o quociente entre a energia transferida/absorvida e a energia gasta [12], o aumento deste valor é obtido simultaneamente ou individualmente através do aumento da energia transferida/absorvida e/ou a diminuição da energia gasta. Este aumento e diminuição podem ser obtidos através da otimização dos componentes constituintes de um ciclo de refrigeração, sendo que os mais estudados são o compressor, os permutadores de calor e os fluidos frigorígenos [9].

### **1.2. Objetivos**

A dissertação tem como principal objetivo o projeto e construção de uma instalação de ensaios para equipamentos de ar condicionado do tipo *split* dentro e fora das condições nominais de carga de fluido frigorígeno. Estando por isso, a instalação, apta ao ensaio não só do equipamento que será utilizado neste trabalho, como também de outros

equipamentos do mesmo tipo (*split*). A condição nominal carga de fluido refrigerante, é relativa à quantidade em massa de fluido refrigerante presente no circuito, que é indicada pelo fabricante.

Os ensaios, por sua vez, têm como objetivo avaliar a performance do equipamento de ar condicionado através da capacidade de transferência de calor (capacidade de resfriamento e aquecimento) e dos coeficientes COP/EER.

Através dos dados obtidos de forma não intrusiva na avaliação da performance, nomeadamente as temperaturas do ciclo refrigerante, será possível verificar a relação entre a carga de fluido refrigerante, designado futuramente por carga, presente no circuito e as respectivas temperaturas. Como também será medida a vibração do compressor, a análise anterior também será realizada para esta propriedade. Desta forma, será possível concluir, quais e se as temperaturas e a vibração são bons indicadores, que poderão ser utilizados no diagnóstico de falta de fluido refrigerante para este tipo de equipamentos.

Para alcançar os objetivos, será necessário construir a instalação de ensaio, que é composta por duas câmaras construídas com material termicamente isolante e equipadas com ventiladores para o ajuste das condições de ensaio. A temperatura e a humidade absoluta do ar insuflado é ditada pelas condições do ar no edifício do laboratório. No ensaio serão medidas propriedades termodinâmicas de vários pontos do ciclo, através do sistema de aquisição de dados que será desenvolvido no presente trabalho. Além das propriedades termodinâmicas (temperaturas e pressões) serão ainda medidos os consumos de energia elétrica e as vibrações do compressor, com o sistema de aquisição desenvolvido no âmbito do Projeto 70291-INSPECT. Todas estas variáveis serão medidas em regime nominal e fora deste regime, de modo a simular uma situação de avaria.

A situação de avaria é simulada através da diminuição de carga do fluido refrigerante (simulação de fuga). Para a simulação de fuga, será projetada e construída uma instalação dotada de reservatório com pesagem, que permite a recolha e injeção do fluido refrigerante durante o funcionamento do equipamento.

Em adição ao projeto de construção das câmaras, que será realizado no Autodesk Inventor Professional, também serão realizadas simulações CFD, no *software* Autodesk CFD. Isto para perceber a influência que a variação das localizações de extração têm na distribuição do ar no interior das câmaras. Desta forma será possível selecionar as localizações de extração de ar consideradas como ideais. Para a visualização do ciclo refrigerante em tempo real, as propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante serão modeladas no Excel e verificadas com o *software* EES.

### 1.3. Ciclos Frigoríficos

Os ciclos frigoríficos são utilizados para realizar o arrefecimento do ar ou de água, sendo que em alguns o calor libertado na condensação é aproveitado para o aquecimento. Dependendo dos seus componentes e funcionamento são divididos em vários grupos. Um dos ciclos frigoríficos mais simples é o de compressão de vapor. Este tipo pode ainda ter algumas variações, como por exemplo a utilização de um evaporador inundado, a utilização de dois ou mais compressores em paralelo e também a utilização de dois compressores em série, o que resulta num ciclo de dois andares de compressão. Outro tipo existente, é o ciclo de absorção [8].

Nos sistemas de climatização, nomeadamente equipamentos de ar condicionado tipo *split* são utilizados os ciclos frigoríficos de compressão de vapor.

#### 1.3.1. Ciclo frigorífico de compressão de vapor

Um ciclo frigorífico simples de compressão de vapor tem sempre pelo menos quatro componentes, um compressor, um evaporador, um condensador e um dispositivo de expansão. A evolução destes ciclos é normalmente representada num diagrama de pressão-entalpia [8]. Na Figura 1.1 estão representados dois ciclos simples de compressão de vapor. Com linhas a tracejado é o ciclo considerado ideal e com linhas cheias o ciclo real.

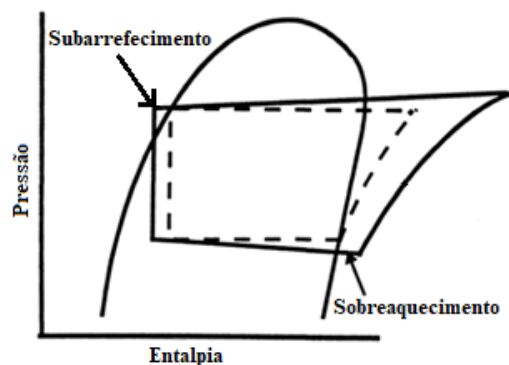


Figura 1.1 - Diagrama P-h ciclo de compressão ideal e real [12]

No ciclo de compressão de vapor ideal são consideradas algumas simplificações. As perdas de carga no condensador e evaporador não são consideradas, a compressão é considerada isentrópica e a expansão isentálpica. Apesar deste ciclo não representar a realidade, fornece valores quantitativos importantes na modelação de um sistema de refrigeração e ar condicionado. Num ciclo real, adicionalmente à perda de carga nos

permutadores de calor, poderá haver subarrefecimento e sobreaquecimento do fluido. O sobreaquecimento é algo desejado nestes ciclos, visto que garante a evaporação da totalidade do fluido à entrada do compressor. A entrada de líquido no compressor poderá causar a avaria do respetivo componente. Já o subarrefecimento é uma característica que não é desejada, isto porque a sua existência indica que a área do condensador não está a ser utilizada apenas para a condensação, ou seja, a área do permutador é demasiado elevada ou a quantidade de fluido é demasiado baixa [12]. Numa compressão real são considerados três rendimentos: mecânico, isentrópico e do motor elétrico. Da multiplicação dos três coeficientes resulta o rendimento global do compressor. No ciclo real é ainda considerado o rendimento volumétrico do compressor, que é utilizado para o cálculo do caudal mássico [3].

### 1.3.1. Compressores

Os compressores podem ser divididos em dois grupos, os de deslocamento positivo e os dinâmicos. A diferença destes dois grupos está no fluxo, podendo ser de fluxo contínuo (compressores dinâmicos) ou de fluxo intermitente (compressores de deslocamento positivo). O aumento de pressão nos compressores dinâmicos é obtido através da redução da velocidade de escoamento no estator, enquanto nos compressores de deslocamento positivo é obtido através da diminuição do volume. Dentro do grupo dos compressores dinâmicos estão os compressores centrífugos e axiais. Já no grupo dos compressores de deslocamento positivo estão os compressores alternativos e rotativos. Na Figura 1.2 é possível ver a capacidade de refrigeração em função do tipo de compressor, sendo os compressores referidos os mais utilizados na refrigeração e ar condicionado.

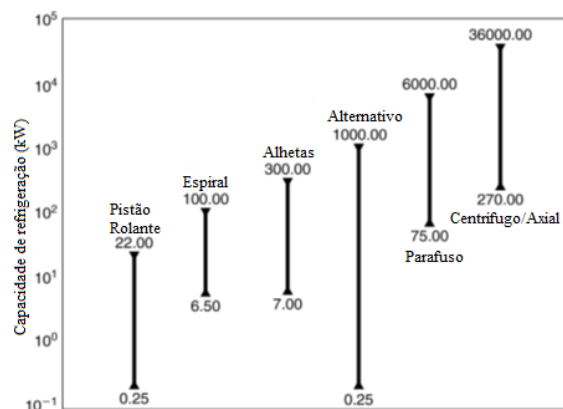


Figura 1.2 - Capacidade de refrigeração (kW) em função do tipo de compressor [5]

Os equipamentos de ar condicionado *split* têm potências baixas e por isso são utilizados compressores que operam nessa capacidade de refrigeração. Os compressores alternativos operam neste intervalo de capacidades, no entanto têm performance mais fraca quando funcionam a altas velocidades [13] e quando comparados aos rotativos têm também menor eficiência volumétrica [3]. Por estas razões, os compressores alternativos têm vindo a ser substituídos por compressores rotativos, nomeadamente do tipo pistão rolante e espiral. Um dos compressores mais comuns nestes equipamentos é do tipo pistão rolante, no entanto estes compressores têm sérios problemas de fugas e desgaste porque o seu mecanismo de deslize é apenas apoiado numa das pontas. Devido a estes fatores, foi desenvolvido um compressor com funcionamento igual, no entanto o mecanismo de deslize é apoiado das duas pontas, o que permitiu a diminuição de fugas e de perdas devido ao atrito. Este compressor é denominado por oscilante e tem vindo a ser bastante estudado [13]. Na Figura 1.3 está presente um corte de secção dos dois tipos de compressores referidos anteriormente.

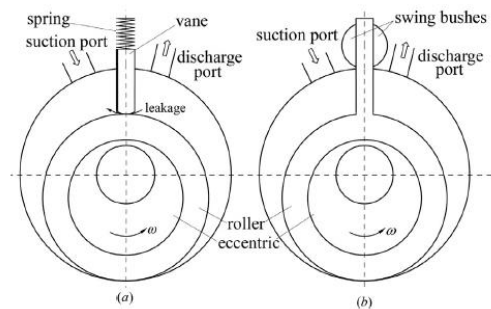


Figura 1.3 - Vista corte de secção compressor de pistão rolante (a) e oscilante (b) [13]

O compressor do tipo pistão rolante, tal como o nome indica utilizam um pistão rolante que está montado excêntricamente a um veio fixo (veio do compressor). O movimento de rotação do pistão rolante provoca a sucção e posterior aumento de pressão e descarga. Entre a área de entrada e saída do fluido frigorigéneo está um separador que por ação de uma mola é sempre forçado a contactar com o pistão rolante durante a rotação, separando a zona de sucção e compressão [3].

### 1.3.2. Condensadores e evaporadores

Os condensadores podem ser divididos em três grupos: arrefecidos a ar, arrefecidos a água e evaporativos. Nos equipamentos de ar condicionado *split* os condensadores são arrefecidos a ar, ou seja, o calor do fluido é rejeitado para o ar.

Os evaporadores mais utilizados podem ser divididos em dois grupos tendo em conta o meio a arrefecer, podendo este ser ar ou água. À semelhança dos condensadores, nos equipamentos de ar condicionado *split* a troca de calor é com o ar.

Tanto no condensador como no evaporador do equipamentos de ar condicionado *split*, as tubagens onde circula o fluido frigorífero estão em contacto com alhetas. As alhetas são chapas metálicas furadas que permitem a passagem das tubagens no seu interior, aumentando a área de permuta [12].

### **1.3.3. Dispositivos de expansão**

Os dispositivos de expansão têm como função a redução de pressão do fluido frigorífero. Existem vários tipos e alguns têm a capacidade de regular a quantidade de fluido que entra no evaporador [14]. Estes são: tubos capilares; válvulas de expansão manuais, válvulas de expansão termostáticas, válvulas de expansão com flutuador e válvulas de expansão eletrônicas [12]. O tubo capilar é o dispositivo de expansão mais utilizado nos pequenos sistemas de refrigeração. É um dispositivo sem partes móveis e normalmente feito em cobre maleável. Os tubos capilares são utilizados em sistemas de refrigeração com uma potência máxima de 10 kW. Acima deste valor são utilizados outros dispositivos. Um tubo capilar pode ter entre 1 e 6 m de comprimento, já o diâmetro interno varia entre 0.5 e 2 mm. A perda de pressão é provocada pelo atrito e pela aceleração do fluido à medida que percorre o tubo capilar. O caudal de fluido depende da diferença de pressão entre o condensador e evaporador. Este tipo de dispositivo, quando selecionadas as suas características, tem a desvantagem de não conseguir ajustar-se às variações da carga ou às pressões de sucção e descarga, o que provoca a diminuição de eficiência.

### **1.3.4. Ar condicionado**

Ar condicionado é definido como o processo de tratamento de ar que satisfaça os requisitos de um espaço climatizado através do controlo da temperatura, humidade, distribuição e qualidade do ar [5].

#### **1.3.4.1. Classificação dos sistemas de ar condicionado**

Os equipamentos de ar condicionado são divididos em função da área servida pelo sistema e o local onde é inicialmente trocado o calor. Ou seja, os sistemas podem ser de dois tipos: centralizados ou descentralizados. Os sistemas centralizados arrefecem/aquecem através de um ou mais equipamentos posicionados num local próprio (zona técnica), para depois distribuir por diferentes espaços. Já os sistemas descentralizados são compostos por uma ou mais unidades, em que cada uma tem um ciclo de refrigeração integrado, arrefecendo/aquecendo o próprio espaço a climatizar [3]. No grupo dos sistemas centralizados incluem-se equipamentos como as unidades *rooftop*, *chillers* a ar e água, sistemas VRV, entre outros. Já nos sistemas descentralizados, estão incluídos os seguintes equipamentos: *split*, *multi-split*, entre outros [4]. Estes tipos de sistemas são utilizados na maioria das instalações de pequeno e médio tamanho, onde não existe possibilidade de ter um sistema central e há preferência por um baixo custo e simplicidade de instalação. Independentemente do tipo de sistema, o seu objetivo é o mesmo, proporcionar ao utilizador as condições de conforto térmico [3], sendo este definido como o estado de espírito em que o indivíduo expressa satisfação em relação ao ambiente térmico [15].

#### **1.3.4.2. Ar condicionado do tipo *split***

O ar condicionado do tipo *split* é composto por duas unidades. No espaço a climatizar está instalada a unidade interior que realiza a distribuição e o controlo da temperatura do ar do espaço e é composta por filtros, ventilador e o permutador de calor. Já sujeita às condições do meio ambiente está a unidade exterior e é constituída pelo compressor, válvula de 4 vias, dispositivo de expansão, ventilador e o permutador de calor [3]. Os equipamentos de ar condicionado *split* funcionam segundo o ciclo frigorífico de compressão de vapor. Este tipo de ciclo é constituído sempre, pelo menos por quatro componentes, o evaporador, o condensador, o dispositivo de expansão e o compressor. Dependendo da época de funcionamento a unidade interior e exterior trocam de função, ou seja, durante o inverno a unidade interior funciona como condensador, já a exterior como evaporador enquanto durante o verão as funções invertem [4].

## 1.4. Fluidos frigorigéneos

Os fluidos frigorigéneos num ciclo de refrigeração de um equipamento de ar condicionado *split* têm como objetivo, realizar a absorção e rejeição de calor entre dois espaços distintos. Durante a absorção o fluido troca da fase líquida para a fase gasosa e na rejeição de calor ocorre o processo inverso [4].

### 1.4.1. Nomenclatura dos fluidos

Os fluidos frigorigéneos têm um prefixo, que é a letra R sucedendo um conjunto de números e por vezes letras, que permitem a sua identificação. Podem ser divididos em três categorias: halocarbonados, misturas e inorgânicos.

A numeração dos halocarbonados de forma geral, é feita da seguinte forma:

- O primeiro número é o número de átomos de carbono -1;
- O segundo número é o número de átomos de hidrogénio +1;
- O terceiro número é o número de átomos de fluor;

Os restantes átomos são considerados como sendo de cloro. Quando o número de átomos de carbono é igual a 1 o primeiro dígito é omitido, como por exemplo R12. Neste tipo de fluido estão presentes grupos como o BC (Bromocarbonados), HFC (Hidrofluorcarbonados), CFC (Clorofluorcarbonados), FIC (Fluoriodocarbonados), entre outros.

As misturas são identificadas pelo facto do primeiro número ser 4 ou 5. A diferença de ambas as séries está no facto da série 400 ser uma mistura não azeotrópica e a 500 ser azeotrópica. A maioria das misturas da série 400 são misturas ternárias, enquanto da série 500 são binárias. Neste caso, os dois últimos números não permitem tirar nenhuma conclusão relativamente à composição do fluido. As misturas azeotrópicas apresentam um comportamento semelhante a uma substância pura nos processos de evaporação e condensação. Tendo como exemplo o processo de evaporação, à medida que a mistura é aquecida, toda a mistura começa a mudar da fase líquida para a fase gasosa a temperatura e pressão constante. Isto é possível porque a composição da mistura na fase líquida e gasosa é igual. Numa mistura não azeotrópica a mudança de fase, tanto de líquido para vapor como de vapor para líquido, com pressão constante a temperatura varia.

Os fluidos da série 700 são compostos inorgânicos. O primeiro número indica isso mesmo, sendo que os restantes dois números correspondem ao valor aproximado do peso molecular da substância [8].

### 1.4.2. Classificação dos fluidos

Existem diversas formas de classificar os fluidos frigorigêneos. Segundo a norma ASHRAE 34a-1993 os fluidos são classificados consoante a sua toxicidade e inflamabilidade através de uma numeração alfanumérica. As letras A e B caracterizam o fluido relativamente à toxicidade, correspondendo a letra “A” a não tóxico e a letra “B” a tóxico. Já para a inflamabilidade, o número 1 corresponde um fluido não inflamável, 2 inflamabilidade moderada, 3 inflamabilidade elevada. Devido às preocupações ambientais começaram a ser utilizados dois novos critérios na classificação dos fluidos, que permitem quantificar o potencial perigo que representa para o meio ambiente, ODP e GWP. ODP, sigla traduzida do inglês significa potencial de destruição do ozono e GWP, sigla traduzida do inglês significa potencial de aquecimento global [8].

### 1.4.3. Evolução das restrições dos fluidos frigorigêneos

As mudanças na seleção e uso de fluidos frigorigêneos em resposta aos problemas ambientais tem vindo a aumentar nos últimos 30 anos. Na Figura 1.4 é possível ver a evolução do uso dos fluidos frigorigêneos ao longo do tempo, com referências a protocolos e regulamentos que foram colocados em prática [5].

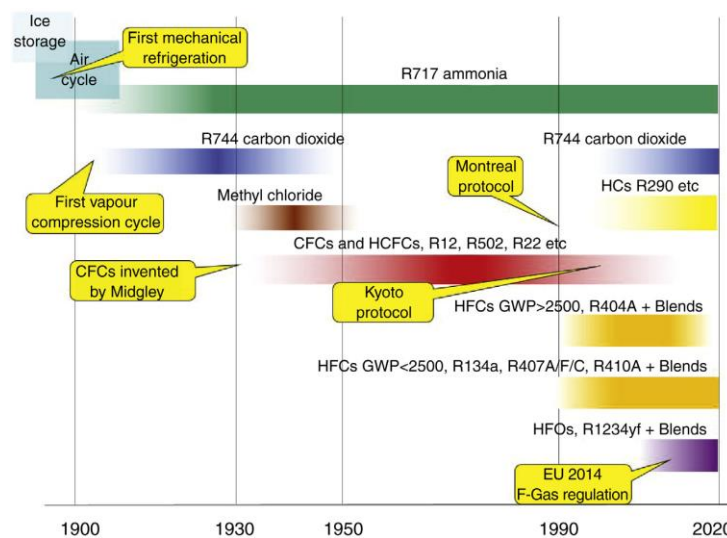


Figura 1.4 - Evolução da utilização dos fluidos frigorigêneos 1900-2020 [5]

Na Tabela 1.1 estão características que permitem perceber o impacto que alguns dos fluidos frigoríficos têm sob o meio ambiente. Apresentam-se fluidos que já foram, são e serão utilizados nos equipamentos de ar condicionado. Os valores do EER foram calculados para um ciclo de refrigeração a trabalhar com 2°C/42°C com um subarrefecimento de 3 °C, sobreaquecimento de 5 °C e um rendimento isentrópico de 0,85. Os valores TEWI correspondem à quantidade estimada em kg de CO<sub>2</sub> que uma instalação no seu ciclo de vida liberte para a atmosfera. O valor TEWI direto tem em conta o impacto devido às fugas enquanto o indireto tem em conta a energia consumida pelo equipamento. Para o cálculo deste valor foram assumidas as seguintes considerações: capacidade média de 25 kW, 4,1 kg de fluido, 13 anos de vida útil com operação de 5000 horas por ano, fator de recuperação 75% e uma emissão de 0,6 kgCO<sub>2</sub>/kWh [8].

*Tabela 1.1 - Características de diversos fluidos frigoríficos [8]*

Fluido	EER	ODP	GWP	TEWI <sub>dir</sub> (kg CO <sub>2</sub> )	TEWI <sub>ind</sub> (kg CO <sub>2</sub> )
R11	5.27	1	3800	22124	184939
R12	4.93	0.82	8100	42841	197809
R22	4.83	0.05	1500	7934	201947
R32	4.62	0	675	3930	211039
R290	4.76	0	8	47	204918
R410A	4.53	0	1730	10072	215327

Analisando os valores e a imagem é possível perceber que os fluidos que provocam a depleção da camada do ozono deixaram de ser utilizados (por exemplo, R12 e R22). Isto porque, os protocolos de Montreal e Kyoto tiveram como objetivo principal, a redução de gases que provocam a degradação da camada de ozono. O que acabou por levar ao aparecimento dos fluidos HFCs, como o R410A que não têm cloro na sua composição. No entanto, este grupo de fluidos têm um potencial de aquecimento global bastante significativo. A regulação imposta pela União Europeia em 2014 (F-gases) teve como objetivo restringir e proibir a utilização de gases fluorados com maior potencial de aquecimento global. Nos anos anteriores já eram procurados de fluidos que vão de encontro ao objetivo do regulamento. Neste intervalo de tempo até aos dias de hoje têm vindo a ser utilizados fluidos como o R290 (HCs) e R32 (HFOs). Ambos os tipos de fluidos da Tabela 1.1 como é possível ver apresentam um potencial de aquecimento global bastante baixo e potencial

de destruição da camada do ozono nulo, quando comparado aos restantes, no entanto apresentam a desvantagem de elevada inflamabilidade. O grupo dos HFOs têm um custo de produção elevado quando comparado aos HCs [5].

#### **1.4.4. Fluido frigorigéneo ideal**

O fluido frigorigéneo que poderia ser considerado ideal possui as seguintes propriedades:

- Elevado coeficiente de transferência de calor;
- Pressões não excessivas, na evaporação e condensação;
- Temperatura crítica e ponto triplo fora da zona de funcionamento do ciclo;
- Quimicamente estável, compatível com os materiais de construção e miscível com os lubrificantes;
- Não corrosivo, não tóxico e não inflamável;
- Amigo do ambiente;
- Baixo custo.

Nenhum fluido atualmente utilizado e desenvolvido cumpre todos os critérios referidos anteriormente e segundo os investigadores não existem moléculas novas que consigam satisfazer as propriedades de um fluido frigorigéneo ideal. É de esperar que haja inovações na utilização de HFOs em diferentes setores assim como na capacidade de trabalho com fluidos inseridos na categoria A2L (R32, R12345yf) [5].

#### **1.4.5. Tendências na utilização dos fluidos frigorigéneos**

Tal como é possível visualizar na Figura 1.4 o dióxido de carbono (R-744) e o hidrocarboneto propano (R-290) têm vindo a ser cada vez mais utilizados nos ciclos frigoríficos [5]. Já a água (R-718) é um dos fluidos frigorigéneos mais antigos [16], tal como o amoníaco (R-717) e que atualmente continuam a ser utilizados [17].

A água e o amoníaco ao contrário dos outros fluidos frigorigéneos, são os únicos que não prejudicam o meio ambiente, ou seja, os fatores GWP e ODP são nulos. Por um lado, a água que é um elemento abundante no nosso planeta e possui boas propriedades termodinâmicas, no entanto a sua utilização nos ciclo frigoríficos possui alguns desafios. Estes desafios estão relacionados ao elevado rácio de pressão e à elevada temperatura de

descarga do compressor. Podem ser ultrapassados através da utilização de compressores específicos para este tipo de fluido frigorígeno. Outra limitação da utilização da água está relacionada à temperatura de solidificação. Para ser possível diminuir este valor, a água terá que ser misturada com outras substâncias, como por exemplo o propilenoglicol [16]. Por outro lado, o amoníaco é um fluido frigorígeno que é criado de forma natural e na sua decomposição apenas resultam os elementos de nitrogénio e hidrogénio. No entanto, é tóxico para baixos níveis de concentração e é inflamável para grandes quantidades, o que limita a sua utilização de forma direta. Apesar disto, o amoníaco possui grande capacidade de operação para várias temperaturas de condensação e evaporação [17].

A utilização de CO<sub>2</sub> como fluido frigorígeno já foi no passado uma das escolhas de preferência, no entanto com o aparecimento de novos fluidos frigorígenos, o interesse na sua utilização diminuiu. Mais recentemente, este interesse voltou a aumentar, devido às alterações climática e a sua utilização é benéfica para o meio ambiente, visto ser considerado uma forma de captura. Sendo o CO<sub>2</sub> o fluido frigorígeno utilizado como valor de referência no cálculo do GWP (1), quando comparado a outros fluido frigorígenos o dióxido de carbono tem um valor muito baixo. A evolução dos materiais, também ajudou neste crescente interesse porque os ciclos frigoríficos com CO<sub>2</sub> apresentam alguns desafios. Devido às elevadas pressões, na sua utilização surgem preocupações ao nível da segurança [17].

A crescente utilização do R-290 nos sistemas deve-se às várias vantagens que apresenta, visto que é barato, existe em grandes quantidades e tem um potencial de destruição da camada de ozono nulo e um potencial de aquecimento global bastante baixo [11]. Os fabricantes referem que o valor varia entre 3 e 20 GWP, enquanto que para outros fluidos, como por exemplo o R-22 e R-410A têm respetivamente 1500 e 1730 GWP [8]. No entanto, sendo o propano um combustível existe grande preocupação relativamente às questões de segurança deste fluido em situações de fuga devido à sua inflamabilidade e concentrações que poderá atingir num espaço fechado [11]. Mais recentemente têm surgido novos trabalhos com o objetivo de perceber o funcionamento do equipamento realizando apenas a substituição do fluido frigorígeno antigo pelo R-290 e perceber que modificações nos componentes dos sistemas de ar condicionado proporcionam a diminuição da carga de fluido necessária. De modo geral, os resultados obtidos por Padalkar et al. [18] e Devotta et al. [19] demonstram que apenas ao realizar a substituição do fluido frigorígeno por R-290 a capacidade de arrefecimento tem tendência a diminuir (6% a 9,7%), no entanto o COP tem tendência a aumentar (2,8% a 14%). De forma a melhorar a

performance do equipamento de ar condicionado com o R-290 diversos trabalhos utilizaram previamente modelos [11] e *softwares* [18], [20] com o objetivo de perceber quais são as possíveis modificações que permitem a diminuição de carga.

Segundo Saravanan et al. [20] as modificações devem concentrar-se no condensador e nos tubos capilares visto que, as modificações dos compressores e do evaporador podem não ser comercialmente viáveis. No trabalho desenvolvido por Zhou and Gan [11] foi proposta a substituição das tubagens dos permutadores convencionais por micro tubagens. Os resultados revelaram que para a capacidade de arrefecimento de 3,6 kW seriam necessários 248g de R-290. Já Saravanan et al. [20] propuseram a diminuição do diâmetro dos tubos do condensador, o aumento do comprimento do tubo capilar e da velocidade do ar do condensador. Com estas modificações conseguiram obter uma capacidade de arrefecimento de 4,97 kW para 0,3 kg de R-290. A utilização de um ou dois tubos capilares com várias características (diâmetro interno, diâmetro das espirais e comprimento) foi estudado por Zhou and Zhang [21]. Foi concluído que a utilização de dois tubos capilares em paralelo teve melhores resultados. Padalkar et al. [18] também testaram dois tipos de condensadores, um com tubos de menor diâmetro e um condensador de fluxo paralelo com micro tubagens de alumínio. Os resultados dos ensaios mostraram que a melhor opção era o condensador de fluxos paralelos, tendo sido obtida uma capacidade de arrefecimento de 4,97 kW para 0,36 kg de R-290.

### **1.5. Sistemas de deteção e diagnóstico de falhas (DDF)**

A nível comercial os sistemas de deteção de falhas estão presentes em quase todos os equipamentos, portanto grande parte do trabalho presente na literatura está direcionado para este tipo de equipamentos, visto que há a necessidade de constante monitorização para a alteração do seu funcionamento, quando necessário [7]. Estima-se que 59% dos trabalhos realizados aplicam-se a equipamentos comerciais de grande dimensão, e apenas 16% a equipamentos de pequena (sistemas *split*) e média dimensão (sistemas compactos). Na restante percentagem encontram-se outros equipamentos utilizados nos edifícios (bombas de calor, frigoríficos, etc.) [10].

Segundo Chintala et al. [22] foi realizado um teste a 1468 equipamentos de ar condicionado operacionais, e chegaram à conclusão que 50% funcionava com uma eficiência inferior a 80% e 20% com uma eficiência inferior a 70% do valor nominal. Ainda é referido

que, apenas dois tipos de falhas, relacionadas ao caudal de ar e à carga do fluido, aumentam o consumo em aproximadamente 9%. Com o crescente desenvolvimento dos sistemas DDF, a quantidade de equipamentos que opera abaixo das eficiências nominais poderá diminuir, devido aos benefícios que a sua aplicação tem, sendo estes por exemplo a prévia detecção de falhas, a redução do consumo de energia e a diminuição dos custos associados à manutenção [10]. Um dos fatores que tem atrasado a sua aplicação nos equipamentos residenciais é o custo dos sistemas, devido ao elevado número de sensores, o tipo de sensor que têm de ser utilizados e todo o trabalho realizado para o seu desenvolvimento e funcionamento [23].

As falhas podem ser divididas em dois grupos, as falhas ligeiras e as falhas graves. As falhas ligeiras resultam da degradação da performance sem sacrificar o conforto do ocupante enquanto as falhas graves provocam desconforto para o ocupante. As falhas graves podem ser detetadas analisando as condições interiores enquanto para detetar as falhas ligeiras é necessário algum conhecimento do sistema de operação. Grande parte do trabalho desenvolvido na área da detecção e diagnósticos de falhas dos equipamentos de ar condicionado está relacionada às falhas ligeiras. O maior interesse na detecção deste tipo de falhas é devido a dois fatores, maior dificuldade na sua detecção e durante a existência de uma falha, o tempo até à sua correção é maior visto que não é detetada pelo ocupante. As falhas graves, na maioria dos casos resultam da falha dos componentes eletrónicos. Já as falhas ligeiras podem resultar das seguintes causas: baixo caudal de ar no evaporador e condensador, quantidade de fluido elevada ou inferior ao suposto, restrição na linha de líquido, fuga na válvula do compressor e obstrução do condensador e evaporador. As falhas mencionadas anteriormente, são as mais comuns e estudadas nos equipamentos de ar condicionado [10].

### **1.5.1. Funcionamento de um sistema DDF**

Dependendo do tipo de sistema DDF este pode incluir as seguintes funções: detecção de falhas, diagnóstico de falhas e avaliação da falha. A detecção de falha indica um desvio na performance real face à esperada, o diagnóstico de falha indica o tipo de falha e a avaliação de falha indica se a falha é severa o suficiente para ser corrigida. Para cada um dos critérios, é necessário definir limites [24]. De modo geral os passos sequenciais do

funcionamento de um sistema DDF podem ser representados pelo diagrama da Figura 1.5.

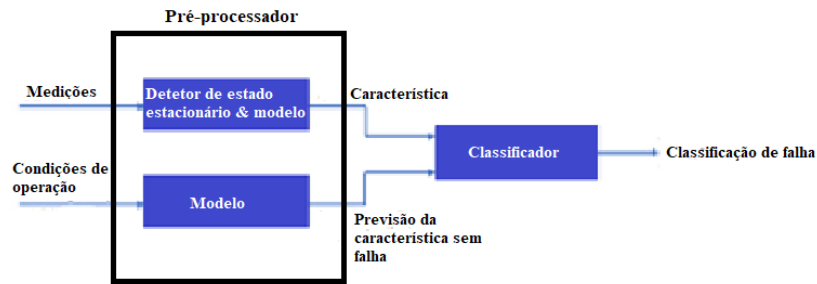


Figura 1.5 - Diagrama sequencial do processo DDF [22]

Para perceber o diagrama anterior é necessário explicar que a característica é definida como o resultado das operações realizadas utilizando as variáveis medidas, por exemplo, medição das temperaturas do ciclo de refrigeração para determinação da capacidade de arrefecimento, ou é a própria variável medida [22]. É a característica que é utilizada para a avaliação da existência de uma falha. O pré-processador pode ser constituído por dois ou três componentes, o detetor do estado estacionário e um ou dois modelos. Os modelos têm como objetivo calcular a característica definida no sistema DDF com base nos parâmetros de entrada que lhes são fornecidos. Estes parâmetros de entrada são sempre distintos para os dois modelos. A diferença entre o valor real e o valor estimado em condições de funcionamento normal é designada como resíduo, representando este o desvio do funcionamento real face ao expectável. O detetor do estado estacionário tem como objetivo verificar se as medições são válidas ou não, isto é, situações como o início e fim de funcionamento devem ser excluídas. Do lado direito da Figura 1.5, está o classificador que é composto por três componentes: classificador de falha, de estado estacionário e de diagnóstico. Tanto o classificador de falha, como o de estado estacionário fornecem um valor binário em que indicam se há ou não falha e se está ou não no estado estacionário. Já o classificador de diagnóstico, tem como resultado o tipo de falha mais provável de ter ocorrido. Só haverá classificação e diagnóstico de falha, quando o classificador de estado estacionário deteta que o sistema está efetivamente no respetivo estado [24].

### 1.5.2. Propostas de sistemas DDF

Um dos trabalhos pioneiros nesta área foi realizado por Rossi and Braun [24]. Foi proposto e testado um método automatizado de deteção e diagnóstico de falhas nos ciclos

de compressão de vapor dos equipamentos de ar condicionado utilizando apenas medições de temperatura e uma medição de humidade. As temperaturas medidas são relativas ao ciclo frigorífico, nomeadamente, temperatura de condensação ( $T_{\text{cond}}$ ) e evaporação ( $T_{\text{evap}}$ ), temperatura de sobreaquecimento ( $T_{\text{saq}}$ ) e subarrefecimento ( $T_{\text{sarr}}$ ), e temperatura à saída do compressor ( $T_{\text{desc}}$ ). Também foram medidas a diferença de temperatura do ar entre a entrada e saída do condensador ( $T_{\text{ca}}$ ) e evaporador ( $T_{\text{ea}}$ ) e ainda a humidade do ar à entrada do evaporador. A deteção e diagnóstico das falhas são determinadas com base na diferença entre os valores obtidos nas medições e os resultados do modelo para condições normais de funcionamento. Os valores limite para avaliação da existência e tipo de falhas foram baseados em análises estatísticas de dados obtidos em medições publicadas. O método de diagnóstico da falha utilizado não requer nenhuma fase de aprendizagem visto que utiliza uma série de regras que relaciona as tendências dos valores de temperatura medidos no período de falha com o tipo de falha. Na Tabela 1.2 estão presentes as tendências associadas a cada falha.

*Tabela 1.2 - Regras de diagnóstico de falhas [24]*

Falha	$T_{\text{evap}}$	$T_{\text{saq}}$	$T_{\text{cond}}$	$T_{\text{sarr}}$	$T_{\text{desc}}$	$\Delta T_{\text{ca}}$	$\Delta T_{\text{ea}}$
Fuga de fluido frigorigéneo	↓	↑	↓	↓	↑	↓	↓
Fuga da válvula do compressor	↑	↓	↓	↓	↓	↓	↓
Restrição na linha de líquido	↓	↑	↓	↑	↑	↓	↓
Obstrução do condensador	↑	↓	↑	↓	↑	↑	↓
Obstrução do evaporador	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↑

Chegaram à conclusão de que este método DDF é mais sensível na deteção de fugas de fluidos frigorigéneos. Os resultados obtidos através das simulações mostram que este método consegue detetar fugas equivalentes a 5% para resultados experimentais.

Yoo et al. [7] propuseram um método de deteção de fugas de fluido frigorigéneo de um equipamento de ar condicionado residencial com um número limitado de sensores e com base em dados experimentais. Foram colocados cinco sensores de temperatura para a medição da temperatura do ar à entrada da unidade exterior e interior, ponto médio da temperatura de evaporação e condensação e a temperatura de descarga do compressor. As duas características propostas são a diferença entre a temperatura do ar à entrada e a temperatura no ponto médio do permutador de calor, para o condensador e evaporador. Chegaram à conclusão que utilizar a diferença de temperaturas do evaporador para deteção

de fugas é mais fiável do que utilizar a diferença de temperaturas do condensador visto que apresenta maior sensibilidade.

Sholahudin et al. [9] apresentam uma abordagem diferente, utilizando um método não intrusivo com redes neurais artificiais para prever a performance dos equipamentos de ar em condições de fuga. Foram utilizados sensores de temperatura para medir os respetivos valores à entrada e saída do condensador e evaporador com o objetivo de obter a capacidade de arrefecimento. Para avaliar a performance, foram utilizados resultados experimentais para 100% e 90% de carga. Para ambos foram obtidos resultados bastante próximos dos valores experimentais, tendo sido obtido um erro relativo de 0,44% e 0,97%, respetivamente.

Já Chintala et al. [22] utilizaram o tempo que a máquina demora a atingir a temperatura de *setpoint* para determinar a existência de falhas relativas ao caudal de ar e da carga de fluido frigorífero.

Kim and Lee [23] optaram por utilizar sensores virtuais para a determinação de várias falhas. Este tipo de sensores, permite a redução de custos, visto que utilizam sensores mais baratos (por exemplo de temperatura) para a determinação da propriedade pretendida, através de várias correlações. Neste caso foram utilizados sensores virtuais para o cálculo do caudal mássico de fluido frigorífero [25], da massa de fluido frigorífero no sistema [26], do caudal volúmico de ar [23] e de pressão [27].

### **1.5.1. Análise da vibração para deteção de falhas de componentes mecânicos**

A vibração é definida como o movimento de uma máquina ou de um componente desta que se desloca da sua posição de repouso. As vibrações podem ser classificadas de várias formas e as mais importantes são as seguintes: vibrações livres e forçadas, amortecidas e não amortecidas, lineares e não lineares, determinísticas e aleatórias [28].

A análise das vibrações é baseada na medição de acelerações, velocidades ou deslocamentos através de transdutores piezoelétricos. A deteção de avarias é normalmente feita através da comparação entre o nível de vibração e valores referência. O diagnóstico é um processo complexo e baseia-se na relação que existe entre as frequências presentes na vibração medida e os tipos de avarias. Para realizar o diagnóstico são utilizadas técnicas de processamento, sendo a *Fast Fourier Transform* (FFT) uma das mais utilizadas e cujo objetivo é mostrar o conteúdo de frequência do sinal medido [29].

As principais causas da vibração que aparecem nos equipamentos são devidas a: desequilíbrio, desalinhamento, excentricidade, rolamentos defeituosos, chumaceiras lisas defeituosas, problemas com engrenagens, folgas, falhas elétricas, ressonâncias, forças aerodinâmicas e hidráulicas [29].

### 1.6. Impacto das fugas de fluido frigorígeno no funcionamento dos equipamentos de ar condicionado *split*

Atualmente já é conhecida a influência que a quantidade de carga de fluido frigorígeno tem no funcionamento dos equipamentos de ar condicionado *split*. Tendo em conta os vários estudos já realizados, de um modo geral, à medida que a carga de um sistema diminui face ao valor nominal, a capacidade de arrefecimento/aquecimento e eficiência do equipamento também diminuem [7].

No trabalho desenvolvido por Kim and Braun [30] foi estudado o impacto que a quantidade de carga de fluido frigorígeno tem na performance dos equipamentos de ar condicionado tipo *split* com base na variação da capacidade de refrigeração e do COP. Para este estudo foram utilizados quatro equipamentos, sendo que todos utilizam R-22 e as suas características estão na Tabela 1.3.

Tabela 1.3 - Características dos equipamentos de ar condicionado tipo *split* [30]

Sistema	Capacidade kW	Dispositivo de expansão	Acumulador
I	14.5	Válvula de expansão eletrónica	1500 cc
II	15.2	Válvula de expansão manual	sem
			1000 cc
III	14.5	Válvula de expansão manual	sem
			1000cc
IV	14.5	Válvula de expansão manual	1000cc

Os resultados mostraram que, para o sistema I a capacidade foi reduzida em 8% e o COP em 4% para uma redução de 20% da carga nominal. Estes impactos são bastante pequenos, visto que o dispositivo de expansão tem a capacidade de ajustar o caudal mássico de fluido frigorígeno em resposta à baixa carga de fluido frigorígeno. O sistema II foi testado com e sem acumulador, e para ambos os casos foram obtidos resultados semelhantes, para 20% da redução de carga a capacidade de arrefecimento diminuiu 20% e o

COP 10%. O sistema III foi testado também com e sem acumulador, e para ambos os casos a redução de capacidade e do COP teve aproximadamente o mesmo resultado, sendo respectivamente 20% e 15% para 20% da redução de carga. Com os resultados destes dois sistemas, chegaram à conclusão de que o acumulador não tem influência na performance do equipamento para situações em que a carga é menor que o valor nominal. Já o sistema IV com obteve uma redução de 22% da capacidade e 18% do COP para 20% da redução de carga. Fazendo uma análise geral, em todos os casos reduções maiores que 20% de carga apresentam uma diminuição mais acentuada da capacidade e do COP quando comparado com a diminuição entre 0 e 20%. A existência de uma válvula de expansão eletrônica nos equipamentos permite uma diminuição menos acentuada da performance quando comparado com as válvulas de orifício fixo. Rossi and Braun [24] concluíram que as temperaturas do ciclo frigorífico e a diferença de temperaturas do ar à entrada e saída do condensador e evaporador têm tendência a aumentar e diminuir em situações de baixa carga de fluido. A temperatura de evaporação, de condensação, de subarrefecimento e a diferença de temperatura do ar à entrada e saída do condensador e evaporador tem tendência a diminuir. Enquanto a temperatura de sobreaquecimento, e de descarga do compressor tem tendência a aumentar. Os resultados obtidos por Yoo et al. [7] confirmam as tendências referidas anteriormente. Neste estudo os ensaios foram feitos em câmaras para diferentes valores de temperaturas interior e exterior. O equipamento de ar condicionado tem uma capacidade nominal de 3,6 kW e foi instalado um compressor inversor e uma válvula de expansão eletrônica de modo a controlar a velocidade de rotação do compressor e a abertura da válvula. Para avaliar a performance do equipamento foram utilizados sensores de temperatura, pressão e de caudal mássico. Chegaram à conclusão que à medida que a carga de fluido frigorigéneo diminui, o valor de COP diminui assim como a capacidade de aquecimento e arrefecimento. Os valores da pressão de condensação têm uma diminuição bastante acentuada, enquanto a pressão de evaporação tem uma variação pouco significativa. Já a temperatura de sobreaquecimento, quando a carga é inferior a 60% tem um aumento significativo, assim que a abertura da válvula de expansão atinge os valores máximos. Por outro lado, a temperatura de subarrefecimento diminui à medida que a carga de fluido frigorigéneo é menor, atingindo um valor nulo entre os 60% e 80% de carga. Relativamente à temperatura de descarga do compressor, esta vai diminuindo até ser atingida 70% da capacidade de carga enquanto para valores mais baixos a temperatura aumenta rapidamente. Referem ainda que o tipo de ambiente a que o equipamento está sujeito tem forte influência na redução do COP. Por exemplo,

para 50% da carga nominal em ambientes de temperatura interior de 32°C e exterior de 43°C foi obtida uma redução de 60% enquanto para uma temperatura interior de 27°C e exterior de 35°C foi obtida uma redução de 41%.

## 2. Projeto e construção das câmaras

A máquina de ar condicionado foi instalada no interior de duas câmaras, uma para cada unidade (interior e exterior). O conjunto das duas câmaras é constituído por 29 placas de poliestireno extrudido (XPS) com 1255 mm de comprimento, 600 mm de largura e 100 mm de espessura.

As placas de XPS têm 100 mm de espessura, o que permite não só satisfazer as necessidades de isolamento como também a nível construtivo proporciona maior rigidez à estrutura. A utilização de placas com menor espessura, poderia comprometer os dois pontos referidos anteriormente. Na Tabela 2.1 é possível verificar os valores das perdas e ganhos de calor entre o interior das câmaras e o ar do laboratório, assumindo um dos piores cenários. Para o cálculo foi assumido que a temperatura da câmara inferior estaria a 50 °C e a câmara superior a 10 °C, sendo este valor constante em todo o interior. Foi também assumido que as trocas de calor das faces que estão em contacto com o chão e a parede seriam iguais às restantes faces. Com a área de cada face das câmaras e com os valores de resistência interior, resistência exterior e condutibilidade térmica do XPS foram calculados os valores de potência trocada através da equação (2.1). Os valores referidos são os seguintes:

- Resistência térmica interior: 0,03 m<sup>2</sup> K/W [31];
- Resistência térmica exterior: 0,13 m<sup>2</sup> K/W [31];
- Condutibilidade térmica XPS: 0,037 W/m K [31].

$$\dot{Q} = U_{global} * A * (T_{ar_{laboratório}} - T_{ar_{interior}}) \quad (2.1)$$

A resistência térmica (R), sabendo o valor de condutibilidade térmica ( $\lambda$ ) e a espessura é obtida através da equação (2.2). Já o valor do coeficiente de transmissão térmica global ( $U_{global}$ ) é obtido através da equação (2.3).

$$R = \frac{espessura}{\lambda} \quad (2.2)$$

$$U_{global} = \frac{1}{R_{ext} + R_{XPS} + R_{int}} \quad (2.3)$$

Tabela 2.1 - Trocas de calor da câmara inferior e superior com o ar do laboratório

Face	Câmara inferior [W]	Câmara superior [W]
$\dot{Q}_{\text{lateral}}$	-19,834	12,906
$\dot{Q}_{\text{frontal}}$	-15,040	9,787
$\dot{Q}_{\text{traseira}}$	-15,040	9,787
$\dot{Q}_{\text{chão}}$	-13,562	23,586
$\dot{Q}_{\text{teto}}$	-23,586	10,024
$\dot{Q}_{\text{TOTAL}}$	-87,063	66,089

A última linha da Tabela 2.1 corresponde ao somatório de todas as trocas de calor da respetiva câmara. Supondo que a potência de aquecimento da máquina é 5,3 kW e a potência de arrefecimento de 5,1 kW, as perdas de calor em cada câmara são respetivamente 1,64% e 1,3% da potência produzida pelo equipamento. Com estes resultados, é possível concluir que as perdas/ganhos de calor são pouco significantes e por esta razão, verifica-se que os 100 mm de isolamento é suficiente para o trabalho realizado.

Para construir as câmaras foi inicialmente feita a modelação 3D, a marcação e corte das placas e por fim a sua montagem.

## 2.1. Normas de ensaio

Por todo o mundo existem diversas normas que devem ser seguidas para a realização de ensaios de equipamentos de ar condicionado e classificar a sua performance. Em Portugal, são seguidas as normas criadas pela Organização Internacional de Normalização (ISO). Esta organização criou uma norma, designada de ISO 5151: 2017 *Non-ducted air conditioners and heat pumps – Testing and reating for performance*.

A norma especifica o ensaio de performance, condições standard e métodos de ensaio para determinação da capacidade e eficiência dos equipamentos de ar condicionado e bombas de calor. Dentro dos equipamentos de ar condicionado, a norma é limitada aos equipamentos ar-ar [32].

Através dos ensaios realizados por Andrade et al. [33] e Zhou and Gan [11], que seguiram a norma ISO 5151 foi possível perceber que a estrutura definida para a realização do ensaio é bastante complexa, tal como mostra a Figura 2.1. A estrutura necessária não é possível de ser construída no espaço disponível no laboratório de Engenharia Mecânica

da UAAlg, por isso, foi proposta uma instalação mais compacta para o estudo do desempenho termodinâmico e de vibração de equipamentos de ar condicionado *split*. Por esta razão, não serão abordados os vários capítulos presentes na norma ISO 5151.

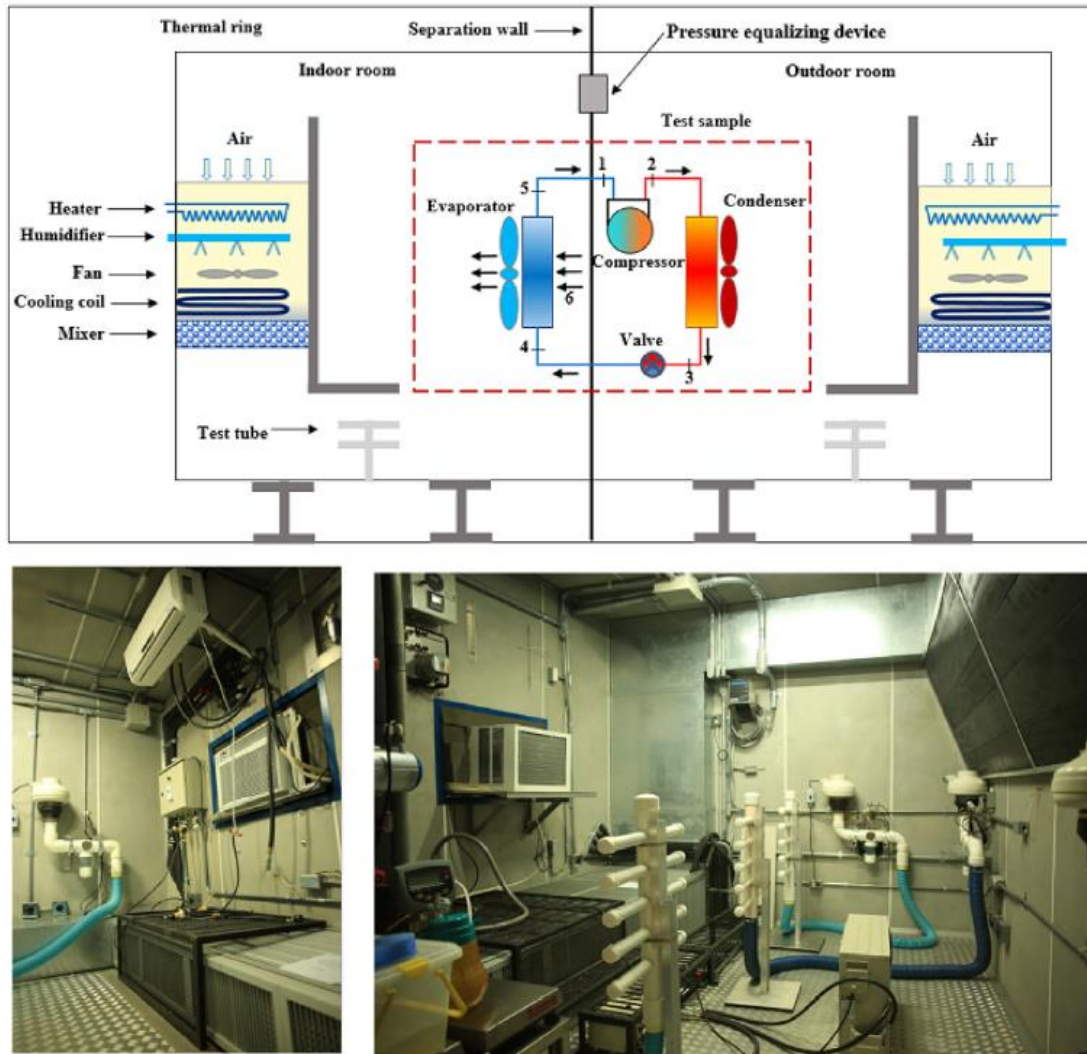


Figura 2.1 - Câmaras de ensaio de equipamentos de ar condicionado *split* segundo a norma ISO 5151 [33]

Diferentes normas, definem diferentes metodologias para o ensaio e classificação da performance dos equipamentos, pelo que, o mesmo equipamento classificado por diferentes normas poderá apresentar resultados distintos. Não sabendo sob que norma foram realizados os ensaios ao equipamento utilizado neste trabalho, os resultados fornecidos pelo fabricante podem ser diferentes dos resultados obtidos com a instalação de ensaios construída no presente trabalho.

## 2.2. Modelação 3D

Como já referido, as câmaras foram construídas em placas XPS. No entanto, estas placas vêm com dimensões de fábrica, e por isso, foi realizado um estudo de forma a determinar e otimizar o seu corte, tendo em conta o espaço disponível no laboratório.

Para a modelação da câmara foi utilizado o *software* Autodesk Inventor Professional 2022. Antes de realizar a modelação foi definida a sua altura máxima, tendo em conta o espaço disponível. Pelo que, a altura das placas verticais foi ajustada. Ficou também definido que a câmara inferior seria ligeiramente maior que a câmara superior, tendo em conta que o ventilador da unidade exterior tem um caudal significativamente maior.

O resultado final da modelação está na Figura 2.2. Para chegar a este resultado, tiveram de ser cortadas 20 das 29 placas, que foram identificadas para a montagem das câmaras (Figura 2.3 a Figura 2.5).

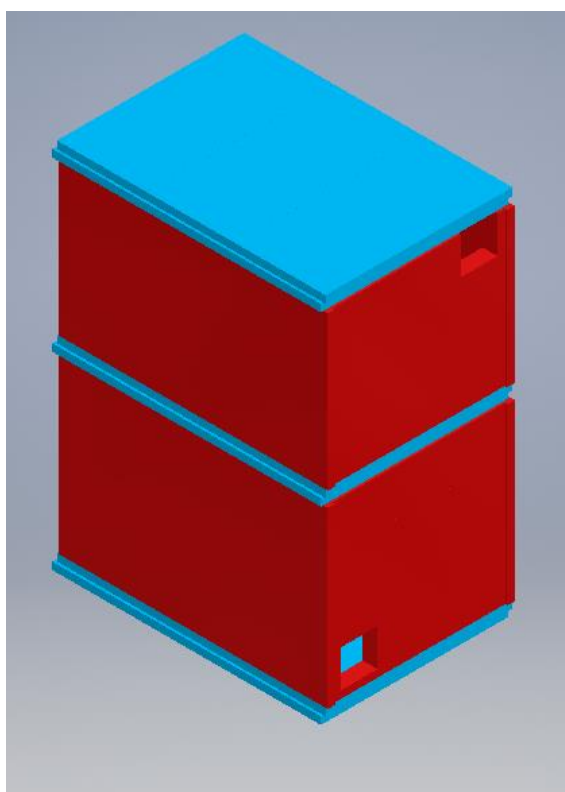


Figura 2.2 - Modelação 3D das câmaras

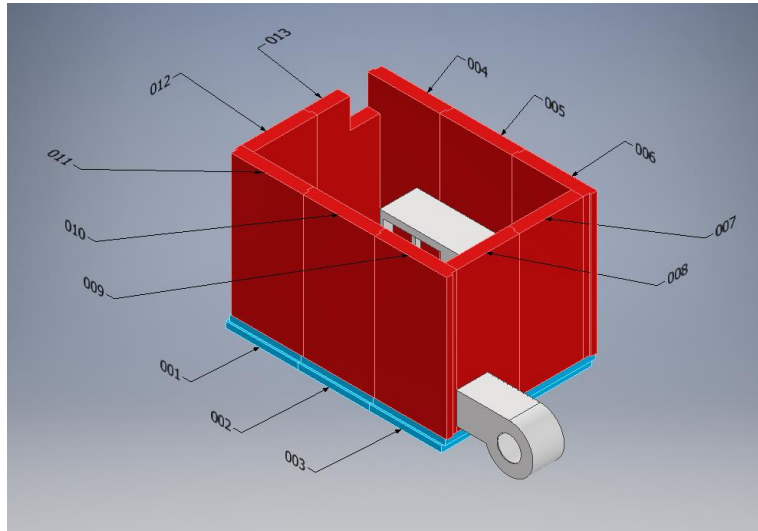


Figura 2.3 - Modelação 3D das câmaras - identificação das placas (1)

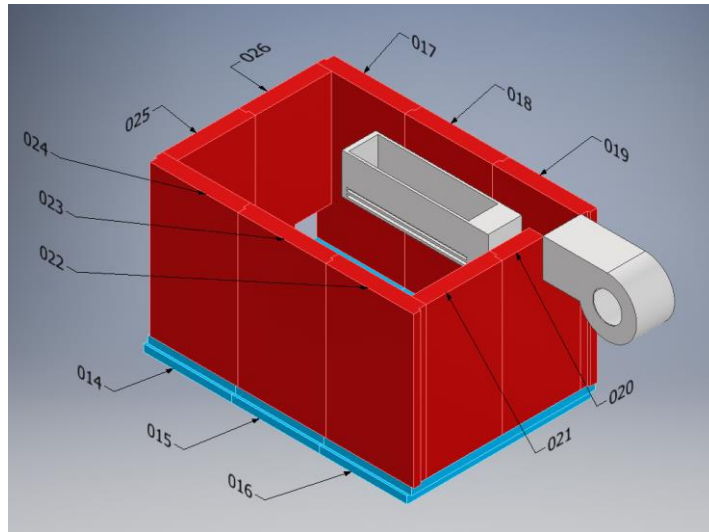


Figura 2.4 - Modelação 3D das câmaras - identificação das placas (2)

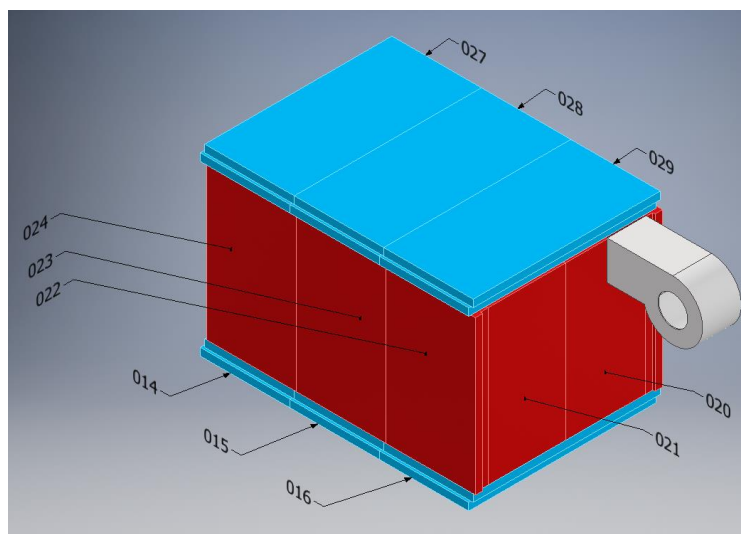


Figura 2.5 - Modelação 3D das câmaras - identificação das placas (3)

Na Figura 2.6 estão dois exemplos de placas, (a) é uma placa com as dimensões de fábrica e (b) uma placa cortada, neste caso de uma das laterais inferiores.

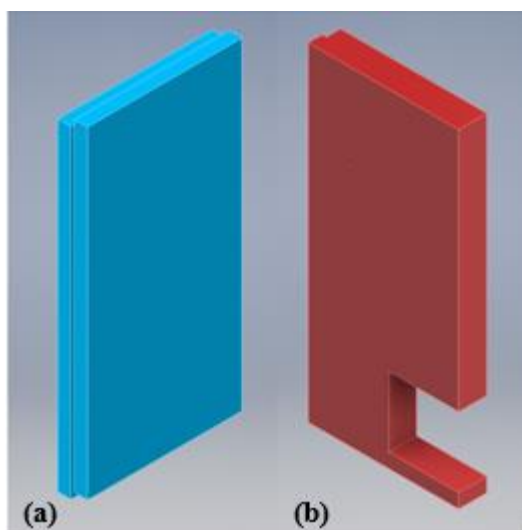


Figura 2.6 – Modelação 3D das placas - (a) placa com a geometria inicial; (b) placa cortada

Relativamente às dimensões interiores, na Tabela 2.2 é possível ver as medidas das duas câmaras.

Tabela 2.2 - Medidas da câmara inferior e superior

	Câmara superior	Câmara inferior
Comprimento [mm]	1600	1600
Largura [mm]	1055	1055
Altura [mm]	1170	1030
Volume [m <sup>3</sup> ]	1,975	1,739

### 2.3. Simulações CFD

Ambas as câmaras têm aberturas para a insuflação e extração de ar. O ar é insuflado com objetivo de remover o calor produzido pelo equipamento e homogeneizar a temperatura no interior da câmara. Diferentes localizações de insuflação e extração têm diferentes resultados, isto porque as trajetórias do ar no interior da câmara mudam, e consequentemente as trocas de calor com o equipamento também podem ser maiores ou menores. Portanto, a potência removida através dos ventiladores e a distribuição de temperaturas será diferente.

As simulações permitiram perceber, assumindo as localizações de insuflação, qual seria a melhor posição para extrair o ar, supondo que as duas unidades estariam a funcionar

como condensador. Pelo que, para o funcionamento no modo inverso (evaporador) os resultados podem ser diferentes.

A melhor posição para extração foi definida com base na diferença entre a temperatura à entrada das unidades e a temperatura à saída das câmaras. Foi considerado que, quanto menor o valor da diferença, maior é a homogeneidade do ar no interior das câmaras, e por isso, a melhor localização.

### 2.3.1. Software

Para realizar as simulações CFD foi utilizado o *software* Autodesk CFD 2021. Este programa é utilizado em várias áreas, tais como, design de iluminação, maquinaria, válvulas, AVAC, entre outros. As ferramentas disponibilizadas pelo *software* satisfazem por completo as necessidades pela qual as simulações foram realizadas.

#### 2.3.1.1. Equações governantes

As equações governantes para a o escoamento do fluido e transferência de calor são obtidas através das equações de Conservação da Massa, do Momento (Navier-Stokes) e da Energia.

Equação de Conservação de Massa - (2.4):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (2.4)$$

Equação do Momento - (2.5) a (2.7):

eixo x:

$$\begin{aligned} & \rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} + \rho w \frac{\partial u}{\partial z} \\ & = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + S_\omega + S_{DR} \end{aligned} \quad (2.5)$$

eixo y:

$$\begin{aligned}
 & \rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} + \rho w \frac{\partial v}{\partial z} \\
 & = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right] \\
 & \quad + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + S_\omega + S_{DR}
 \end{aligned} \tag{2.6}$$

eixo z:

$$\begin{aligned}
 & \rho \frac{\partial w}{\partial t} + \rho u \frac{\partial w}{\partial x} + \rho v \frac{\partial w}{\partial y} + \rho w \frac{\partial w}{\partial z} \\
 & = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] \\
 & \quad + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right] + S_\omega + S_{DR}
 \end{aligned} \tag{2.7}$$

Equação de energia para fluidos incompressíveis (2.8):

$$\begin{aligned}
 & \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p u \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \rho C_p v \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \rho C_p w \left( \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\
 & = \frac{\partial}{\partial x} \left[ k \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ k \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ k \frac{\partial T}{\partial z} \right] + q_v
 \end{aligned} \tag{2.8}$$

Para a discretização das equações diferenciais parciais é utilizado o método de elementos finitos do *software* Autodesk CFD 2021.

### 2.3.1.2. Processo de realização das simulações

Para ser possível criar um ficheiro de simulação CFD no programa é necessário ter o modelo 3D de todos os objetos em estudo no formato STEP. Para a modelação 3D dos objetos, sendo estes, a unidade exterior e interior, a câmara superior e inferior e o ar, e posterior conversão para o formato necessário, foi novamente utilizado o Autodesk Inventor Professional 2022.

Já com o ficheiro de simulação criado é necessário seguir um conjunto de passos:

1. Definição dos materiais – o próprio programa tem uma lista com vários tipos de materiais, sendo que para este caso apenas interessavam os sólidos e fluidos;

2. Definição das condições de fronteira – nomeadamente velocidades, caudais e suas direções, temperaturas, entre outros;
3. Criação da malha – a malha pode ser criada de forma manual ou automática. De forma automática é possível definir alguns parâmetros para a sua criação, tal como foi realizado nas simulações;
4. Definição dos parâmetros de controlo e dos parâmetros físicos da simulação. Os parâmetros físicos, estão neste caso relacionados, à compressibilidade do fluido, se há transferências de calor, à gravidade e sua direção, modelo de turbulência, entre outros. Nos parâmetros de controlo da simulação é definido o modo de solução, isto é, se estamos perante um regime permanente ou transiente e o número de iterações a realizar. É também definido o controlo da solução, sendo possível ser feito de maneira automática ou manual. Ao utilizar o modo manual é necessário definir se as iterações têm uma evolução rápida ou lenta, em relação à velocidade, pressão, temperatura, turbulência, viscosidade e densidade. O modelo de turbulência utilizado foi o k-epsilon e o modelo de advecção o Modified Petrov-Galerkin.

Com a realização dos passos anteriores é possível começar a simulação. O programa tem duas opções para a visualização dos resultados das iterações, através de um gráfico ou através de uma tabela. Os resultados apresentados são relativos às seguintes propriedades: velocidade nas 3 direções, pressão, temperatura, TKE e TED. O programa permite ainda a criação de um ou vários pontos de monitorização, sendo os valores resultantes correspondentes ao respetivo ponto. Por defeito, o programa já apresenta os resultados a nível global. Para a criação do ponto é necessário definir as suas coordenadas. Com os resultados das várias iterações é possível confirmar se a simulação convergiu.

Por último, é necessário analisar os resultados e para tal, o programa tem diversas ferramentas que permitem a sua visualização e recolha. Para visualizar os resultados é possível utilizar as seguintes ferramentas: planos com gradientes de uma variável à escolha, traçado do escoamento do fluido, entre outros. Já para a recolha de dados, existem várias ferramentas que fornecem os dados numa determinada região, seja esta definida manual ou automaticamente (*Regions* e *Bulk* respetivamente). É ainda possível, recolher dados relativos a um ou mais pontos específicos (*XY Plot*). Por fim, o ficheiro sumário permite saber valores como caudal volúmico, caudal mássico, temperatura, balanços de energia, entre outros, nas entradas e saídas definidas com as condições de fronteira.

### 2.3.2. Processo iterativo

Para poder comparar de forma correta as várias localizações de extração, a potência produzida pela máquina deverá ser igual em todas as alternativas. Segundo o valor indicado pelo fabricante, a máquina tem a capacidade de produzir 5,3 kW. Sendo que, ambas as unidades foram consideradas como unidades condensadoras, não existe troca de calor latente. Por isso, o ar pode ser tratado como ar seco, e a potência da máquina calculada com base na equação (2.9).

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ar} * c_{p\_ar} * (T_{ar\_saída} - T_{ar\_entrada}) \quad (2.9)$$

As variáveis da equação correspondem a:

- $\dot{Q}$ : Potência da máquina – kW;
- $\dot{m}_{ar}$ : caudal mássico de ar – kg/s, valor calculado com base no caudal volúmico e na densidade do ar para a temperatura do ar à saída da máquina;
- $c_{p\_ar}$ : calor específico mássico a pressão constante do ar - 1,005 kJ/(kg K);
- $T_{ar\_saída}$ : temperatura do ar à saída da unidade - °C, valor definido na condição de fronteira;
- $T_{ar\_entrada}$ : temperatura do ar à entrada da unidade - °C, valor calculado através da temperatura média obtida na simulação à entrada da unidade.

Como não foi possível definir no *software* CFD a potência da máquina de ar condicionado, a cada iteração realizada, foi alterado o valor da condição de fronteira, relativo à temperatura do ar na saída da máquina, até atingir os 5,3 kW.

### 2.3.1. Influência do caudal de ventilação

Para atingir o regime permanente, é necessário que a potência das câmaras, que é removida pelos ventiladores seja igual à potência produzida pelas unidades. No projeto, foi considerado um caudal 1,5 vezes superior ao caudal da máquina. No entanto, como será referido, verificou-se que os ventiladores utilizados não tinham a capacidade necessária, sendo o valor real de caudal 440 m<sup>3</sup>/h. A partir da fórmula que está na equação (2.10) foi possível concluir que seria impossível remover a potência produzida pelo equipamento, logo, será também impossível atingir o regime estacionário. Assumindo que o calor específico do ar é constante para o intervalo de temperatura em questão, a única hipótese para a potência das câmaras igualar a potência da máquina seria aumentar o  $\Delta T$ .

No entanto, para a instalação projetada, será impossível que o  $\Delta T$  da ventilação supere o  $\Delta T$  do equipamento.

Nas simulações, foi utilizado o caudal inicialmente projetado, ou seja, 1,5 vezes superior ao caudal das unidades.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ar} * c_{p_{ar}} * (\Delta T_{ar}) \quad (2.10)$$

### 2.3.2. Câmara inferior

#### 2.3.2.1. Alternativas de insuflação e extração do ar

Na câmara inferior, segundo a Figura 2.7, a insuflação do ar no canto 1 teria complicações construtivas, pois teria de ser construída uma estrutura para suporte do ventilador o que iria interferir com a zona técnica da instalação. Já no canto 2 iria interferir com equipamentos já existentes no laboratório e no canto 4 uma grande parte do ar insuflado iria bater na parte lateral da máquina. Pelas razões mencionadas, a insuflação do ar na câmara inferior foi realizada no canto 3.

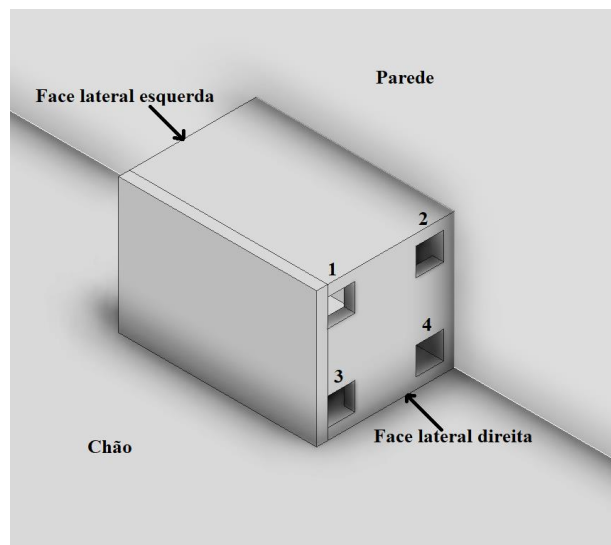


Figura 2.7 – Localizações de insuflação de ar na câmara inferior

Para a localização da extração, existem sete alternativas e a sua correspondência está na Figura 2.8.

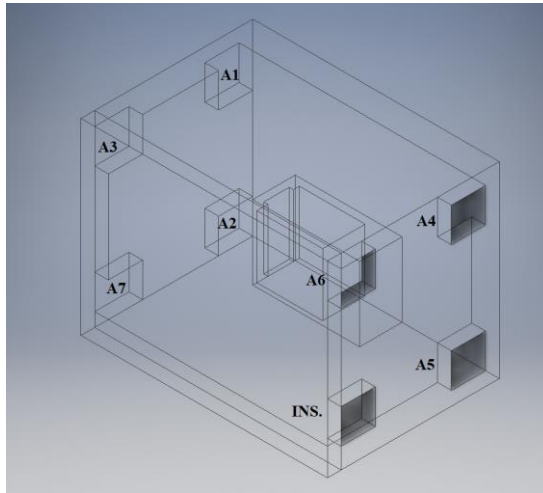


Figura 2.8 - Alternativas para a extração do ar na câmara inferior

### 2.3.2.2. Modelação 3D

Para cada simulação, foram modelados quatro objetos e os materiais e suas categorias são as seguintes:

- Câmara inferior – sólido – XPS (Figura 2.9 - a);
- Ar da câmara inferior – fluido – ar (Figura 2.9 - b);
- Unidade exterior – sólido – ABS (Figura 2.10 - a);
- Ar da unidade exterior – fluido – ar (Figura 2.10 - b).

Os objetos câmara e ar da câmara são diferentes para cada alternativa pelo que, foram modelados sete vezes. Nas figuras referidas anteriormente (2.9 e 2.10) é possível ver o resultado das modelações para a alternativa A1. As medidas da câmara correspondem às medidas obtidas na modelação 3D da câmara. Já as medidas da unidade exterior foram retiradas do manual do fabricante. Relativamente às simplificações, a unidade exterior é constituída à semelhança do equipamento por duas entradas e uma saída de ar. O permutador não foi modelado e a zona do compressor e componentes eletrónicos foi considerada como sendo maciça. Por questões de conflito relativas às condições de fronteira e consistência de resultados, as saídas e entradas do ar da câmara foram prolongadas em relação à sua face.

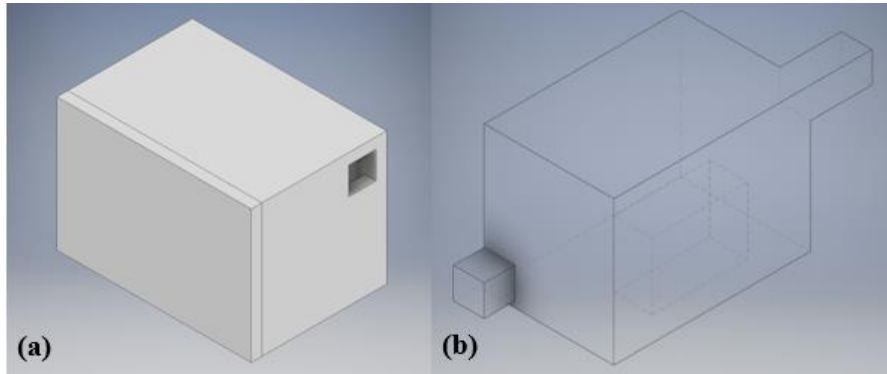


Figura 2.9 – Modelação 3D: câmara (a) e ar da câmara (b)

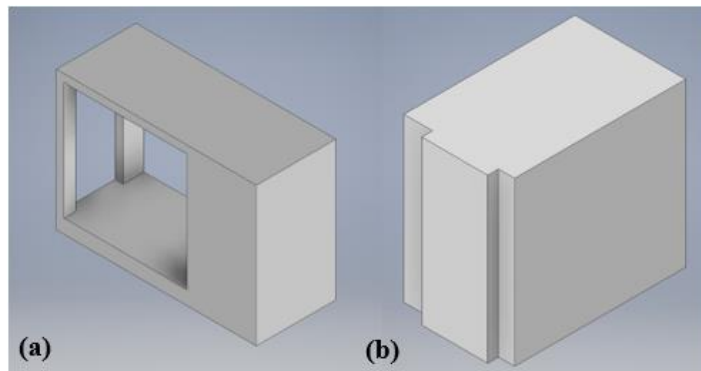


Figura 2.10 - Modelação 3D: unidade exterior (a) e ar da unidade exterior (b)

### 2.3.2.3. Condições de fronteira

Para simular o escoamento de um fluido, são necessárias duas condições de fronteira, uma à entrada e outra à saída. Na entrada de ar da câmara foi definido o caudal volúmico e na saída a pressão relativa. Os valores para cada condição foram respetivamente 2610 m<sup>3</sup>/h e 0 Pa. Foi ainda definida a temperatura do ar à entrada da câmara com um valor de 20 °C. À data da realização das simulações, a temperatura do laboratório encontrava-se próxima do valor referido.

Já para simular o funcionamento da unidade exterior foi necessário definir o caudal volúmico, que segundo o fabricante são 1740 m<sup>3</sup>/h e a temperatura do ar à saída da unidade exterior. A temperatura do ar à saída da unidade exterior é um valor variável, tal como explicado no processo iterativo (subcapítulo 2.3.2).

### 2.3.2.4. Resultados das alternativas para a ventilação da câmara inferior

Ao analisar os resultados da Tabela 2.3 foi possível concluir que a melhor alternativa é a A1 porque tem o menor valor de diferença de temperaturas. Como referido, foi definido que quanto menor o valor, maior a homogeneidade da temperatura do ar no interior da câmara, e por isso a melhor alternativa.

Tabela 2.3 - Resultados das simulações da câmara inferior

Sim.	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7
$\Delta T$	0,1	1,7	1,0	0,6	0,8	1,8	15,7

### 2.3.2.5. Simulação alternativa A1

Para a alternativa considerada como a melhor localização de extração do ar, são apresentados resultados com maior detalhe.

Relativamente à criação da malha, como referido no subcapítulo 2.3.1.2, foi criada utilizando a ferramenta automática, no entanto, com a definição dos seguintes parâmetros:

- Coeficiente de resolução: 3;
- Taxa de crescimento da aresta: 1,01;
- Mínimo de pontos por aresta: 20;
- Pontos na aresta maior: 40;

Com esta configuração, a malha é composta por 522559 elementos e 118178 nós. O resultado está na Figura 2.11.

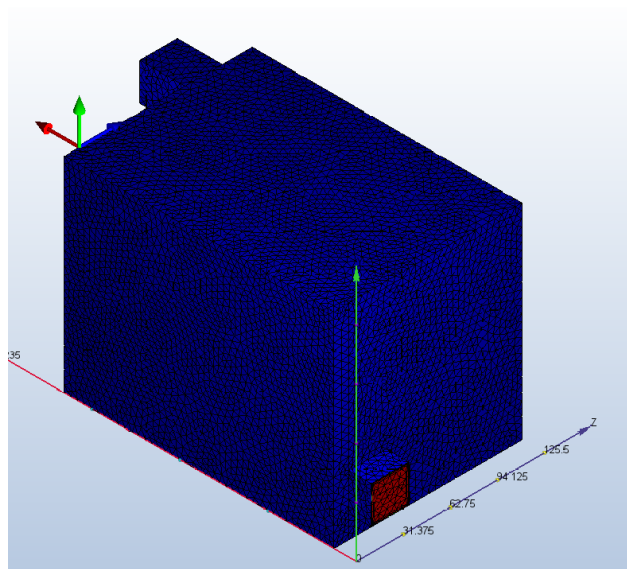


Figura 2.11 - Composição da malha da câmara inferior (alternativa A1)

As condições de fronteira utilizadas foram as seguintes:

- Caudal volúmico à entrada da câmara: 2610 m<sup>3</sup>/h;
- Pressão relativa à saída da câmara: 0 Pa;
- Temperatura do ar à entrada da câmara: 34 °C;
- Temperatura do ar à saída da unidade exterior: 48 °C;
- Caudal volúmico à saída da unidade exterior: 1740 m<sup>3</sup>/h.

Os valores de temperatura, foram definidos com base nos valores obtidos no ensaio de arrefecimento para 100% de carga, sendo os seguintes:

- Temperatura do ar à entrada da unidade exterior: 38 °C;
- Temperatura do ar à saída da unidade exterior: 48 °C.

Para obter na simulação o valor da temperatura do ar à entrada da unidade exterior próximo do valor referido, foi necessário ajustar a temperatura do ar à entrada da câmara para 34 °C. Na Tabela 2.4 estão os resultados obtidos para as condições de fronteira referidas.

*Tabela 2.4 – Resultados alternativa A1 - caudal mássico e temperatura para a ventilação da câmara inferior e para a unidade exterior (UE) do equipamento de ar condicionado*

	$\dot{m}_{\text{entrada}}$ [kg/s]	$\dot{m}_{\text{saída}}$ [kg/s]	$T_{\text{ent}}$ [°C]	$T_{\text{saíd}}$ [°C]
Ventilação	0,8332	0,8338	34,0	40,1
UE	0,5468	0,5491	38,7	48,0

Com os valores presentes na Tabela 2.4 é possível verificar que o erro relativo do caudal mássico da ventilação e da unidade exterior é inferior a 0,5 %, que pode ser justificado pela convergência do processo, como também pelo cálculo da média de velocidades na secção de saída.

Utilizando os valores de temperatura e caudal mássico é possível realizar o balanço de energia, tal como está descrito na equação (2.11).

$$\dot{Q} = \dot{m} * c_p * (\Delta T) \quad (2.11)$$

Para o cálculo do balanço de energia foram utilizados os caudais mássicos à saída da câmara e à saída da unidade exterior. Os resultados foram os seguintes:

- Potência da câmara inferior  $\dot{Q}_{\text{câmara inferior}}$ : 5,13 kW;
- Potência da unidade exterior  $\dot{Q}_{\text{UE}}$ : 5,12 kW;
- Erro relativo: 0,17 %.

Com os resultados obtidos é possível dizer que a simulação respeita a lei da conservação da energia. Isto é, a quantidade de calor que é produzida pela unidade exterior é igual à quantidade de calor que é removida pela ventilação, assumindo o regime estacionário. Por isso, considerando os balanços de massa e de energia à câmara inferior, os resultados permitem determinar a melhor localização de extração do ar segundo o critério definido. Na Figura 2.12 é possível ver a trajetória do ar com o gradiente de temperatura obtido na simulação. O valor mínimo e máximo na escala de temperatura são respetivamente 34 °C e 48 °C.

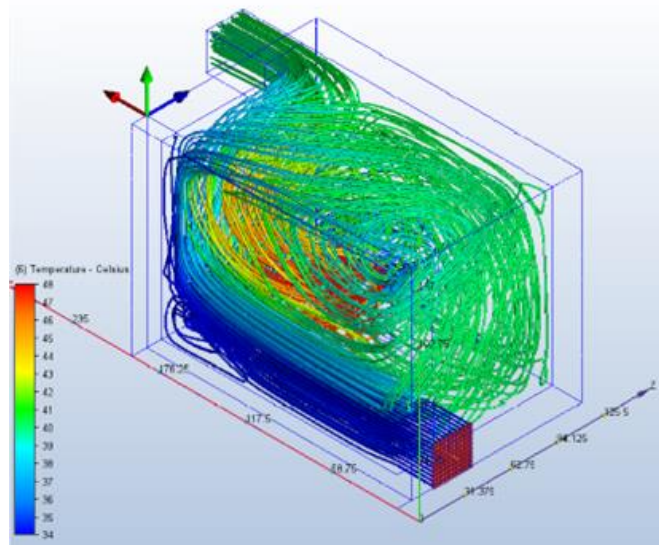


Figura 2.12 - Trajetória do ar câmara inferior (alternativa A1)

### 2.3.3. Câmara superior

#### 2.3.3.1. Alternativas de insuflação e extração de ar

Para a câmara superior, assumindo de igual forma a orientação e a numeração dos cantos da câmara inferior (Figura 2.7), a insuflação do ar no canto 1 e 3 iria interferir com alguns componentes da instalação. Já no canto 4, iria interferir com equipamentos já instalados no laboratório. Pelas razões mencionadas, a insuflação do ar na câmara superior foi realizada no canto 2.

Para a localização da extração, existem sete alternativas e a sua correspondência está na Figura 2.13.

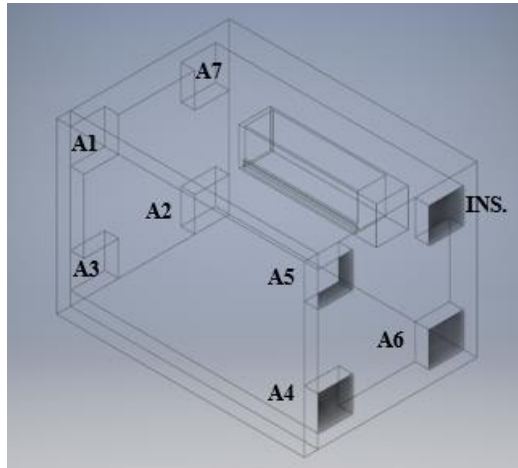


Figura 2.13 - Alternativas para a extração do ar na câmara superior

### 2.3.3.2. Modelação 3D

Para cada simulação, foram modelados quatro objetos e os materiais e suas categorias são as seguintes:

- Câmara superior – sólido – XPS (Figura 2.14 - a);
- Ar da câmara superior – fluido – ar (Figura 2.14 - b);
- Unidade interior – sólido – ABS (Figura 2.15 - a);
- Ar da unidade interior – fluido – ar (Figura 2.15 - b).

Os objetos câmara e ar da câmara são diferentes para cada alternativa pelo que, foram modelados sete vezes. Nas figuras referidas anteriormente (2.14 e 2.15) é possível ver o resultado das modelações para a alternativa A1. As medidas da câmara correspondem às medidas obtidas na modelação 3D. Já as medidas da unidade interior foram retiradas do manual do fabricante. Relativamente às simplificações, a unidade interior é constituída à semelhança do equipamento por uma entrada e uma saída de ar. O permutador não foi modelado e a zona dos componentes eletrónicos foi considerada como sendo maciça. Por questões de conflito relativas às condições de fronteira e consistência de resultados, as saídas e entradas do ar da câmara foram prolongadas em relação à sua face.

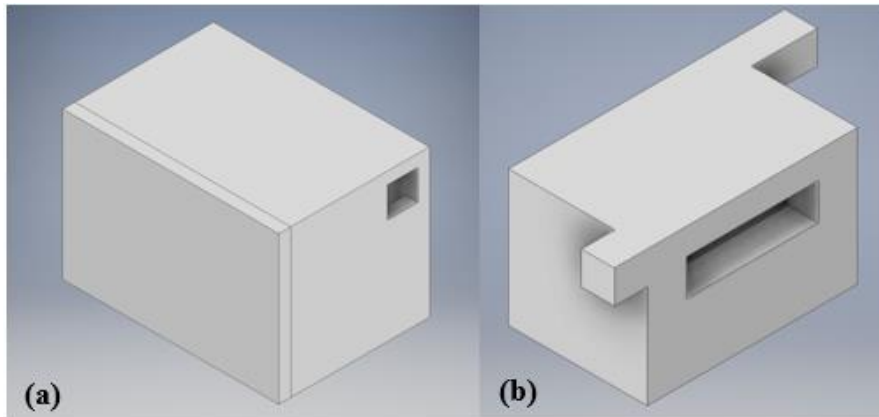


Figura 2.14 - Modelação 3D: câmara (a) e ar da câmara (b)

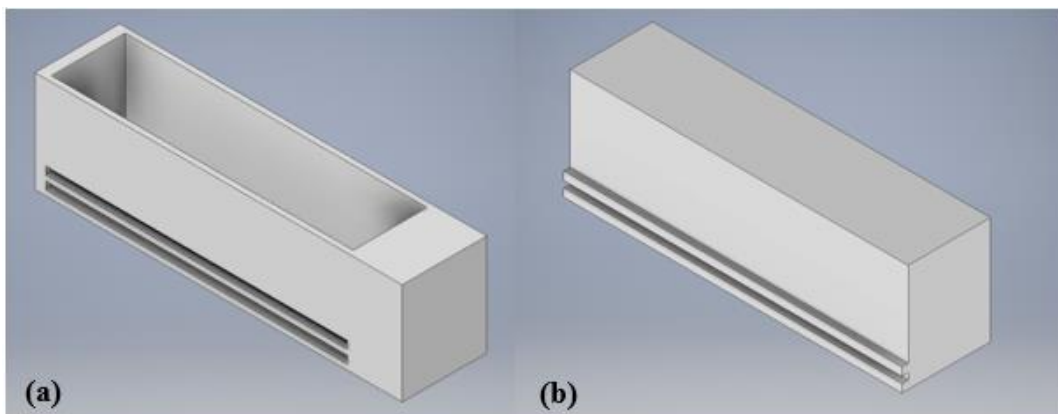


Figura 2.15 - Modelação 3D: unidade interior (a) e ar da unidade interior (b)

### 2.3.3.3. Condições de fronteira

Na entrada de ar da câmara foi definido o caudal volúmico e na saída a pressão relativa. Os valores para cada condição foram respetivamente  $1250 \text{ m}^3/\text{h}$  e  $0 \text{ Pa}$ . Foi ainda definida a temperatura do ar à entrada da câmara com um valor de  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ . À data da realização das simulações, a temperatura do laboratório encontrava-se próxima do valor referido.

Já para simular o funcionamento da unidade interior foi necessário definir o caudal volúmico. Através da medição experimental foi obtido um valor de  $834 \text{ m}^3/\text{h}$ . Como a unidade interior tem duas saídas, o valor foi dividido de igual forma por ambas. Foi também definida temperatura do ar à saída da máquina, que tal como explicado no processo iterativo (subcapítulo 2.3.2) varia dependendo da potência obtida.

### 2.3.3.4. Resultados alternativas para a ventilação da câmara superior

Ao analisar os resultados da Tabela 2.5 foi possível concluir que as variações para as várias alternativas não são significativas. Tendo ainda em conta as limitações dos equipamentos disponíveis para a medição de temperaturas e do espaço reservado para a zona técnica, foi escolhida a alternativa A2.

Tabela 2.5 - Resultados das simulações da câmara superior

Sim.	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7
$\Delta T$	6.8	6.9	6.5	7.6	8.3	6.3	5.4

### 2.3.3.5. Simulação alternativa A2

Para a alternativa considerada anteriormente, são apresentados resultados com maior detalhe.

Os parâmetros para criação da malha são iguais aos utilizados na câmara inferior, sendo por isso os seguintes:

- Coeficiente de resolução: 3;
- Taxa de crescimento da aresta: 1,01;
- Mínimo de pontos por aresta: 20;
- Pontos na aresta maior: 40.

Com esta configuração, a malha é composta por 467660 elementos e 118178 nós. O resultado está na Figura 2.16.

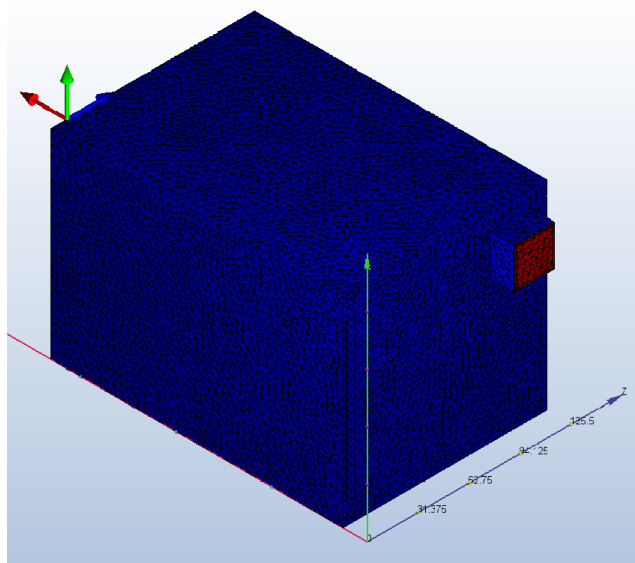


Figura 2.16 - Composição da malha da câmara superior (alternativa A2)

As condições de fronteira utilizadas foram as seguintes:

- Caudal volúmico à entrada da câmara: 1250 m<sup>3</sup>/h;
- Pressão relativa à saída da câmara: 0 Pa;
- Temperatura do ar à entrada da câmara: 30 °C;
- Temperatura do ar à saída da unidade interior: 49 °C;
- Caudal volúmico à saída da unidade interior: 834 m<sup>3</sup>/h.

Os valores de temperatura, foram definidos com base nos valores obtidos no ensaio de aquecimento para 100% de carga, sendo os seguintes:

- Temperatura do ar à entrada da unidade interior: 30 °C;
- Temperatura do ar à saída da unidade exterior: 49 °C.

A diferença de temperaturas entre o ar insuflado e o ar à entrada da unidade interior é pequena, tal como é possível ver pelos resultados obtidos na Tabela 2.6. Por esta razão, foi utilizado o valor experimental de temperatura do ar à entrada da unidade interior ao valor de temperatura do ar à entrada da câmara (30 °C).

*Tabela 2.6 – Resultados alternativa A2 - caudal mássico e temperatura para a ventilação da câmara superior e para a unidade interior (UI) do equipamento de ar condicionado*

	$\dot{m}_{\text{entrada}}$ [kg/s]	$\dot{m}_{\text{saída}}$ [kg/s]	$T_{\text{ent}}$ [°C]	$T_{\text{saíd}}$ [°C]
Ventilação	0,4043	0,4047	30,0	41,3
UI	0,2256	0,2533	31,2	49,0

Com os valores presentes na Tabela 2.6, é possível verificar que, para a mesma malha utilizada na simulação da câmara inferior, os erros resultantes do balanço mássico da câmara são semelhantes (aproximadamente 0,1%). Já o balanço à unidade interior do equipamento de ar condicionado acabou por resultar num erro de 12,3%. Esta diferença pode ser justificada, pelo facto da zona de saída ser estreita e comprida como se observa na Figura 2.15. Este facto dificulta não só a resolução computacional do escoamento como também o cálculo da velocidade média. No entanto, considerando os balanços de massa e de energia à câmara superior, os resultados permitem determinar a melhor localização da extração do ar segundo o critério definido.

Para o cálculo do balanço de energia foram utilizados os caudais mássicos à saída da câmara e à saída da unidade exterior. Os resultados foram os seguintes:

- Potência da câmara superior  $\dot{Q}_{\text{câmara superior}}$ : 4,52 kW;

- Potência da unidade interior  $\dot{Q}_{UI}$ : 4,61 kW;
- Erro relativo: 1,88 %.

Com o erro obtido no valor do caudal mássico da unidade interior, pela razão referida, é também possível que o valor da temperatura à entrada da unidade não seja totalmente correto. Desta forma, o erro relativo resultante é aproximadamente 1,9 %.

Na Figura 2.17 é possível ver a trajetória do ar com o gradiente de temperatura obtido na simulação. O valor mínimo e máximo na escala de temperatura são respetivamente 30 °C e 49 °C.

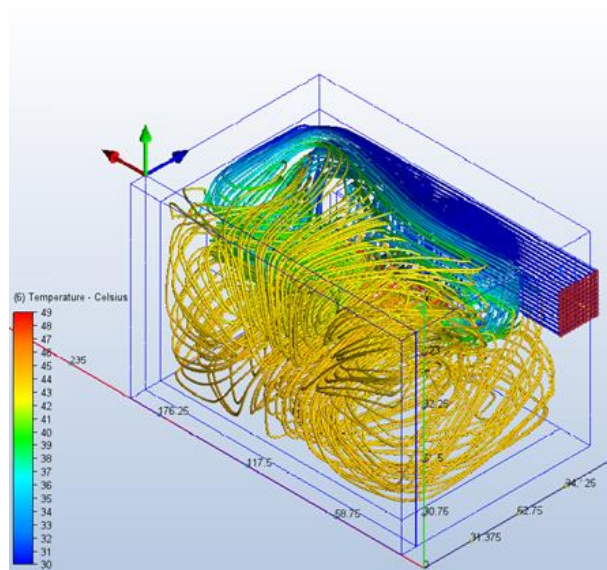
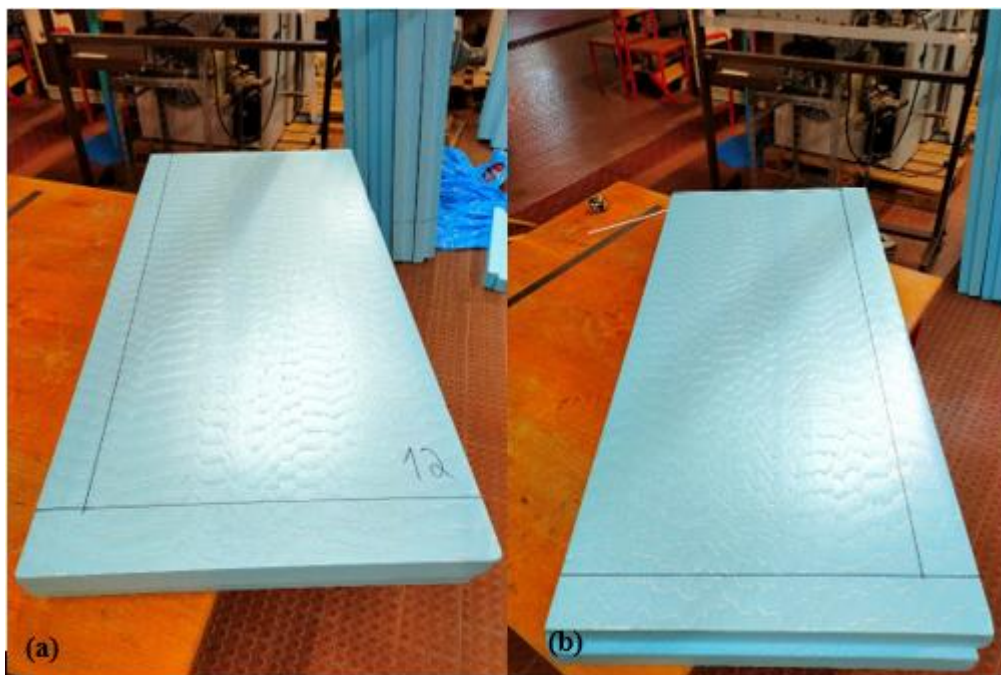


Figura 2.17 - Trajetória do ar câmara superior (alternativa A2)

## 2.4. Processo de construção

### 2.4.1. Marcação e corte

Com as ferramentas disponíveis no laboratório o corte das placas teve de ser realizado por duas pessoas. Para a marcação foi necessário um esquadro, uma régua, uma fita métrica e uma caneta de filtro. A marcação foi uma tarefa por vezes complicada, visto que as próprias placas não tinham as medidas anunciadas e as marcações dependentes destas estavam erradas. A marcação, devido à forma como foram cortadas foi realizada em todas as faces da placa. Todas as placas foram numeradas com a respetiva correspondência conforme a numeração apresentada da Figura 2.3 à Figura 2.5. Na Figura 2.18 é possível ver a placa número 12 com as marcações.



*Figura 2.18 - Marcação da placa número 12*

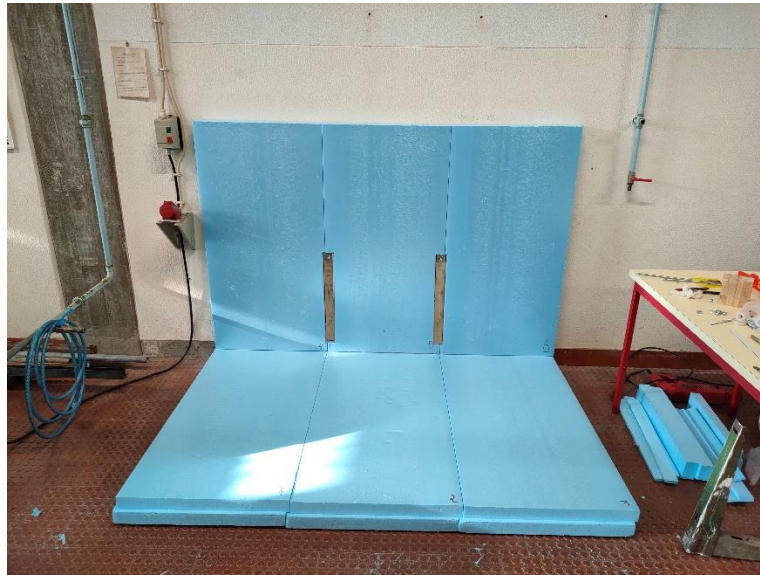
Para realizar o corte foi utilizada a folha de serra que está na Figura 2.19. Cada pessoa, ao longo do corte alinhava a serra com a marcação. A serra é bastante maleável e aquecia muito rapidamente o que dificultava cortes de maior dimensão. Certamente, que acrescentando aos erros de marcação, os cortes também não ficaram perfeitos, havendo alguns desvios face às medidas pretendidas. Quando a medida final era superior ao suposto, foi utilizada uma grossa para desbaste. Quando aconteceu o contrário, o problema só foi resolvido após a montagem de todas as placas, colocando fita cola ou cola de enchimento.



*Figura 2.19 - Folha de serra*

#### **2.4.2. Montagem**

A montagem das câmaras foi realizada em diferentes momentos, visto que nem sempre havia placas disponíveis para a marcação, corte e posterior colagem. Numa primeira fase, em dezembro foi ensaiada a montagem das placas número 1, 2, 3, 4, 5 e 6, tal como está na Figura 2.20. Neste momento ficou definido que as placas 1, 2 e 3 não seriam coladas entre si, e as placas 4 e 6 seriam coladas na parte inferior e na face lateral comum à placa 4.



*Figura 2.20 - Ensaio de montagem das câmaras – fase 1*

Na segunda fase, em fevereiro foram montadas as placas número 7, 8, 16, 18, 19, 20 e 21 tal como é possível ver na Figura 2.21. As placas 7 e 8 foram coladas entre si e à placa 3 e 6. A placa 16 foi colada às placas 6, 7 e 8. A placa 19 foi colada à placa 16 e 18. Por sua vez, as placas 20 e 21 foram coladas entre si e às placas 19 e 16.



*Figura 2.21 - Montagem das câmaras - fase 2*

Por fim, em julho foi realizada a colagem das restantes placas. Neste intervalo de tempo ficou definido como seria feira a colagem, isto porque será necessário ter acesso ao interior das duas câmaras. Para isto ser possível, as placas frontais (9, 10, 11, 22, 23 e 24) não podem estar coladas à restante estrutura. No entanto, para ser mais prático, as placas foram coladas entre si. Apesar de não ser necessário, para o topo da câmara superior (27,

28 e 29) optou-se pela mesma solução, ou seja, não ficam coladas à restante estrutura mas ficam coladas entre si. As placas laterais (12, 13, 25 e 26) e a placa horizontal (14) foram coladas de igual forma à outra lateral. Para facilitar o acesso ao interior da câmara, a placa horizontal 15 também não foi colada. Na Figura 2.22 (a) é possível ver as câmaras abertas, sem as placas móveis (à exceção da placa 15) e na (b) a câmaras fechadas.

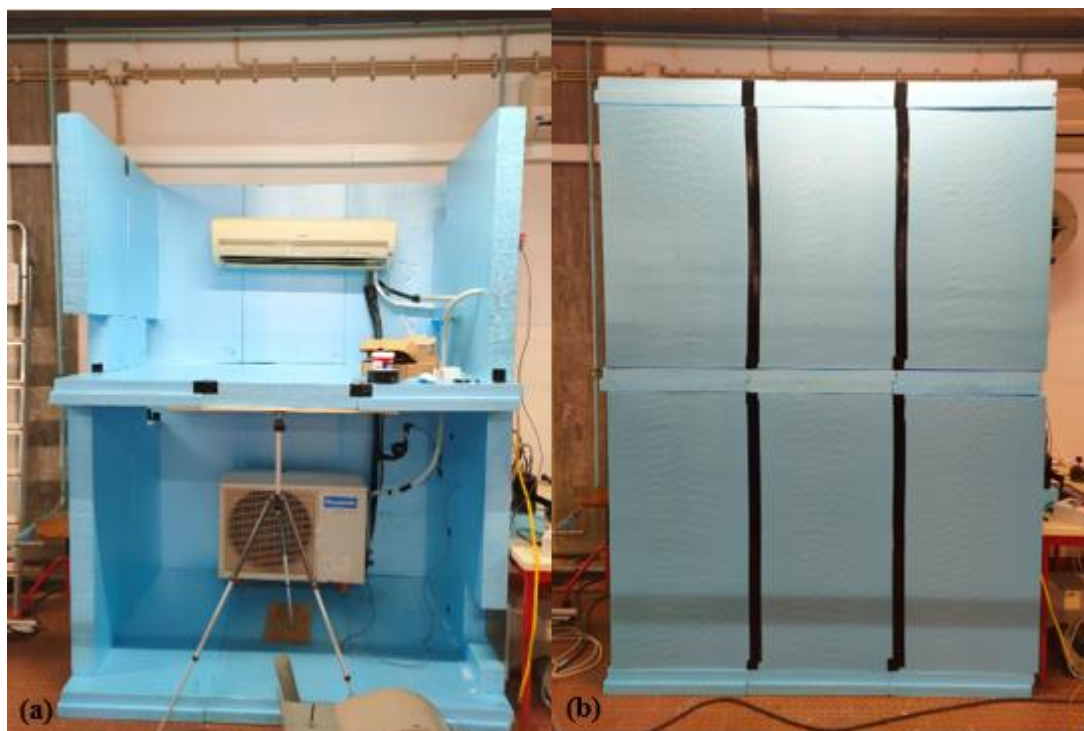


Figura 2.22 - Montagem das câmaras - fase 3; (a) câmaras abertas; (b) câmaras fechadas

Na colagem foi utilizada uma cola especial para placas de poliestireno expandido, que foi aplicada com uma espátula. Uma nota relativa a este processo, a cola foi sempre colocada na parte interior das placas. Já para fixar a placa no tempo de secagem, foi utilizada fita cola e alguns pesos quando necessário.

## 2.5. Fixação e características dos ventiladores

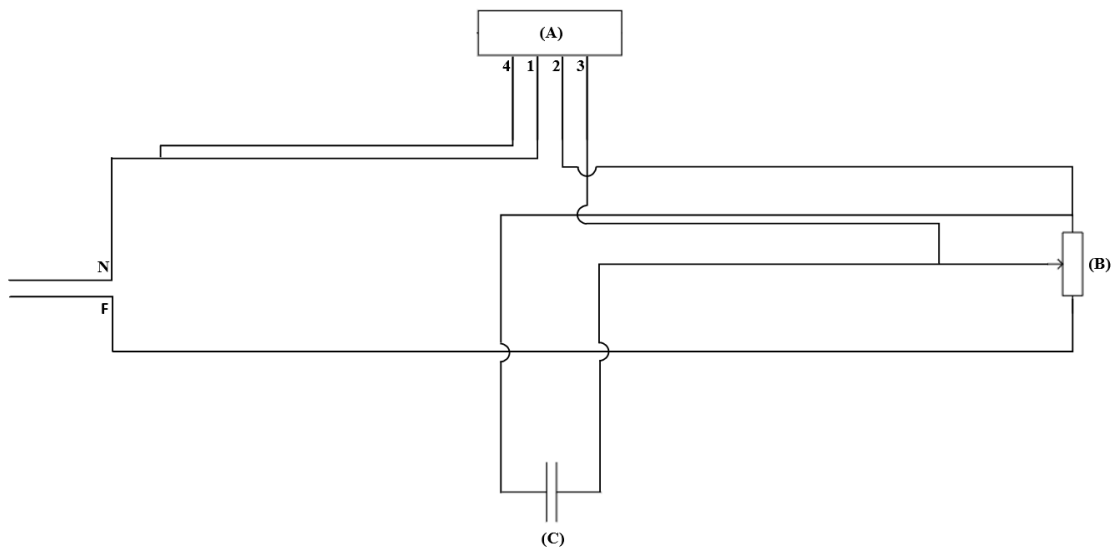
Os ventiladores foram utilizados com o objetivo de homogeneizar a temperatura ar no interior das câmaras e remover a potência produzida pelo funcionamento da máquina de ar condicionado. Os ventiladores foram fabricados pela Fischbach, modelo D-5908, tem como referência 80 2002 7 e possui as seguintes características:

- Potência: 0,1 kW;
- Intensidade de corrente: 1,5 A;
- Alimentação: 0 a 20 V;

- Velocidade de rotação: 0 a 1360 rpm;
- Caudal volúmico: 0 a 1265 m<sup>3</sup>/h;

### 2.5.1. Ligações elétricas

Tal como foi mencionado, o ventilador permite a variação da velocidade de rotação e consequentemente a variação do caudal volúmico. Desta forma é possível regular o caudal dependendo da necessidade. A regulação da velocidade de rotação é feita através da variação da intensidade de corrente que é fornecida ao ventilador. Para isto ser possível, é necessário um equipamento com capacidade de variar a resistência do circuito, como é o caso de um potenciómetro. Na Figura 2.23 está o diagrama de ligação entre o ventilador, potenciómetro e um condensador, que permite uma redução de velocidade gradual ao longo do tempo quando o ventilador é desligado da corrente elétrica.

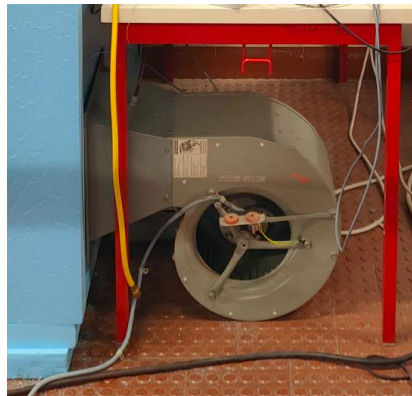


*Figura 2.23 - Diagrama de ligação elétrica dos ventiladores*

Os componentes (A, B e C) corresponde respetivamente ao ventilador, potenciómetro e condensador.

### 2.5.2. Fixação dos ventiladores

À semelhança da instalação da unidade interior e exterior, os ventiladores foram instalados de maneira que não ficassem apoiados na estrutura da câmara. O ventilador da câmara inferior teve uma instalação mais facilitada. Isto porque, o corte realizado na placa da câmara foi feito já a pensar na posição de fixação do ventilador. O ventilador ficou apoiado no chão com o auxílio de uma poleia. Com duas chapas metálicas fez-se a ligação entre o ventilador e a poleia. Consoante a necessidade, isto é, a posição do ventilador para ficar alinhado corretamente com a câmara, foi feito o ajuste da posição das chapas e o aperto final. Na Figura 2.24 é possível ver o ventilador apoiado no chão com o auxílio da poleia.



*Figura 2.24 - Fixação do ventilador da câmara inferior*

Para a fixar o ventilador da câmara superior a tarefa foi mais complicada, visto que o ventilador tem um peso significativo e ficou apoiado na parede. Foram utilizadas duas poleias, sendo que uma delas foi previamente fixa ao ventilador, na sua parte frontal em três pontos. A outra poleia foi utilizada para suportar o peso do ventilador, e foi colocada na parte inferior. Ambas as poleias ficaram apoiadas na parede, tendo sido fixas em dois pontos. Para a fixação também foram utilizadas buchas químicas e varões metálicos M6. Na Figura 2.25 é possível ver o ventilador na posição de fixação.



Figura 2.25 - Fixação do ventilador da câmara superior

### 2.5.3. Cálculo da curva característica do ventilador

Visto que não havia dados que permitissem obter a curva do ventilador e sendo importante para modelar a instalação, foi realizado um ensaio que permitiu retirar vários pontos de modo que fosse possível obter a curva característica. O ensaio foi realizado apenas a um dos ventiladores utilizados e assumiu-se que as características dos dois seriam iguais.

No ensaio foi utilizada uma conduta feita de cartão, um acrílico, um sensor de velocidade para o ar, um manómetro de coluna de líquido e o ventilador em estudo. A conduta de cartão tinha a forma de um quadrado e o seu lado um comprimento de 300 mm, já o acrílico tinha a forma de um retângulo com comprimento e largura superior aos 300mm. O acrílico foi utilizado com o objetivo de provocar uma perda de carga no circuito, através da diminuição da área de saída do ar. A conduta foi colocada em posição e para evitar possíveis movimentos e fugas de ar foi colocada fita-cola na saída do ar do ventilador. Foi ainda feito, na parte final da lateral da conduta um orifício, onde foi inserido um tubo de cobre. O tubo de cobre foi utilizado como meio de medição da pressão estática. O manómetro de coluna de líquido mede a diferença de pressão entre dois pontos e para este caso foi medida a diferença de pressão entre o meio ambiente e o interior da conduta. O manómetro utilizado está na Figura 2.26 (a), e tem capacidade de medir entre -1 e 80 mm coluna de água. O sensor de velocidade utilizado, do tipo anemómetro de fio quente, está na Figura 2.26 (b) e é possível ver os dois componentes, o equipamento em si e a ponta de prova. Ambos os componentes são fabricados pela Testo e os modelos são respetivamente 445 e 0635 1049. A ponta de prova tem uma tolerância de +/- 0,03 m/s e consegue medir entre até 10 m/s.

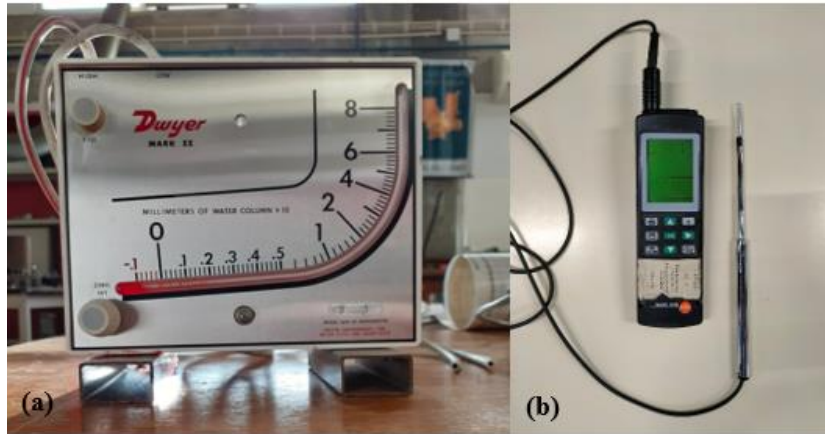


Figura 2.26 - Manómetro de coluna de líquido (a) e sensor de velocidade e temperatura (b)

Na Figura 2.27 é possível ver a montagem utilizada para o ensaio. Identificado pelo número 1 está o sensor de velocidade, pelo 2 o tubo de cobre e o tubo do manómetro e pelo 3 o acrílico.



Figura 2.27 - Instalação de ensaio do ventilador

O ventilador esteve ligado continuamente durante todo o ensaio e na velocidade máxima. O facto da conduta ter um formato quadrado facilita na criação das referências para os pontos de leitura. Na Tabela 2.7 é possível perceber a localização dos pontos de medição. Entre cada lateral foi utilizado um intervalo de 25 mm e entre cada ponto de medição um intervalo de 50 mm.

Tabela 2.7 - Velocidade (m/s) – P0

0	25	75	125	175	225	275	300
25	1,17	1,17	1,3	1,65	2,5	3,7	-
75	1,7	1,4	1,2	1,3	2	3,3	-
125	1	1	1	0,9	1,5	2,6	-
175	0,8	0,75	0,7	0,8	1,3	2,2	-
225	0,7	0,8	0,75	0,9	1,3	1,7	-
275	0,77	1,1	1,3	1,4	1,5	1,5	-
300	-	-	-	-	-	-	-

O referencial anterior corresponde a uma situação em que não existe perda de carga. Para simular a perda de carga, foi utilizado o acrílico, diminuindo a área à saída. O acrílico foi colocado inicialmente na entre a posição 0 e 25 mm, depois 0 e 75 mm até fechar completamente a área de saída. Os hífen presentes nas tabelas representam os pontos que não foram medidos para menores áreas de saída. Para cada posição do acrílico, foram retirados os restantes pontos de medição. Antes de começar a leitura dos valores de velocidade para as várias áreas de saída foram registados os valores de pressão estática.

Para as várias posições do acrílico faz-se corresponder:

- P0 – saída totalmente aberta – Tabela 2.7;
- P1 – saída fechada entre 0 e 25 mm – Tabela 2.8;
- P2 – saída fechada entre 0 e 75 mm – Tabela 2.9;
- P3 – saída fechada entre 0 e 125 mm – Tabela 2.10;
- P4 – saída fechada entre 0 e 175 mm – Tabela 2.11;
- P5 – saída fechada entre 0 e 225 mm – Tabela 2.12;
- P6 – saída fechada entre 0 e 300 mm.

Tabela 2.8 - Velocidade (m/s) – P1

0	25	75	125	175	225	275	300
25	-	1,2	1,2	1,3	2	2,9	-
75	-	1,4	1,2	1,1	1,8	3,1	-
125	-	1,2	1	1	1,4	2,6	-
175	-	1	0,8	0,77	1,2	2,1	-
225	-	0,8	0,72	1	1,6	1,9	-
275	-	0,9	1,1	1,4	1,6	1,3	-
300	-	-	-	-	-	-	-

Tabela 2.9 - Velocidade (m/s) – P2

0	25	75	125	175	225	275	300
25	-	-	1,5	1,5	2,1	3,1	-
75	-	-	1,5	1,4	1,9	3	-
125	-	-	1,4	1,2	1,7	2,5	-
175	-	-	1,3	1	1,5	1,8	-
225	-	-	1,2	1,1	1,6	1,98	-
275	-	-	1,35	1,6	1,8	1,6	-
300	-	-	-	-	-	-	-

Tabela 2.10 - Velocidade (m/s) – P3

0	25	75	125	175	225	275	300
25	-	-	-	1,9	2,3	3,15	-
75	-	-	-	1,77	2,1	3,3	-
125	-	-	-	1,7	1,7	3	-
175	-	-	-	1,6	1,7	1,95	-
225	-	-	-	1,65	1,95	2,05	-
275	-	-	-	1,9	2,1	2	-
300	-	-	-	-	-	-	-

Tabela 2.11 - Velocidade (m/s) – P4

0	25	75	125	175	225	275	300
25	-	-	-	-	2,75	3,6	-
75	-	-	-	-	2,7	3,7	-
125	-	-	-	-	2,55	3,5	-
175	-	-	-	-	2,5	3,2	-
225	-	-	-	-	2,6	3	-
275	-	-	-	-	2,95	3	-
300	-	-	-	-	-	-	-

Tabela 2.12 - Velocidade (m/s) – P5

0	25	75	125	175	225	275	300
25	-	-	-	-	-	4,65	-
75	-	-	-	-	-	4,7	-
125	-	-	-	-	-	4,75	-
175	-	-	-	-	-	4,6	-
225	-	-	-	-	-	4,6	-
275	-	-	-	-	-	4,8	-
300	-	-	-	-	-	-	-

Com os vários dados registados foi possível passar à fase dos cálculos. Para calcular o caudal, em cada situação foi feita a média da velocidade para os vários pontos. Com o valor médio da velocidade e a área em questão foi calculado o caudal utilizando a equação (2.12). Os resultados estão na Tabela 2.13.

$$\dot{V} = v * A \quad (2.12)$$

Tabela 2.13 - Caudal volúmico e perda de carga para P0 a P6

	P0	P1	P2	P3	P4	P5	P6
mm.c.H <sub>2</sub> O	0,2	0,2	0,2	0,2	0,8	4	7
Q (m <sup>3</sup> /h)	440,9	370,6	353,6	329,1	313,7	244,5	0

O manómetro de coluna de líquido mostrou-se pouco sensível para baixa perda de carga, tendo sido obtido o mesmo valor para P0, P1, P2 e P3. Isto é algo que na realidade não

acontece, e portanto os pontos P1, P2 e P3 não foram considerados. Com os restantes três pontos foi obtida a curva do ventilador (Figura 2.28).

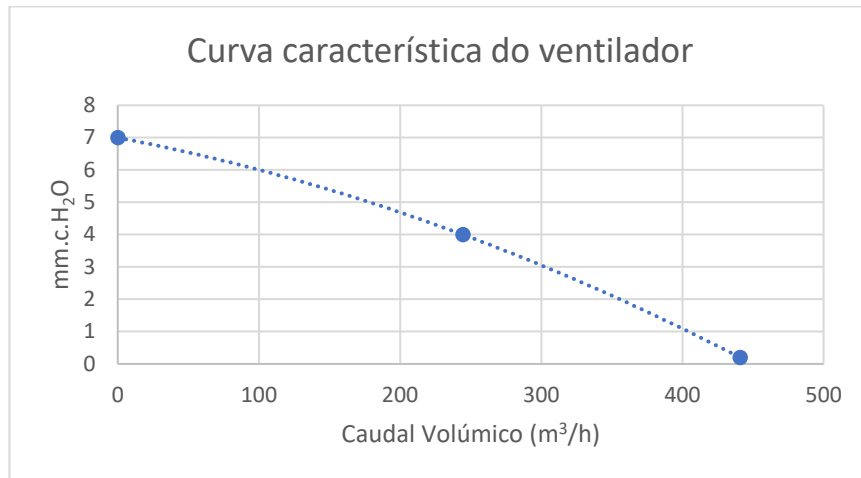


Figura 2.28 - Gráfico da curva característica do ventilador

A curva obtida é caracterizada pela equação (2.13). A equação resulta da função linha tendência para um polinómio de segundo grau, existente no Excel.

$$mm.c.H_2O = -2 * 10^{-5} * \dot{V}^2 - 0,0083 * \dot{V} + 7 \quad (2.13)$$

Os valores obtidos podem apresentar alguns desvios face aos valores reais, seja este devido aos erros de medição dos próprios aparelhos ou também dos erros de leitura humanos. Por exemplo, os valores obtidos do sensor de velocidade estão constantemente a variar e os valores obtidos para a pressão estática também apresentaram flutuações. Ainda assim, comparando os caudais obtidos com o valor do fabricante a diferença é bastante grande. O caudal volúmico máximo anunciado foi de 1265 m<sup>3</sup>/h enquanto o valor obtido no ensaio foi de 440,9 m<sup>3</sup>/h, que corresponde apenas a 35% do valor fornecido pelo fabricante.

### **3. Máquina de ar condicionado tipo *split***

As máquinas de ar condicionado do tipo *split* são compostas por duas unidades, a interior e exterior. O fabricante da máquina utilizada é a Panasonic e as unidades interior e exterior têm as seguintes referências: CS-PW18DKE e CU-PW18DKE.

#### **3.1. Características do equipamento**

No manual do fabricante estão várias informações relativas às especificações do equipamento e as principais características gerais são as seguintes:

- Capacidade de arrefecimento: 5,1 kW;
- Capacidade de aquecimento: 5,3 kW;
- Remoção de condensados: 2,9 l/h;
- EER: 2,91;
- COP: 3,35;
- Dispositivo de expansão: tubo capilar;
- Fluido refrigerante, quantidade: R-410A, 1,33 kg;
- Compressor rotativo do tipo pistão rolante (1 pistão).

##### **3.1.1. Unidade interior**

A unidade interior tem um ventilador de fluxos cruzados, que pode funcionar em três regimes de rotação. Os valores do caudal de ar para os três regimes são:

- Baixo:
  - Arrefecimento: 786 m<sup>3</sup>/h;
  - Aquecimento: 840 m<sup>3</sup>/h;
- Médio:
  - Arrefecimento: 906 m<sup>3</sup>/h;
  - Aquecimento: 906 m<sup>3</sup>/h;
- Alto:
  - Arrefecimento: 972 m<sup>3</sup>/h;
  - Aquecimento: 984 m<sup>3</sup>/h;

O permutador de calor tem duas fileiras de tubos com 15 tubos cada uma, sendo estes feitos de cobre e as alhetas na sua envolvente em alumínio. Relativamente às dimensões da unidade, na Figura 3.1 (a) é possível ver a vista frontal da unidade interior e (b) a vista lateral, com as cotas em milímetros.

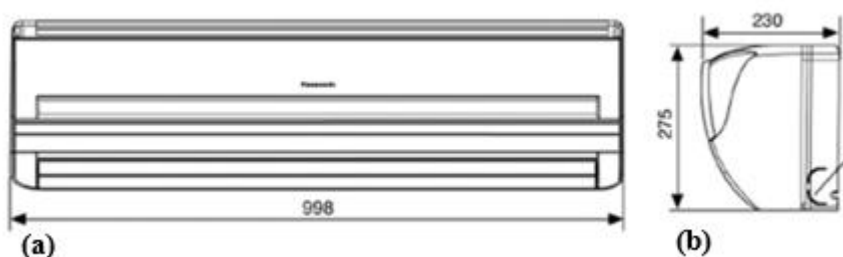


Figura 3.1 - Unidade interior - (a) vista frontal; (b) vista lateral

O equipamento de ar condicionado utilizado nos ensaios não é novo, tendo já sido utilizado, pelo que as características atuais poderão diferir das apresentadas pelo fabricante. Com isto, é possível que durante a realização deste trabalho o caudal anunciado pelo fabricante não corresponda ao caudal que a máquina consegue fornecer, devido às maiores perdas de carga que possam surgir na trajetória do ar. Por esta razão, foram feitos dois ensaios para a medição da velocidade do ar à saída da unidade. A unidade tem duas áreas de saída (superior e inferior) com formato retangular (910x20 mm<sup>2</sup>) e em cada uma foram feitas nove medições. As localizações aproximadas dos pontos de medição para as duas áreas estão representadas na Figura 3.2. Para obter os valores de velocidade foi utilizado um sensor de velocidade de ar (o mesmo que foi utilizado no subcapítulo 2.5.3) e a máquina foi ligada no modo de arrefecimento, tendo sido recolhidos os valores para a velocidade máxima de rotação do ventilador.

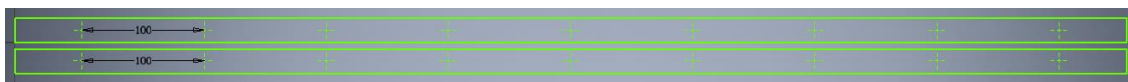


Figura 3.2 - Identificação dos pontos de medição da área de saída do ar da unidade interior

Na Tabela 3.1 e Tabela 3.2 estão os valores da velocidade para os nove pontos de medição obtidos nos dois ensaios. Com o valor da área e da velocidade média para os pontos referidos foi calculado o caudal volúmico. O caudal resultante foi de 834 m<sup>3</sup>/h, que comparando com o valor anunciado tem uma diferença de 14,2%.

Tabela 3.1 - Velocidade (m/s) - ensaio 1

Superior	6,7	7	7,2	7,4	7,1	7,7	7,6	7,2	1,9
Inferior	7,4	6	6	6,4	7,3	6	5,7	7,5	3,9

Tabela 3.2 - Velocidade (m/s) - ensaio 2

Superior	7,35	6,6	7,1	7,1	6,8	7,1	6,8	7,2	1,7
Inferior	7,3	6,3	6,7	7,1	6,3	6	5,6	7,5	3,9

### 3.1.2. Unidade exterior

A unidade exterior tem um ventilador axial que tem apenas um regime de rotação. Quando está ligado o caudal de ar são 1740 m<sup>3</sup>/h para ambos os modos de funcionamento. O permutador de calor tem duas fileiras com 20 tubos cada uma, sendo estes feitos de cobre e as alhetas na sua envolvente em alumínio. Relativamente às dimensões da unidade, na Figura 3.3 (a) é possível ver a vista superior e (b) a vista lateral, com as cotas em milímetros.

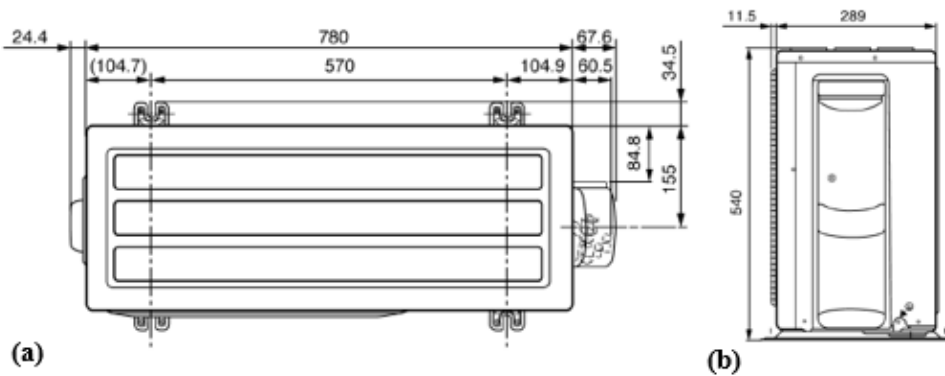


Figura 3.3 - Unidade exterior - (a) vista superior; (b) vista lateral

### 3.2. Diagrama de funcionamento

No manual do fabricante está também o diagrama de funcionamento da máquina e este permite perceber quais são os seus componentes e a sua localização. O diagrama foi simplificado e adaptado à instalação, já com os componentes do sistema de recolha de fluido e dos sensores de pressão e temperatura utilizados, tal como é possível ver na Figura 3.4. Dependendo do modo de funcionamento a unidade interior e exterior têm funções diferentes e o fluido circula em sentidos inversos. Destacado pela cor vermelha está o modo de aquecimento e pela cor azul o modo de arrefecimento.

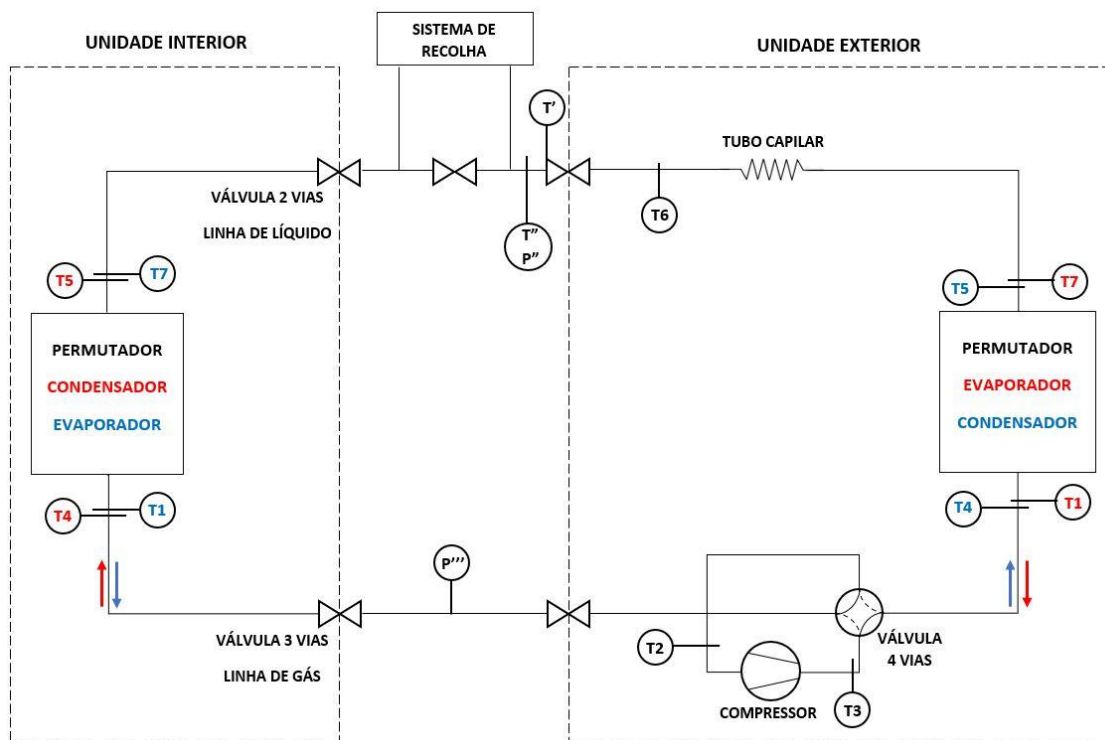


Figura 3.4 - Diagrama de funcionamento adaptado do equipamento de ar condicionado tipo split

Relativamente ao permutador da unidade exterior, é possível perceber com maior facilidade a sua geometria ao contrário da unidade interior. Na Figura 3.5 está um esquema mais detalhado do permutador. Como referido o permutador tem duas fileiras com vinte tubos cada uma. No esquema estão representadas os 10 tubos superiores de cada fileira e o sentido de circulação dependendo do modo de funcionamento. O décimo tubo (contando de cima para baixo) está ligado ao tubo capilar enquanto os tubos superiores estão ligados entre si, e por sua vez à válvula de quatro vias. As restantes ligações, não foram representadas, no entanto existem algumas ligações em diagonal e horizontal que ligam os tubos entre as duas fileiras. Também existem algumas ligações na vertical ligando dois tubos da mesma fileira.

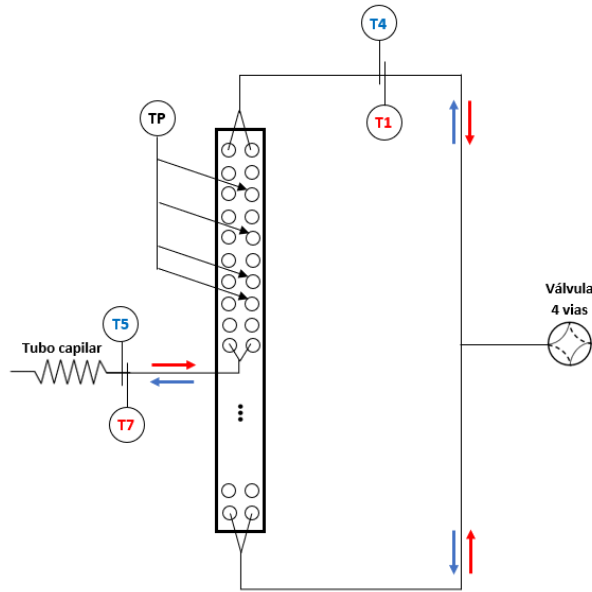


Figura 3.5 - Diagrama de funcionamento detalhado do permutador da unidade exterior

### 3.3. Funcionamento do equipamento

A máquina é controlada por um comando remoto, que permite ligar ou desligar o equipamento, escolher a temperatura do *setpoint*, a velocidade de rotação do ventilador da unidade interior, a direção de saída do ar, o modo de funcionamento e por fim, definir um temporizador.

Para a temperatura do *setpoint*, independentemente do modo de funcionamento pode ser escolhido um valor entre 16 °C e 30 °C. Para a definição da velocidade de rotação do ventilador existem quatro opções, baixa, média, alta e automática. Já para a direção de saída do ar existem 5 opções, no entanto o motor que movimenta as pás para o controlo da direção estava avariado e foi removido. Por esta razão as pás foram fixas na posição horizontal. Relativamente ao modo de funcionamento, existem quatro opções, aquecimento, arrefecimento, desumidificação e automático. Para este trabalho, apenas foram utilizados os modos de aquecimento e arrefecimento e o temporizador também não foi utilizado.

### 3.3.1. Detalhes do funcionamento

Após definir o modo de funcionamento e a temperatura do *setpoint* é ligada a máquina. No entanto, o funcionamento do compressor não depende apenas da máquina estar ligada, mas também de duas temperaturas, sendo estas a temperatura do *setpoint* e a temperatura do ar à entrada da unidade interior. Para o modo de aquecimento, quando a temperatura do ar à entrada da unidade interior é superior a 2 °C em relação à temperatura de *setpoint*, o compressor é desligado. Quando esta diferença de valores é nula ou menor que 0 °C, o compressor é novamente ligado. Já no modo de arrefecimento, quando a temperatura do ar à entrada da unidade interior é igual à temperatura do *setpoint* o compressor é desligado. Quando a diferença de valores for igual ou superior a 1,5 °C o compressor é novamente ligado.

### 3.3.2. Controlo do funcionamento

O próprio equipamento possui alguns controlos que também influenciam o funcionamento do compressor e a velocidade de rotação dos ventiladores. Os controlos diferem para o modo de arrefecimento e aquecimento, e têm prioridade em relação ao controlo referido no subcapítulo 3.3.1.

Para o modo de arrefecimento os controlos são:

- Se eventualmente a máquina for desligada, independentemente do compressor estar ou não ligado, o compressor mesmo que a máquina seja novamente ligada apenas irá começar a trabalhar passado três minutos (1);
- Se a diferença de temperaturas entre o *setpoint* e o ar à entrada da unidade interior for inferior a 1,5°C nos primeiros 60 segundos de funcionamento, o compressor irá sempre ficar ligado até atingir o valor de tempo (2);
- Se o compressor estiver parado há 7 minutos e a temperatura do ar à entrada da unidade interior estiver dentro do intervalo A e B, o compressor irá ser ligado. O valor de A corresponde à temperatura de *setpoint* mais 1,5 °C e o valor de B apenas à temperatura de *setpoint* (3);
- Se a temperatura do permutador de calor da unidade interior permanecer abaixo dos 2 °C durante 4 ou mais minutos, o compressor será desligado (4);

- Se o compressor estiver ligado durante 5 ou mais minutos e a diferença de temperatura entre o ar à entrada da unidade interior e o permutador de calor for igual ou inferior a 2,5 °C durante dois minutos seguidos, o compressor será desligado e ligado novamente (5);

Já para o modo de aquecimento os controlos são:

- Igual ao (1) do modo de arrefecimento;
- Igual ao (5) do modo de arrefecimento, no entanto o valor de diferença de temperatura é de 5 °C;
- Se a temperatura do permutador de calor da unidade interior atingir 68 °C ou mais, será desligado e ligado novamente;

Para este modo ainda existe o controlo sobre os ventiladores, seja da unidade interior ou da exterior, sendo os seguintes:

- Se a temperatura do permutador de calor da unidade exterior for menor que -3 °C, o ventilador está ligado. No entanto, se a temperatura do permutador de calor for igual ou superior a  $T_b$ , o ventilador é desligado.  $T_b$  é um valor de temperatura utilizado como referência que varia com a temperatura à entrada da unidade exterior. Na Tabela 3.3 é possível ver a variação;

*Tabela 3.3 - Valor  $T_b$  em função da temperatura do ar à entrada da unidade exterior*

Temperatura à entrada da UE	<10 °C	$\geq 10$ °C e < 15 °C	$\geq 15$ °C e < 20 °C	$\geq 20$ °C e < 25 °C	$\geq 25$ °C
$T_b$	$\geq 5$ °C	$\geq 3$ °C	$\geq 1,5$ °C	$\geq 0,5$ °C	$\geq -0,5$ °C

- O ventilador da unidade interior apenas irá ser ligado após a temperatura do permutador de calor atingir 30 °C;
- Quando é atingida uma diferença de temperaturas menor que 2 °C (temperatura do *setpoint* e temperatura à entrada da unidade interior), o compressor é desligado e a velocidade de rotação do ventilador da unidade interior é imediatamente reduzida para o valor mais baixo.

### 3.3.3. Características nominais de funcionamento

Para as condições nominais de funcionamento, o fabricante fornece valores relativos à pressão da unidade interior e à temperatura do ar à saída da respetiva unidade. Os valores estão na Tabela 3.4.

*Tabela 3.4 - Valores de pressão do fluido frigorigéneo e temperatura do ar nas condições nominais de funcionamento*

	Pressão [kPa]	Temperatura do ar à saída da UI [°C]
Arrefecimento	900 – 1200	10 – 16
Aquecimento	2100 – 3500	30 - 45

Os valores da Tabela 3.4 foram obtidos para uma temperatura exterior de 35 °C no modo de arrefecimento e 7 °C no modo de aquecimento.

Já na Figura 3.6 (a) e (b) é possível ver a variação de várias propriedades com a variação da temperatura exterior, para o modo de arrefecimento e aquecimento, respetivamente. Do lado esquerdo está a capacidade de arrefecimento ou aquecimento e a intensidade da corrente elétrica. Já no lado direito estão os valores de baixa e alta pressão e da temperatura do ar à saída da unidade interior. Os valores foram obtidos com o ventilador da unidade interior na rotação máxima e para uma temperatura no espaço interior de 27 °C no arrefecimento e 20 °C no aquecimento. De notar o erro presente no manual do fabricante, relativo aos valores de alta pressão no modo de aquecimento, correspondendo por exemplo, o valor 2.5 kgf/cm<sup>2</sup> a 25 kgf/cm<sup>2</sup>.

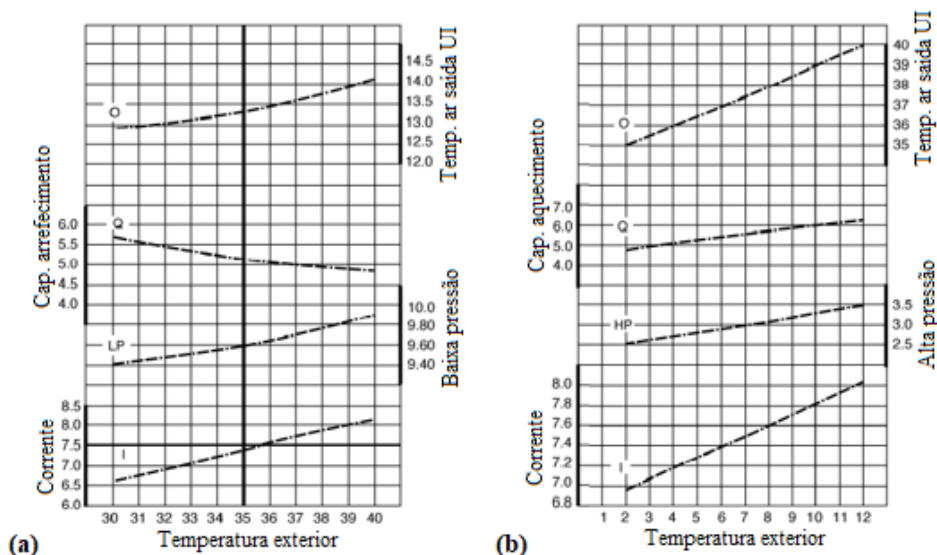


Figura 3.6 - Características nominais de funcionamento - (a) arrefecimento; (b) aquecimento

As unidades das propriedades são as seguintes:

- Capacidade de arrefecimento/aquecimento – kW;
- Corrente – A;
- Pressão – kgf/cm<sup>2</sup>;
- Temperaturas - °C;

### 3.4. Instalação – unidade interior e exterior

As unidades interior e exterior foram instaladas de maneira que ficassem dependentes da parede e não das placas da câmara. Para isto ser possível, tiveram de ser criadas extensões e cortes adicionais nas placas.

As unidades interiores são instaladas à face das paredes e encaixam numa chapa metálica. Antes de instalar é necessário ter em atenção alguns fatores, nomeadamente a distância entre a parte superior da unidade e o teto, que não deve ser menor que 50 mm. Neste trabalho, colocou-se a unidade com uma distância de 200 mm da parte superior da câmara. As distâncias mínimas das laterais da unidade, também são 50 mm.

A chapa metálica utilizada não era a original e por isso tiveram de ser feitas duas furações novas, sendo fixa em quatro pontos. Ficando a máquina à face das placas, tiveram de ser criadas extensões com a mesma espessura da placa, ou seja, 100 mm. As extensões consistem em paralelepípedos de madeira que foram cortados de um barrote. Adicionalmente teve de ser feita uma furação (6 mm) ao longo da sua espessura. Para fixar a chapa

metálica, foram utilizados varões M6, anilhas e porcas. Já para fixar os varões foram utilizadas buchas químicas. Na Figura 3.7 (a) é possível ver os paralelepípedos de madeira colocados já com os varões fixos e (b) a chapa metálica colocada na sua posição (ensaio).



Figura 3.7 - Estrutura de suporte da unidade interior- (a) suporte da chapa; (b) suporte da unidade

As unidades exteriores são normalmente instaladas mais afastadas das paredes e fixas a duas poleias. Por sua vez as poleias estão fixas à parede. À semelhança da unidade interior, esta unidade também tem de ter em atenção alguns fatores. A face traseira tem de estar a mais de 100 mm da parede, a face frontal não deve ter nenhuma obstrução nos 1000 mm à sua frente, a lateral direita deve ter no mínimo 300 mm da parede e a lateral esquerda 100 mm. Neste trabalho, garantir que não há obstruções nos 1000 mm à frente da unidade é impossível visto que a câmara tem apenas 1055 mm de comprimento. As poleias, já têm furações que garantem que ao fixar a máquina, a medida entre a parede e parte traseira seja cumprida. No entanto, visto que a máquina está no interior da câmara, a distância entre a parede e a parte traseira seria reduzida no valor de 100 mm (espessura da placa). Para resolver este problema, também foram colocadas duas extensões (paralelepípedos de madeira), com uma espessura que garantisse as medidas mínimas, ficando a 135 mm. Foram feitas duas furações de 8 mm nos paralelepípedos para a passagem dos varões. Neste caso, foram utilizados varões M8 e também foram fixos à parede com buchas químicas. Para a fixação das poleias foram utilizadas porcas e anilhas com a respetiva medida. Na Figura 3.8 (a) é possível ver os paralelepípedos de madeira colocados já com os varões fixos e (b) as poleias colocadas na sua posição (ensaio).

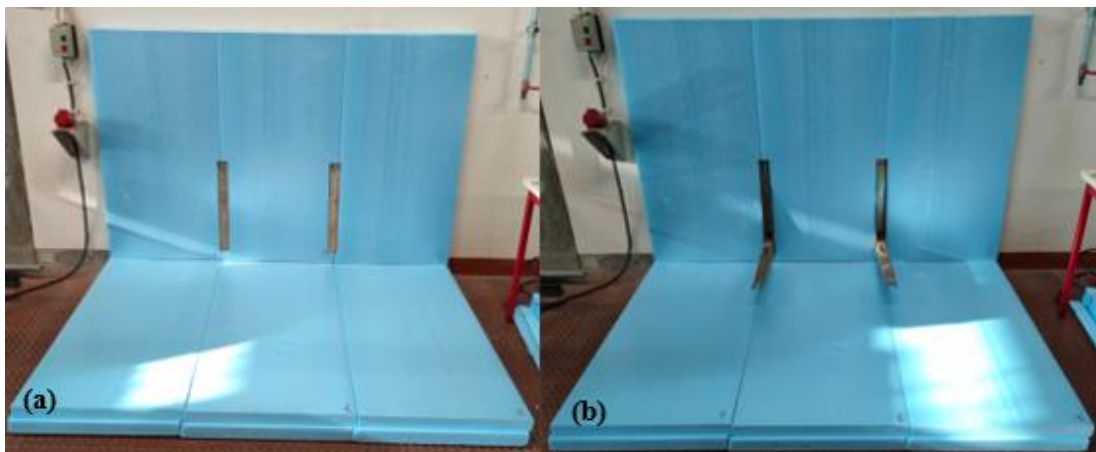


Figura 3.8 - Estrutura de suporte da unidade exterior - (a) suporte das poleias; (b) suporte da unidade

### 3.5. Sistema de recolha de fluido

O sistema de recolha foi construído com o objetivo de recolher e injetar fluido no circuito durante o funcionamento da máquina. Para a sua construção foram utilizados os seguintes componentes:

- 1 válvula de corte ¼" MM – dois sentidos;
- 2 válvulas de corte ¼" MM – um sentido;
- 1 válvula de 3 vias, 2 posições ¼" MM;
- 2 mangueiras flexíveis FF;
- 1 depósito;
- 1 tubo capilar;
- 1 balança digital;
- Tubos de cobre, e ligações ¼".

De forma mais detalhada, o depósito tem uma entrada e duas saídas. A entrada está na parte superior do depósito, enquanto as duas saídas ao meio e na parte inferior do mesmo. Este tem uma capacidade de armazenamento de aproximadamente 0.001672 m<sup>3</sup>. O valor foi obtido através de medições realizadas ao depósito, visto que não existem informações disponíveis. Foi medido o diâmetro e altura exteriores e foi considerada uma espessura (1 mm), aproximando a sua forma a um cilindro oco. O volume ocupado pelos tubos de saída foi desprezado. O tubo capilar tem um comprimento de aproximadamente 1 m. A válvula de 3 vias conforme referido tem duas posições, sendo que duas das vias estão sempre abertas. A outra via, conforme a posição do manípulo alterna entre fechada e aberta. Na Figura 3.9 estão exemplificados pelas setas as duas trajetórias possíveis. A balança utilizada tem uma precisão de +/- 0,1 g, uma capacidade máxima de 6000g e o seu modelo é ADG 6000/L.

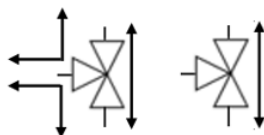
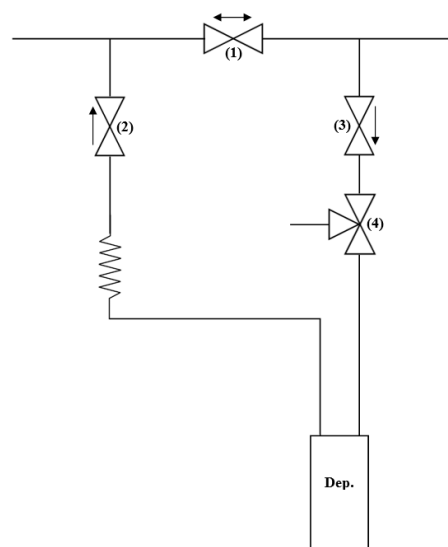


Figura 3.9 - Trajetórias da válvula de 3 vias

A construção do sistema foi baseada em vários fatores que estão detalhados no texto que se segue. Ao recolher fluido na fase líquida para o mesmo espaço é possível armazenar

uma quantidade superior. Por esta razão, o sistema está localizado na linha de líquido do circuito da máquina, tendo em conta que o volume específico do fluido nesta linha é sempre inferior à linha de gás. Na linha de líquido, dependendo do modo de funcionamento o fluido frigorigéneo circula em diferentes fases e pressões. No modo de arrefecimento circula na fase líquida e gasosa com baixa pressão enquanto no modo de aquecimento apenas na fase líquido subarrefecido e com alta pressão. Sendo o ponto ideal para a recolha, aquele que tem o menor volume específico, este processo deve ser realizado no modo de aquecimento. A recolha e injeção de fluido são provocadas pelas diferenças de pressão entre a linha de líquido e o depósito. Na recolha, é necessário que o depósito esteja a uma pressão inferior à linha de líquido e na injeção o inverso. Portanto, em reforço ao ponto anterior, a recolha do fluido deve ser feita no modo de aquecimento e para o caso da injeção deve ser feita no modo de arrefecimento. Na Figura 3.10 é possível ver o esquema do circuito.

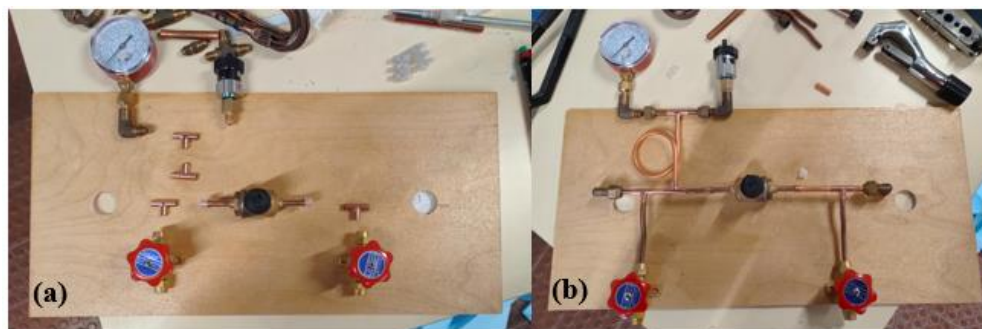


*Figura 3.10 - Diagrama de funcionamento do sistema de recolha de fluido frigorigéneo*

No modo de arrefecimento, tal como referido, na linha de líquido circula fluido na fase de mistura. Ao injetar o fluido do depósito, que está na fase líquida, poderia haver o risco do fluido não evaporar totalmente. Esta situação não pode acontecer, visto que o fluido sai do evaporador para o compressor, e à entrada do compressor é obrigatório que o fluido esteja totalmente na fase gasosa. Por esta razão, foi colocado um tubo capilar que provoca a expansão do fluido, quando é novamente injetado no circuito. A válvula 4, foi colocada com o objetivo de ter, em caso de necessidade uma ligação ao circuito da máquina na parte exterior das câmaras.

Parte do sistema de recolha está dependente da câmara, nomeadamente, as válvulas de corte de 1 sentido estão aparafusadas a uma placa de madeira, sendo que esta está colada às placas da câmara. No momento de utilização do sistema de recolha, esta estrutura oferece maior rigidez, evitando possíveis danos às ligações roscadas e soldadas existentes no circuito.

Para as ligações dos vários componentes foi utilizado sempre que possível ligações soldadas. Na Figura 3.11 é possível ver o ensaio de montagem de alguns componentes do sistema de recolha. Já na Figura 3.12 está uma parte do sistema já com as ligações soldadas e roscadas.

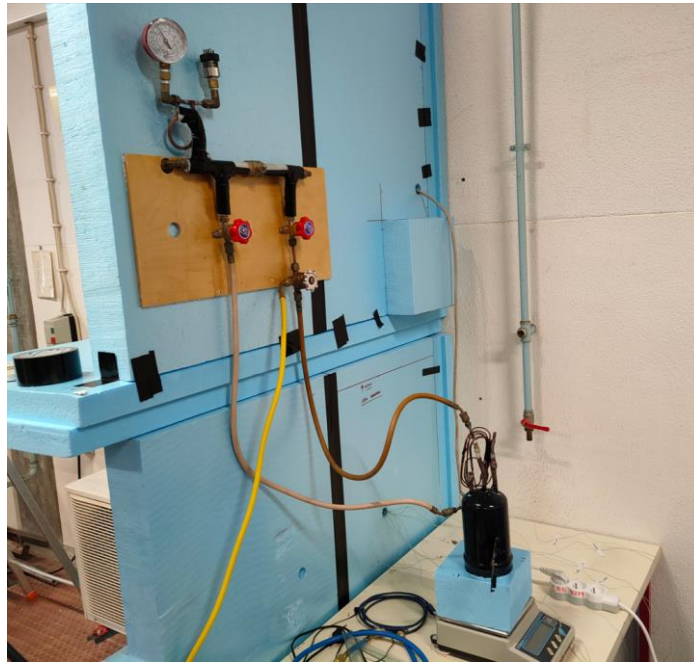


*Figura 3.11 - Ensaio de montagem das válvulas 1,2 e 3*



*Figura 3.12 - Montagem final das válvulas 1, 2 e 3*

Para ligação entre as duas válvulas de corte e o depósito foram utilizadas duas manguейras flexíveis, para permitir a pesagem do depósito de recolha de fluido frigoriféneo. O resultado final está na Figura 3.13.



*Figura 3.13 - Sistema de recolha de fluido frigorígeno*

### **3.5.1. Pesagem do fluido**

A pesagem é um passo importante na recolha/injeção de fluido frigorígeno do sistema, isto porque permite saber aproximadamente qual a quantidade, em gramas recolhida ou injetada. Sendo o depósito um componente que não fica fixo quando apoiado, foi necessário criar uma base de apoio, tal como mostra a Figura 3.14. Para esta base foi aproveitado um dos resíduos do corte das placas da câmara. A área de apoio da base é aproximadamente igual à área de pesagem da balança.



*Figura 3.14 - Base de apoio para o depósito de recolha*

Ligado ao depósito como referido anteriormente estão duas mangueiras flexíveis e dependendo da posição da balança na mesa, os valores medidos são diferentes. A própria posição do depósito também influenciava os valores medidos. Por estas razões, foi marcada uma posição na mesa para definir o local da balança e para cada momento de recolha o depósito ficou sempre na mesma posição.

Para realizar a pesagem do fluido, após a balança e o depósito estarem nas respetivas posições, a balança foi ligada. O valor da massa obtido ao ligar a balança variava ao longo do tempo e por isso foi necessário esperar até o valor estabilizar. Após estabilização, foi realizada a tara à balança. Desta forma, é possível realizar a recolha ou injeção de fluido obtendo o valor aproximado. Após a realização do procedimento de recolha/injeção verificou-se também que o valor variava ao longo do tempo. O valor da massa de fluido recolhido/injetado corresponde ao valor obtido na balança após estabilizar.

### 3.5.2. Procedimento de recolha e injeção de fluido

A recolha e injeção de fluido foi feita através da manipulação das válvulas que estão numeradas na Figura 3.15.

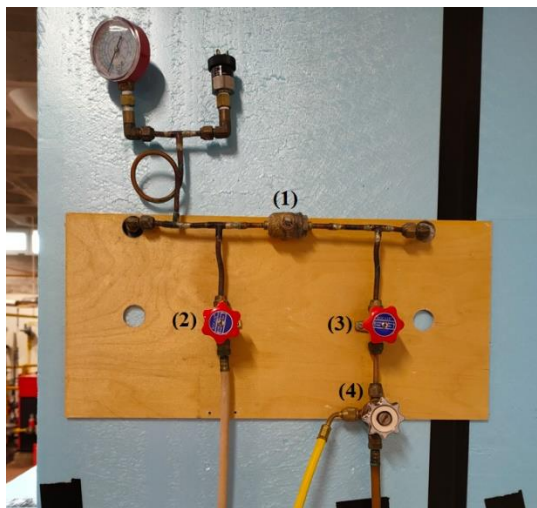


Figura 3.15 - Sistema de recolha de fluido - identificação das válvulas

A recolha do fluido foi feita em intervalos de 20%, até atingir 40% de carga, sendo este valor relativo à carga de fluido frigorígeno presente no sistema à data de instalação. A máquina de ar condicionado tinha um total de 1290 g de R410-A, pelo que, em cada intervalo deveriam ser recolhidas 258 g. Neste processo a máquina foi colocada no modo de aquecimento. A válvula 4 foi sempre mantida na posição que permite a passagem do fluido no sentido que está na Figura 3.16 e a válvula 2 ficou sempre fechada.

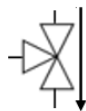


Figura 3.16 - Trajetória da válvula de 3 vias – posição: fechada

Na primeira e segunda recolha de fluido, devido à diferença de pressões foi apenas necessário abrir a válvula 3. Já no último momento de recolha foi necessário utilizar a válvula 1 (fechando e abrindo) para chegar ao valor pretendido, porque após as 170 g a pressão do depósito era igual à pressão da linha de líquido. Como referido, após realizar a recolha, o valor obtido variava e por esta razão foi difícil recolher exatamente as 258 g. Portanto foram sempre recolhidos valores próximos a 20%, sendo estes os seguintes:

- Primeira recolha: 254.5 g (19,7 %);
- Segunda recolha: 253 g (19,6 %);
- Terceira recolha: 256 g (19,8 %).

Para injetar o fluido no circuito, é necessário que a máquina esteja no modo de arrefecimento, abrir a válvula 2 e manter a válvula 3 fechada. Neste modo, a linha de líquido está a baixa pressão e o depósito a alta pressão. O fluido é injetado no circuito até que os valores de pressão do depósito e da linha de líquido sejam iguais. Desta forma, a quantidade de fluido que é armazenada no depósito será sempre maior que a quantidade que é injetada no circuito.

### 3.6. Ligação dos tubos de cobre

A unidade interior tem duas ligações à semelhança da unidade exterior, no entanto são de tipos diferentes. Na unidade interior estão duas ligações do tipo meia união, enquanto na unidade exterior estão duas válvulas, uma de duas vias e outra de três vias. As medidas das válvulas e das meias uniões são iguais às medidas dos tubos, sendo estas de ¼” e ½”. Já os tubos e válvulas do sistema de recolha têm ¼”. As ligações utilizadas neste trabalho foram de dois tipos, roscadas e soldadas.

### 3.6.1. Ligações roscadas

Para a ligação dos tubos de cobre com roscas é normalmente seguido um conjunto de procedimentos. Portanto, para todas as ligações roscadas presentes no circuito foi seguido o procedimento que será explicado.

Primeiro foi medido o comprimento necessário do tubo e cortou-se utilizando um corta-tubos de cobre. Em segundo lugar, faz-se o escareamento das pontas do tubo. Este processo de escareamento deve ser sempre realizado com o tubo virado para baixo, de modo que as limalhas resultantes não entrem para o interior da tubagem. A presença de limalhas nas tubagens poderá danificar os equipamentos do sistema. Por último, é colocada a porca com o respetivo tamanho, tendo em conta a direção e é feito o alargamento na ponta do tubo, ficando em forma de cone, sendo este processo feito com um abocardador. O conjunto de ferramentas utilizada neste processo está na Figura 3.17.



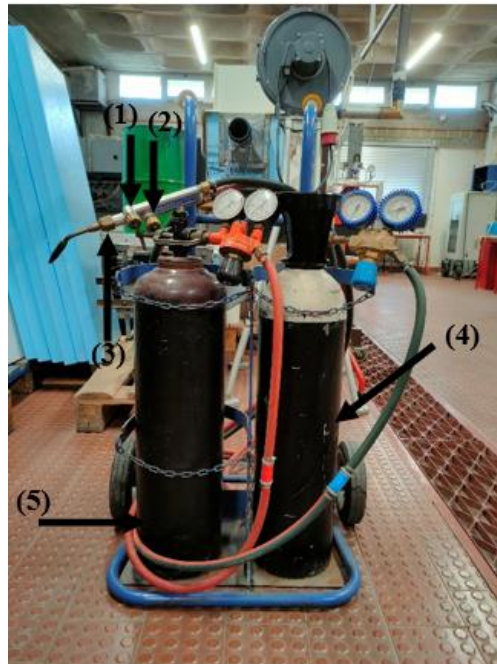
Figura 3.17 - Equipamentos para corte, escareamento e abocardamento dos tubos de cobre

### 3.6.2. Ligações soldadas

Outro método de ligação de tubos de cobre é através da soldadura. As ligações soldadas quando comparadas às roscadas, têm menor probabilidade de fuga. Ainda assim, nas ligações das unidades interiores e exteriores são utilizadas ligações roscadas, visto que são bastante mais práticas e não requerem tantos cuidados como o processo de soldadura. O processo que será explicado foi utilizado para todas as ligações soldadas.

A soldadura foi realizada com o equipamento que estava disponível no laboratório, sendo este de soldadura oxiacetilénica. O equipamento está na Figura 3.18 e é possível verificar os seus componentes. Destacados pelo número 1 e 2 estão as válvulas que permitem

regular o caudal de oxigénio e de acetileno, pelo número 3 o maçarico e pelos números 4 e 5 as botijas de gás. Na saída das botijas estão conectados os redutores de pressão e os seus manómetros.



*Figura 3.18 - Equipamento de soldadura oxiacetilénica - identificação dos componentes*

A chama produzida através do maçarico, irá gerar o calor necessário para fundir o material que será adicionado. O material que é fundido, tem o formato de um cilindro com um diâmetro bastante pequeno e é constituído por uma liga metálica. A liga por sua vez pode ser constituída por diferentes materiais e percentagens, sendo que para este trabalho foi utilizada uma liga de prata (45%), cobre e zinco. Para diferentes constituições o ponto de fusão é diferente, sendo que com um menor ponto de fusão soldadura é mais fácil.

Para realizar a soldadura foi inicialmente necessário lixar o exterior do tubo de cobre na zona a soldar. Em segundo lugar, foram abertas as válvulas do maçarico e das botijas. Para acender a chama foi utilizado um acendedor próprio para maçaricos, isto é, um acendedor que apenas cria uma faísca. Em terceiro lugar, foi feito o ajuste da chama através das válvulas de regulação do maçarico que permitem variar o caudal de oxigénio e de acetileno. A ponta da liga é inicialmente aquecida e depois mergulhada num pó deca-pante. Já com o pó, a liga é novamente aquecida e ao mesmo tempo também são aquecidos os tubos de cobre na zona a ser soldada. Ao aquecer o tubo de cobre, deve ter-se sempre em atenção a temperatura a que está sujeito para não correr o risco de danificar o tubo. Eventualmente a liga acaba por fundir, e quando isto acontece devemos direcionar a

chama a partir do ponto inicial de fusão para o local onde pretendemos adicionar o material, o que permite uma soldadura mais uniforme e sem excessos.

### **3.7. Ligações elétricas**

As ligações do equipamento à rede elétrica são normalmente feitas numa das unidades e neste equipamento a ligação é feita na unidade interior. Em cada unidade existe um conjunto de 4 terminais numerados de (1 a 4) e o terminal terra. Foi utilizado um cabo com 5 fios, para realizar a ligação entre os terminais das duas unidades. Neste processo foi necessário ter em conta que o fio que é ligado ao terminal 1 da unidade interior tem de ser o mesmo que é ligado ao terminal 1 da unidade exterior. A ligação dos restantes terminais segue a mesma lógica. O terminal 1 e 2 correspondem à fase e neutro, já os terminais 3 e 4 são utilizados para a comunicação entre as duas unidades.

### **3.8. Pressurização e vácuo da instalação**

Após a ligação dos tubos de cobre o circuito foi submetido aos processos de pressurização e vácuo. Este é um procedimento que é sempre realizado após a instalação de uma máquina de ar condicionado e antes de abrir o fluido frigorigéneo que está armazenado na unidade exterior. A pressurização do circuito foi feita com azoto e o vácuo com uma bomba de vácuo.

A pressurização do circuito permite identificar a existência de fugas e limpar alguns excedentes do seu interior. Para adicionar azoto ao circuito, foi utilizado uma botija com o respetivo gás, um manómetro de 5 vias (uma entrada e quatro saídas) e mangueiras flexíveis. O manómetro de 3 vias, está na Figura 3.19 e como é possível verificar este tem duas válvulas de regulação de caudal permitindo a passagem do fluido entre a entrada e as saídas.



*Figura 3.19 - Manómetros de pressão utilizados no carregamento do circuito*

Para realizar este procedimento, as válvulas do sistema de recolha (Figura 3.15) estavam inicialmente na seguinte posição:

- Válvula 1 – aberta;
- Válvula 2 – aberta;
- Válvula 3 – aberta;
- Válvula 4 – aberta para ligações exteriores.

Primeiro foi ligada uma mangueira flexível entre a botija e a entrada do manómetro e outra mangueira entre uma das saídas do manómetro e a válvula 4. Depois foi aberta a válvula da botija e a saída do manómetro, permitindo a passagem de azoto para o circuito e o seu carregamento. Após o circuito estar carregado, a saída do manómetro e a válvula da botija foram fechadas. O circuito permaneceu aproximadamente 20 minutos pressurizado. Neste intervalo de tempo se houver fugas, verifica-se o decréscimo da pressão no manómetro. Por fim, é retirada a mangueira flexível que está ligada à válvula 4 para libertar o azoto.

Para fazer vácuo ao circuito foi utilizado o equipamento que está na Figura 3.20. Deixar o circuito em vácuo tem como objetivo remover o ar e outros contaminantes que possam existir no seu interior. Também é possível perceber se existe alguma fuga realizando este processo.



*Figura 3.20 - Bomba de vácuo*

Relativamente à posição das válvulas, não existe nenhuma mudança em relação ao processo anterior. A mangueira que ligava a entrada do manómetro e a válvula 4 foi novamente utilizada, e foi ligada outra mangueira entre a bomba de vácuo e a entrada do manómetro. Primeiro foi ligada a bomba de vácuo e aberta a passagem no manómetro. A bomba deve ficar a trabalhar até o circuito atingir um valor próximo dos 0 bar. Após atingir o valor, a bomba foi desligada e a passagem do manómetro foi fechada. Novamente, o circuito permaneceu aproximadamente 20 minutos em vácuo.

Os dois procedimentos explicados anteriormente tiveram de ser repetidos, porque verificou-se a existência fugas. Os valores de pressão após o circuito estar carregado com azoto diminuíram. Uma das fugas estava numa soldadura e outra na ligação do sensor de pressão. A localização das fugas foi detetada com uma espuma. Para tal, o circuito foi novamente carregado com azoto e foi colocada a espuma em todas as zonas de ligação. No caso de haver fuga, a zona onde foi colocada a espuma começa a borbulhar. Se não houver fuga não há reação.

Após a eliminação das fugas, o fluido frigorigéneo que estava na unidade exterior foi aberto, ficando a instalação carregada com o fluido e pronta a funcionar.

### 3.9. Isolamento dos tubos de cobre

Com o circuito carregado e sem fugas foram colocados os isolamentos nos tubos de cobre utilizados na ligação da unidade interior e exterior. O isolamento é constituído por espuma de polietileno expandido, material termicamente isolante que é utilizado neste tipo de instalações. Os isolamentos utilizados estavam no laboratório, havendo vários tamanhos disponíveis, a nível do diâmetro interior e de espessura. Tendo em conta o diâmetro dos tubos de cobre ( $\frac{1}{2}$ " e  $\frac{1}{4}$ " ), foram utilizados os isolamentos com os diâmetros internos mais próximos dos valores referidos. Para colocar alguns isolamentos foi necessário fazer um rasgo, visto que as tubagens já estavam ligadas. Nesta situação foi utilizada fita-cola para isolar o tubo do ambiente exterior. O mesmo se aplica, quando o comprimento do isolamento é inferior ao necessário e teve de ser utilizado mais do que um. Na Figura 3.21 está o resultado da colocação do isolamento nos tubos de  $\frac{1}{2}$ ".

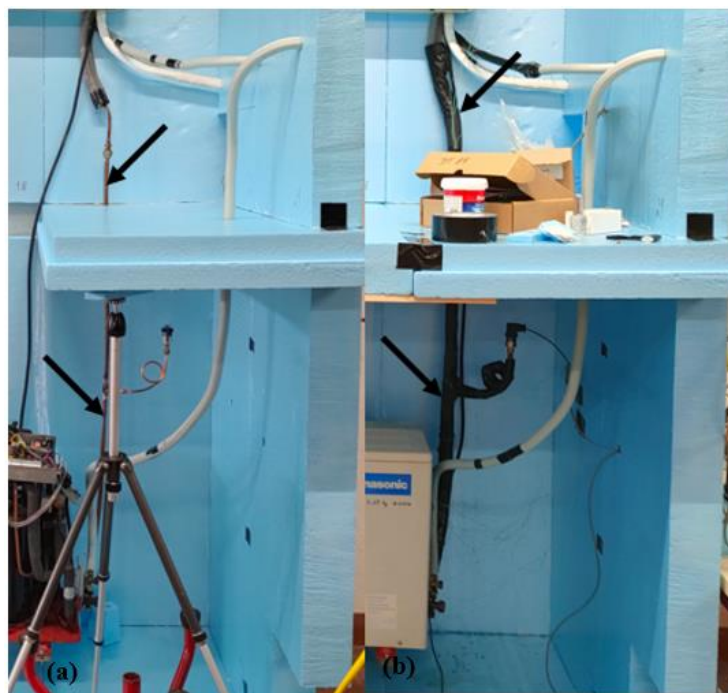


Figura 3.21 - Tubagem de 1/2" - (a) não isolada; (b) isolada

## **4. Instrumentação do sistema**

A instrumentação do sistema foi desenvolvida com o objetivo de recolher, manipular e enviar os dados para um computador de forma que estes pudessem ser vistos e registados em tempo real à medida em que são lidos.

### **4.1. Sensores**

Para perceber como varia o funcionamento da máquina com a quantidade de carga ideal ou abaixo desta, foi necessário identificar os vários pontos do ciclo frigorífico. Tal como referido no subcapítulo 1.3 a evolução dos ciclos frigoríficos é normalmente representada num diagrama de pressão-entalpia. Para alguns pontos, os valores de pressão foram medidos através de sensores de pressão e os restantes calculados através de suposições e das tabelas termodinâmicas do fluido frigorigéneo. Os valores de entalpia também serão calculados através das tabelas termodinâmicas, relacionando os valores de temperatura. Estes cálculos serão apresentados com mais detalhe no subcapítulo 4.6. Para o cálculo do COP/EER foi necessário saber o consumo elétrico do compressor, e para tal foi utilizado um sensor de corrente. Já para perceber a relação entre a vibração do compressor e a carga de fluido frigorigéneo foram utilizados sensores de vibração.

#### **4.1.1. Sensores de temperatura**

A medição de temperaturas do ciclo frigorífico foi realizada de forma não intrusiva, tendo sido utilizados termopares do tipo K. Para a medição das temperaturas do ar também foram utilizados o mesmo tipo de termopares. O fio positivo do termopar é constituído por 90%Ni e 10%Cr enquanto o fio negativo é constituído por 96%Ni, 2%Mn e 2%Al. Este termopar tem capacidade de medir temperaturas negativas, o que é necessário visto alguns pontos neste tipo de equipamentos atingem valores inferiores a 0 °C. O intervalo de leitura do termopar utilizado varia entre -270 °C e 1372 °C.

#### 4.1.2. Sensores de pressão

Para os sensores de pressão, foram utilizados dois tipos. Um manómetro analógico (com escala para o R410-A e outros fluidos frigoríficos) e dois manómetros eletrónicos cujo modelo é ECT40.0A 8472 da fabricante trafag. O manómetro analógico tem capacidade de medir a pressão entre 0 e 35 bar. Já os manómetros eletrónicos conseguem medir a pressão entre 0 e 40 bar. Na Figura 4.1 é possível ver o manómetro analógico e o manómetro eletrónico utilizados.



Figura 4.1 - Manómetros de pressão: analógico e eletrónico

Para a leitura dos valores de pressão através dos manómetros eletrónicos foram necessários mais equipamentos, visto que, com a variação da pressão a intensidade de corrente também varia. Ou seja, dependendo do valor de pressão que os sensores estão sujeitos, a intensidade de corrente pode variar entre 4 e 20 mA. No programa utilizado, o *data logger* mede a diferença de potencial dos terminais em que foram ligados os fios, na unidade miliVolts. Desta forma, foi necessário criar um circuito independente, constituído por uma fonte de alimentação de 12V e quatro resistências, duas para cada sensor, ligadas em paralelo. O esquema do circuito está na Figura 4.2.

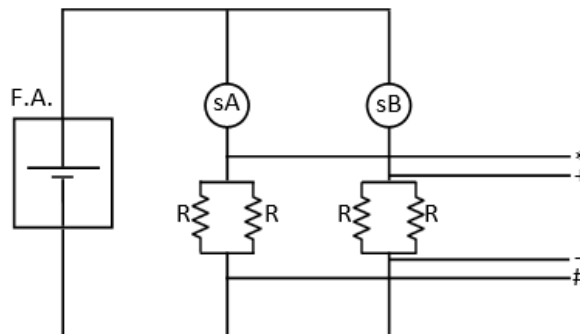


Figura 4.2 - Diagrama da ligação elétrica dos sensores de pressão

Todas resistências têm 330 ohms, o que resultando uma resistência equivalente de 165 ohms. Ao realizar uma medição da resistência com um multímetro, foi obtido o valor de aproximadamente 162 ohms para ambas. Para os cálculos foi utilizado o valor medido com o multímetro. Com estes valores (resistência equivalente = 162 Ohms e corrente = 4 a 20 mA) foi possível determinar a relação entre a diferença de potencial medida e a pressão (equação (4.2) e (4.3)), utilizando a Lei de Ohm que está na equação (4.1).

$$R = \frac{U}{I} \quad (4.1)$$

$$U_{min} = 4 * 162 = 648 \text{ mV} \quad (4.2)$$

$$U_{max} = 20 * 162 = 3240 \text{ mV} \quad (4.3)$$

O sensor tem 4 terminais, numerados de 1 a 3 e o terminal terra. Apenas foram utilizados três terminais, o terminal um que corresponde ao polo negativo, o terminal dois que corresponde ao polo positivo e o terminal terra.

Os dois sensores de pressão foram colocados nas linhas de ligação entre a unidade interior e exterior (ver na Figura 3.4). Portanto, apenas é possível obter a perda de carga na unidade interior, que dependendo do modo de funcionamento equivale ao valor de alta ou baixa pressão. O ideal seria colocar sensores à entrada e saída das duas unidades, no entanto, no âmbito do Projeto 70291-INSPECT não seria desejável pois tenta ser o menos intrusivo possível. A colocação de sensores de pressão na unidade exterior implica realizar algumas modificações. Tais como a recolha do fluido frigorífero para uma botija, o corte das tubagens que ligam, num dos casos, o permutador ao tubo capilar para poder colocar um “T” e ligar o sensor. Tendo em conta o futuro do projeto, caso a máquina fosse substituída por outra, o processo de desinstalação e instalação não seria prático. Apenas medindo a pressão à entrada e saída da unidade interior, para realizar a substituição da máquina apenas é necessário fazer as ligações normais. Isto é, ligar as linhas de gás e líquido às válvulas das unidades interior e exterior.

#### **4.1.3. Sensor de corrente elétrica**

O objetivo inicial era obter os valores de intensidade de corrente para o mesmo intervalo de tempo dos sensores de pressão e temperatura. No entanto, devido ao tipo de sensor utilizado e ao sistema de aquisição, os resultados obtidos não eram consistentes. Por esta razão, foi utilizado uma pinça amperimétrica que ficou ligada ao sistema de aquisição que foi desenvolvido no âmbito do Projeto 70291-INSPECT. A pinça utilizada está na Figura

4.3, foi fabricada pela Hantek e o seu modelo é CC-65. Este equipamento pode ser utilizado na medição de corrente alternada ou de corrente contínua e o valor de saída está em tensão na unidade de mV. É possível utilizar duas escalas, e para este trabalho foi utilizada a escala de 1mV/100 mA.



Figura 4.3 - Pinça amperimétrica

Neste sistema de aquisição, foi utilizada uma frequência de amostragem de 50 kHz num período de dois segundos, ou seja, no total foram recolhidas 100000 amostras, com início num determinado instante. Os valores resultantes da medição foram utilizados para o cálculo da intensidade de corrente elétrica do compressor. O cálculo é feito com base na raiz média quadrática, também conhecido pela sigla RMS, que está na equação (4.4). Por fim, tendo em conta a escala utilizada (1mV/100mA), é calculado o valor de intensidade de corrente elétrica tal como mostra a equação (4.5).

$$RMS = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n x_i^2}{n}} \quad (4.4)$$

$$I = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n x_i^2}{n}} * 100 \quad (4.5)$$

#### 4.1.4. Sensor de vibração

A vibração foi medida em três eixos, e dependendo do sensor, para obter os resultados nos vários eixos pode ser necessário utilizar apenas 1 ou 3 sensores. O sensor de vibração utilizado é um acelerômetro piezoelétrico e só mede a vibração no eixo em que for colocado, portanto, foram utilizados três sensores (Figura 4.4).

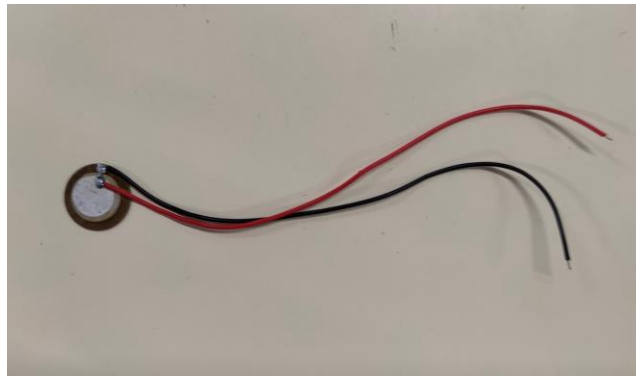


Figura 4.4 - Acelerômetro piezoelétrico

O sistema de aquisição para os valores de vibração é semelhante ao sistema utilizado para a pinça amperimétrica, tendo por isso os mesmos parâmetros de aquisição (frequência de amostragem e período). No entanto, foi ainda necessário utilizar um circuito que estava montado numa *breadboard*, sendo possível através deste medir a vibração em um eixo. Sendo apenas possível medir a vibração num eixo para o mesmo instante, os valores dos três eixos correspondem a instantes diferentes, sendo que o intervalo de tempo entre cada medição depende do tempo de mudança do fio relativo ao sensor a medir. Este processo, foi feito de maneira a obter o menor intervalo de tempo possível.

Os valores obtidos, foram posteriormente processados através da *Fast Fourier Transform* (FFT) utilizando o *software* MATLAB. Deste processo, resultam as duas características da vibração, que são representadas num gráfico de dois eixos, com a amplitude no eixo das ordenadas e a frequência no eixo das abcissas. Para o sistema de aquisição utilizado, os valores de amplitude são relativos a um sinal elétrico com a unidade de microvolt. Já a frequência é expressa na unidade Hertz.

## 4.2. Montagem dos sensores

### 4.2.1. Termopares

Os termopares que são referidos na Figura 3.4 (pela letra T) e Figura 3.5 (pela sigla TP) foram colocados da seguinte forma:

1. Mergulho em verniz de unhas;
2. Colocação de uma camada de fita isoladora à volta do tubo de cobre na respetiva localização;
3. Após secagem do verniz, colocação do termopar e fita isoladora à sua volta.

O cobre é um metal de transição que possui elevada condutibilidade térmica e elétrica. Os passos um e dois foram realizados com o objetivo de prevenir que os termopares fossem afetados por correntes de fuga. Na existência de correntes de fuga, os valores lidos no *data logger* poderiam não ser os reais.

Na Figura 4.5 é possível ver o resultado da colocação dos termopares ao longo do permutador de calor da unidade exterior.



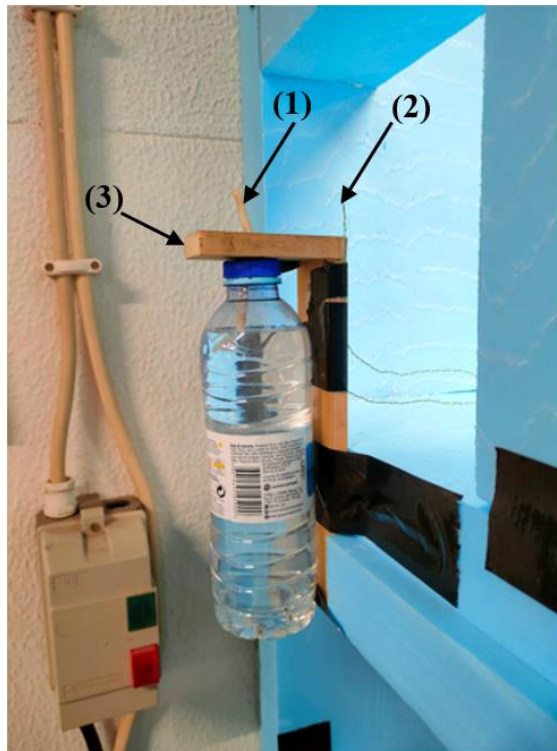
Figura 4.5 - Colocação dos termopares no permutador de calor da unidade exterior

A medição das temperaturas do ciclo frigorífico de forma não intrusiva, implica que a temperatura seja medida no tubo de cobre, tal como se observa na Figura 4.5. Desta forma, é assumido que a temperatura do fluido frigorígeno é igual à temperatura do tubo de cobre. Os termopares colocados ao longo do permutador da unidade exterior, apenas

representam a evolução de uma ramificações, sendo assumido que nas restantes ramificações a distribuição é igual.

Para os termopares destinados à medição da temperatura de bolbo húmido do ar à saída das câmaras tiveram de ser criadas duas peças. Isto porque, o termopar está envolvido em gaze e esta por sua vez tem de estar constantemente em contacto com a água. É ainda necessário que estejam sujeitos a um escoamento de ar constante e com uma velocidade mínima. A peça é constituída por duas partes de uma tábua de madeira aparafusadas entre si fazendo um ângulo de 90°. No processo de construção desta peça, pretendia-se ter a possibilidade de remover facilmente a garrafa e uma estrutura suficientemente forte para a suportar. Para isso, a rolha foi aparafusada à tábua horizontal. De forma a aumentar a área da contacto, foi utilizada uma anilha e foram feitos dois furos para aparafusar a anilha. Foi ainda necessário fazer um furo na rolha e na tábua para passar a gaze e outro furo na parte lateral na rolha para passar o termopar. A peça resultante está na Figura 4.6 identificada pelo número 3. Já pelo número 1 o termopar de bolbo húmido.

Para a medição da temperatura de bolbo húmido à entrada da câmara foi utilizado um equipamento apropriado que já existia no laboratório, e que foi colocado na zona de entrada do ar do ventilador da câmara superior.



*Figura 4.6 - Peça criada para leitura das temperaturas de bolbo húmido - identificação dos componentes*

Para a colocação dos termopares que medem a temperatura de bolbo seco, foi aproveitada a peça referida anteriormente. Na Figura 4.6 é possível ver a posição do termopar, destacado pelo número 2.

As localizações para medição das temperaturas do ar são as seguintes:

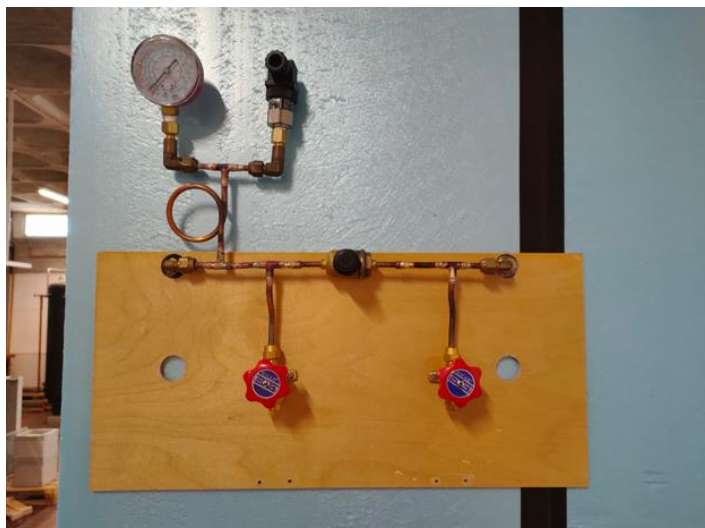
- Entrada da câmara superior – bolbo seco e húmido (é assumido que os valores são iguais para a entrada da câmara inferior);
- Saída da câmara superior – bolbo seco e húmido;
- Saída da câmara inferior – bolbo seco;
- Entrada da unidade interior – bolbo seco;
- Saída da unidade interior (3x) – bolbo seco;
- Entrada da unidade exterior – bolbo seco;
- Saída da unidade exterior – bolbo seco.

Durante a realização do ensaio para medição do caudal do ventilador da unidade interior (subcapítulo 3.1.1), também foram registados os valores da temperatura do ar e verificou-se que ao longo da área de saída a temperatura do ar apresentava uma variação significativa, sendo a maior aproximadamente 4 °C. Por esta razão, foram colocados 3 termopares à saída da unidade interior, sendo o valor resultante a média das três medições.

Para as restantes medições da temperatura do ar foi utilizado um termopar, e por isso, o valor medido corresponde à temperatura na localização do termopar.

#### **4.2.2. Manómetros de pressão**

Na ligação dos manómetros, é normalmente feita uma lira para evitar flutuações de pressão, principalmente nos momentos de arranque e paragem, neste caso do equipamento de ar condicionado. Todos os manómetros foram montados da mesma forma, tal como é possível ver na Figura 4.7. Os manómetros utilizados tinham roscas macho ½” G e para este tipo de rosca foi necessário um adaptador do tipo ¼” SAE macho x ½”G fêmea. Para a ligação do manómetro ao adaptador foi utilizada fita de teflon. Este tipo de fita é uma maneiras existentes para prevenção de fugas em ligações roscadas. Uma nota neste processo relativa à sua aplicação, a fita foi sempre aplicada no sentido de aperto.



*Figura 4.7 - Montagem dos manômetros de pressão*

### **4.2.3. Corrente elétrica**

A montagem da pinça amperimétrica é simples, visto que apenas é necessário colocar na envolvente do fio que fornece a energia elétrica ao compressor, tal como está na Figura 4.8.

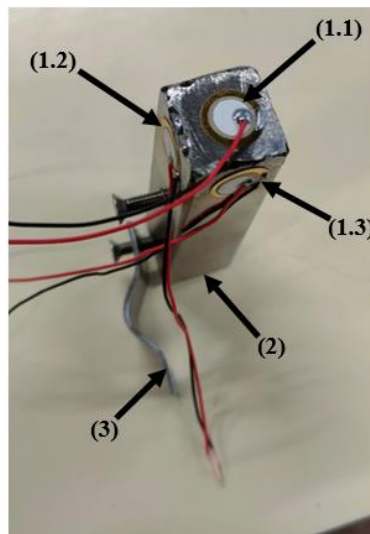


*Figura 4.8 - Colocação da pinça amperimétrica*

### **4.2.4. Sensor de vibração**

Sendo o compressor do tipo hermético, ou seja, totalmente fechado, seria possível medir a vibração em três locais diferentes, na carcaça, nos apoios ou nos tubos de

entrada/saída do fluido frigorígeno. Para medir a vibração nos três eixos, foi necessário construir uma peça que permitisse a colocação dos três sensores nas respectivas direções. A solução mais prática, consiste numa peça que, com um mecanismo fique fixa ao tubo de saída do compressor. A peça foi criada através da metade de uma braçadeira (3) e um perfil de aço inox quadrado (2), tal como é possível ver na Figura 4.9. Das várias formas normalmente utilizadas para a fixação dos sensores de vibração, umas das opções é a colagem. Os sensores de vibração (1.1, 1.2 e 1.3) foram colados ao perfil de inox com supercola 3. Os 2 dois fios de cada sensor foram também colados ao perfil inox com cola quente, para prevenir possíveis danos.



*Figura 4.9 - Colocação dos acelerómetros no perfil de inox*

Com o aperto da braçadeira, através dos dois parafusos a peça ficou fixa ao tubo, tal como está na Figura 4.10. Identificado pelo número (1) está o tubo de saída do compressor, (2) a peça onde foram colocados os sensores de vibração e (3) a carcaça do compressor.



*Figura 4.10 - Montagem do perfil no tubo de saída do compressor*

Com base na posição de aperto, e do referencial da Figura 4.11 é possível associar os sensores de vibração (Figura 4.9) aos seguintes eixos:

- 1.1 – eixo x;
- 1.2 – eixo z;
- 1.3 – eixo y.

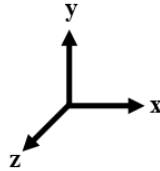


Figura 4.11 - Eixo referencial

### 4.3. Aquisição de dados

A aquisição de dados foi realizada através de um *data logger* ao qual estão ligados os sensores de temperatura e pressão. O equipamento utilizado foi o DT85 series 3 fabricado pela dataTaker. Este é um modelo que inclui linguagem de programação própria e com capacidade de monitorizar sistemas bastantes complexos. Pelo que o *data logger* completa todas as necessidades para a aquisição de dados deste trabalho.

#### 4.3.1. Características do equipamento

Este equipamento tem três tipos de entradas: analógicas, digitais e série. No entanto, neste trabalho apenas foram utilizadas as entradas analógicas, sendo que este modelo tem um total de 16 entradas. Nestes canais é sempre realizada a medição da diferença de potencial. Com estes 16 canais e dependendo da configuração utilizada (independente ou partilhada), é possível fazer entre 16 e 48 medições de diferença de potencial. Na Figura 4.12 está o exemplo de um conector dos canais analógicos do equipamento em questão. Cada conector tem quatro terminais.

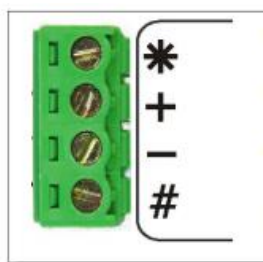


Figura 4.12 - Terminais de ligação dos canais analógicos

Neste trabalho, por cada conector foram ligados dois sensores de forma independente. Os fios com polaridade positiva dos sensores foram ligados ao “+” e “\*”. Já os fios com polaridade negativa foram ligados ao “-“ e “#”. Um dos sensores está conectado aos terminais “+” e “-“, e o outro nos restantes dois terminais, tal como é possível ver na Figura 4.13.

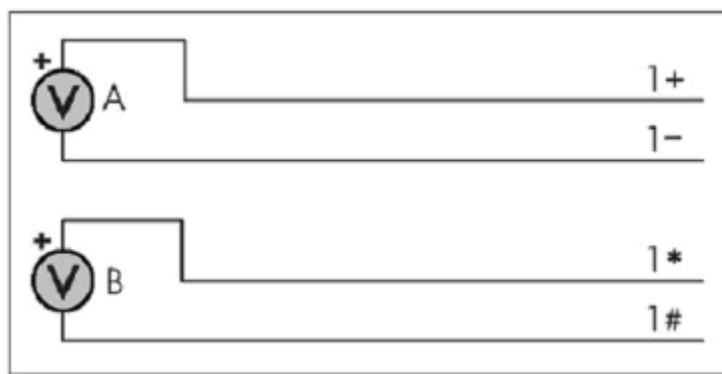


Figura 4.13 - Esquema de ligação dos terminais analógicos de forma independente

Relativamente às portas físicas existentes no *data logger*, foram utilizadas apenas três portas: Ethernet, USB e Host RS-232. A comunicação entre o *software* e o *data logger* pode ser feita utilizando a porta USB ou Ethernet. Já a porta Host RS-232 foi utilizada para enviar os dados para o computador.

#### 4.3.2. Comunicação com o equipamento - DeTransfer

Para configurar e comunicar com o *data logger* foi utilizado um dos *softwares* fornecidos pelo fabricante, o DeTransfer. Através deste *software* são enviadas as instruções que o equipamento tem de realizar. As instruções foram distribuídas por várias macros, cada uma com a sua função. Uma macro, consiste num programa, seja este simples ou complexo, que tem um conjunto de comandos que levam à execução da instrução pretendida.

### 4.3.3. Programação

Para este sistema foram utilizadas três macros. As suas denominações e funções são as seguintes:

- Prog Lei – define quando é feita a leitura de dados, quais os dados a ler e como serão enviados;
- Início ensaio – inicia a macro Prog Lei;
- Fim ensaio – finaliza a macro Prog Lei.

Para ler os dados é necessário definir um cronograma de medições. Neste cronograma são especificados quais os canais a medir e quando irão ser medidos. Na Figura 4.14 está a sintaxe da programação do comando.

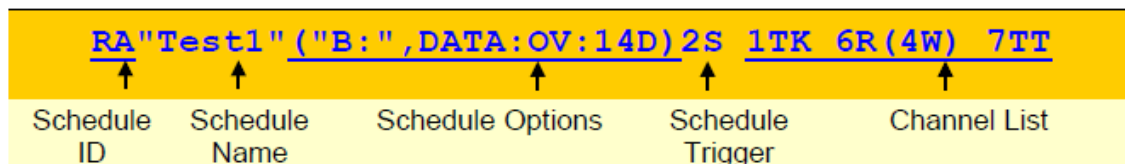


Figura 4.14 - Sintaxe da linguagem de programação para criação de uma rotina de leitura

Nesta sintaxe, é definido o ID do cronograma, o seu acionador e a lista de canais. O ID do cronograma consiste numa letra precedida pelo R para a sua identificação. O acionador é o que define quando o cronograma e seus comandos devem ser executados, podendo ser um intervalo de tempo, uma determinada hora do dia, entre outros. Na lista de canais, irão estar todos os terminais que têm sensores ligados. Neste trabalho não foi atribuído nenhum nome nem utilizadas as opções porque não foi necessário. O comando utilizado foi RA5S, sucedendo a lista de canais. O ID do cronograma é representado pela letra A e o seu acionador é um intervalo de tempo (5 segundos).

Para cada sensor foi definido o canal e a cada canal foi atribuído um CV (*Channel Variable*). Os CVs são localizações de memória para guardar e manipular dados. Para definir um canal é necessário especificar o número do canal (1 a 16) e os terminais de ligação. Também é definido o tipo de canal, ou seja, identifica-se o tipo de sensor que está ligado ao terminal, seja este de temperatura, corrente, entre outros. Por fim, caso seja necessário, definir as opções do canal. Estas opções são introduzidas entre parênteses e permitem modificar o valor de entrada, definindo por exemplo uma conversão, o formato (número de casas decimais), atribuir o canal a um CV, entre outros.

Por exemplo, para ler os valores de temperatura foram utilizados os seguintes comandos: 1TK(W,=1CV) e 1TK\*(W,=2CV). O primeiro número (1) é relativo ao terminal em que

foram ligados os fios, o TK indica a variável a medir (temperatura) e que a medição é feita com um termopar do tipo K. Neste caso a presença ou não do asterisco indica os terminais de ligação, correspondendo respectivamente a “+” e “\*#”. Já para as opções de canal, apenas foram utilizadas duas, o W que indica que é canal de trabalho (utilizado para cálculos intermédios) e o =1CV indica que o *channel variable 1* recebe o valor lido. Já para os sensores de pressão, o comando utilizado foi o seguinte: 9V(S1,W,=17CV). O sensor em questão, está ligado ao canal 9 e a leitura é feita em milivolts. Relativamente às opções do canal, neste caso é utilizado um *span*, e é identificado pelo número 1. Esta opção permite transformar o sinal medido (milivolts) na grandeza correspondente, neste caso no valor de pressão cuja unidade é o bar. Para definir o *span* foi utilizada a expressão seguinte: S1=0,40,648,3240"bar". Os primeiros dois números correspondem à variação da pressão (0-40 bar) e os restantes dois números à variação da diferença de potencial (638-3240 mV).

Após todos os canais terem sido definidos e atribuídos a um CV é feito o envio dos dados para o computador através da porta Host RS-232. Para ativar a respetiva porta foi necessário utilizar o comando 2SERIAL. SERIAL é um tipo de canal, ou seja, também tem a sua forma de definição e várias opções. Neste caso o número 2 indica a porta pela qual poderão ser enviados ou recebidos os dados. Como exemplo, o comando 2SERIAL(“{%9.3f[1CV] %9.3f[2CV]}”,w), indica que os valores presentes no 1CV e 2CV, serão enviados com um máximo de 9 dígitos e 3 casas decimais pela respetiva porta.

#### 4.4. Leitura dos dados

Para fazer a leitura de dados, foi desenvolvido um programa com a linguagem de programação Python, sendo este realizado num ambiente de desenvolvimento integrado, o PyCharm. Os computadores mais recentes, não têm uma porta RS-232, portanto são normalmente utilizados adaptadores de RS-232 para USB, tal como neste trabalho. Na linguagem Python existem várias bibliotecas que estão disponíveis e podem ser utilizadas para uma determinada função. Neste caso, foi utilizado a biblioteca denominada de pyserial que permite fazer a leitura dos dados enviados para a porta COM. Para tal foram necessárias duas funções, uma para a aceder e definir as características da porta, que são as seguintes:

- Número da COM;

- Baudrate = 57600;
- Bytesize = 8;
- Parity = N;
- Stopbits = 1;
- Timeout = 1;
- XONXOFF = 0;
- RTSCTS = 0.

As características da porta devem ser iguais às da porta Host RS-232 do *data logger*. A segunda função é utilizada para fazer a leitura dos dados, sendo definido o número de *bytes* máximo a ser lido. A partir destas funções foi possível perceber a forma como eram enviados os dados e desenvolver o restante programa.

Os dados enviados para a porta COM são imediatamente convertidos de bytes para string e armazenados numa variável. Na variável verificou-se que os valores estavam inseridos numa lista com um elemento e separados com um espaço. Para ser possível manipular os valores, o elemento teve de ser dividido numa lista com vários elementos. O número de elementos depende do número de dados enviados.

#### **4.5. Registo dos dados**

O registo de dados foi feito de forma híbrida, utilizando o Python e o Microsoft Excel (VBA). Existem várias bibliotecas disponíveis em Python, que permitem a comunicação entre Python e o Excel ou entre Excel e Python. Este é um ponto importante, porque um dos objetivos era ter a possibilidade de começar a leitura e o registo de dados utilizando apenas o Excel. A biblioteca que foi utilizada é denominada de *xlwings*.

A ideia base para o registo dos dados, consiste em ler os dados enviados para a porta COM através do Python, sendo depois enviados para uma folha de Excel. Por sua vez, utilizar uma macro criada no Excel que permite fazer a cópia dos dados numa zona de registo, em que, a cada instante medido é inserida uma nova linha com os respetivos valores. Desta forma, todos os instantes serão registados no período pretendido.

### 4.5.1. Python

Inicialmente foi necessário associar o ficheiro de cada programa, para ser possível comunicar entre si. Para tal, foi criado um ficheiro Python e Excel com o mesmo nome. No ficheiro Python foi utilizado um comando que indica a forma como é feita a comunicação (do Excel para o Python). Já no Excel há a necessidade de ter uma função que identifica a função a ser utilizada e que está inserida no ficheiro Python.

Antes dos dados serem registados, foi necessário manipular a lista de dados enviados para a porta COM. A manipulação da lista consiste na eliminação de caracteres que vêm por defeito e posterior conversão dos valores para a classe *float*. Dependendo do modo de funcionamento da máquina (aquecimento ou arrefecimento), a ordem dos elementos é também trocada. Isto porque, os mesmos termopares dependendo do modo de funcionamento medem diferentes pontos do ciclo frigorífico. Por esta razão foram criadas duas funções, que permitem manipular e ordenar corretamente os elementos da lista consoante o modo de funcionamento. Os valores de pressão medidos pelos manómetros eletrónicos são pressões relativas e em cada função foram convertidos para pressão absoluta.

Por último, os valores foram registados no local definido como local de registo na folha Excel. O local é definido através do número da folha, linha e coluna. O registo inclui a hora de receção dos dados e a respetiva lista.

As funções criadas para a leitura de dados da porta COM foram programadas para serem executadas de 1 em 1 segundo. Dependendo da maneira como era programada a função surgiram alguns problemas. Inicialmente, caso fosse possível ou não ler os dados na porta COM a função deixava de ser executada. Com os vários ensaios realizados, verificou-se em algumas ocasiões que os dados enviados para a porta COM não eram lidos. Isto aconteceu porque os tempos de execução da função estavam desfasados em relação ao envio de dados. Para resolver este problema, a função alterada e a sua execução apenas terminava quando os dados enviados para a porta COM fossem lidos.

Com a adição de mais sensores ao *data logger*, verificou-se que havia maior tendência para lista estar incompleta e ter elementos trocados. Para resolver este problema, foi colocado um caractere de controlo no último elemento da lista. A função foi novamente alterada, e neste caso só parava de ser executada quando na lista obtida, o caractere de controlo correspondia efetivamente ao caractere definido e estava na respetiva posição.

#### 4.5.2. Microsoft Excel

No Excel, através do Visual Basic foi feita toda a programação que envolveu a cópia de dados. A ideia geral para a cópia de dados, era criar um conjunto de rotinas que permitisse de determinado em determinado tempo executar a função criada em Python. Depois da função ser executada, já com os dados registados na folha, os valores são copiados para uma nova linha, na zona de registo. Foram criadas no total 7 rotinas, que são as seguintes:

- logger;
- st\_read;
- start\_logg;
- stop\_logg;
- modo\_func;
- limpa\_dados;
- ler\_linhas;

A rotina logger pode ser dividida em quatro etapas. As quatro etapas, serão explicadas por ordem de execução. Na primeira etapa é executada a função de registo dos dados. Conforme referido, existem duas funções que distinguem o modo de funcionamento. Dependendo do modo de funcionamento, é executada a respetiva função. A verificação do modo de funcionamento, é feita automaticamente e este é alterado através de um botão na folha do registo. Na segunda etapa é feita a manipulação de valores, ou seja, são realizados diversos cálculos através das leituras feitas pelos sensores, por exemplo, o cálculo da potência da unidade interior. Já na terceira etapa os valores que foram registados são copiados para a zona de registo. Na última etapa são mencionadas todas as rotinas que vão ser executadas de seguida, sendo estas cicloterm, instalação, camara e start\_logg.

As rotinas st\_read, start\_logg e stop\_logg têm como objetivo começar e finalizar o registo. A rotina st\_read é a primeira a ser executada e está também associada a um botão (START), sendo apenas executada uma vez. Quando é executada, a primeira tarefa é executar outra rotina (ler\_linhas) com o objetivo de perceber qual é o número de linhas que já estão ocupadas e começar o registo depois da última linha. Isto é possível, ao atribuir o valor resultante à variável responsável pelo incremento do número de linhas ao longo do registo. Por fim é executada a rotina start\_logg. Nesta rotina existe uma variável (dt) que define o tempo de intervalo entre o fim e o novo início de execução da rotina logger.

Através desta rotina, é criado um ciclo com duração indeterminada com um intervalo de tempo de 2s entre cada execução. O término da execução é feito através de um botão (STOP) que tem a rotina stop\_logg associada.

A indicação do modo de funcionamento é alterado através da rotina modo\_func. Esta alteração do modo é feita através da respectiva rotina que está associada a um botão. Como já foi referido, dependendo do modo de funcionamento os mesmos sensores fazem leituras de pontos diferentes do ciclo. Nesta rotina, as correspondências são também alteradas dependendo do modo.

Por fim, em caso de necessidade todos os valores da zona de registo podem ser apagados através da rotina limpa\_dados, que está associada ao botão (LIMPAR DADOS).

As variáveis que foram utilizadas em mais do que uma rotina tiverem de ser declaradas globalmente.

Na Figura 4.15 está a vista parcial da interface da folha destinada ao registo de dados e é possível identificar as zonas já referidas:

- (1) – Definição dos parâmetros, tais como o número da porta COM e o modo de funcionamento;
- (2) – Registo de dados enviados pelo programa Python;
- (3) – Registo de dados ao longo do tempo;
- (4) – Botões com macros.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	
1							(2)							
2		(1)	PORTA COM	COM6										
3			FUNCIONAMENTO	AQ										
4			NÚMERO DE LINHAS	0			2	Tue Sep 13 16:21:54 2022	32.613	76.184	61.335	59.096	35.242	
5														
6							MODO	cont	Data/Hora	T1	T2	T3	T4	T5
7			MODO DE	5.265625	57614.25	57619.52	(3)	0	Tue Sep 13 16:00:19 2022	32.997	57.875	45.467	27.162	27.122
8			FUNCIONAMENTO	3.238281	57621.12	57624.36		1	Tue Sep 13 16:00:24 2022	33.015	57.814	45.405	27.167	27.128
9				4.261719	57625.02	57629.28		2	Tue Sep 13 16:00:29 2022	32.979	57.548	45.349	27.147	27.126
10				4.25	57630.15	57634.4		3	Tue Sep 13 16:00:34 2022	32.996	57.713	45.386	27.173	27.134
11			LIMPAR DADOS	14.37891	57635.02	57649.4		4	Tue Sep 13 16:00:49 2022	33.039	57.661	45.371	27.178	27.153
12				3.238281	57651	57654.24		5	Tue Sep 13 16:00:54 2022	33.049	57.604	45.351	27.188	27.145
13				4.238281	57655	57659.24		6	Tue Sep 13 16:00:59 2022	33.02	57.547	45.322	27.198	27.176
14			START	4.265625	57660.01	57664.28		7	Tue Sep 13 16:01:04 2022	32.979	57.512	45.291	27.2	27.157
15				4.253906	57665.01	57669.27		8	Tue Sep 13 16:01:09 2022	32.985	57.455	45.246	27.184	27.158
16				4.265625	57670	57674.27		9	Tue Sep 13 16:01:14 2022	32.995	57.474	45.21	27.207	27.164
17			STOP	4.234375	57675.02	57679.25		10	Tue Sep 13 16:01:19 2022	32.988	57.38	45.203	27.2	27.17
18				4.25	57680.01	57684.26		11	Tue Sep 13 16:01:24 2022	32.99	57.398	45.222	27.198	27.176
19				14.39063	57685	57699.39		12	Tue Sep 13 16:01:39 2022	32.943	57.46	45.192	27.21	27.176
20			(4)	3.234375	57701.01	57704.25		13	Tue Sep 13 16:01:44 2022	32.932	57.33	45.173	27.217	27.187
21				4.269531	57705.01	57709.28		14	Tue Sep 13 16:01:49 2022	32.959	57.294	45.17	27.214	27.179
22				4.265625	57710.01	57714.27		15	Tue Sep 13 16:01:54 2022	32.967	57.352	45.128	27.231	27.201
23				4.25	57715.01	57719.26		16	Tue Sep 13 16:01:59 2022	32.037	49.915	51.703	29.18	28.359
				4.265625	57720.01	57724.27		17	Tue Sep 13 16:02:04 2022	30.354	43.533	58.287	33.753	32.291

Figura 4.15 - Vista parcial da folha para registo de dados

## **4.6. Interface – instalação**

Para visualizar os dados em tempo real, foi criada uma nova folha com uma interface mais compreensível e destinada apenas à apresentação dos dados relativos ao ciclo frigorífico do equipamento de ar condicionado.

O funcionamento do equipamento é caracterizado pelo diagrama P-h. No entanto, os valores medidos são relativos à temperatura e apenas a dois valores de pressão. Apenas com estes valores não é possível saber todas as informações necessárias para caracterizar o ciclo frigorífico e por isso têm de ser realizadas várias suposições e cálculos para a determinação das restantes propriedades termodinâmicas. As propriedades são calculadas de forma automática com base nos valores lidos pelos sensores e nas tabelas termodinâmicas do fluido R410-A.

Toda a programação para o cálculo das propriedades foi inicialmente feita em Python, no entanto verificou-se que a sua execução era demasiado morosa. Por esta razão, toda a programação foi refeita em Visual Basic, verificando-se menor tempo necessário para a execução.

### **4.6.1. Organização da interface**

Na interface, está também presente o diagrama da Figura 3.4 para a identificação dos pontos de medição no equipamento de ar condicionado. Noutra zona da folha estão os pontos que são utilizados para a caracterização do ciclo frigorífico da máquina, bem como os valores das propriedades. Na zona abaixo, está o diagrama P-h. No diagrama é possível ver a evolução do ciclo frigorífico, sendo apresentados o instante atual e dois instantes anteriores. Do lado esquerdo do diagrama P-h é possível ver várias informações extras ao ciclo, nomeadamente a variação da temperatura no permutador da unidade exterior, a variação da temperatura na linha de líquido, a temperatura de subarrefecimento e sobreaquecimento e por fim, a perda de carga da unidade interior. Já a perda de carga da unidade exterior, é um valor que é assumido e pode ser alterado na mesma folha. Na Figura 4.16 é possível ver o resultado final.

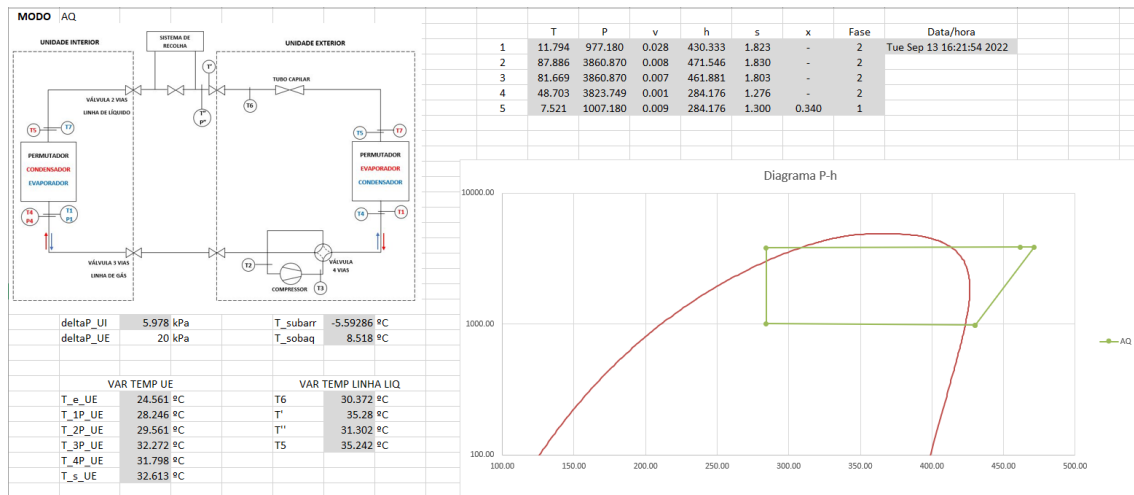


Figura 4.16 - Interface da instalação

## 4.6.2. Construção do diagrama

O ciclo frigorífico representado no diagrama P-h, para o modo de arrefecimento e aquecimento, foi caracterizado através de cinco pontos, sendo os seguintes:

- Saída do evaporador;
- Saída do compressor;
- Entrada do condensador;
- Saída do condensador;
- Entrada do evaporador.

### 4.6.2.1. Caracterização termodinâmica do fluido frigorífero no ciclo frigorífico

Como já foi referido, com os sensores utilizados é impossível caracterizar o ciclo frigorífico do equipamento sem realizar suposições, nomeadamente, no cálculo das pressões da unidade exterior. Dependendo do modo de funcionamento, o raciocínio para o cálculo das propriedades teve de ser diferente. O programa foi desenvolvido para caracterizar ciclos frigoríficos com um valor de subarrefecimento superior a 0 °C.

Para ambos os modos de funcionamento do equipamento do ar condicionado é esperado que os pontos utilizados na caracterização estejam nas seguintes fases:

- Líquido subarrefecido: saída do condensador;

- Fluido saturado: entrada do evaporador;
- Vapor sobreaquecido: saída do evaporador; saída do compressor; entrada do condensador.

Na Figura 3.4 é possível observar as localizações das medições de temperaturas e pressões realizadas na instalação do equipamento de ar condicionado, que serão referidas no presente subcapítulo.

Para o modo de arrefecimento, os cálculos das propriedades termodinâmicas do fluido frigorífero foram realizadas com base nas seguintes suposições:

- Saída do evaporador: temperatura medida com termopar T1 e é assumido que a pressão é igual a  $P''$ ;
- Saída do compressor: temperatura medida com o termopar T3 e é assumido que a pressão é igual à pressão de condensação;
- Entrada do condensador: temperatura medida com termopar T4 e é assumido que a pressão é igual à pressão de condensação;
- Saída do condensador: temperatura medida com termopar T5 e é assumido que a pressão é igual à pressão de condensação;
- A pressão de condensação é constante e é obtida através da temperatura de condensação na unidade exterior;
- A temperatura de condensação na unidade exterior é calculada através da média de duas temperaturas medidas com os termopares TP (é possível observar a sua localização na Figura 3.5); Para a menor diferença de temperaturas entre dois termopares, são utilizadas as respetivas temperaturas para o cálculo da média;
- Entrada do evaporador: é assumido que a pressão é igual a  $P''$  e que a entalpia é igual à entalpia na saída do condensador (expansão isentálpica).

Para o modo de aquecimento, os cálculos das propriedades termodinâmicas do fluido frigorífero foram realizadas com base nas seguintes suposições:

- Saída do evaporador: temperatura medida com o termopar T1 e é assumido que a pressão é igual à pressão na entrada do evaporador, sendo por isso a pressão constante no evaporador;
- Saída do compressor: temperatura medida com o termopar T3 e é assumido que a pressão é igual a  $P''$ ;

- Entrada do condensador: temperatura medida com o termopar T4 e é assumido que a pressão é igual a  $P''$ ;
- Saída do condensador: temperatura medida com o termopar T5 e é assumido que a pressão é igual a  $P''$ ;
- Entrada do evaporador: temperatura medida com o termopar T7 é assumido que a entalpia é igual à entalpia na entrada do tubo capilar (expansão isentálpica);
- Pressão de evaporação é calculada através da temperatura medida com o termopar T7 e com a entalpia obtida à entrada do evaporador.

#### 4.6.2.2. Tabelas termodinâmicas

As tabelas utilizadas para os cálculos são do fabricante DuPont™ SUVA®. Na tabela das propriedades de fluido saturado, é possível obter os valores para um intervalo entre -100 °C e 70 °C. Relativamente às tabelas das propriedades para vapor sobreaquecido os valores fornecidos estão entre um intervalo de pressão de 10 e 4000 kPa. Tendo já noção das características de funcionamento da máquina, o intervalo foi diminuído, para os valores de 220 a 4000 kPa. Os intervalos de pressão de funcionamento são sempre superiores ao valor de 220 kPa, pelo que, a presença dos valores inferiores apenas atrasaria o tempo de execução dos cálculos.

Antes de desenvolver o programa, foi necessário perceber como estavam organizados os valores. As tabelas de vapor sobreaquecido e fluido saturado apresentam organizações diferentes e estão guardados em folhas separadas no mesmo ficheiro Excel.

Relativamente aos valores de vapor sobreaquecido, na primeira linha da folha estão colocados os valores de pressão. A cada valor de pressão estão associadas as propriedades de temperatura, volume específico, entalpia e entropia. Os valores das propriedades estão colocados a partir da segunda linha, ao longo de quatro colunas, pela respetiva ordem. Na Figura 4.17 é possível perceber através de um exemplo com alguns dos valores relativos às pressões de 220 kPa e 230 kPa.

	A	B	C	D	E	F	G	H
1	220				230			
2	-30.00	0.12	413.60	1.91	-30.00	0.11	413.20	1.90
3	-25.00	0.12	417.80	1.93	-25.00	0.12	417.50	1.92
4	-20.00	0.12	422.00	1.94	-20.00	0.12	421.70	1.94
5	-15.00	0.13	426.30	1.96	-15.00	0.12	425.90	1.96
6	-10.00	0.13	430.50	1.98	-10.00	0.12	430.20	1.97
7	-5.00	0.13	434.70	1.99	-5.00	0.13	434.40	1.99

Figura 4.17 - Tabelas de vapor sobreaquecido (220 e 230 kPa)

Já para os valores das propriedades de fluido saturado, estes foram guardados ao longo de nove colunas. Na primeira coluna estão os valores de temperatura, e nas restantes estão os valores para líquido e vapor saturado para a pressão, volume específico, entalpia e entropia. Na Figura 4.18 é possível ver a tabela com entre 0 e 10 °C.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1	TEMP.	PRESSURE		VOLUME		ENTHALPY		ENTROPY	
2	°C	kPa		m <sup>3</sup> /kg		kJ/kg		kJ/(kg)(K)	
3	-	LIQUID	VAPOR	LIQUID	VAPOR	LIQUID	VAPOR	LIQUID	VAPOR
4	-	pf	pg	vf	vg	hf	hg	sf	sg
105	0.00	799.00	796.50	0.0009	0.0326	200.00	422.50	1.0000	1.8147
106	1.00	824.70	822.10	0.0009	0.0316	201.60	422.80	1.0056	1.8128
107	2.00	851.00	848.40	0.0009	0.0306	203.10	423.10	1.0112	1.8108
108	3.00	878.00	875.30	0.0009	0.0297	204.70	423.40	1.0168	1.8088
109	4.00	905.60	902.80	0.0009	0.0287	206.20	423.60	1.0225	1.8069
110	5.00	933.90	931.00	0.0009	0.0278	207.80	423.90	1.0281	1.8049
111	6.00	962.90	959.80	0.0009	0.0270	209.40	424.10	1.0337	1.8030
112	7.00	992.50	989.30	0.0009	0.0261	211.00	424.40	1.0392	1.8011
113	8.00	1022.80	1019.50	0.0009	0.0253	212.60	424.60	1.0448	1.7991
114	9.00	1053.80	1050.40	0.0009	0.0246	214.10	424.90	1.0504	1.7972
115	10.00	1085.50	1082.00	0.0009	0.0238	215.70	425.10	1.0560	1.7953

Figura 4.18 - Tabelas de fluido saturado (0 a 10 °C)

#### 4.6.2.3. Cálculo das propriedades de vapor sobreaquecido

O cálculo das propriedades de vapor sobreaquecido é feito com base em três parâmetros de entrada, que são os seguintes:

- Pressão;
- Temperatura;
- Propriedade desconhecida, ou seja, volume específico ou entalpia ou entropia.

Cada propriedade desconhecida está associada a um número, que permite identificar a coluna em que está o valor pretendido. O primeiro passo da função, consiste em enquadrar o valor de pressão na tabela, ou seja, encontrar o valor inferior e superior. Sabendo os valores de pressão inferior e superior é possível calcular, para as duas pressões, o valor da propriedade pretendida. Os valores da propriedade desconhecida são obtidos através de uma interpolação. Para realizar a interpolação, a função procura para cada valor de pressão, os valores de temperatura inferior e superior em relação à temperatura lida. Obtendo o valor da propriedade para a pressão inferior e superior é novamente realizada uma interpolação, obtendo o valor pretendido.

#### 4.6.2.4. Cálculo das propriedades de fluido saturado

O cálculo das propriedades de fluido saturado também foi feito com base em três parâmetros de entrada, que são os seguintes:

- Temperatura;
- Título (x);
- Propriedade desconhecida (pressão, volume específico, ou entropia).

A cada propriedade (P, v, s) está associado um número, que permite identificar a coluna em que está o valor pretendido. O primeiro passo desta função é perceber qual o valor de temperatura tabelado inferior e superior ao valor em questão. Depois são realizadas duas interpolações, para o cálculo da propriedade no estado de líquido e vapor saturado. Com estes dois valores e com o valor do título é obtido o valor da propriedade a ser calculada. O título de vapor é também um valor desconhecido e por sua vez foi criada uma função para ser calculado. As variáveis de entrada são as seguintes:

- Temperatura;
- Entalpia.

Com o valor de temperatura, é procurado o valor inferior e superior e são realizadas duas interpolações para obter a entalpia para a fase de líquido e vapor saturado. Sabendo estes dois valores e a entalpia, é calculado o título de vapor.

#### 4.6.2.5. Cálculo das propriedades de líquido subarrefecido

O cálculo das propriedades de líquido subarrefecido é feito com base em dois parâmetros de entrada:

- Temperatura;
- Propriedade a ser calculada (volume específico, entalpia ou entropia).

As propriedades termodinâmicas da zona de fluido subarrefecido são calculadas com base nas tabelas de fluido saturado, assumindo que os líquidos são incompressíveis. Isto implica que, um fluido para a mesma temperatura, no entanto a diferentes pressões, as propriedades termodinâmicas sejam iguais. Ou seja, na zona de subarrefecimento as propriedades apenas dependem da temperatura. Imaginando a seguinte situação, de dois pontos:

- $T = 10\text{ °C}$ ;  $P = 1500\text{ kPa}$ ;

- $T = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $P = 1100\text{ kPa}$ ;

Tendo em conta o que foi referido anteriormente, as propriedades dos dois pontos serão iguais. Da mesma forma, serão também iguais às propriedades de líquido saturado para o respetivo valor de temperatura ( $T = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $P = 1085.5\text{ kPa}$ ).

A cada propriedade ( $v$ ,  $h$ ,  $s$ ) está associado um número, que permite identificar a coluna em que está o valor pretendido. Para obter o valor pretendido é apenas necessário realizar uma interpolação, sabendo o valor de temperatura inferior e superior e os respetivos valores da propriedade para líquido saturado.

#### **4.6.3. Interligação das funções e interface ao registo de dados**

Com a interface e as várias funções criadas foi necessário interligar tudo. A folha da instalação conforme referido está apenas destinada à apresentação dos dados. Os vários cálculos são realizados em duas folhas separadas, dependendo do modo de funcionamento. A diferença entre as duas folhas está apenas na sequência dos cálculos e na suposições que foram feitas, tal como descrito no subcapítulo 4.6.2.1. As funções no Excel podem ser utilizadas de duas maneiras, ou são chamadas noutra função/rotina ou são utilizadas numa célula. Neste caso, as funções foram utilizadas em células.

Dependendo da função, existem diferentes parâmetros de entrada, sendo que estes correspondem aos valores que estão noutras células. Desta forma, as células que têm funções ficam dependentes de outras células. O valor da função é alterado sempre que o valor da célula da qual está dependente muda.

Com as funções criadas e a sequência de cálculos definida, foi montada a estrutura para o cálculo das propriedades termodinâmicas. Depois foi necessário criar uma rotina, designada de ciclterm, que tem como objetivo copiar os dados que são registados para a folha onde são realizados os cálculos. A rotina é executada no final da rotina logger e dependendo do modo de funcionamento, os dados são copiados para a folha de cálculo feita para o arrefecimento ou para o aquecimento.

Por fim, foi necessário interligar as folhas onde são realizados os cálculos e a interface de visualização dos dados. Para tal, foi utilizada uma nova rotina designada de instalacao. Esta rotina é também executada no final da rotina logger, após a ciclterm e tem como objetivo copiar os valores resultantes dos cálculos das propriedades termodinâmicas para a folha da interface de visualização.

## 4.7. Interface – câmara

Para visualizar as características do ar ao longo do ensaio, também foi criada uma interface. Na interface são apresentados as medições de temperatura do ar, tanto de bolbo seco como também de bolbo húmido. Através dos valores de temperatura são feitos cálculos para obter a humidade relativa, a potência do equipamento e a potência das câmaras.

### 4.7.1. Organização da interface

Na zona esquerda da folha está um esquema da instalação, em que é possível identificar através das correspondências as zonas de medição de temperatura, tal como está na Figura 4.19. As correspondências são as seguintes:

- A - entrada do ar da camara superior;
- B - saída do ar da camara superior;
- C - entrada do ar na UI;
- D - saída do ar na UI;
- E - entrada do ar da camara inferior;
- F - saída do ar da camara inferior;
- G - entrada do ar na UE;
- H - saída do ar na UE.

Na zona direita da folha, estão os valores das medições e dos cálculos realizados.

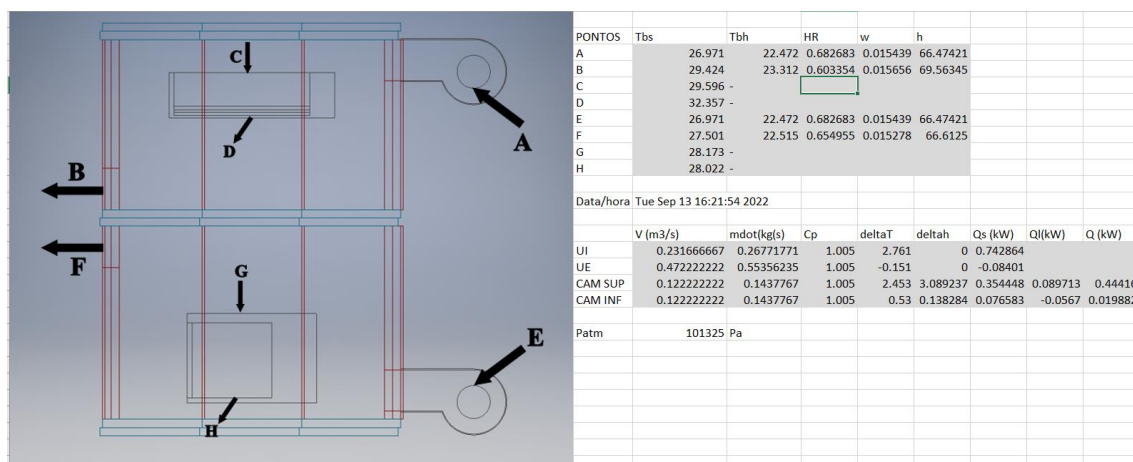


Figura 4.19 - Interface da câmara

#### 4.7.2. Cálculo da humidade relativa

Com a medição da temperatura de bolbo seco e bolbo húmido as restantes propriedades do ar podem ser determinadas utilizando o diagrama psicrométrico. No entanto, para este caso, sendo os cálculos realizados de forma automática isto não seria possível. Para o cálculo da humidade relativa, foi utilizada a equação (4.6) que relaciona as duas propriedades e a pressão de saturação da água.

$$HR = \frac{P_{sat\_tbh} - \frac{(101325 - P_{sat\_tbh}) * (T_{bs} - T_{bh})}{1527.4 - 1.3 * T_{bh}}}{P_{sat\_tbs}} \quad (4.6)$$

Em que:

- $P_{sat\_tbh}$  – pressão de saturação da temperatura de bolbo húmido (Pa);
- $P_{sat\_tbs}$  – pressão de saturação da temperatura de bolbo seco (Pa);
- $T_{bs}$  – temperatura de bolbo seco (°C);
- $T_{bh}$  – temperatura de bolbo húmido (°C).

Para o cálculo deste valor, foi criada uma nova função, tendo em conta os cálculos intermédios necessários. A função tem os seguintes parâmetros de entrada:

- temperatura de bolbo seco – °C;
- temperatura de bolbo húmido – °C;
- pressão atmosférica – Pa.

A pressão atmosférica, é um valor que está na própria folha e pode ser alterado, no entanto foi assumido para os cálculos, que o laboratório está ao nível do mar (101325 Pa). O primeiro passo da função, é calcular o valor de pressão de saturação para as duas temperaturas. A pressão de saturação da água foi calculada através das suas tabelas termodinâmicas. Para este trabalho foram utilizadas as tabelas presentes no livro *Refrigeration and Air Conditioning* [14]. Apenas sendo necessário o valor de pressão de saturação, foram utilizadas duas colunas (temperatura e pressão). O valor de pressão é obtido através de uma interpolação sabendo o valor de temperatura e os valores de temperatura inferior e superior. O segundo e último passo é calcular a humidade relativa através da equação (4.6).

### 4.7.3. Cálculo da potência

Para cada câmara, são calculadas duas potências: a potência do equipamento (quantidade de calor produzido pela máquina de ar condicionado) e a potência das câmaras (quantidade de calor que a ventilação é capaz de remover do interior das câmaras). A potência é dividida em duas componentes: a potência sensível e a potência latente. Tendo como exemplo o ar, o calor sensível é responsável pelo aumento ou diminuição da sua temperatura enquanto o calor latente é responsável pela quantidade de calor necessária para mudança de fase do vapor de água. A relação entre as três potências está na equação (4.7). Já na equação (4.8) está a fórmula de cálculo da potência total e na equação (4.9) a fórmula de cálculo da potência sensível.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_S + \dot{Q}_L \quad (4.7)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ar} * \Delta h \quad (4.8)$$

$$\dot{Q}_S = \dot{m}_{ar} * c_p * \Delta T \quad (4.9)$$

Para calcular a potência total, é necessário calcular a entalpia do ar, e este valor é calculado através da equação (4.10). A entalpia do ar ( $h_{ar}$ ) também é dividida em duas componentes, a entalpia do ar seco ( $h_a$ ) e a entalpia do vapor de água ( $h_g$ ). As fórmulas de cálculo para estas duas componentes estão respetivamente na equação (4.11) e (4.12).

$$h_{ar} = h_a + \omega * h_g \quad (4.10)$$

$$h_a = c_p * T \quad (4.11)$$

$$h_g = 2500.9 + 1.82 * T \quad (4.12)$$

Para calcular a entalpia do vapor de água é necessário saber o valor de humidade absoluta ( $\omega$ ) e o valor é obtido através das equações (4.13) e (4.14). As equações relacionam a humidade relativa (HR), a pressão de saturação ( $P_{sat}$ ), a pressão do vapor de água ( $P_v$ ) e a pressão atmosférica (P).

$$\omega = 0.622 * \frac{P_v}{P - P_v} \quad (4.13)$$

$$P_v = HR * P_{sat} \quad (4.14)$$

Para o cálculo das variáveis anteriores foram utilizadas as seguintes unidades:

- $\dot{Q}$ ,  $\dot{Q}_S$  e  $\dot{Q}_L$  – kW;
- $\dot{m}$  – kg/s;
- $c_p$  – kJ/(kg K);
- T – °C;

- $P, P_v - P_a$ ;
- $\omega - \text{kg vapor de \u00e1gua/ kg ar seco}$ ;
- $h_a, h_g - \text{kJ/kg}$ ;
- $h_{ar} - \text{kJ/kg ar seco}$ .

#### **4.7.4. Interligação das funções e interface ao registo de dados**

Nesta interface os cálculos foram realizados na própria folha. À semelhança da interface anterior as funções foram programadas para serem utilizadas nas células. Devido à menor dificuldade de cálculo, não houve necessidade de criar funções para todos os cálculos. Por esta razão, algumas fórmulas foram introduzidas diretamente nas células. Com a estrutura montada para o cálculo das várias propriedades, foi criada uma rotina designada de camara, que tem como objetivo copiar os dados que são registados para a respetiva folha. A rotina camara é executada após a rotina logger.



## 5. Ensaio

### 5.1. Metodologia de ensaio

Os ensaios foram realizados com a câmara aberta e fechada, para o arrefecimento e aquecimento, e para todas as cargas de fluido frigorífero (100%, 80%, 60% e 40%). Desta forma, por cada carga foram realizados quatro ensaios, sendo no total 16. Devido aos elevados valores de temperatura atingidos no compressor, os ensaios para a mesma carga foram realizados com um intervalo de tempo, para permitir que temperaturas diminuíssem. Para cada carga, foi sempre seguida uma ordem de execução. Primeiro foram realizados ensaios com a câmara aberta no modo de arrefecimento e aquecimento, e depois os ensaios com a câmara fechada no modo de arrefecimento e aquecimento. Após a realização dos quatro ensaios para uma determinada carga, foi recolhida a quantidade pretendida de fluido frigorífero.

Para todos os ensaios, antes da máquina ser ligada foi definido o modo de funcionamento e a temperatura de *setpoint*. Para o arrefecimento foi definido um *setpoint* de 16 °C e 30 °C para o aquecimento. A velocidade de rotação do ventilador da unidade interior foi sempre definido para velocidade máxima. O sistema de aquisição de dados foi sempre ligado antes do início do funcionamento da máquina e desligado posteriormente à sua paragem.

Já para os ensaios com as câmaras fechadas, os ventiladores eram ligados e também colocados na velocidade de rotação máxima, antes do início de funcionamento do sistema de aquisição.

A vibração e corrente elétrica do compressor foram medidas em três momentos diferentes ao longo dos ensaios com as câmaras fechadas. Para cada ensaio, quando o equipamento de ar condicionado era ligado, iniciava-se simultaneamente o cronómetro. Após atingir o valor de 30 s (momento 1), 60 s (momento 2) e 90 s (momento 3) a vibração no eixo x, y e z foi medida individualmente pela respetiva ordem. A cada instante de medição da vibração foi também medida intensidade de corrente elétrica.

## 5.2. Resultados dos ensaios

Devido à grande quantidade de ensaios realizados e resultados obtidos, neste capítulo apenas irão ser apresentados os resultados de um ensaio. Os resultados que não são apresentados estão no Anexo B.

### 5.2.1. Temperaturas e pressões do ciclo frigorífico e temperaturas de bolbo seco do ar

Para a apresentação dos valores de temperatura e pressão do ciclo frigorífico e das temperaturas do ar, foi escolhido o ensaio realizado com câmara aberta, de forma a apresentar um regime permanente. Porque, tal como se verificou e será explicado (subcapítulo 3.1 e 6.2), o caudal dos ventiladores é inferior ao anunciado e por isso não permite remover a carga térmica das câmaras.

Os resultados apresentados, foram obtidos no ensaio para o modo de arrefecimento e 100% de carga. Este ensaio teve uma duração aproximada de 30 minutos, com o arranque e paragem do equipamento de ar condicionado após respetivamente, 10 e 1800 segundos do início da aquisição de dados. Na Figura 5.1 é possível ver a evolução das pressões à entrada (P6) e saída (P1) da unidade interior, que neste modo funciona como evaporador. A flutuação da pressão no início do ensaio deve-se ao arranque da máquina de ar condicionado, demorando aproximadamente 2 minutos até estabilizar.

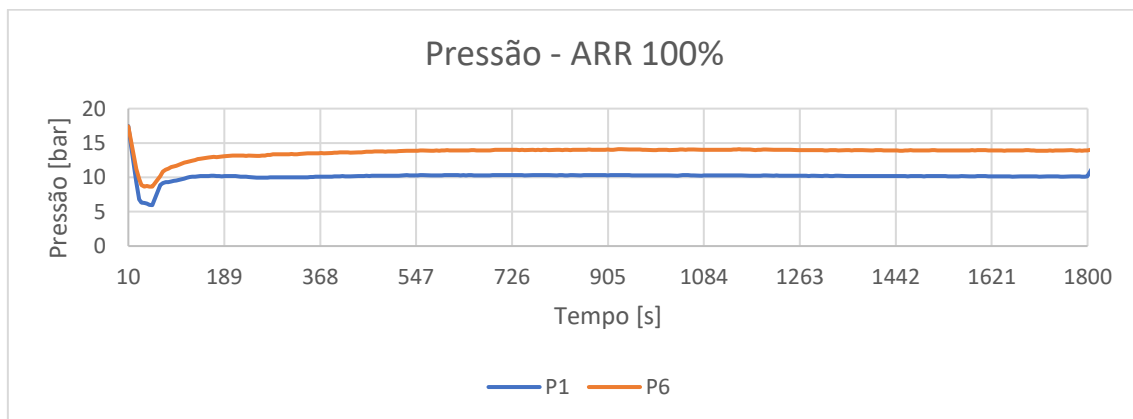


Figura 5.1 - Gráfico de pressão - ABE - 100% ARR

A evolução das temperaturas relativas ao ciclo frigorífico está na Figura 5.2 e as correspondências são:

- T1: saída do evaporador;
- T3: saída do compressor;
- T4: entrada do condensador;
- T5: saída do condensador;
- T6: saída do tubo capilar;
- T7: entrada do evaporador.

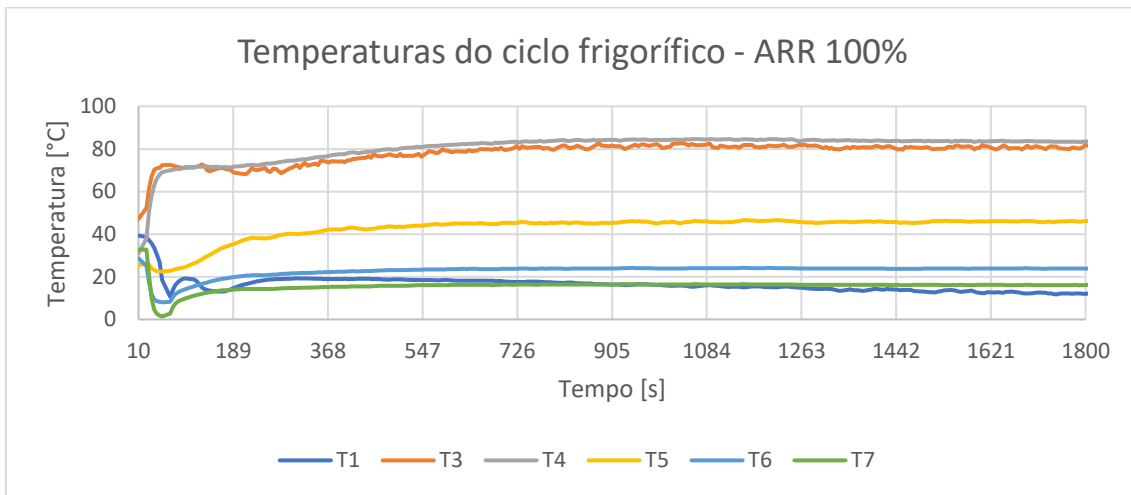


Figura 5.2 - Gráfico das temperaturas do ciclo frigorífico - ABE - ARR 100%

Já na Figura 5.3 é possível ver a evolução das temperaturas do ar à entrada e saída das unidades interior (UI) e exterior (UE).

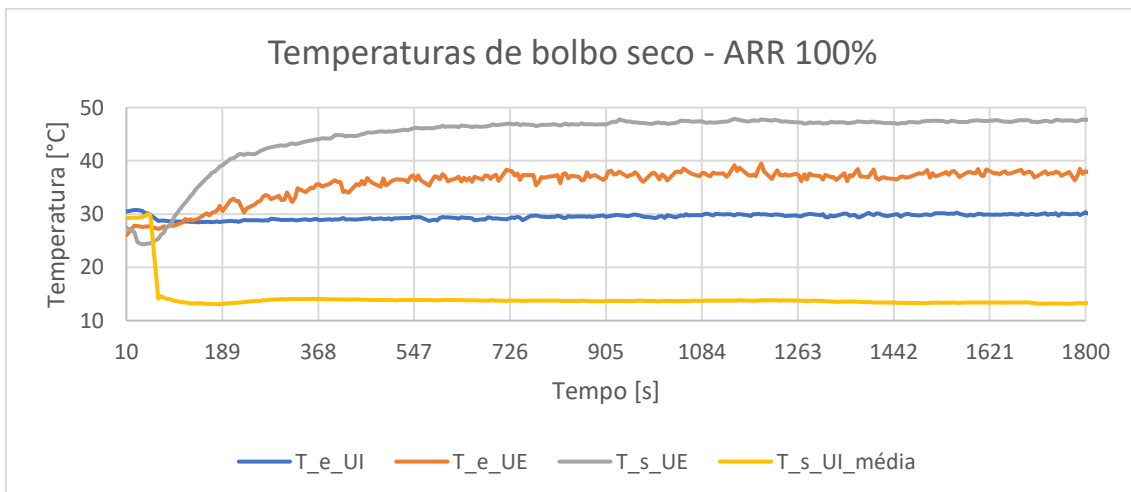


Figura 5.3 - Gráfico das temperaturas de bolbo seco - ABE - ARR 100%

### 5.2.2. Vibração e corrente elétrica do compressor

Os valores de vibração e corrente elétrica tal como referido, foram recolhidos com as câmaras fechadas. Em seguimento do modo de funcionamento e carga do ensaio apresentado anteriormente, os valores apresentados neste subcapítulo são relativos ao ensaio do modo de arrefecimento com 100% de carga. Entre a Figura 5.4 e a Figura 5.6 é possível ver os resultados da vibração para o espectro de 25000 Hz, nos três eixos, e verifica-se que para ambos, no intervalo entre 0 e 5000 Hz as amplitudes são maiores. O número, seguido da letra relativa a cada eixo (x, y, z) corresponde ao momento de recolha tal como explicado anteriormente (subcapítulo 5.1).

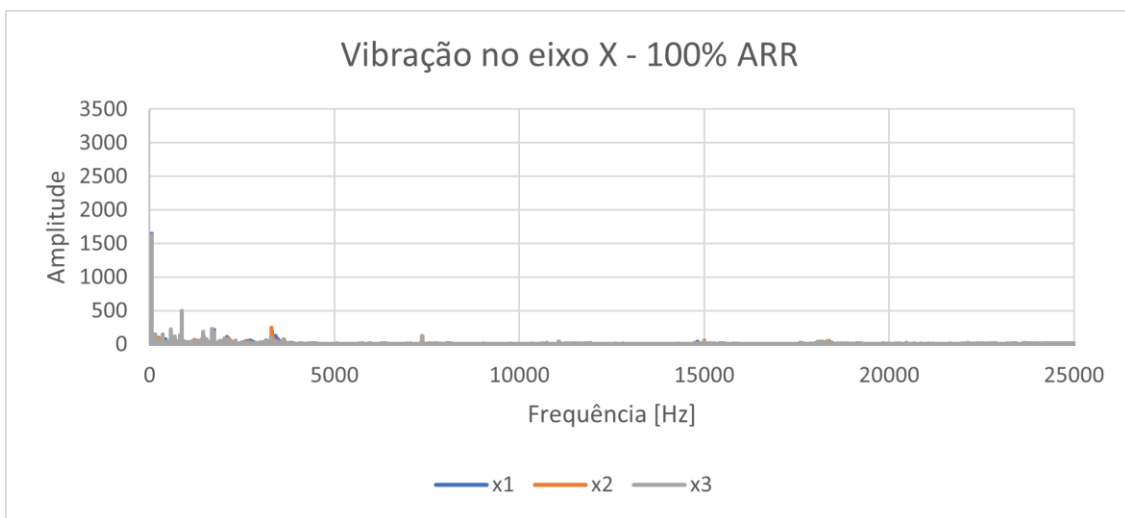


Figura 5.4 - Gráfico da vibração no eixo x - 100% ARR

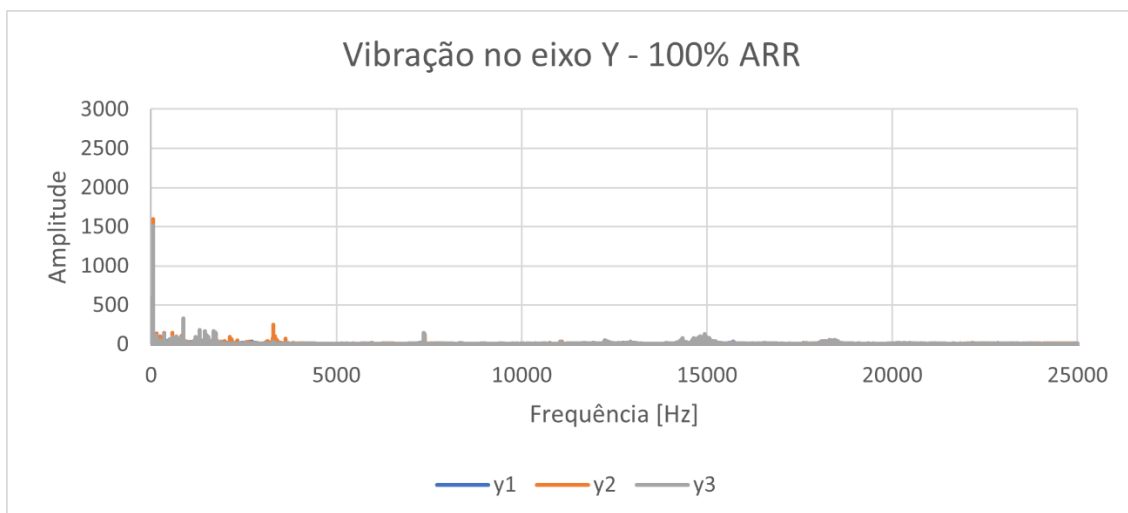


Figura 5.5 - Gráfico da vibração no eixo y - 100% ARR

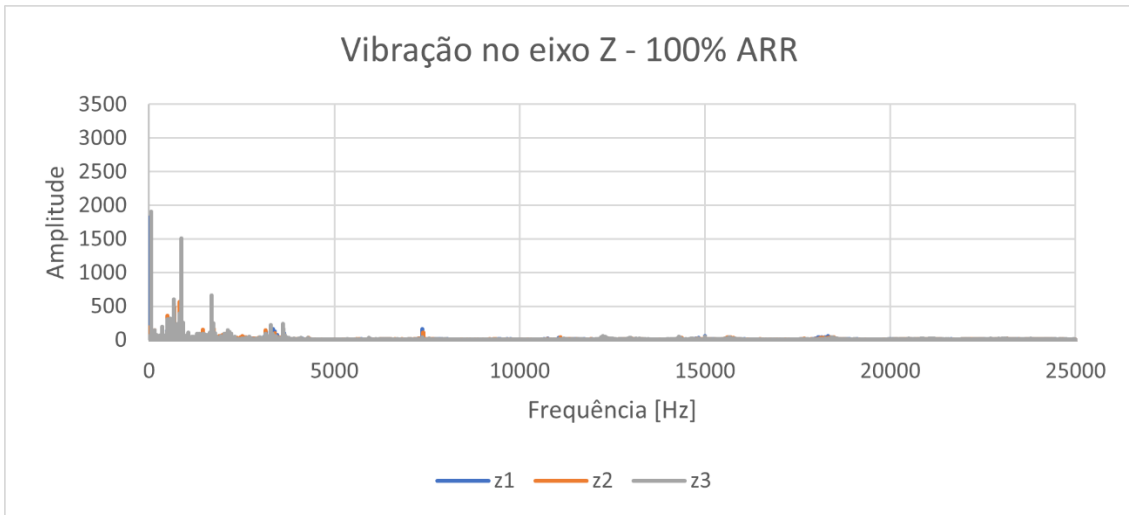


Figura 5.6 - Gráfico da vibração no eixo z - 100% ARR

Os resultados obtidos com a pinça amperimétrica, no último momento de recolha do eixo z, para o modo de arrefecimento e 100% de carga, estão representados no gráfico da Figura 5.7.

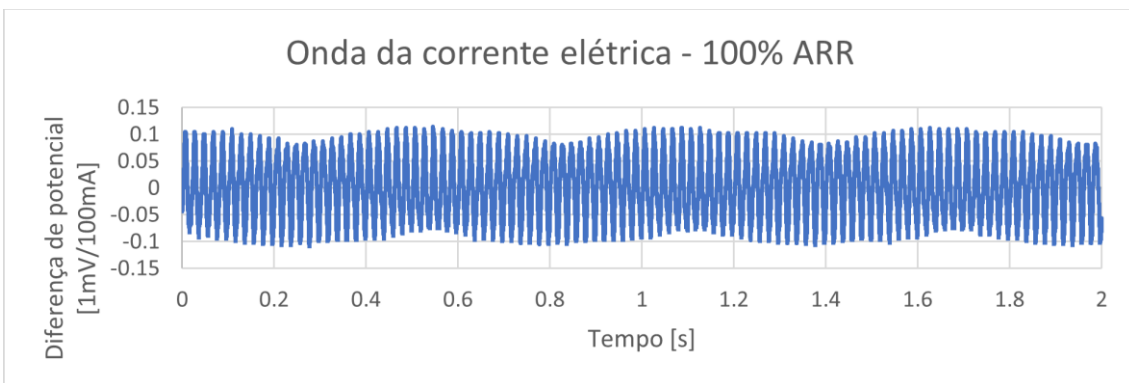


Figura 5.7 - Gráfico da onda da corrente elétrica - 100% ARR

Ao aplicar a fórmula que está na equação (4.5) com os valores que estão representados anteriormente, foi obtido o valor de intensidade de corrente elétrica de 6,3 A.



## 6. Análise de resultados

A análise de resultados está dividida em três subcapítulos. Primeiramente será analisado o ciclo frigorífico e posteriormente a evolução das temperaturas de bolbo seco e húmido do ar no interior das câmaras. Por fim, será analisada a corrente elétrica e a vibração do compressor.

### 6.1. Ciclo frigorífico

Os resultados obtidos com as câmaras abertas, permitem caracterizar de melhor forma o ciclo frigorífico da instalação, visto que as evoluções são bastante menos acentuadas quando comparado com as câmaras fechadas. Isto porque, a temperatura do ar à entrada das unidades interior e exterior é quase constante porque o ar é misturado com o ar de todo o laboratório. Com base nas temperaturas e pressões medidas, a caracterização do ciclo foi feita num diagrama P-h, que se apresenta na Figura 6.1 para o modo de arrefecimento e na Figura 6.2 para o modo de aquecimento.

As temperaturas foram medidas de forma não intrusiva, sendo por isso realizadas no tubo de cobre, pelo que, podem diferir ligeiramente da temperatura real do fluido frigorígeno. Consequentemente, as entalpias apresentadas também podem diferir da entalpia real.

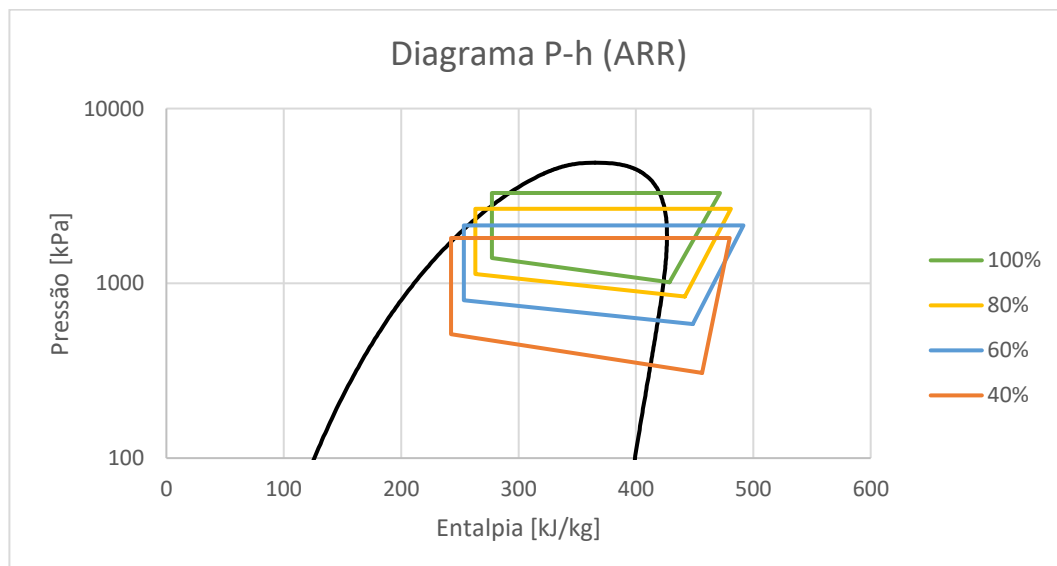


Figura 6.1 - Diagrama P-h para o arrefecimento

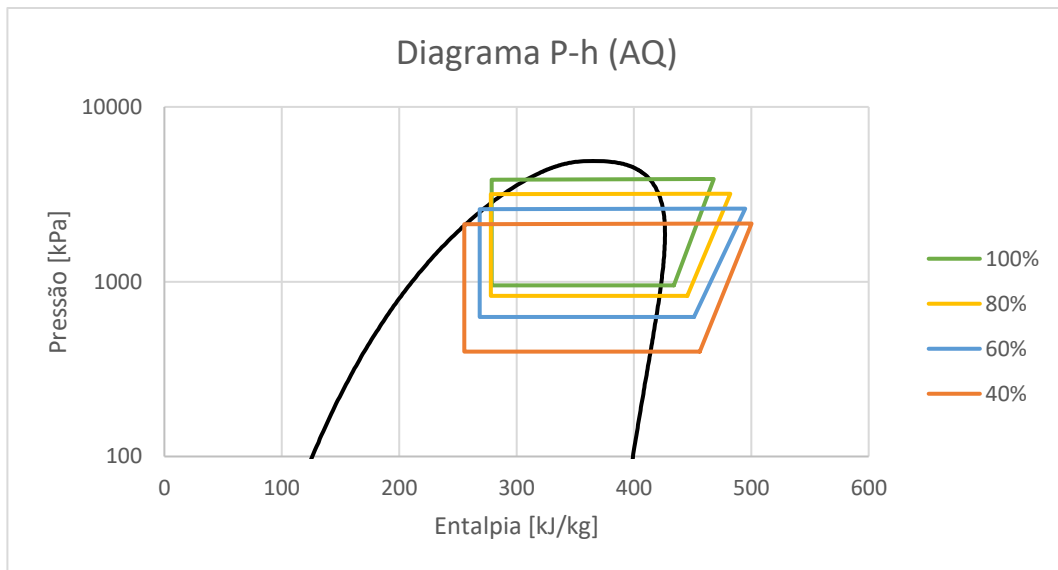


Figura 6.2 - Diagrama P-h para o aquecimento

No modo de arrefecimento, é possível verificar uma perda de carga elevada na unidade evaporadora, o que não acontece no modo de aquecimento porque foi assumida pressão constante. As entalpias, como referido, podem diferir da entalpia real do fluido frigorífero, o que é mais notado para menores cargas.

A caracterização do diagrama P-h apresentado anteriormente, foi realizada de igual forma ao diagrama presente na interface da instalação para visualização do ciclo frigorífico em tempo real. Pelo que, os cálculos das propriedades termodinâmicas e as suposições são iguais às descritas no subcapítulo 4.6.2.1.

Da Tabela 6.1 à Tabela 6.8 é possível ver os valores de temperatura, pressão, entalpia e título de vapor para os vários pontos do ciclo frigorífico apresentados nos diagramas P-h anteriores. As correspondências dos pontos são:

- Ponto 1 – saída do evaporador;
- Ponto 2 – saída do compressor;
- Ponto 3 – entrada do condensador;
- Ponto 4 – saída do condensador;
- Ponto 5 – entrada do evaporador.

Tabela 6.1 - Propriedades termodinâmicos - 100% da carga ARR

Ponto	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	x
1	12,0	1014,3	428,5	-
2	81,8	3288,0	469,2	-
3	83,6	3288,0	471,6	-
4	46,2	3288,0	277,3	-
5	18,6	1393,4	277,3	0,25

Tabela 6.2 - Propriedades termodinâmicos - 80% da carga ARR

Ponto	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	x
1	20,3	840,4	441,7	-
2	83,8	2670,0	480,9	-
3	83,8	2670,0	480,9	-
4	38,5	2670,0	263,2	-
5	11,3	1129,0	263,2	0,22

Tabela 6.3 - Propriedades termodinâmicos - 60% da carga ARR

Ponto	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	x
1	21,8	584,9	448,4	-
2	87,2	2145,0	491,6	-
3	86,0	2145,0	490,3	-
4	32,9	2145,0	253,4	-
5	0,0	799,6	253,4	0,24

Tabela 6.4 - Propriedades termodinâmicos - 40% da carga ARR

Ponto	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	x
1	25,0	307,2	456,4	-
2	72,7	1817,0	479,9	-
3	66,8	1817,0	473,5	-
4	26,6	1817,0	242,5	-
5	-13,3	511,3	242,5	0,26

Tabela 6.5 - Propriedades termodinâmicos - 100% da carga AQ

Ponto	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	x
1	15,4	952,5	434,0	-
2	87,6	3868,0	468,0	-
3	80,5	3868,0	457,2	-
4	47,4	3835,0	278,8	-
5	5,6	952,5	278,8	0,33

Tabela 6.6 - Propriedades termodinâmicos - 80% da carga AQ

Ponto	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	x
1	23,9	829,8	445,5	-
2	90,5	3185,0	482,1	-
3	81,0	3185,0	469,8	-
4	46,5	3166,0	278,1	-
5	1,2	829,8	278,1	0,35

Tabela 6.7 - Propriedades termodinâmicos - 60% da carga AQ

Ponto	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	x
1	25,6	628,3	451,1	-
2	95,1	2618,0	494,8	-
3	80,9	2618,0	478,1	-
4	41,3	2603,0	268,6	-
5	-7,4	628,3	268,6	0,35

Tabela 6.8 - Propriedades termodinâmicos - 40% da carga AQ

Ponto	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	x
1	26,4	398,1	456,0	-
2	95,1	2151,0	500,2	-
3	77,1	2151,0	480,2	-
4	34,1	2134,0	255,5	-
5	-20,1	398,1	255,5	0,35

Com os resultados obtidos, é possível confirmar as tendências apresentadas no subcapítulo 1.6. Para ambos os modos de funcionamento as temperaturas de evaporação e de condensação têm tendência a diminuir com a redução da carga de fluido frigorífero. A diminuição das temperaturas de mudança de fase é provocada pela redução de pressão no sistema, que por sua vez, é provocada pela redução de quantidade de fluido frigorífero. Com a redução da temperatura de evaporação, o valor de temperatura à saída do tubo capilar também reduz. É também possível concluir que, para menores cargas, a diferença da temperatura entre a saída do compressor e a entrada do condensador é maior.

Na Tabela 6.9 e Tabela 6.10 estão as variações de temperatura em para os vários pontos que foram utilizados na caracterização do ciclo frigorífico face a 100% de carga. Desta forma, é possível perceber quais os pontos de medição com maior variação de temperatura.

*Tabela 6.9 - Variação da temperatura ( $\Delta T$  - °C) - modo de arrefecimento*

Ponto	1	2	3	4	5
80%	8,3	2,0	0,2	-7,7	-7,3
60%	9,8	5,4	2,4	-13,3	-18,6
40%	13,0	-9,1	-16,8	-19,6	-31,9

*Tabela 6.10 - Variação da temperatura ( $\Delta T$  - °C) - modo de aquecimento*

Ponto	1	2	3	4	5
80%	8,5	2,9	0,5	-0,9	-4,4
60%	10,2	7,5	0,4	-6,1	-13,0
40%	11,0	7,5	-3,4	-13,3	-25,7

Para os dois modos de funcionamento, a temperatura à saída do tubo capilar (ponto 5) é a temperatura que apresenta a maior variação. A variação para o modo de arrefecimento foi de -31,9 °C e -25,7 °C para o modo de aquecimento. A diferença dos valores entre os dois modos é justificada pela diferença das pressões do ciclo frigorífico.

Na Tabela 6.11 e Tabela 6.12 é possível ver a variação das temperaturas face a 100% de carga para os valores de temperatura de subarrefecimento ( $T_{sarr}$ ) e sobreaquecimento ( $T_{saq}$ ).

Tabela 6.11 - Temperaturas de subarrefecimento e sobreaquecimento (ARR)

Carga	T <sub>sarr</sub> [°C]	T <sub>saq</sub> [°C]
80%	-1,3	14,4
60%	-4,7	26,9
40%	-4,9	47,5

Tabela 6.12 – Temperaturas de subarrefecimento e sobreaquecimento (AQ)

Carga	T <sub>sarr</sub> [°C]	T <sub>saq</sub> [°C]
80%	-7,7	13,0
60%	-10,9	23,2
40%	-11,8	36,8

Com os resultados obtidos, é possível concluir que a temperatura de sobreaquecimento apresenta a maior variação de temperatura para ambos os modos de funcionamento. No modo de arrefecimento foi obtida uma variação de 47,5 °C e de 36,8 °C para o aquecimento. A diferença dos valores entre os dois modos de funcionamento é justificada não só pela diferença das pressões do ciclo frigorífico como também pela suposição de pressão constante no evaporador no modo de aquecimento.

Dos resultados obtidos, verifica-se que as duas maiores variações são relativas à temperatura de sobreaquecimento e à temperatura na saída do tubo capilar, e por isso, as mais sensíveis à redução de carga. Por esta razão, as temperaturas referidas anteriormente, são possivelmente as melhores temperaturas a medir para o diagnóstico de falta de fluido frigorígeno no equipamento de ar condicionado.

Como não foi possível realizar ensaios com o objetivo de perceber a variação das temperaturas do ciclo frigorífico em função das temperaturas do ar das câmaras, porque o caudal de ventilação não permitiu, para melhor consideração sobre variação das temperaturas de sobreaquecimento e na saída do tubo capilar, é necessário saber como estas temperaturas variam dependendo das temperaturas do ar na unidade interior e exterior.

A capacidade de arrefecimento e aquecimento foi calculada através do balanço de energia do ar na unidade interior, que está na equação (6.1).

$$\dot{Q}_{UI} = \dot{m}_{ar} * c_{p_{ar}} * \Delta h \quad (6.1)$$

O caudal mássico do ciclo frigorífico pode ser calculado utilizando o valor de potência da unidade interior ou da unidade exterior, assumindo que o caudal volúmico dos

respetivos ventiladores é constante. Nos casos em que não há condensação, o ar pode ser tratado como ar seco. É ainda assumido que todo o calor dissipado é absorvido pelo ar ou o processo inverso. Neste trabalho, o valor obtido para a unidade exterior não foi utilizado por várias razões, sendo a mais significativa, a grande variação de potência obtida entre dois instantes seguidos. A fórmulas utilizadas no cálculo do caudal mássico do ciclo frigorífico, através da potência da unidade interior, estão na equação (6.2) e (6.3) para os modos de arrefecimento e aquecimento respetivamente.

$$\dot{m}_{fluido} = \frac{\dot{Q}_{evaporador}}{(h_1 - h_5)} \quad (6.2)$$

$$\dot{m}_{fluido} = \frac{\dot{Q}_{condensador}}{(h_3 - h_4)} \quad (6.3)$$

Na Tabela 6.13 e Tabela 6.14 é possível ver os valores da potência de arrefecimento/aquecimento, do caudal mássico, da potência do compressor e do EER/COP.

*Tabela 6.13 - Características do ciclo frigorífico (ARR)*

Carga	$\dot{Q}_{ARR}$ [kW]	$\dot{m}_{fluido}$ [kg/s]	$\dot{W}_{comp}$ [kW]	EER
100%	4,9	0,0324	1,3	3,7
80%	3,1	0,0176	1,2	2,6
60%	1,6	0,0081	1,1	1,5
40%	0,4	0,0019	0,9	0,4

*Tabela 6.14 - Características do ciclo frigorífico (AQ)*

Carga	$\dot{Q}_{AQ}$ [kW]	$\dot{m}_{fluido}$ [kg/s]	$\dot{W}_{comp}$ [kW]	COP
100%	5,4	0,0307	1,6	3,3
80%	4,3	0,0225	1,3	3,2
60%	3,0	0,0143	1,2	2,5
40%	1,9	0,0083	0,9	2,1

Os valores de EER e COP também seguem a tendência referida no subcapítulo 1.6, ou seja, diminuem com a menor carga de fluido frigorígeno. Para o modo de arrefecimento, quanto maior a redução de carga maior a diferença percentual. Entre 100% e 80% foi obtida uma redução de 29,7%, entre 80% e 60% de 42,3% e entre 60% e 40% de 70,4%.

Já no modo de aquecimento, a tendência não foi igual e as reduções foram menos significativas. Entre 100% e 80% verificou-se uma redução mínima de 3%, enquanto entre 80% e 60% foi obtida uma redução de 21,9% e entre 60% e 40% de 15,6%. A redução do EER/COP pela falta de fluido frigorífero, quando não detetada pelo utilizador, visto que não acontece de forma súbita, resulta no aumento do consumo energético do equipamento.

A capacidade de arrefecimento/aquecimento é diretamente proporcional ao valor de caudal mássico, tal como é possível ver na equação (6.3). Quanto menor o valor de caudal mássico, menor a capacidade de arrefecimento ou aquecimento. Para menor carga de fluido frigorífero no sistema, o caudal mássico é menor, logo a capacidade de arrefecimento/aquecimento também será menor. Neste caso, para ambos os modos de funcionamento foi obtida a mesma tendência, sendo que, quanto maior a redução de carga maior a diferença percentual. As reduções foram mais significativas para o modos de arrefecimento, com valores de 36,7% (100% para 80%), 48,4% (80% para 60%) e 75% (60% para 40%). Já para o modo de aquecimento, de acordo com a ordem apresentada anteriormente, foram obtidas reduções de 20,4%, 30,2% e 36,7%.

O rendimento isentrópico do compressor é calculado através da equação (6.4). O ponto 1 corresponde ao ponto à saída do evaporador e o ponto 2 à saída do compressor. O ponto 2s é relativo à compressão isentrópica, ou seja, com entropia constante. O valor de entalpia para os pontos 1 e 2 foram previamente calculados. Já o valor de entalpia para compressão isentrópica, é obtido relacionando as propriedades de pressão e entropia. A entropia do ponto 2s é igual à entropia do ponto 1 e o valor de pressão igual ao ponto 2.

$$\eta_{isentrópico} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (6.4)$$

Para os dois modos de funcionamento os valores obtidos de rendimento isentrópico, apresentam grande variação, sendo que na grande maioria com um valor superior ao normal e muito perto dos 100%. A medição da temperatura de forma não intrusiva, como já referido anteriormente, pode ser uma das razões para as diferenças obtidas nos resultados. Relativamente às suposições, por exemplo, no modo de arrefecimento, a pressão de condensação é calculada com base no valor assumido da temperatura de condensação. Por sua vez, o valor desta temperatura de condensação é calculado com base na variação das temperaturas ao longo do permutador de calor, sendo assumido o valor médio para a menor variação entre cada temperatura. O próprio compressor é um equipamento que não é adiabático, ou seja, há a possibilidade de realizar trocas de calor. Como o fluido

frigorigéneo está a uma temperatura elevada e o ar ambiente na envolvente do compressor a uma temperatura menor, irá haver trocas de calor. Desta forma, o fluido que está à saída do compressor sairá a uma temperatura inferior ao suposto. Com isto, é possível concluir que os valores utilizados nos cálculos, e que foram obtidos através das medições e suposições realizadas, podem apresentar alguma diferença relativamente aos valores reais.

## **6.2. Evolução das temperaturas do ar no interior das câmaras**

Os resultados apresentados neste subcapítulo são relativos aos ensaios com as câmaras fechadas. Com a sua análise foi possível retirar conclusões relativas à evolução das temperaturas do ar no interior das câmaras.

### **6.2.1. Temperaturas de bolbo seco**

A evolução das temperaturas é representada através de um gráfico com as temperaturas de bolbo seco do ar no eixo das ordenadas e o tempo de ensaio no eixo das abcissas. Não só para os gráficos referidos a seguir, como também para os gráficos presentes nos subcapítulos 6.2.2 e 6.2.3, o valor de tempo apresentado no início e final do eixo, corresponde ao tempo de arranque e paragem do equipamento de ar condicionado após o sistema de aquisição de dados ser ligado.

Os valores apresentados na Figura 6.3, são relativos ao ensaio no modo de arrefecimento para 100% de carga. Neste modo de funcionamento, a unidade interior funciona como evaporador absorvendo o calor do ar da câmara superior, o que provoca a diminuição de temperatura. Já a unidade exterior funciona como condensador libertando o calor para o ar da câmara inferior, provocando o aumento de temperatura. As correspondências das temperaturas representadas nos gráficos de temperatura de bolbo seco são:

- $T_{e\_UI}$  – temperatura à entrada da unidade interior;
- $T_{e\_UE}$  – temperatura à entrada da unidade exterior;
- $T_{s\_UE}$  – temperatura à saída da unidade exterior;
- $T_{s\_UI\_média}$  – temperatura média à saída da unidade interior;
- $T_{bs\_inf}$  – temperatura à saída da câmara inferior;
- $T_{bs\_sup}$  – temperatura à saída da câmara superior;
- $T_{bs\_ent}$  – temperatura à entrada das câmaras.

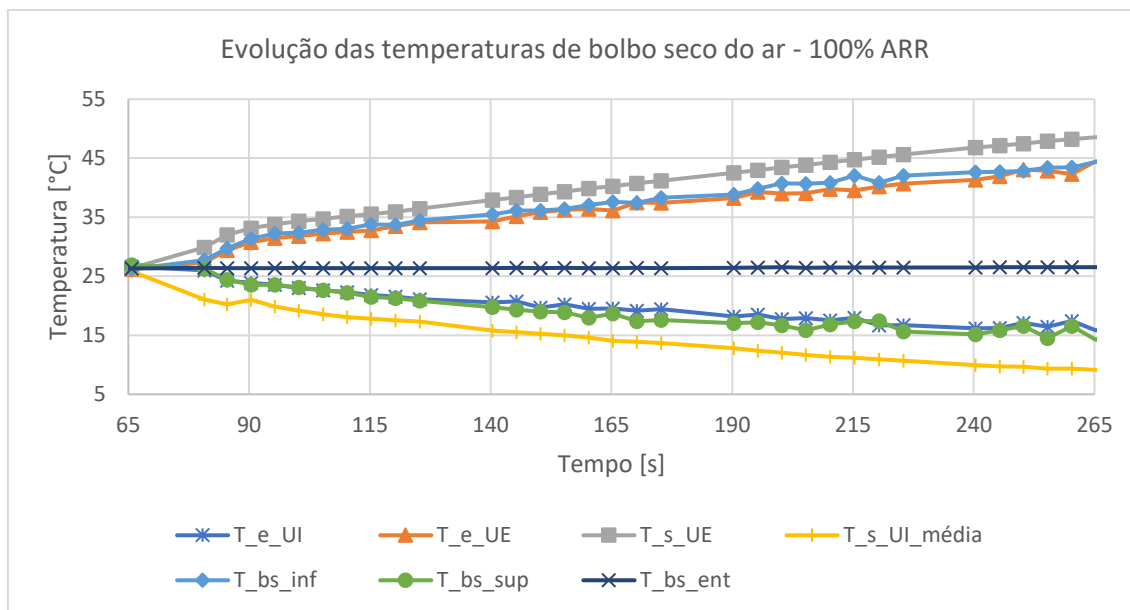


Figura 6.3 - Gráfico das temperaturas de bolbo seco do ar para 100% da carga (ARR)

Analisando os resultados, é possível verificar que após a máquina ser ligada (65 segundos) as temperaturas aumentam e diminuem rapidamente. A máquina desliga-se aos 265 segundos de ensaio porque atingiu o *setpoint* definido (16 °C). Com o aumento e diminuição acentuado das temperaturas é possível concluir que o caudal insuflado para o interior das câmaras é insuficiente para remover a potência produzida pelos equipamentos, não sendo possível atingir o regime estacionário.

Os valores de temperatura de bolbo seco à entrada de ambas as unidades estão bastante próximos dos valores da temperatura do ar à saída da respetiva câmara. O que indica, que o ar no interior das câmaras encontra-se aproximadamente à mesma temperatura.

Quanto menor a quantidade de fluido frigorígeno, menor é a capacidade de arrefecimento ou aquecimento, logo é esperado que o tempo para atingir o *setpoint* definido na máquina seja maior e a evolução das temperaturas menos acentuada. O tempo de funcionamento, também depende das condições da temperatura do ar insuflado para o interior da câmara, sendo que para ambos os ensaios foi aproximadamente igual e com um valor entre 26 e 27 °C. Da Figura 6.4 à Figura 6.6 é possível ver os gráficos para a carga de 80%, 60% e 40% no modo de arrefecimento.

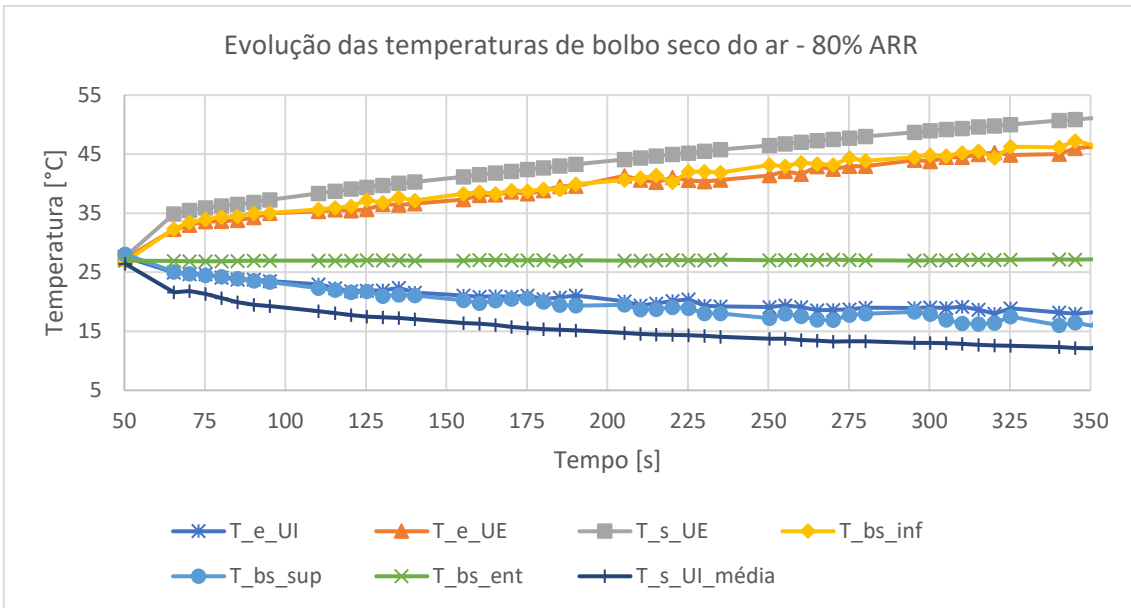


Figura 6.4 - Gráfico das temperaturas de bolbo seco do ar para 80% da carga (ARR)

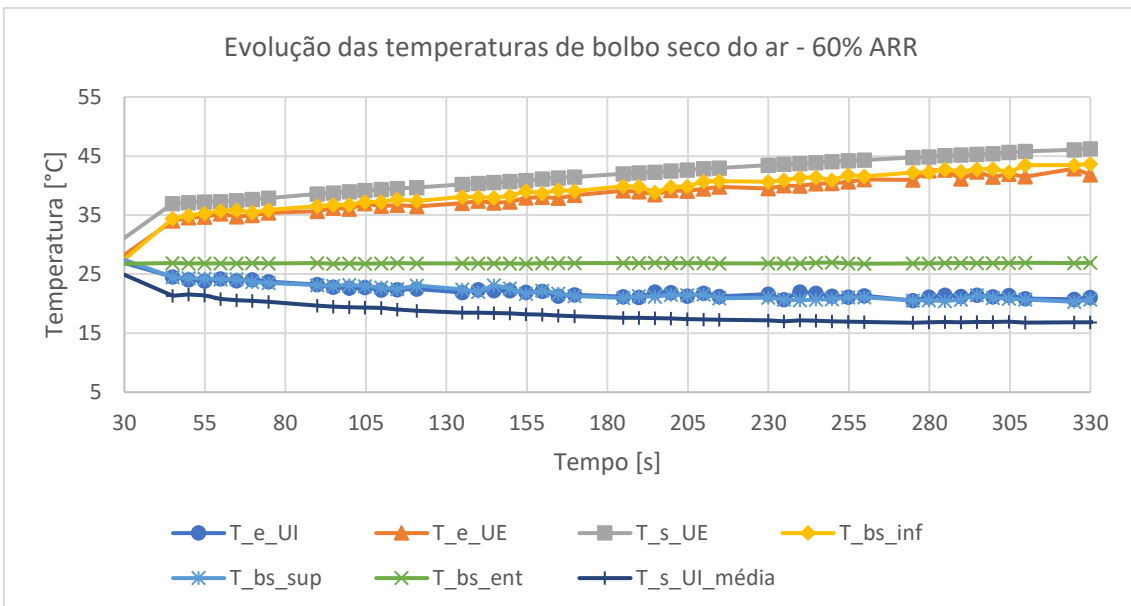


Figura 6.5 - Gráfico das temperaturas de bolbo seco do ar para 60% da carga (ARR)

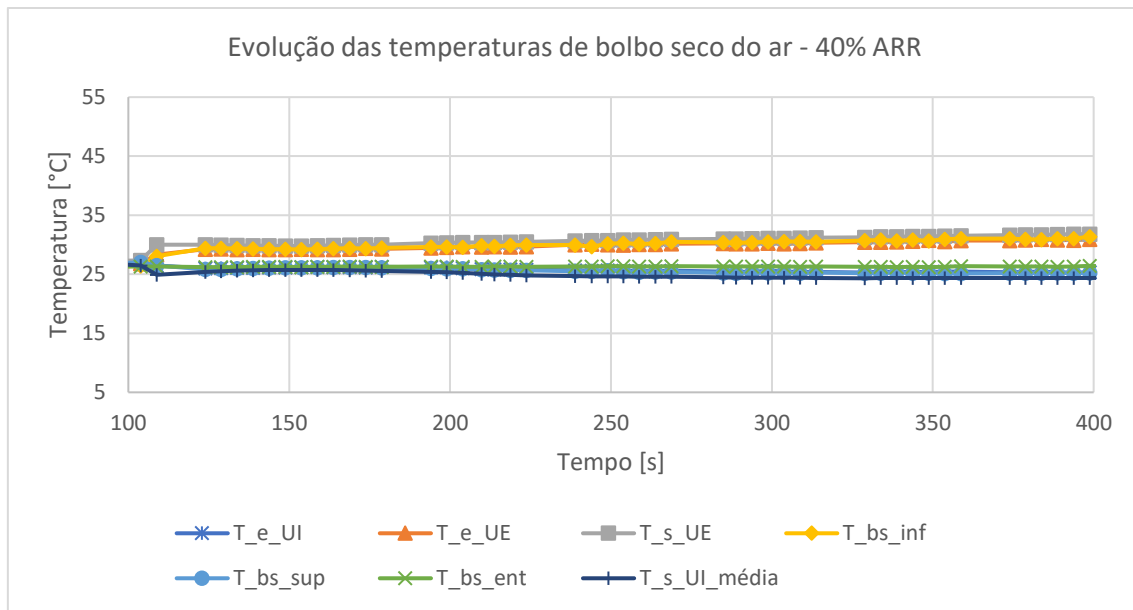


Figura 6.6 - Gráfico das temperaturas de bolbo seco do ar para 40% da carga (ARR)

Para os resultados apresentados anteriormente, os tempos de funcionamento da máquina de ar condicionado e as temperaturas do ar à entrada da unidade interior no instante antes de ser desligada são respetivamente:

- 100% - 200 s, 15,8 °C;
- 80% - 300 s, 18,2 °C;
- 60% - 300 s, 21,1 °C;
- 40% - 300 s, 25,3 °C.

Através dos valores apresentados, é possível verificar que os tempos são iguais para as cargas de 80%, 60% e 40%, o que pode ser justificado pelo controlo de funcionamento (5) da máquina que foi referido no subcapítulo 3.3.2 para o modo de arrefecimento. Os valores de temperatura, confirmam o que era esperado, ou seja, uma evolução menos acentuada. A evolução menos acentuada, é comprovada pelos maiores valores de temperatura obtidos para o mesmo tempo de funcionamento. Consequentemente, o tempo para atingir a temperatura de *setpoint* será maior para menores cargas de fluido frigorígeno. Para o modo de aquecimento, o comportamento segue as mesmas tendências do modo de arrefecimento. No entanto, devido à maior proximidade da temperatura do ar insuflado (26 a 27 °C) da temperatura de *setpoint* (30 °C) o tempo de funcionamento da máquina foi menor que no modo de arrefecimento, atingindo para todas as cargas a temperatura de *setpoint*.

## 6.2.2. Humidade absoluta e relativa

Através de um diagrama psicrométrico é possível perceber que, quanto maior a temperatura de bolbo seco, maior é a capacidade do ar conter vapor de água. Isto indica que, para o mesmo valor de humidade absoluta, se a temperatura de bolbo seco for maior, a humidade relativa é menor. Pelo contrário, se a temperatura de bolbo seco for menor, a humidade relativa é maior. Quanto maior o valor de humidade relativa, menor é a capacidade do ar conter vapor de água, para a mesma temperatura de bolbo seco.

O balanço de energia ao ar é dividido em duas componentes, sensível e latente. A componente latente está associada à energia necessária para a mudança de fase do vapor de água. Já a componente sensível está associada ao aumento e diminuição do valor de temperatura. Neste tipo de equipamentos (ar condicionado do tipo *split*), na unidade condensadora apenas há apenas a componente sensível, no entanto na unidade evaporador pode haver também a componente latente em adição à sensível.

Pelos fatores referidos anteriormente é esperado que, na câmara em que é realizado o aquecimento o conteúdo de humidade absoluta permaneça constante e a humidade relativa diminua ao longo do ensaio. Isto porque, apenas havendo aquecimento sensível, não há condensação do vapor de água, logo o conteúdo de humidade tem de ser igual. Quanto maior a temperatura de bolbo seco para o mesmo conteúdo de humidade, tal como referido, o valor de humidade relativa é menor. Na câmara em que é realizado o arrefecimento é esperado que o conteúdo de humidade à saída da câmara seja menor, visto que irá haver condensação do vapor de água. A tendência do valor de humidade relativa depende da temperatura de bolbo seco e da humidade absoluta. A diminuição do conteúdo de humidade provoca a diminuição da humidade relativa, no entanto a diminuição da temperatura de bolbo seco provoca o aumento. Dependendo da significância de cada um, o valor de humidade relativa irá aumentar ou diminuir ao longo do tempo. Na Figura 6.7 é possível ver um gráfico que representa a variação da humidade relativa e absoluta ao longo de um ensaio no modo de arrefecimento com 100% de carga. As correspondências das variáveis representadas no gráfico são:

- HR\_inf – humidade relativa à saída da câmara inferior;
- HR\_sup – humidade relativa à saída da câmara superior;
- HR\_ent – humidade relativa à entrada das câmaras;
- w\_inf – humidade absoluta à saída da câmara inferior;

- $w_{sup}$  – humidade absoluta à saída da câmara superior;
- $w_{ent}$  – humidade absoluta à entrada das câmaras.

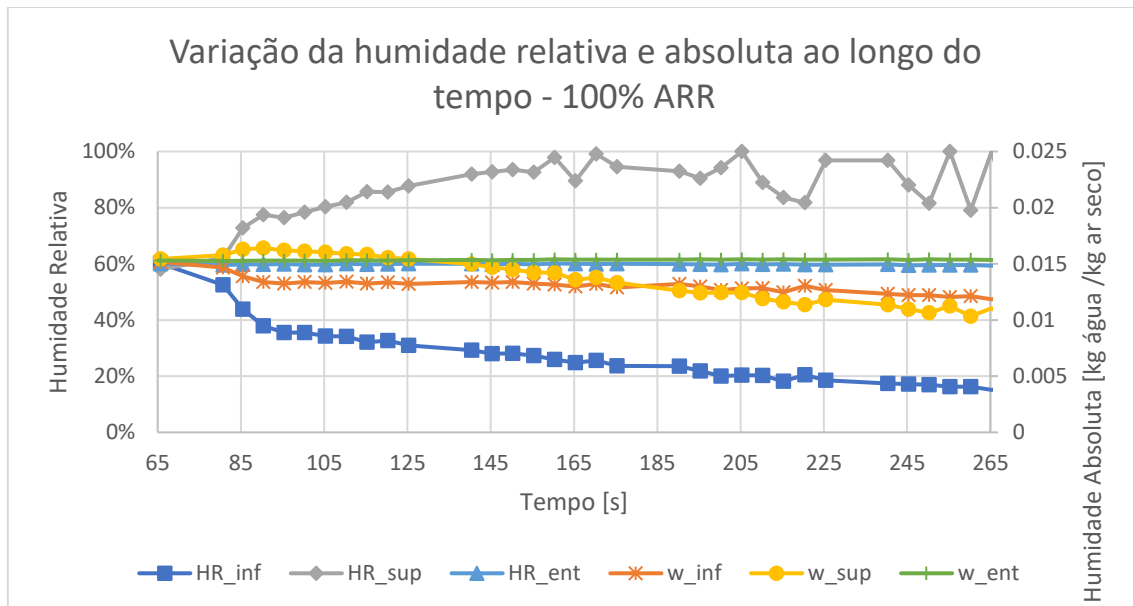


Figura 6.7 - Gráfico da humidade relativa e absoluta para 100% da carga (ARR)

Com a análise dos resultados é possível confirmar que na câmara em que é realizado o aquecimento (câmara inferior) a humidade relativa tem tendência a diminuir e o valor de humidade absoluta permanece aproximadamente igual. Já na câmara em que é realizado o arrefecimento (câmara superior) a humidade absoluta diminui, logo é possível concluir que existe condensação do vapor de água contido no ar. Apesar desta diminuição, verifica-se o aumento da humidade relativa, sendo por isso, a redução de temperatura do ar mais significativa na variação deste valor quando comparado à redução de humidade absoluta.

De notar que, o valor de humidade relativa apresenta grandes variações que estão relacionadas ao valor da temperatura de bolbo seco à saída da câmara, tal como é possível observar na Figura 6.3. Esta temperatura quando atingiu valores mínimos, entre dois instantes de medição teve uma variação de aproximadamente 2,5 °C. A variação deste valor foi obtido para as várias cargas, sendo que, as maiores variações verificam-se para as maiores cargas de fluido frigorígeno. Ainda assim, foi possível perceber que o aumento da humidade relativa é menos significativo para as menores cargas de fluido frigorígeno. Isto porque, as temperaturas atingidas no interior da câmara são maiores para as menores cargas.

Já os valores de humidade absoluta, com menor carga (80% e 60%), seguem as mesmas tendências referidas anteriormente, ou seja, uma redução de forma menos acentuada.

Quanto menor a potência da unidade interior menor será a quantidade de vapor de água a ser condensado e conseqüentemente menor a diferença do valor de humidade absoluta. Por vezes, a potência da unidade interior é muito baixa e não existe condensação do vapor de água existente no ar, tal como aconteceu para 40% de carga. Isto porque, a humidade absoluta permaneceu aproximadamente constante ao longo do ensaio.

No modo de aquecimento, as tendências são iguais com exceção da humidade absoluta. Com os resultados, para as cargas de 100%, 80% e 60% verificou-se um grande aumento no valor de humidade absoluta na câmara superior, onde existe apenas aquecimento sensível, portanto o valor deveria ser aproximadamente constante. Este aumento pode ser justificado pela presença de água no tabuleiro de condensados da unidade interior. Durante o tempo de realização do trabalho, verificaram-se em algumas ocasiões, que a água presente no tabuleiro de condensados só saía pelo tubo de drenagem algum tempo depois da máquina já estar desligada. Como os ensaios de aquecimento foram realizados após os ensaios de arrefecimento, poderia haver água no tabuleiro de condensados. Com a passagem do ar a água existente iria evaporar ao longo do tempo e conseqüentemente o valor de humidade absoluta aumentava, tal como se verificou. Já para 40% de carga, tal como foi verificado no modo de arrefecimento, o vapor de água contido no ar não condensou e por isso o tabuleiro de água estava vazio. Desta forma, o valor de humidade absoluta permaneceu aproximadamente constante ao longo do tempo.

### **6.2.3. Potência das câmaras e do equipamento de ar condicionado**

Os valores de temperatura do ar no interior das câmaras têm tendência a aumentar e diminuir porque a potência que é removida através dos ventiladores, é inferior à potência produzida pelo equipamento de ar condicionado. Pelo que, com os ventiladores utilizados neste trabalho, foi impossível atingir o regime permanente com as câmaras fechadas.

Para o cálculo da potência das câmaras foi utilizado o valor de caudal obtido no subcapítulo 2.5.3, ou seja, 440 m<sup>3</sup>/h. Já para o cálculo da potência da unidade exterior e interior foram utilizados, 1740 e 834 m<sup>3</sup>/h respetivamente. Na Figura 6.8 é possível ver o gráfico com a evolução das potências para o período de funcionamento do equipamento de ar condicionado, com início nos 65 segundos e paragem nos 265 segundos após o sistema de aquisição de dados ser ligado. As correspondências das potências representadas são as seguintes:

- $Q_{sen\_UI}$  – potência sensível da unidade interior;
- $Q_{lat\_UI}$  – potência latente da unidade interior;
- $Q_{UI}$  – potência da unidade interior;
- $Q_{UE}$  – potência da unidade exterior;
- $Q_{s\_inf}$  – potência da câmara inferior;
- $Q_{s\_up}$  – potência da câmara superior.

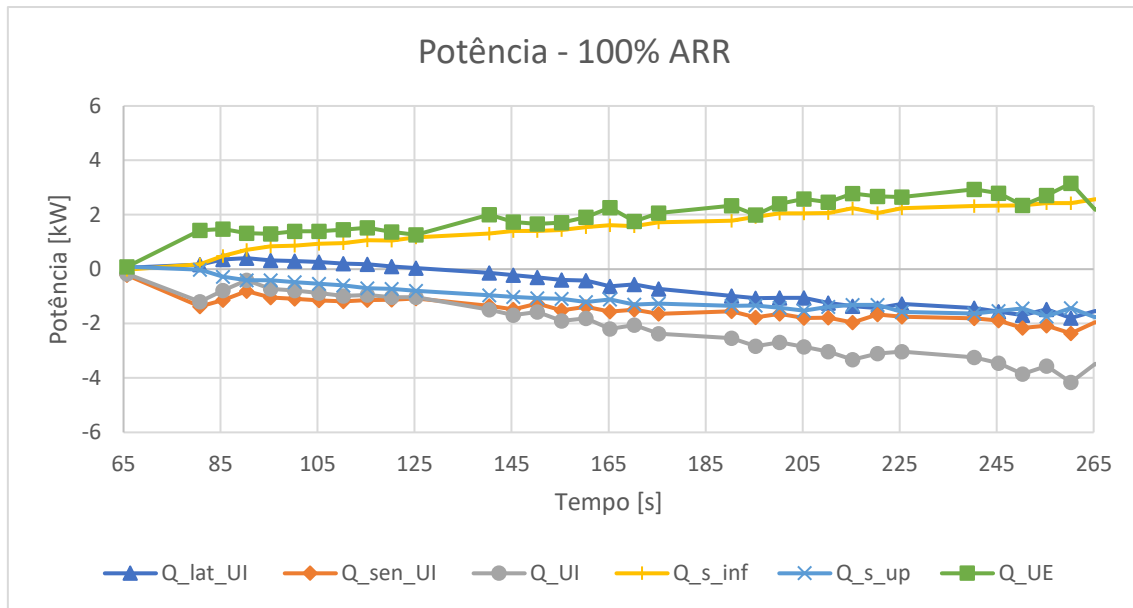


Figura 6.8 - Potência das câmaras e do equipamento de ar condicionado para 100% da carga (ARR)

Ao analisar os resultados, é possível confirmar que a potência produzida pelos equipamentos é superior à potência removida das câmaras. A potência latente da unidade interior após 3 minutos de funcionamento tem uma evolução mais acentuada quando comparado à potência sensível. Sendo justificado, pela diminuição da temperatura de evaporação do fluido frigorigéneo e consequente diminuição da temperatura do ar à saída da unidade interior. Nos 30 segundos antes da paragem do equipamento de ar condicionado, a potência latente da unidade interior representou aproximadamente 45% da potência total. A medição da temperatura do ar à saída da unidade exterior pode estar a ser influenciada pela temperatura do ar insuflado na câmara, resultando em valores de potência diferentes do valor real.

Para menores cargas de fluido frigorigéneo (80%, 60% e 40%), tal como já foi verificado nas análises anteriores, os valores de potência diminuem e sua evolução é menos acentuada.

### 6.3. Consumo de energia elétrica do compressor

O trabalho do compressor, utilizando as propriedades do ciclo frigorífico pode ser calculado através da equação (6.5). O valor do trabalho do compressor diminui com a diminuição do caudal mássico e com a diminuição da diferença de entalpias.

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{fluido} * (h_2 - h_1) \quad (6.5)$$

Ao reduzir a carga do sistema, o caudal mássico tem tendência a diminuir tal como já foi comprovado. Esta diminuição resulta também no decréscimo do trabalho do compressor, visto que é diretamente proporcional e assumindo que a diferença de entalpias permanece aproximadamente constante. Na Tabela 6.15 é possível ver o valor médio para cada carga de fluido frigorígeno no modo de arrefecimento e aquecimento.

Tabela 6.15 - Intensidade de corrente elétrica e potência do compressor (ARR e AQ)

Carga	Intensidade de corrente (ARR) [A]	Intensidade de corrente (AQ) [A]	Potência do compressor (ARR) [kW]	Potência do compressor (AQ) [kW]
100%	5,8	7,1	1,3	1,6
80%	5,5	6,1	1,2	1,3
60%	5,2	5,6	1,1	1,2
40%	4,0	4,1	0,9	0,9

Analisando os resultados para ambos os modos de funcionamento é possível confirmar que a potência do compressor diminui com a redução de carga de fluido frigorígeno. No arrefecimento, as reduções de potência de 100% para 80% e de 80% para 60% têm valores próximos, sendo respetivamente 7,7% e 8,3%. Já entre 60% e 40% a redução foi mais significativa, com um valor de 18,2%. No aquecimento, a redução mais significativa também se verificou entre 60% e 40% com um valor de 25%. Já nas reduções de 100% para 80% foi obtido um valor de 18,8% e de 7,7% entre 80% e 60%.

Apesar de se verificar uma tendência dos valores de potência elétrica do compressor, as reduções não são significativas para as maiores cargas, sendo por isso, para o respetivo intervalo menos sensível à redução de carga. Quando comparado com as variações de temperaturas já analisadas, as variações da potência elétrica são menores.

#### 6.4. Vibração do compressor

A variação da vibração do compressor em função da carga de fluido frigorífero no sistema de ar condicionado é atualmente desconhecida. Com os resultados obtidos, foi possível perceber se existem diferenças nas vibrações do compressor para as várias cargas de fluido frigorífero.

Os resultados foram analisados para o espectro de frequências entre 0 e 25000 Hz, que foi apresentado na Figura 5.4 à Figura 5.6 e que estão presentes no Anexo B.5 e Anexo B.6. Também foram analisados para menores intervalos de frequências, sendo estes de 0 a 500 Hz e de 0 a 5000 Hz. Com esta análise, foi possível perceber se há necessidade de utilização de sistemas de aquisição com capacidade de medir espectros de frequência com maior intervalo, para a identificação da carga de fluido frigorífero do sistema.

A análise das vibrações foi baseada numa relação, que consiste no valor absoluto do quociente entre a diferença percentual da amplitude média e o desvio padrão.

Para exemplificar o cálculo do quociente, foi escolhida uma frequência aleatória. Os valores presentes na Tabela 6.16 foram obtidos para a frequência 25 Hz no modo de arrefecimento para 100% e 80% de carga no eixo x. Como já referido anteriormente, a vibração foi medida em três momentos diferentes do ensaio. A amplitude média e o desvio padrão de cada eixo foram calculados através dos três valores de amplitude (x1, x2 e x3). O valor x1 é relativo ao primeiro momento de medição, o x2 ao segundo e o x3 ao terceiro e último momento.

*Tabela 6.16 – Amplitudes, amplitude média e desvio padrão da frequência 25 Hz no modo de arrefecimento*

Carga	x1	x2	x3	Amplitude média	Desvio Padrão
100%	1,0	8,4	11,0	6,8	4,2
80%	5,2	15,8	9,4	10,2	4,4

Com a amplitude média, é calculada a variação percentual entre 100% e 80% na equação (6.6) e com o valor resultante o quociente utilizado na análise, tal como se observa na equação (6.7). Sendo que, as variações percentuais podem ser positivas ou negativas, o último passo é calcular o valor absoluto do quociente, que para este caso é igual, sendo a variação percentual positiva.

$$\frac{10,2 - 6,8}{6,8} * 100 = 49,7\% \quad (6.6)$$

$$\frac{49,7\%}{4,4} = 11,4\% \quad (6.7)$$

Para a relação utilizada, a confiança dos valores de variação percentual é verificada através do desvio padrão. Quanto maior o desvio padrão, menor a confiança e por isso menor será o quociente. Pelo contrário, quanto menor o desvio padrão, maior a confiança e maior será o quociente. Desta forma, as frequências que apresentem o maior quociente, são possivelmente as frequências mais fiáveis e que podem caracterizar a quantidade de carga de fluido frigorífero no equipamento.

Os resultados foram analisados para todas as reduções de carga, nos três eixos e para os dois modos de funcionamento através de um gráfico com três variáveis:

- Eixo das abcissas: frequência Hz;
- Eixo das ordenadas principal: amplitude média;
- Eixo das ordenadas secundário: variação percentual.

Estão também representados os desvios padrões de cada amplitude. O eixo das abcissas está ordenado por ordem decrescente, com base no valor absoluto do quociente. Desta forma, a primeira frequência apresentada obteve o maior valor absoluto do quociente e a última frequência o menor valor, sendo no total apresentados os vinte maiores valores. Na Figura 6.9 é possível verificar os vinte maiores valores absolutos do quociente no modo de arrefecimento para o eixo x na redução de 100% para 80%. No eixo das ordenadas está representado o valor absoluto do quociente, tal foi como calculado na equação (6.7) e nas abcissas a frequência associada ao valor obtido. Tal como é possível verificar, a frequência 10217,5 Hz obteve o maior valor absoluto do quociente (6180,5%) e a frequência 1295 Hz o menor (2511%).

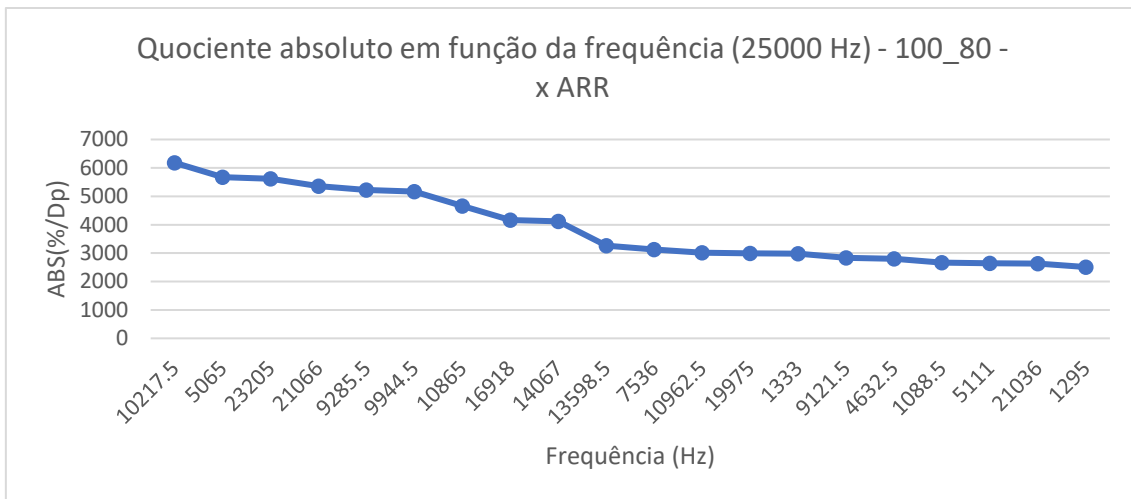


Figura 6.9 - Gráfico do quociente absoluto em função da frequência – 25000 Hz; redução de 100%\_80%; eixo x (ARR)

Para o mesmo modo de funcionamento, eixo e redução de carga referidos anteriormente, da Figura 6.10 à Figura 6.12 é possível visualizar os gráficos resultantes para os três intervalos de frequência analisados.

É possível verificar que, para o intervalo de 0 a 5000 Hz existem apenas duas frequências comuns ao intervalo de 0 a 25000 Hz. Já para o intervalo de 0 a 500 Hz não existe nenhuma frequência comum. Para as frequências relativas aos intervalos de 0 a 25000 Hz e 0 a 5000 Hz, a variação dos valores de amplitude média é aproximadamente igual (3 a 9), com exceção da frequência 462.5 Hz (20). No intervalo de 0 a 500 Hz, com exceção da frequência referida anteriormente, as amplitudes médias são ligeiramente maiores, variando entre 3 e 13. Ainda assim, os valores de amplitude média são muito baixos quando comparado a outros valores de amplitude obtidas para as frequências de 150 Hz (137), 250 Hz (59,7) e 350 Hz (144,2) por exemplo. Relativamente às variações percentuais é possível verificar valores significativos (de 87% a 440%) e baixos desvios padrões para o intervalo de 0 a 25000 Hz. Já para o intervalo de 0 a 5000 Hz foram obtidas variações entre -41% e 921%, sendo que em algumas das variações o desvio padrão é ligeiramente maior. Entre 0 e 500 Hz é possível verificar que existe um número maior de aumentos percentuais com valor mais significativo, sendo os valores máximos e mínimos 87% e 921% respectivamente. No entanto, os aumentos estão associados a maiores valores de desvio padrão e por isso o valor do quociente é menor.

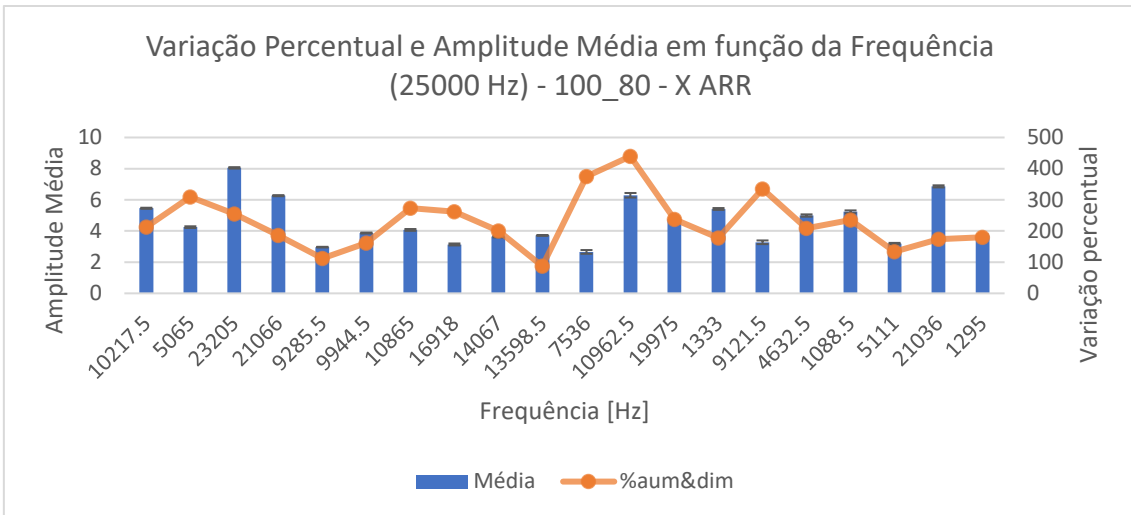


Figura 6.10 - Gráfico variação percentual, amplitude média – 25000 Hz; redução de 100%\_80%; eixo x (ARR)

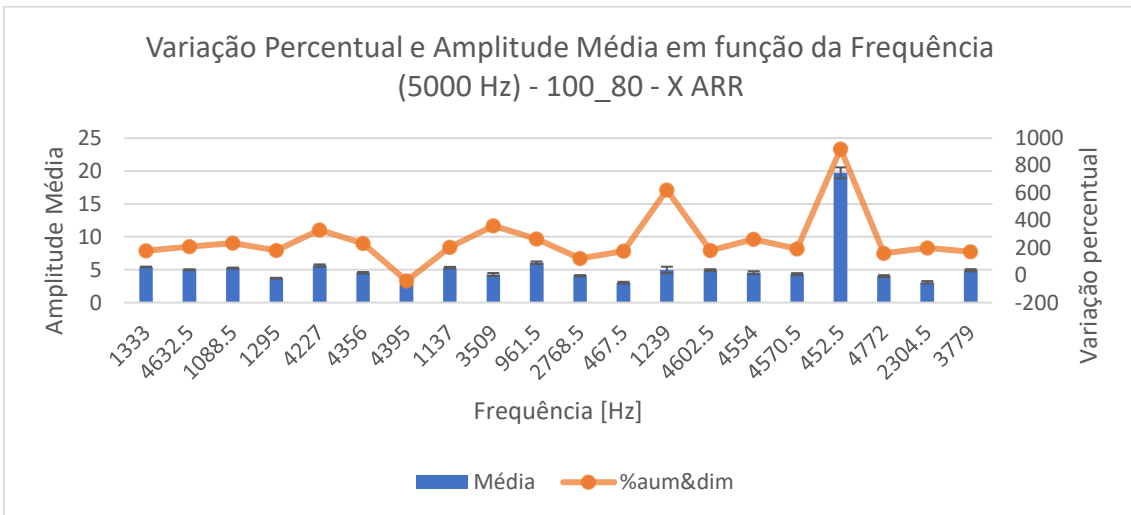


Figura 6.11 – Gráfico da variação percentual, amplitude média – 5000 Hz; redução de 100%\_80%; eixo x (ARR)

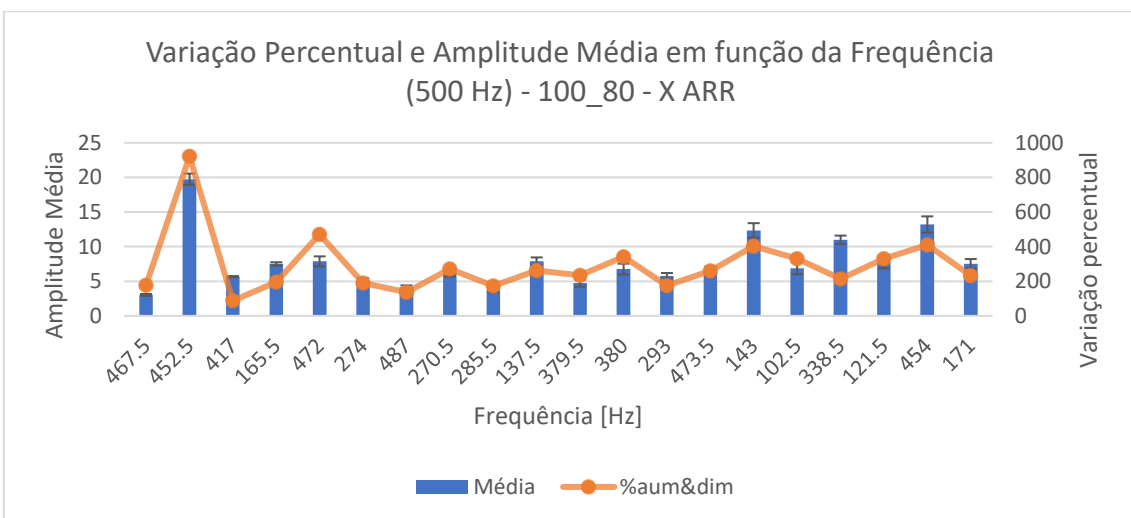


Figura 6.12 - Gráfico da variação percentual, amplitude média – 500 Hz; redução de 100%\_80%; eixo x (ARR)

Os gráficos para as várias medições realizadas e que não foram apresentados anteriormente encontram-se no Anexo C. Com a sua análise foi possível concluir que, para a identificação da carga de fluido frigorífero no sistema, é necessário um sistema de aquisição com capacidade de leitura de frequências no intervalo entre 0 e 25000 Hz. A conclusão foi baseada na quantidade frequências comuns dos intervalos de 0 a 500 Hz e 0 a 5000 Hz ao intervalo de 0 a 25000 Hz.

No intervalo entre 0 e 500 Hz, apenas numa ocasião existiram dois valores comuns ao intervalo de 0 a 25000 Hz. Já no intervalo entre 0 e 5000 Hz, houve sempre pelo menos um valor comum ao intervalo de 0 a 25000 Hz. O máximo de valores comuns foi nove, no entanto apenas se verificou em duas ocasiões. Sendo que para este intervalo (0 a 5000 Hz) o número de valores comuns variou em média entre 3 e 5. Desta forma, as frequências para as quais foram obtidos os maiores quocientes, encontram-se no intervalo de 5000 a 25000 Hz.

Relativamente à amplitude média, verificou-se que as variações nas reduções de carga para os maiores valores não foram tão significativas quando comparado aos menores valores. Para as maiores amplitudes, regra geral, o desvio padrão é também maior. Tendo em conta o quociente utilizado e o facto das frequências com maior amplitude estarem no intervalo de 0 a 5000 Hz, é justificada a verificação de poucos valores comuns ao intervalo de 0 a 25000 Hz. Sendo o numerador do quociente (variação percentual) menor, e o denominador (desvio padrão) maior, o valor resultante terá de ser obrigatoriamente menor.

Já para a variação percentual das amplitudes, foi possível perceber que os maiores valores não são necessariamente os mais fiáveis para a relação utilizada. Isto porque, a grande variação percentual obtida, foi possivelmente provocada pela presença de um valor elevado ou reduzido num dos três instantes de leitura, não sendo por isso um valor fiável, visto que o desvio padrão será maior e conseqüentemente o quociente é menor. No entanto, para os maiores valores absolutos do quociente também foram obtidas variações percentuais significativas, sendo o valor mínimo -80% e máximo 1323%.

Com os pontos referidos anteriormente, foi possível concluir que existem diferenças significativas na vibração do compressor dependendo da carga de fluido frigorífero do equipamento. Pelo que, segundo a análise realizada, a vibração do compressor poderá ser utilizada para identificação da carga de fluido frigorífero.

## 7. Conclusão

Na presente dissertação foi projetada e construída uma instalação apta a realizar ensaios com equipamentos de ar condicionado tipo *split* dentro e fora das condições nominais de carga de fluido frigorigéneo. Foi também implementado um sistema de aquisição de dados com visualização em tempo real das temperaturas do ar e do ciclo frigorífico do equipamento em estudo. Os ensaios neste trabalho foram realizados com as câmaras abertas e fechadas.

As simulações CFD permitiram determinar a localização ideal para a extração do ar das câmaras segundo o critério definido. Ainda assim, a malha utilizada poderá ser mais refinada, em especial para a câmara superior atendendo à geometria da unidade interior.

Através dos resultados obtidos nos ensaios com as câmaras fechadas, foi possível concluir que o caudal volúmico fornecido pelos ventiladores não foi suficiente para atingir o regime permanente. Isto porque, a potência removida pelos ventiladores era inferior à potência produzida pelo equipamento, o que provocou o aumento e diminuição acentuado das temperaturas do ar no interior das câmaras durante o ensaio. Por sua vez, a máquina teve um tempo de funcionamento limitado pela temperatura de *setpoint* ou pelos controlos de funcionamento. Por esta razão, a caracterização do ciclo frigorífico e posterior comparação para as várias cargas de fluido frigorigéneo, foi realizada para os ensaios com as câmaras abertas.

Com o sistema de aquisição de dados utilizado, verificaram-se limitações para uma melhor a caracterização do ciclo frigorífico. Nomeadamente, a medição não intrusiva das temperaturas e a medição da pressão apenas à entrada e saída da unidade interior.

Ainda assim, os resultados obtidos confirmam as tendências referidas na revisão bibliográfica. Para os dois modos de funcionamento, ao reduzir a carga, verificou-se diminuição das temperaturas de condensação, de evaporação e de subarrefecimento. Já a temperatura de sobreaquecimento aumentou de forma significativa. A capacidade de arrefecimento e aquecimento, a potência do compressor e os coeficientes EER/COP também diminuíram com a redução de carga.

Com a análise das temperaturas obtidas de forma não intrusiva, verificaram-se variações significativas. Sendo as duas maiores variações relativas à temperatura na saída do tubo capilar e à temperatura de sobreaquecimento. Com a redução de carga as temperaturas tendem a diminuir e aumentar respetivamente. Desta forma, foi possível concluir que as

duas temperaturas referidas anteriormente, poderão ser bons indicadores no diagnóstico de falta de fluido frigorígeno do equipamento.

Outro indicador estudado, foi a vibração do compressor. Segundo o método de análise utilizado, foi possível concluir que existem variações percentuais significativas nos valores de amplitude. Apesar de haver variações significativas no intervalo de 0 a 5000 Hz, a confiança dos valores obtidos é menor visto que os desvios padrões associados são maiores. Por isso, as variações percentuais, definidas como as mais fiáveis, encontram-se maioritariamente no intervalo de 5000 Hz a 25000 Hz. Com isto, foi possível concluir que a vibração do compressor, também poderá ser utilizada como meio para deteção de falta de fluido frigorígeno do equipamento. E para a aquisição da vibração do compressor será indicado utilizar um sistema com capacidade de leitura de frequências entre 0 e 25000 Hz.

### **7.1. Trabalhos futuros**

No desenvolvimento do presente trabalho, houve limitações, e portanto existem alterações que poderão ser feitas no futuro, com o intuito de continuar e melhorar o trabalho já realizado.

As câmaras possibilitam a extração do ar em várias localizações com exceção de zonas onde estão instalados os componentes da instalação, sendo apenas necessário fechar as saídas escolhidas e abrir outras saídas já previstas nos cantos das câmaras. Como a escolha das saídas atuais resultaram da simulação das unidades interior e exterior em condensação, poderão ser realizadas outras simulações com as unidades em evaporação.

O regime permanente não foi atingido, e para resolver esta questão, existem duas abordagens possíveis. Uma abordagem seria a alteração dos ventiladores para outros com maior caudal volúmico. Outra abordagem, seria utilizar equipamentos que permitissem controlar as temperaturas de entrada do ar insuflado no interior das câmaras. Sendo a solução ideal, a junção das duas abordagens.

Com maior controlo das condições do ar insuflado, nomeadamente caudal e temperatura, será também possível controlar as temperaturas do ar no interior das câmaras. Desta forma, poderão ser realizados ensaios, submetendo os equipamentos a diversas condições de temperatura. De forma a perceber se as relações que foram obtidas, seguem as mesmas

tendências e com a mesma significância quando comparado às condições do presente trabalho.

Para uma melhor caracterização do ciclo frigorífico, deveriam ser utilizados sensores de pressão não só à entrada e saída da unidade interior como também à entrada e saída da unidade exterior do equipamento de ar condicionado.

As conclusões relativas à análise de vibração, foram baseadas numa relação para a identificação das frequências que apresentam a variação percentual mais significativa e fiável. A relação, por sua vez, foi calculada com base em três momentos de amostragem, durante um ensaio que teve o seu tempo limitado pelas razões já referidas. Com isto, deverão ser realizados novos ensaios para medir a vibração em mais momentos. A sua medição nos três eixos poderá ser realizada em simultâneo, adaptando o sistema de aquisição, visto que neste trabalho foi medida individualmente para cada eixo.

Com uma quantidade de dados superior e resultantes de diferentes condições de ensaio, poderão ser utilizados algoritmos de inteligência artificial, para a identificação das relações com maior variação. Com este tipo de algoritmos, é também possível criar e treinar um modelo, para a deteção de falta de fluido frigorigéneo com base nas relações encontradas. Dependendo da sua resposta, confirma-se, se a relação pode ser utilizada no diagnóstico do equipamento de ar condicionado.



## 8. Bibliografia

- [1] M. Bahrami, F. Pourfayaz, and A. Kasaeian, “Low global warming potential (GWP) working fluids (WFs) for Organic Rankine Cycle (ORC) applications,” *Energy Reports*, vol. 8, pp. 2976–2988, 2022, doi: 10.1016/j.egy.2022.01.222.
- [2] J. Li, W. Deng, and G. Yan, “Improving quick cooling performance of a R410A split air conditioner during startup by actively controlling refrigerant mass migration,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 128, pp. 141–150, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.08.151.
- [3] ASHRAE, *Handbook Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Systems and Equipment*. Atlanta, USA: ASHRAE, 2020.
- [4] International Energy Agency (IEA), “The Future of Cooling Opportunities for energy- efficient air conditioning,” 2018.
- [5] G. Hundy, A. Trott, and T. Welch, *Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps*, Fifth Edit. Amsterdam, Netherlands: Elsevier Ltd, 2016.
- [6] International Energy Agency, “Global Energy Review 2021,” *Glob. Energy Rev. 2020*, pp. 1–36, 2021.
- [7] J. W. Yoo, S. Bin Hong, and M. S. Kim, “Refrigerant leakage detection in residential air conditioner with limited sensor installations,” *Int. J. Refrig.*, vol. 78, pp. 157–165, 2017, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2017.03.001.
- [8] L. Roriz, *Climatização - Conceção, Instalação e Condução de Sistemas*, 2<sup>a</sup> Edição. Amadora, Portugal, 2007.
- [9] Sholahudin, N. Giannetti, S. Yamaguchi, K. Saito, K. Tanaka, and H. Ogami, “A cost effective and non-intrusive method for performance prediction of air conditioners under fouling and leakage effect,” *Sustain. Energy Technol. Assessments*, vol. 42, no. July, p. 100856, 2020, doi: 10.1016/j.seta.2020.100856.
- [10] A. P. Rogers, F. Guo, and B. P. Rasmussen, “A review of fault detection and diagnosis methods for residential air conditioning systems,” *Build. Environ.*, vol. 161, no. April, p. 106236, 2019, doi: 10.1016/j.buildenv.2019.106236.
- [11] W. Zhou and Z. Gan, “A potential approach for reducing the R290 charge in air conditioners and heat pumps,” *Int. J. Refrig.*, vol. 101, pp. 47–55, 2019, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.02.030.
- [12] W. Stoecker, *Industrial Refrigeration Handbook*, First Edit. New York, USA: McGraw-Hill, 1998.

- [13] Z. He, X. Yang, D. Li, and W. Wu, “Dynamic characteristics of a swing compressor for an air conditioning system at different discharge pressures,” *Int. J. Refrig.*, vol. 112, pp. 125–135, 2020, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.12.021.
- [14] W. Stoecker and J. Jhones, *Refrigeration & Air Conditioning*, Second Edi. New York, USA: McGraw-Hill, 1983.
- [15] ANSI/ASHRAE Standard 55-2010, *Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*. Atlanta, USA, 2010.
- [16] A. Kilicarslan and N. Müller, “A comparative study of water as a refrigerant with some current refrigerants,” *Int. J. Energy Res.*, vol. 29, no. 11, pp. 947–959, 2005, doi: 10.1002/er.1084.
- [17] ASHRAE, *Handbook Refrigeration*. Atlanta, USA, 2018.
- [18] A. S. Padalkar, K. V. Mali, and S. Devotta, “Simulated and experimental performance of split packaged air conditioner using refrigerant HC-290 as a substitute for HCFC-22,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 62, no. 1, pp. 277–284, 2014, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.09.017.
- [19] S. Devotta, A. S. Padalkar, and N. K. Sane, “Performance assessment of HC-290 as a drop-in substitute to HCFC-22 in a window air conditioner,” *Int. J. Refrig.*, vol. 28, no. 4, pp. 594–604, 2005, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2004.09.013.
- [20] A. L. Saravanan, D. M. Lal, and C. Selvam, “Experimental Investigation on the Performance of Condenser for Charge Reduction of HC-290 in a Split Air-Conditioning System,” *Heat Transf. Eng.*, vol. 41, no. 17, pp. 1499–1511, 2020, doi: 10.1080/01457632.2019.1649937.
- [21] G. Zhou and Y. Zhang, “Performance of a split-type air conditioner matched with coiled adiabatic capillary tubes using HCFC22 and HC290,” *Appl. Energy*, vol. 87, no. 5, pp. 1522–1528, 2010, doi: 10.1016/j.apenergy.2009.10.005.
- [22] R. Chintala, J. Winkler, and X. Jin, “Automated fault detection of residential air-conditioning systems using thermostat drive cycles,” *Energy Build.*, vol. 236, p. 110691, 2021, doi: 10.1016/j.enbuild.2020.110691.
- [23] W. Kim and J. H. Lee, “Fault detection and diagnostics analysis of air conditioners using virtual sensors,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 191, no. November 2020, 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.116848.
- [24] T. M. Rossi and J. E. Braun, “A statistical, Rule-Based fault detection and diagnostic method for vapor compression air conditioners,” *HVAC R Res.*, vol. 3, no. 1, pp. 19–37, 1997, doi: 10.1080/10789669.1997.10391359.

- [25] W. Kim and J. E. Braun, “Development and evaluation of virtual refrigerant mass flow sensors for fault detection and diagnostics,” *Int. J. Refrig.*, vol. 63, pp. 184–198, 2016, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.11.005.
- [26] W. Kim and J. E. Braun, “Extension of a virtual refrigerant charge sensor,” *Int. J. Refrig.*, vol. 55, pp. 224–235, 2015, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2014.09.015.
- [27] H. Li and J. E. Braun, “Virtual refrigerant pressure sensors for use in monitoring and fault diagnosis of Vapor-Compression equipment,” *HVAC R Res.*, vol. 15, no. 3, pp. 597–616, 2009, doi: 10.1080/10789669.2009.10390853.
- [28] S. Rao, *Mechanical Vibrations*, Sixth Edit. London, UK: Pearson, 2017.
- [29] J. Sinha, *Vibration Analysis, Instruments, and Signal Processing*, First Edit. Boca Raton, USA: CRC Press, 2020.
- [30] W. Kim and J. E. Braun, “Evaluation of the impacts of refrigerant charge on air conditioner and heat pump performance Evaluation,” *Int. J. Refrig.*, vol. 35, no. 7, pp. 1805–1814, 2012, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2012.06.007.
- [31] C. Santos and L. Matias, *LNEC ITE 50*, ITE 50. Lisboa, Portugal: Laboratório Nacional de Engenharia Civil - LNEC, 2006.
- [32] “ISO - ISO 5151:2017 - Non-ducted air conditioners and heat pumps — Testing and rating for performance.” <https://www.iso.org/standard/63409.html> (accessed Sep. 29, 2022).
- [33] Á. Andrade, Á. Restrepo, and J. E. Tibaquirá, “EER or Fcsp: A performance analysis of fixed and variable air conditioning at different cooling thermal conditions,” *Energy Reports*, vol. 7, pp. 537–545, 2021, doi: 10.1016/j.egy.2020.12.041.



## Anexos

### Anexo A

#### A.1 – Função Python – leitura dados modo de arrefecimento

```
@xw.sub
def lei_datalogger_arr(COM, linha, coluna):
    wb = xw.Book.caller()

    ser1 = serial.Serial(port=COM, baudrate=57600, bytesize=8, parity='N', stopbits=1, timeout=1, xonxoff=0, rtscts=0) # LOGGER

    s1list = [0]
    while len(s1list) < 40:
        s1 = str(ser1.read(500))
        s1list = s1.split()

        if len(s1list) == 30:
            del (s1list[0])
            for y in range(0, len(s1list)):
                s1list[y] = re.sub("''", "", s1list[y])
                s1list[y] = float(s1list[y])

            if s1list[28] == 999: #Caracter de controlo para ver se a string está completa (posição)
                break
            else:
                continue

        del (s1list[28]) #elimina caractere de controlo
        s1list[11], s1list[14], s1list[12], s1list[13] = s1list[14], s1list[11], s1list[13], s1list[12]
        s1list[17] = s1list[17] * 4/1000

        s1list[15] = s1list[15] + 1.01325
        s1list[16] = s1list[16] + 1.01325

    xw.sheets[0].range((linha, coluna - 1)).value = time.asctime()
    xw.sheets[0].range((linha, coluna)).value = s1list

    if xw.sheets[0].range((linha, coluna - 2)).value == 1:
        xw.sheets[0].range((linha, coluna - 2)).value = 2
    else:
        xw.sheets[0].range((linha, coluna - 2)).value = 1
```

## A.2 – Função Python – leitura dados modo de aquecimento

```
@xw.sub
def lei_datalogger_aq(COM, linha, coluna):
    wb = xw.Book.caller()

    ser1 = serial.Serial(port=COM, baudrate=57600, bytesize=8, parity='N', stopbits=1, timeout=1, xonxoff=0, rtscts=0) # LOGGER

    s1list = [0]
    while len(s1list) < 40: #número superior de elementos da string original
        s1 = str(ser1.read(500))
        s1list = s1.split()

        if len(s1list) == 30:
            del (s1list[0])
            for y in range(0, len(s1list)):
                s1list[y] = re.sub("''", "", s1list[y])
                s1list[y] = float(s1list[y])

            if s1list[28] == 999: #Caracter de controlo para ver se a string está completa (posição)
                break
            else:
                continue

        del(s1list[28]) #elimina caractere de controlo
        s1list[0], s1list[3], s1list[4], s1list[6] = s1list[3], s1list[0], s1list[6], s1list[4]
        s1list[17] = s1list[17]*4/1000

        s1list[15] = s1list[15] + 1.01325
        s1list[16] = s1list[16] + 1.01325

    xw.sheets[0].range((linha, coluna - 1)).value = time.asctime()
    xw.sheets[0].range((linha, coluna)).value = s1list

    if xw.sheets[0].range((linha, coluna - 2)).value == 1:
        xw.sheets[0].range((linha, coluna - 2)).value = 2
    else:
        xw.sheets[0].range((linha, coluna - 2)).value = 1
```

## A.3 – Programação DeTransfer – Início ensaio

Title=Início ensaio	Line6="\..."
Verify=0	Line7="Início de um novo ensaio..."
Line0=/r	Line8="\..."
Line1="\ " "	Line9=/H/R
Line2=GA	Lines=10
Line3="\ " "	
Line4="\ " "	
Line5="\..."	

#### A.4 – Programação DeTransfer – Prog Lei

Title=Prog Lei  
Verify=0  
Line0=\ " Medição das temperaturas e pressão de um ciclo frigorífico "  
Line1=\ " "  
Line2=DEALALARMS"ISE\_DT85"  
Line3=\w5  
Line4=DELDATA"ISE\_DT85"  
Line5=\w5  
Line6=BEGIN"ISE\_DT85"  
Line7=P31=1  
Line8=P33=10  
Line9=P41=0  
Line10=\ " "  
Line11=\ " "  
Line12=\ " "  
Line13=\ " "  
Line14=S1=0,40,648,3240"bar"  
Line15=\ " "  
Line16=\ " "  
Line17=RA5S  
Line18=\ " "  
Line19=\ " "  
Line20=\ " "  
Line21=\ " "  
Line22=\ " "  
Line23=\ " "  
Line24=\ " "  
Line25=\ " "  
Line26=\ " "  
Line27=\ " "  
Line28=\ " "  
Line29=\ " "  
Line30=\ " "  
Line31=\ " "  
Line32=1TK(W,=1CV)  
Line33=1\*TK(W,=2CV)  
Line34=2TK(W,=3CV)  
Line35=2\*TK(W,=4CV)  
Line36=3TK(W,=5CV)  
Line37=3\*TK(W,=6CV)  
Line38=4TK(W,=7CV)  
Line39=4\*TK(W,=8CV)  
Line40=5TK(W,=9CV)  
Line41=5\*TK(W,=10CV)  
Line42=6TK(W,=11CV)  
Line43=6\*TK(W,=12CV)  
Line44=7TK(W,=13CV)  
Line45=7\*TK(W,=14CV)  
Line46=8TK(W,=15CV)  
Line47=8\*V(W,=18CV)  
Line48=9V(S1,W,=17CV)  
Line49=9\*V(S1,W,=16CV)  
Line50=10TK(W,=19CV)  
Line51=11TK(W,=20CV)  
Line52=11\*TK(W,=21CV)  
Line53=12TK(W,=22CV)  
Line54=12\*TK(W,=23CV)  
Line55=13TK(W,=24CV)  
Line56=13\*TK(W,=25CV)  
Line57=14TK(W,=26CV)  
Line58=14\*TK(W,=27CV)  
Line59=10\*TK(W,=40CV)  
Line60=50CV=999  
Line61=T("Hora",NL,FF0)  
Line62=1CV("T1",FF3)  
Line63=2CV("T2",FF3)  
Line64=3CV("T3",FF3)  
Line65=4CV("T4",FF3)  
Line66=5CV("T5",FF3)  
Line67=6CV("T6",FF3)  
Line68=7CV("T7",FF3)  
Line69=8CV("T\_e\_UI",FF3)  
Line70=9CV("T\_s\_UI\_m",FF3)  
Line71=10CV("T\_e\_UE",FF3)  
Line72=11CV("T\_s\_UE",FF3)

```

Line73=12CV("T_4P_UE",FF3)          %9.3f[15CV]   %9.5f[16CV]   %9.5f[17CV]
Line74=13CV("T_3P_UE",FF3)          %9.3f[18CV]   %9.3f[19CV]   %9.3f[20CV]
Line75=14CV("T_2P_UE",FF3)          %9.3f[21CV]   %9.3f[22CV]   %9.3f[23CV]
Line76=15CV("T_1P_UE",FF3)          %9.3f[24CV]   %9.3f[25CV]   %9.3f[26CV]
Line77=16CV("P1",FF3)                %9.3f[27CV] %9.3f[40CV] %9.3f[50CV]}",w)
Line78=17CV("P6",FF3)                Line92=LOGON
Line79=18CV("A_comp",FF3)            Line93=END
Line80=19CV("T_P6",FF3)              Line94=RUNJOBONRESET"ISE_DT85"
Line81=20CV("T_s_UI_e",FF3)          Line95=HA
Line82=21CV("T_s_UI_d",FF3)          Line96="\ "
Line83=22CV("T_bs_inf",FF3)          Line97="\ "
Line84=23CV("T_bh_inf",FF3)          Line98=\w2
Line85=24CV("T_bs_sup",FF3)          Line99=/m
Line86=25CV("T_bh_sup",FF3)          Line100=/H
Line87=26CV("T_bs_ent",FF3)          Line101=\ "Programa para a medição das tempe-
Line88=27CV("T_bh_ent",FF3)          raturas e pressão do ciclo frigorífico instalado"
Line89=40CV("T6_V2",FF3)             Line102=\ "... "
Line90=50CV("Caractere de controlo",FF3) Line103=\ "... "
Line91=2SERIAL("{%9.3f[1CV]  %9.3f[2CV]   %9.3f[3CV]   %9.3f[4CV]   %9.3f[5CV]
%9.3f[6CV]   %9.3f[7CV]   %9.3f[8CV]
%9.3f[9CV]   %9.3f[10CV]  %9.3f[11CV]
%9.3f[12CV]  %9.3f[13CV]  %9.3f[14CV]

```

## A.5 – Programação DeTransfer – Fim ensaio

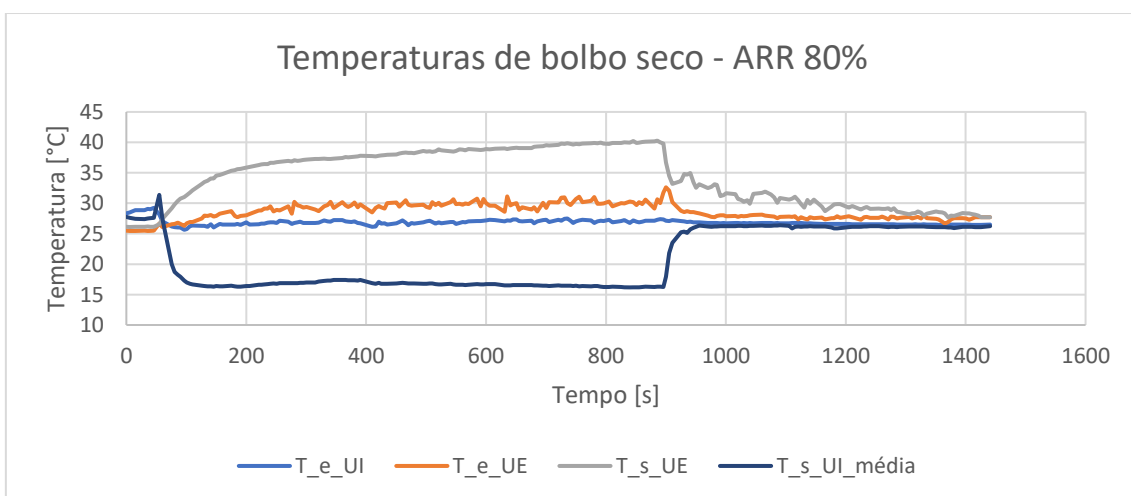
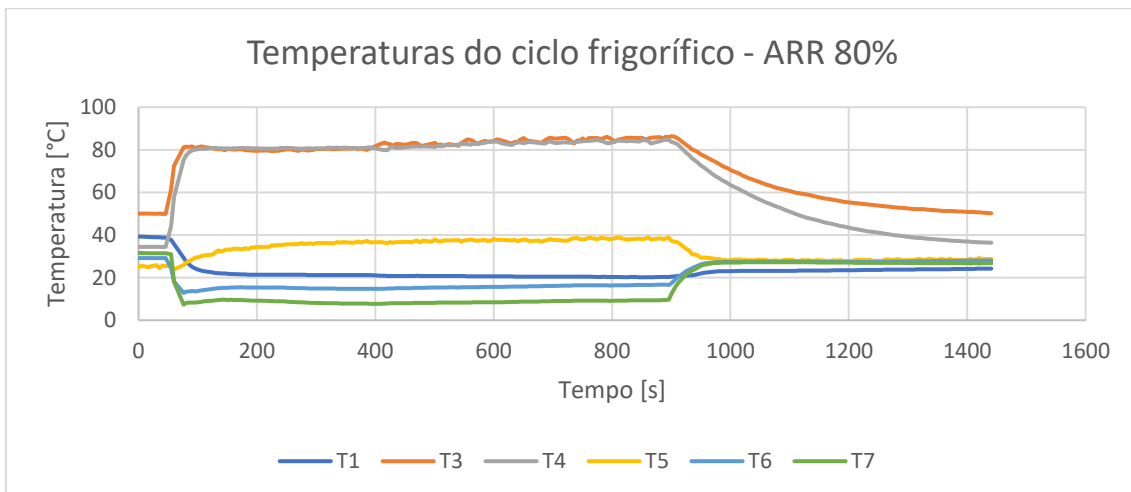
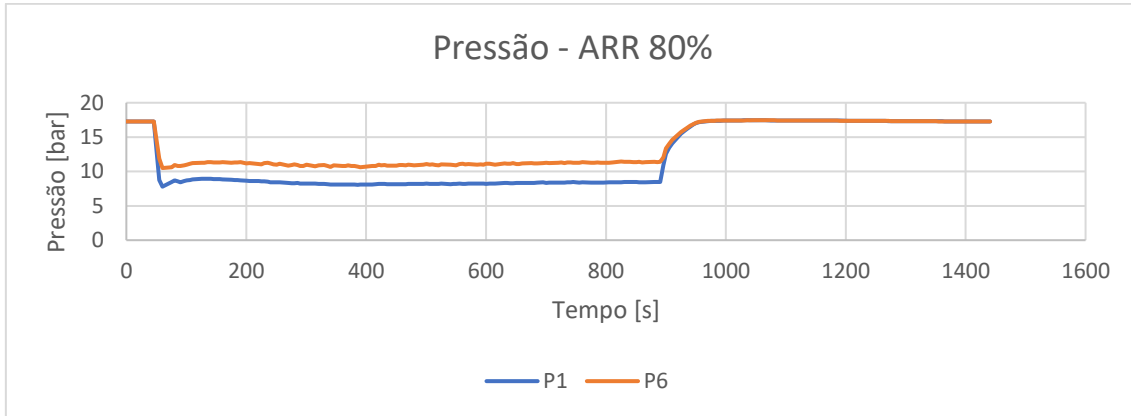
```

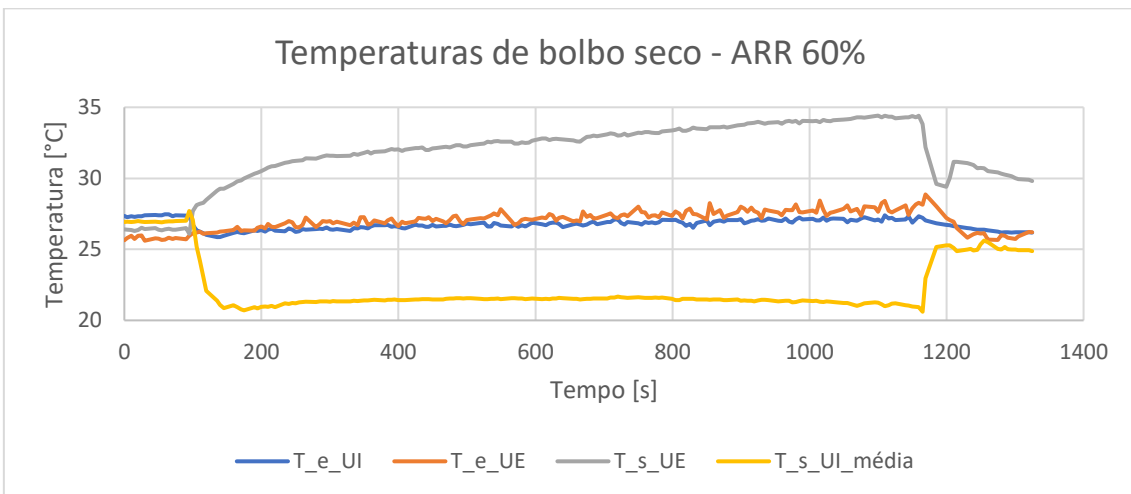
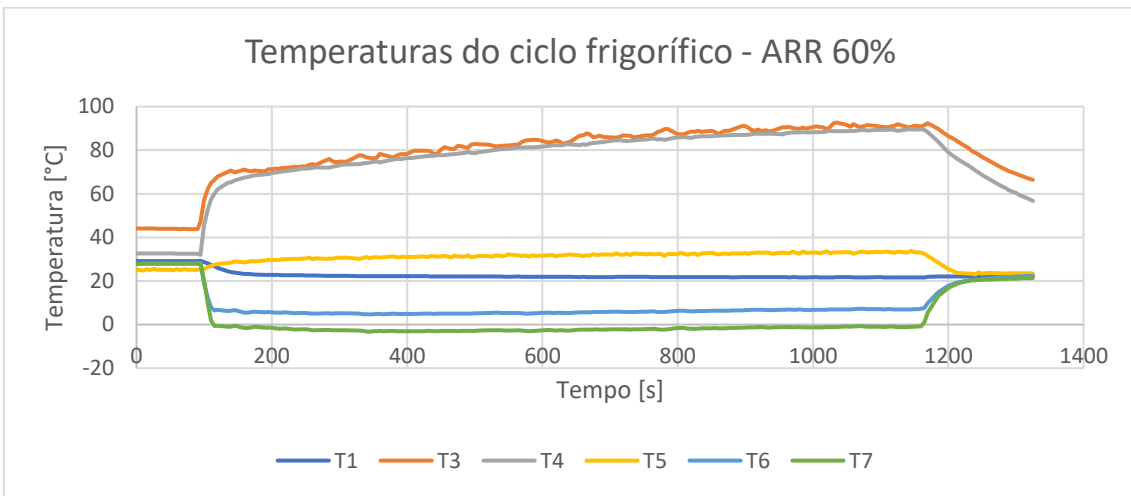
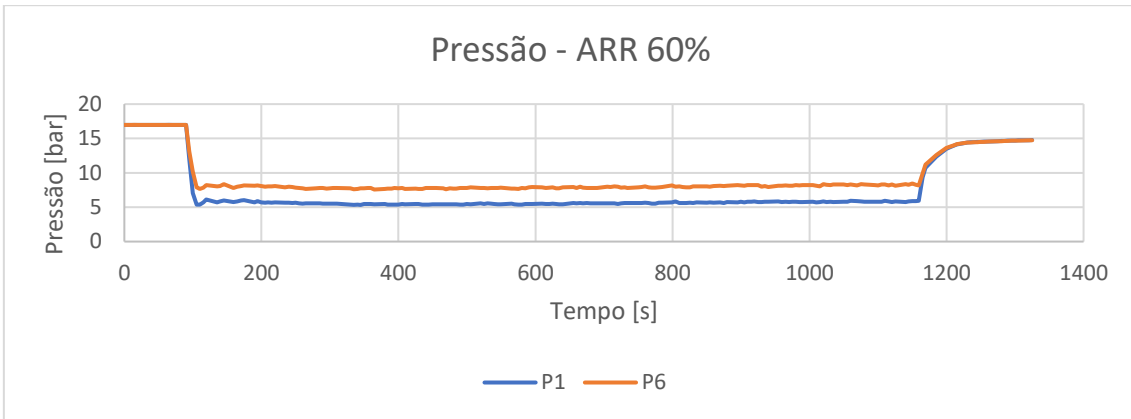
Title=Fim ensaio                      Line4=\ "... "
Verify=0                               Line5=\ "... "
Line0=/r                               Line6=\ "...Ensaio finalizado..."
Line1=HA                               Line7=\ "... "
Line2=\ " "                            Line8=/H/R
Line3=\ " "                            Lines=9

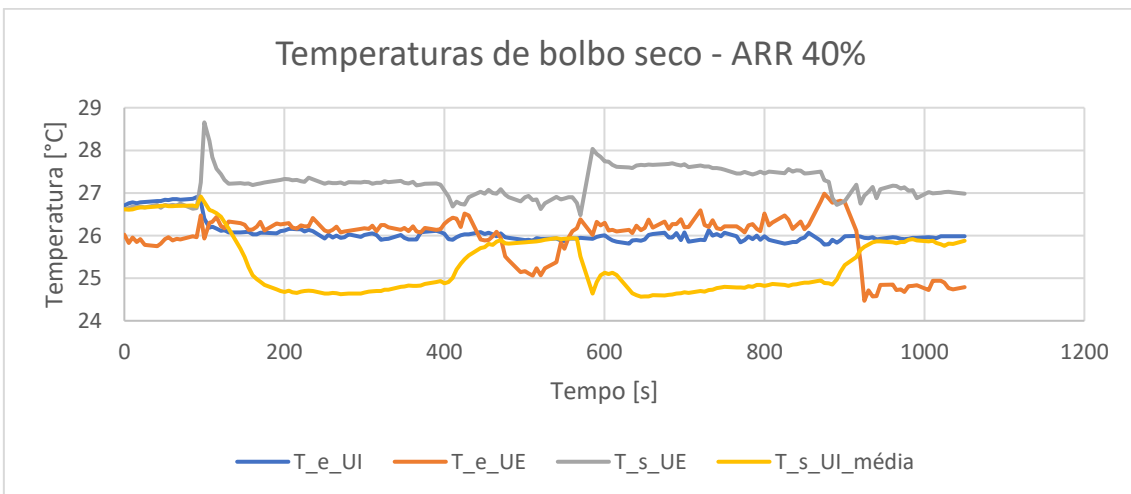
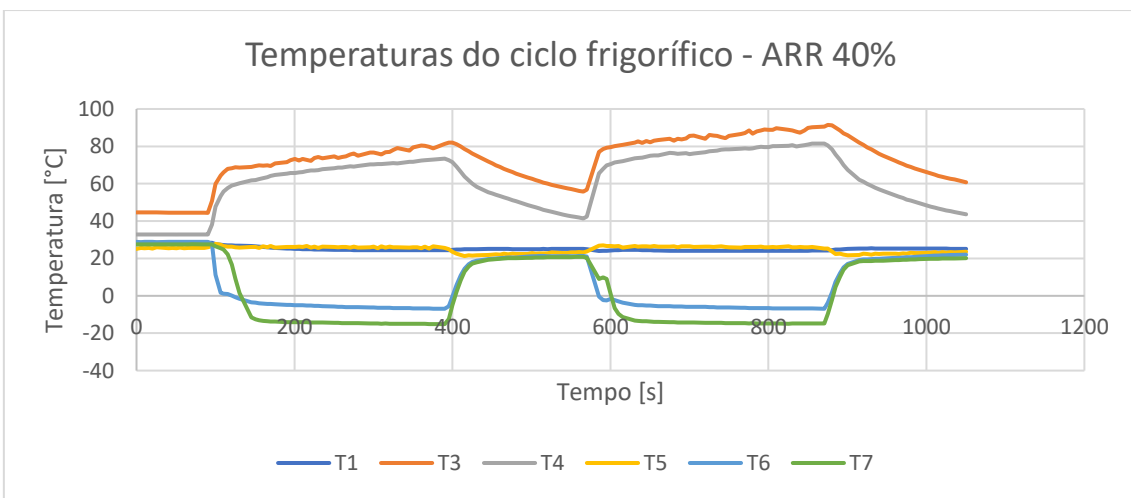
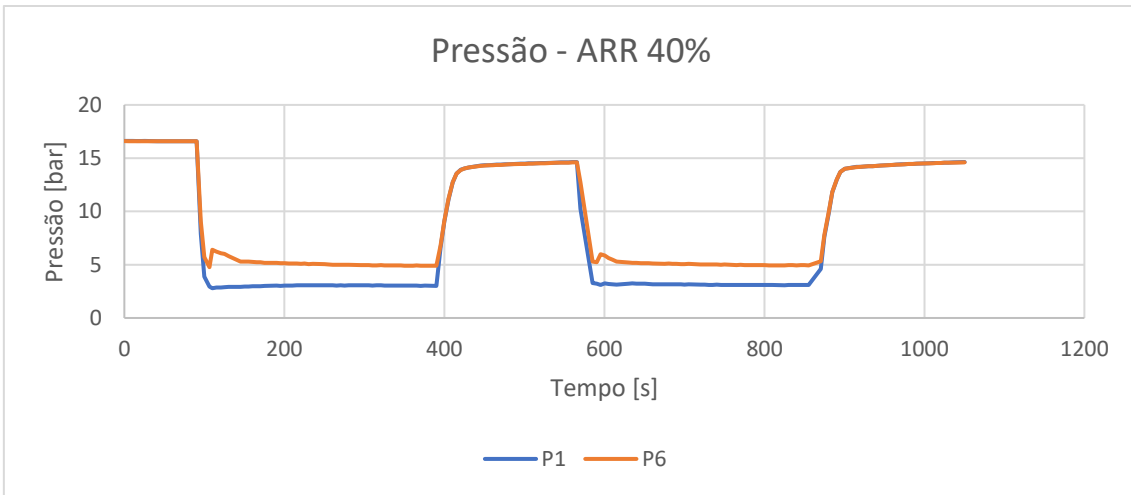
```

## Anexo B

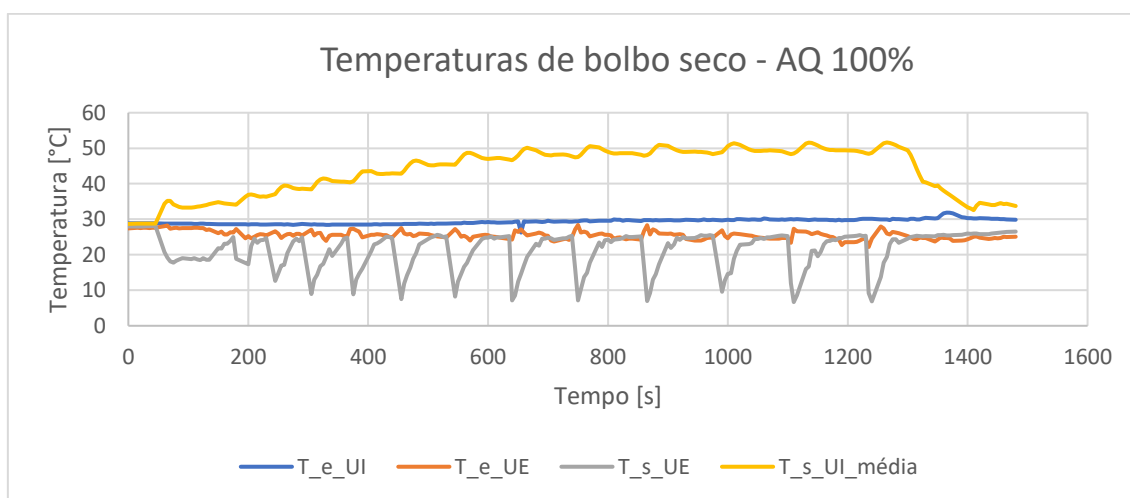
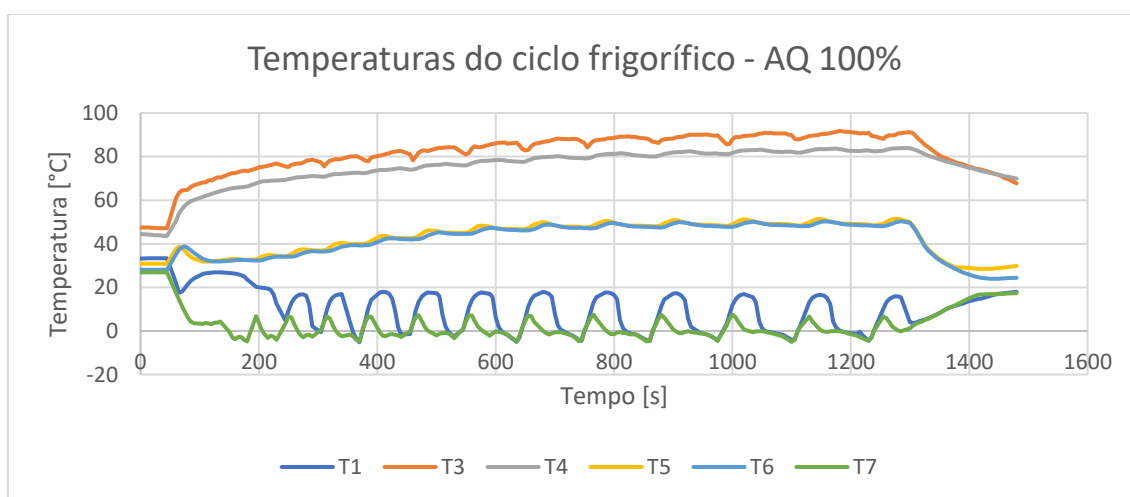
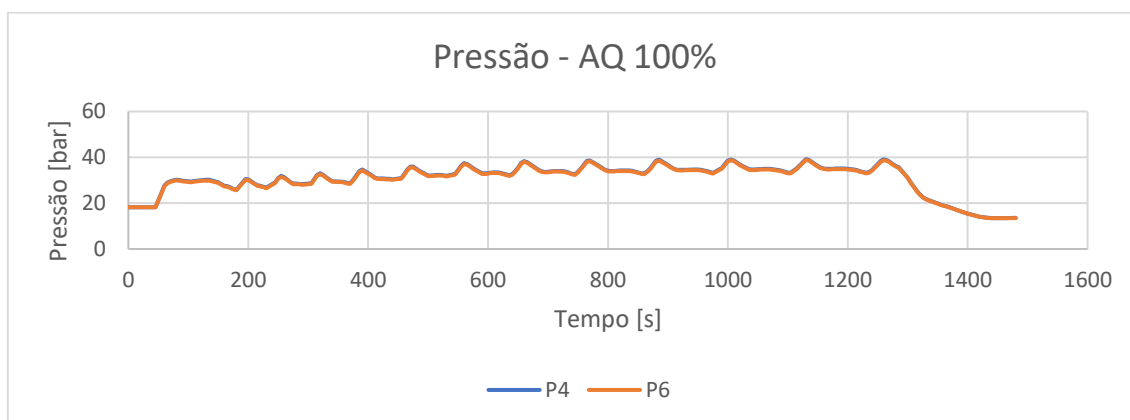
### B.1 – Ensaio com câmara aberta - gráficos de temperatura e pressão – modo de arrefecimento (80%, 60% e 40%)

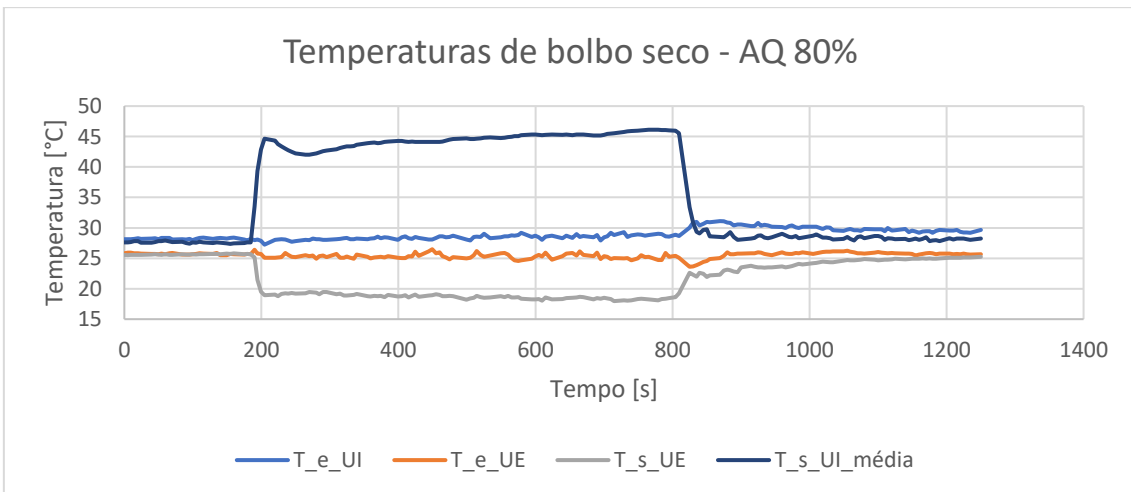
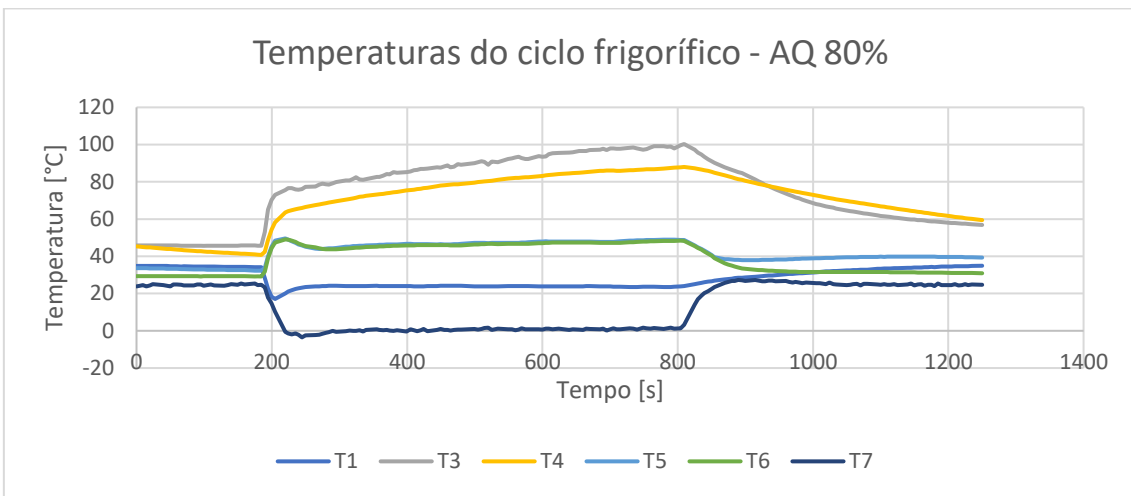
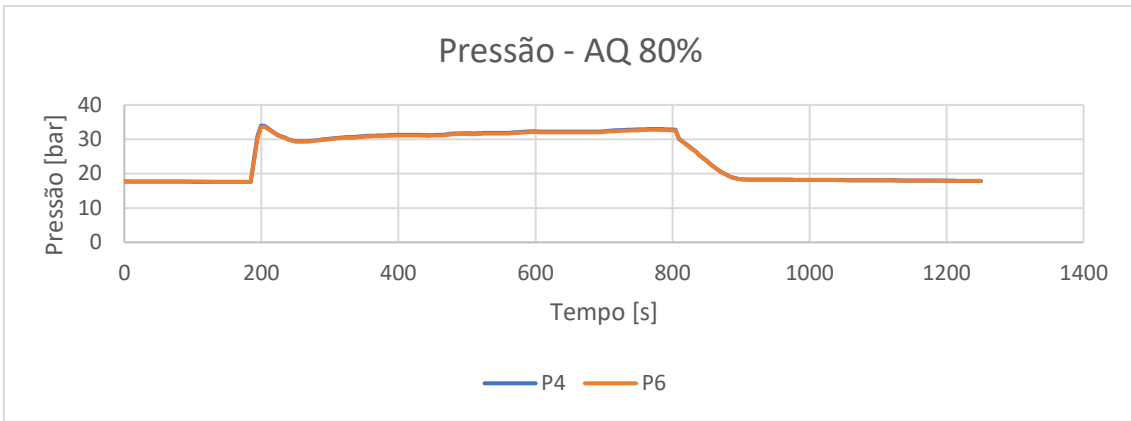


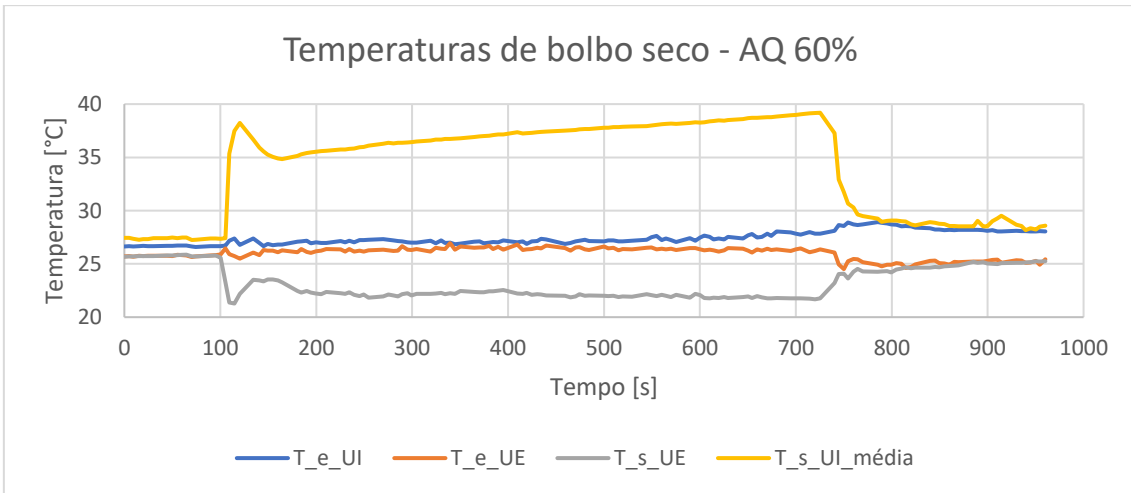
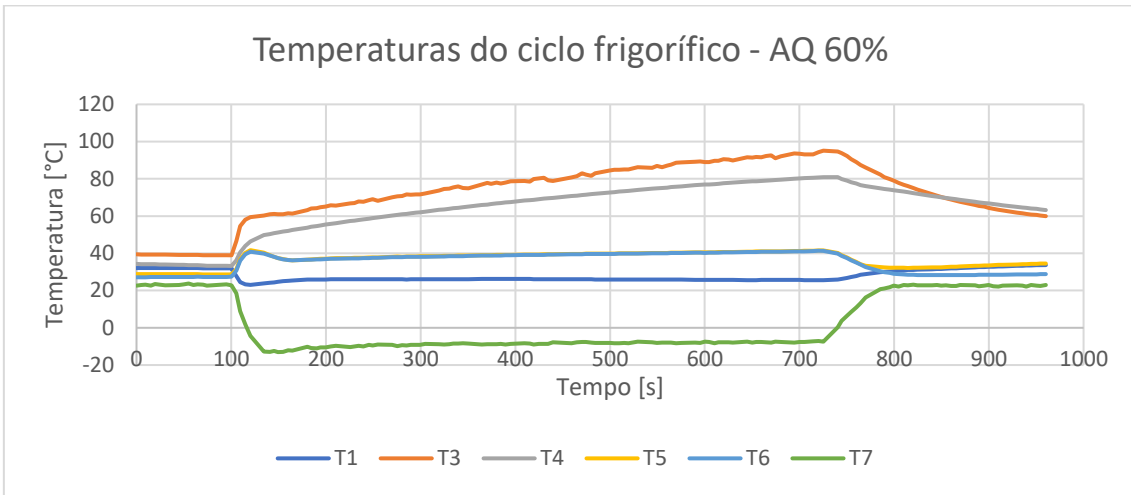
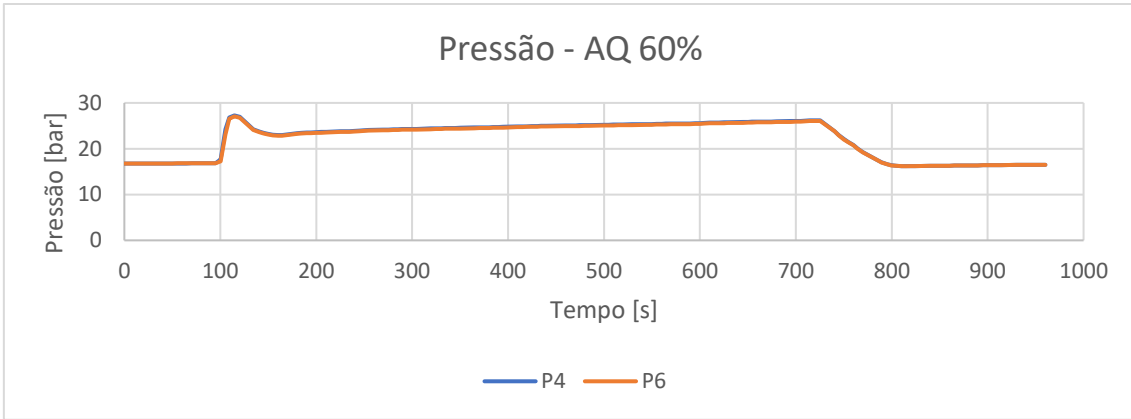


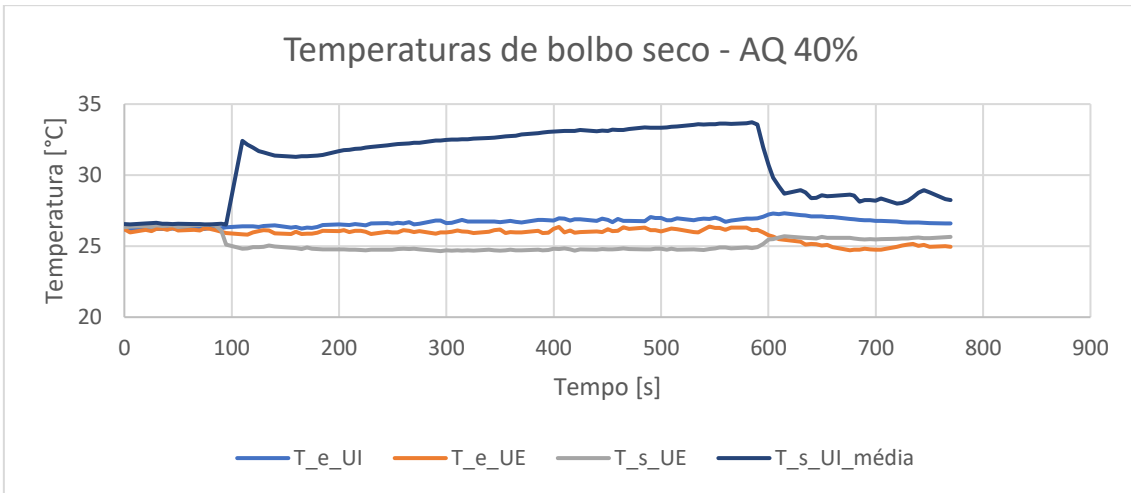
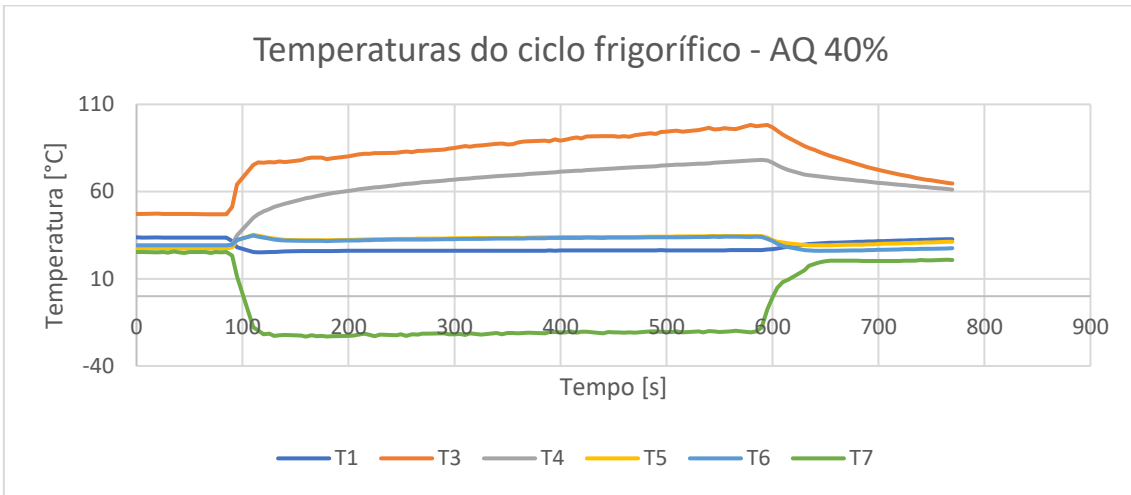
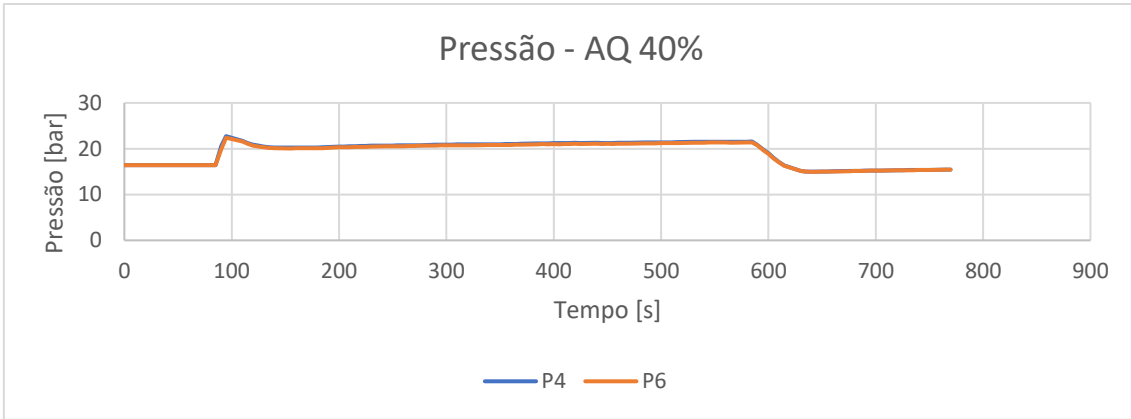


## B.2 – Ensaio com câmara aberta - gráficos de temperatura e pressão – modo de aquecimento (100%, 80%, 60% e 40%)

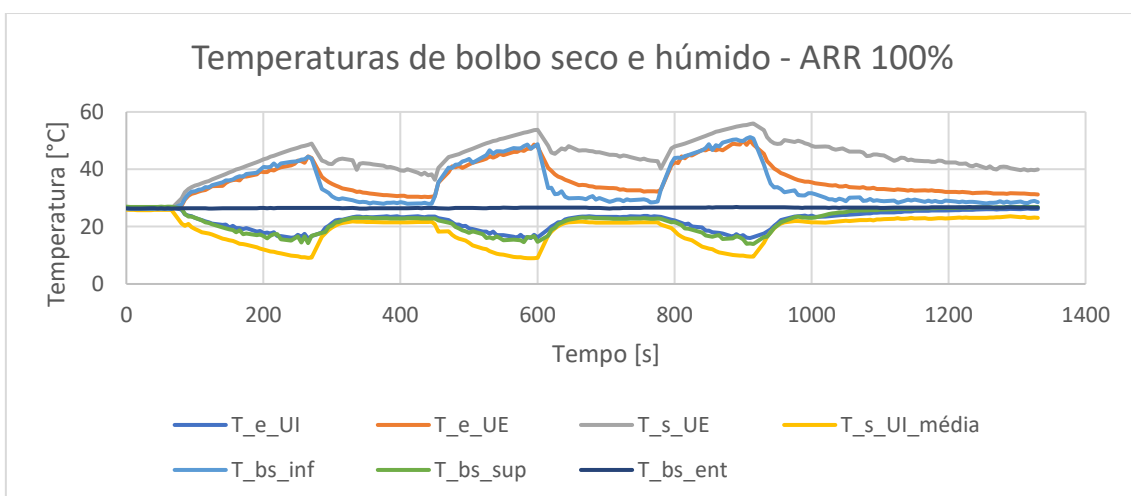
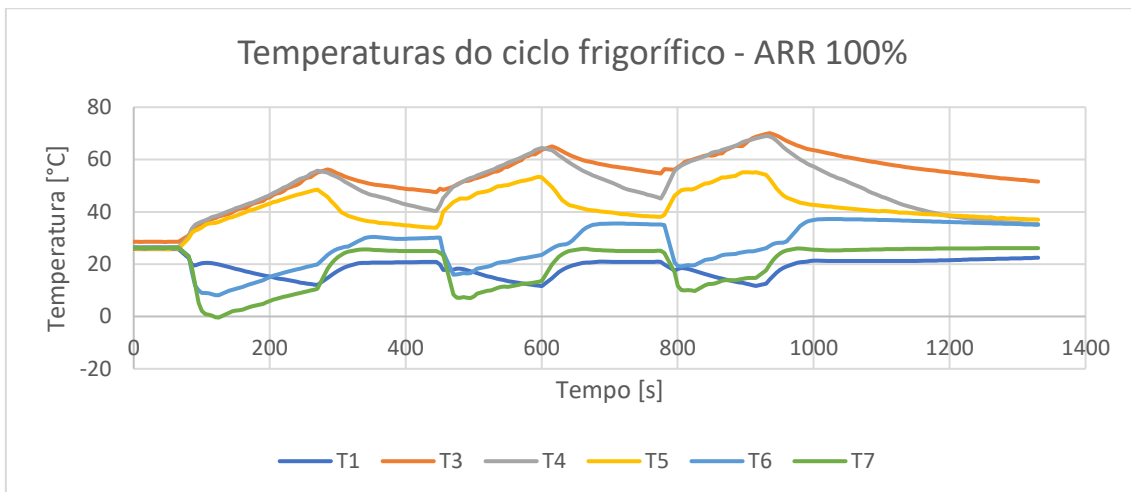
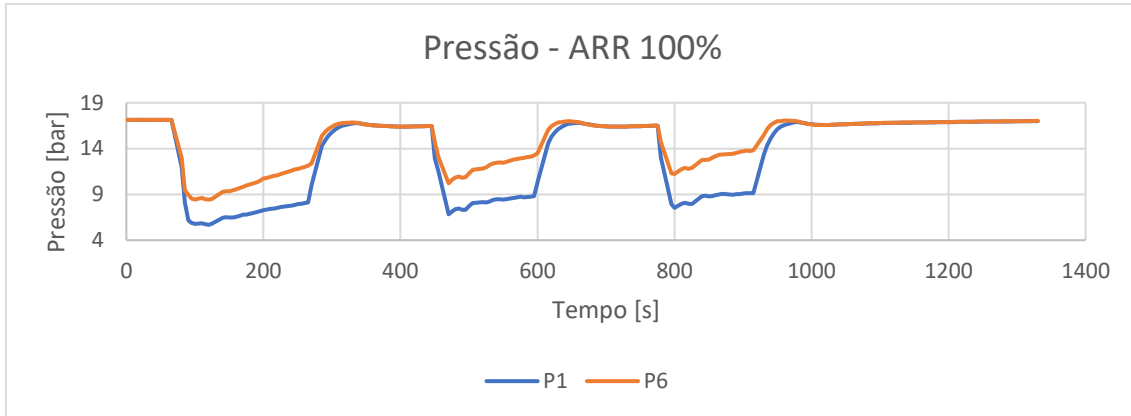


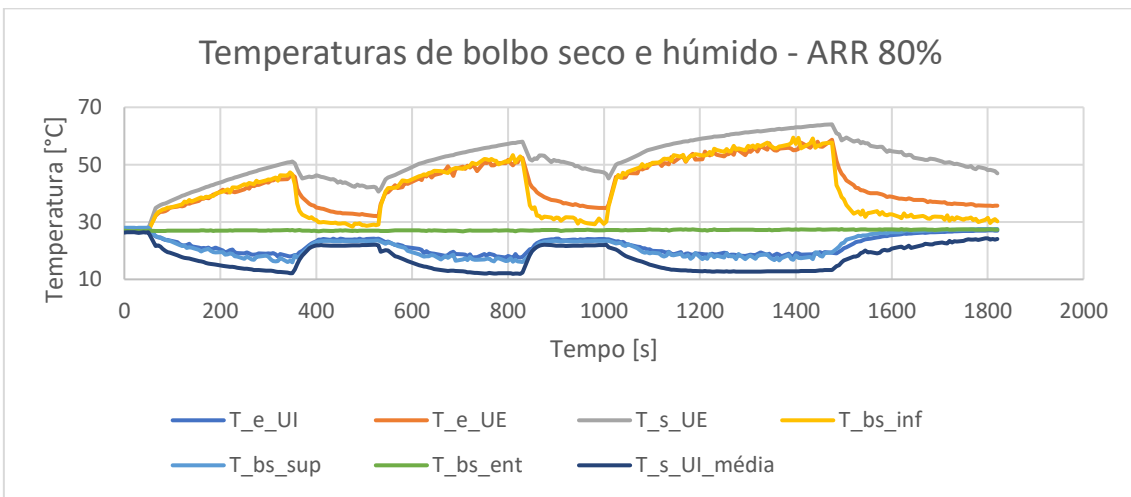
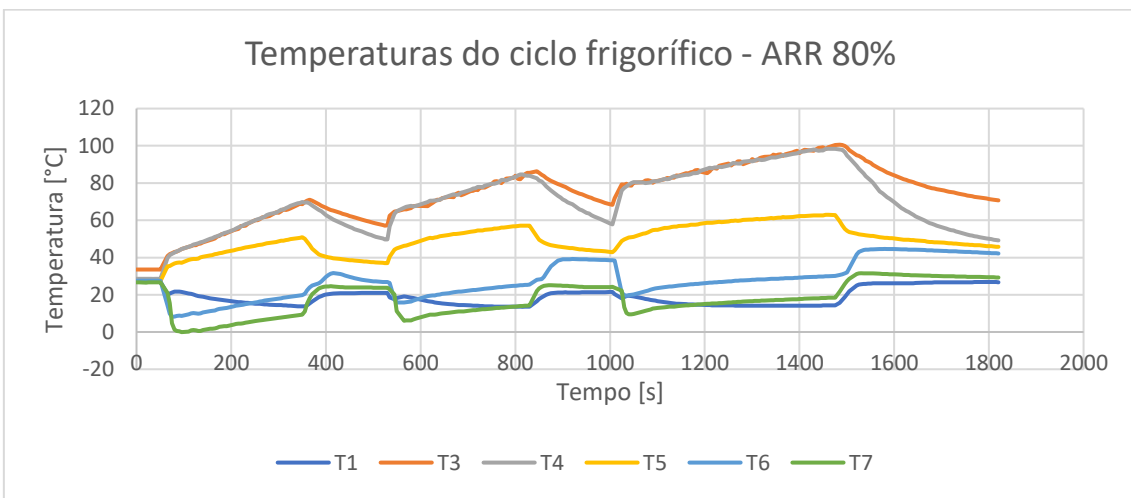
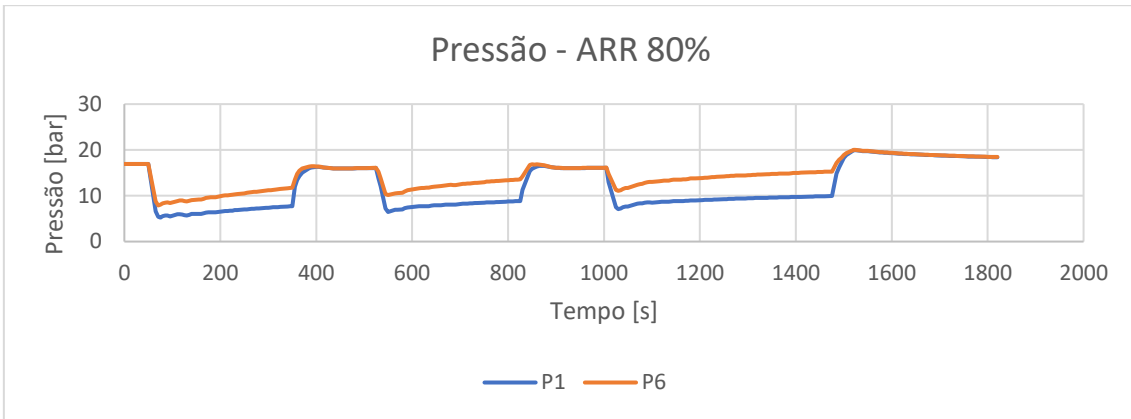


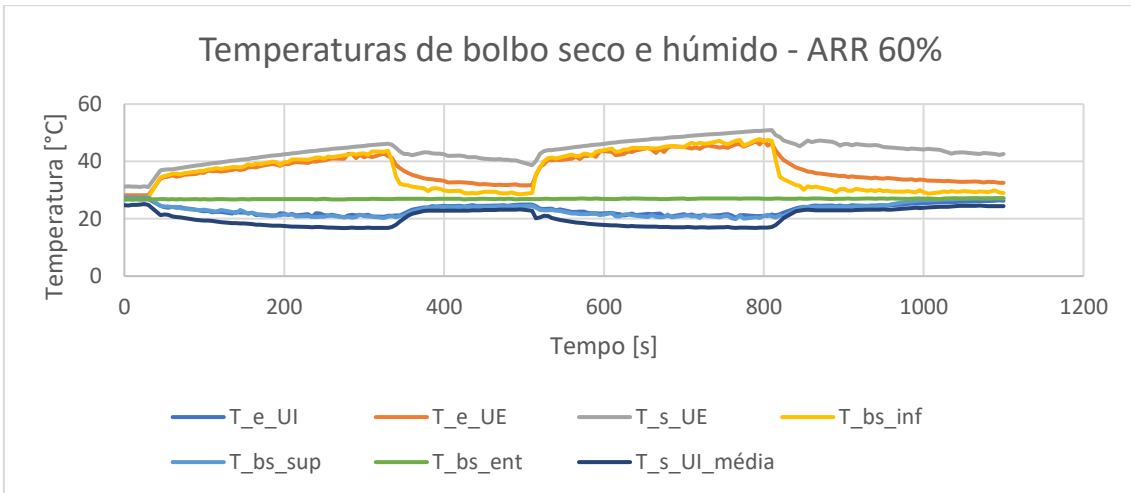
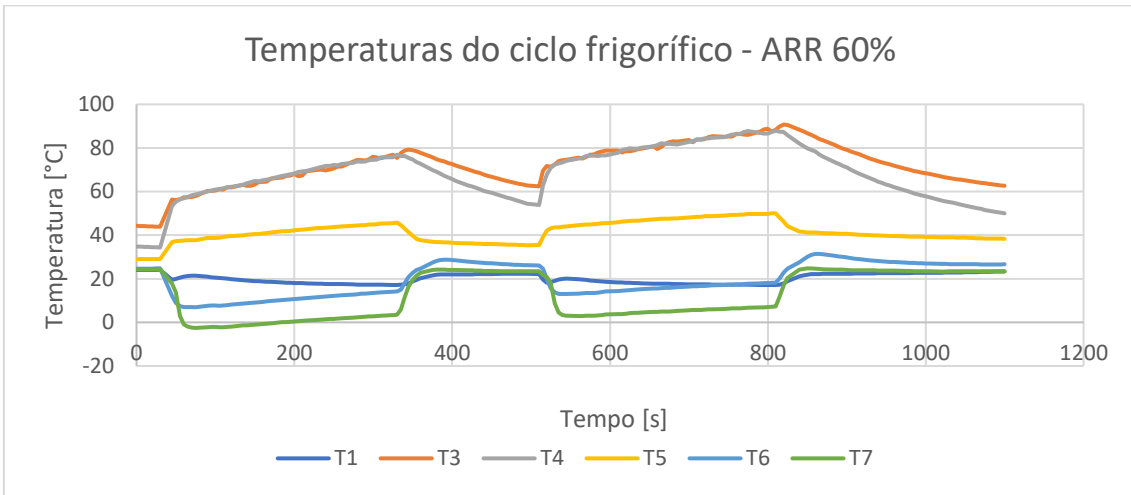
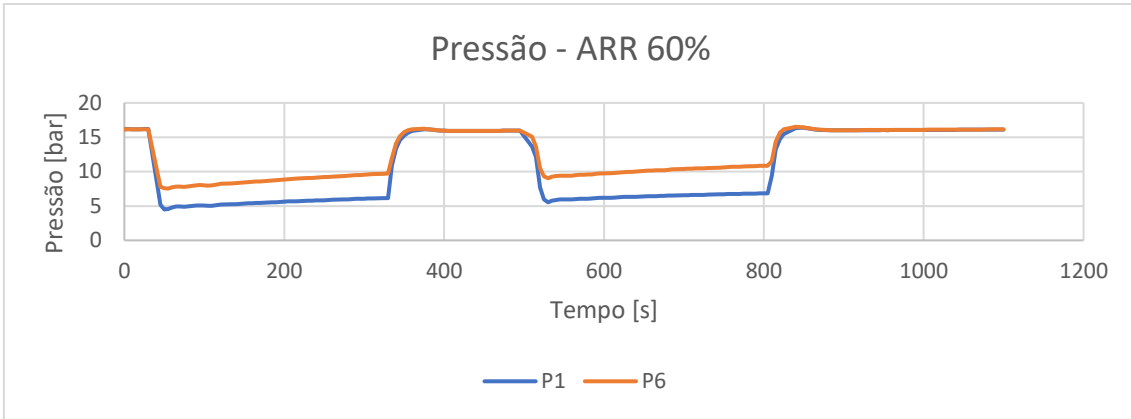


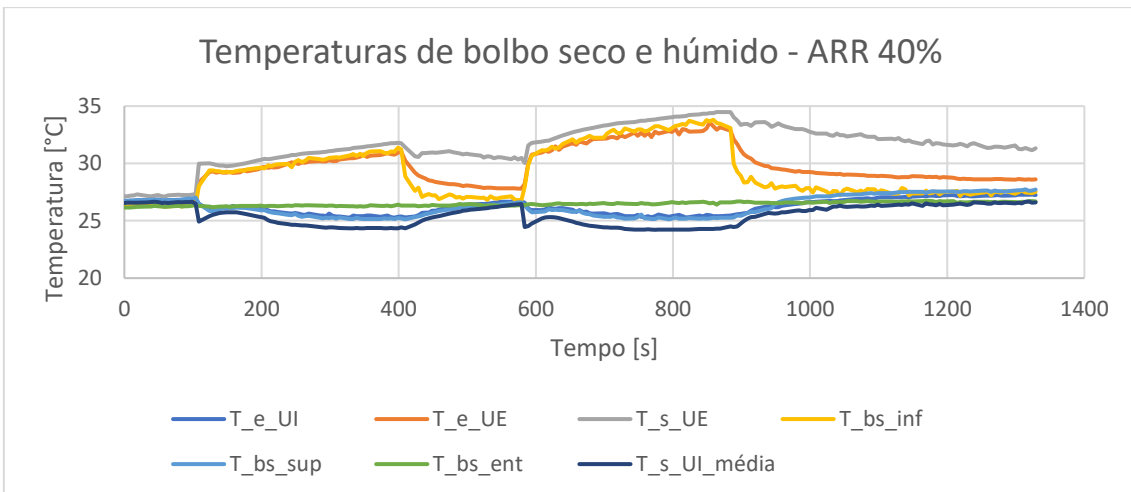
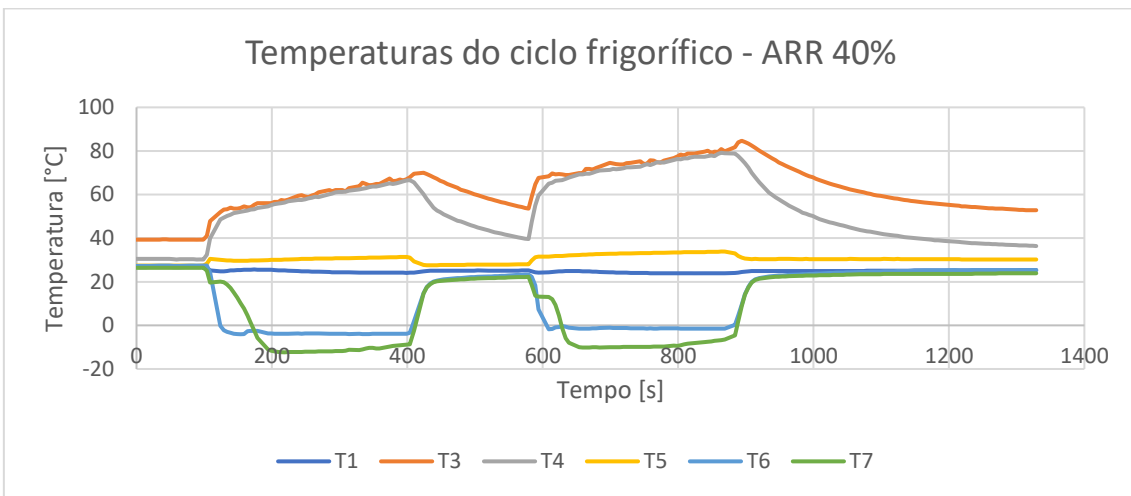
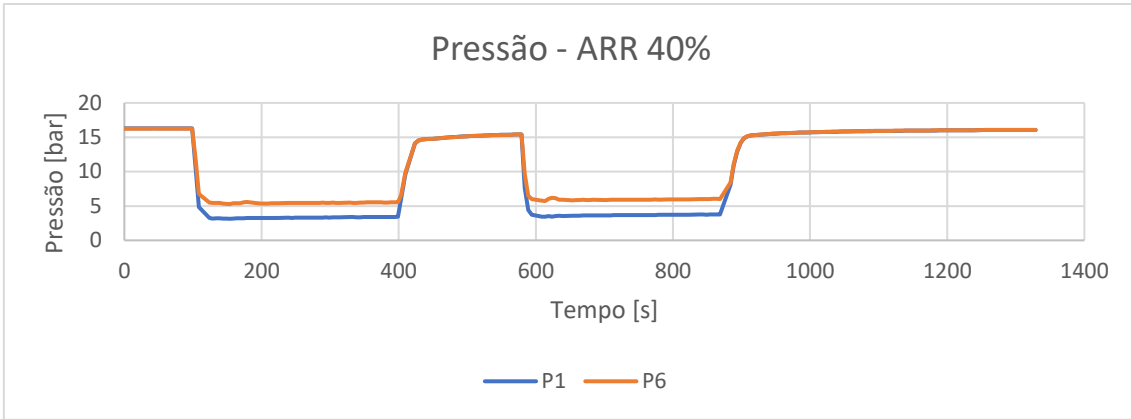


**B.3 – Ensaio com câmara fechada - gráficos de temperatura e pressão – modo de arrefecimento (100, 80%, 60% e 40%)**

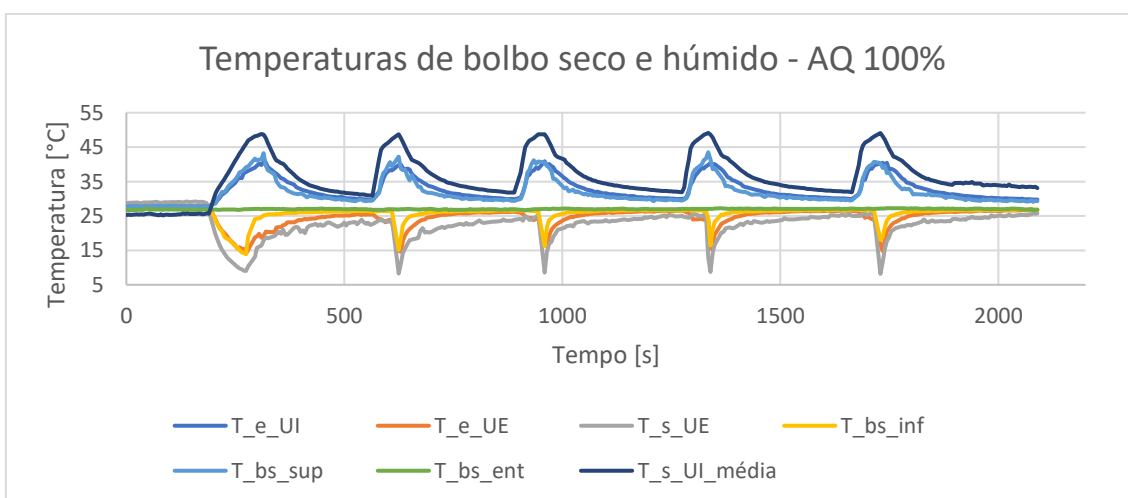
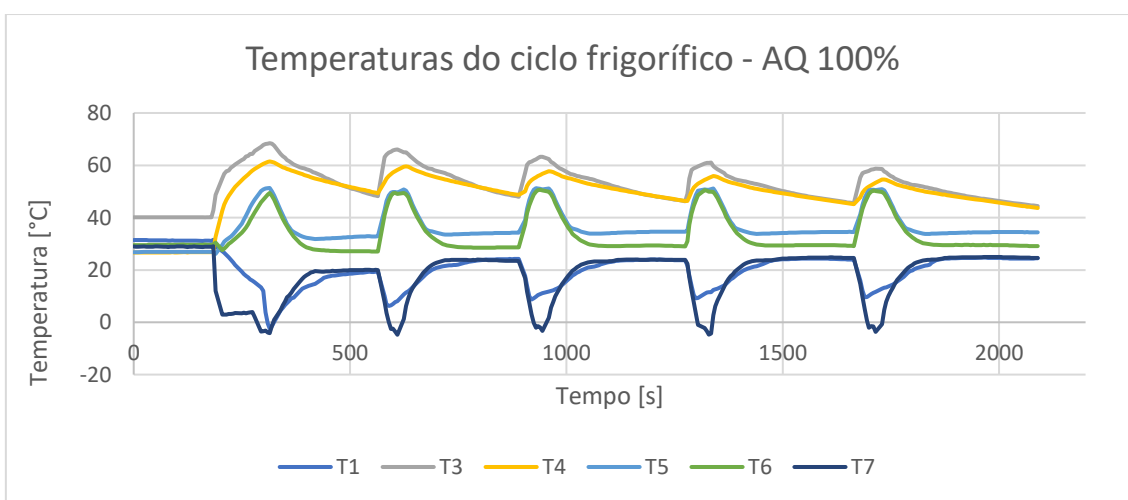
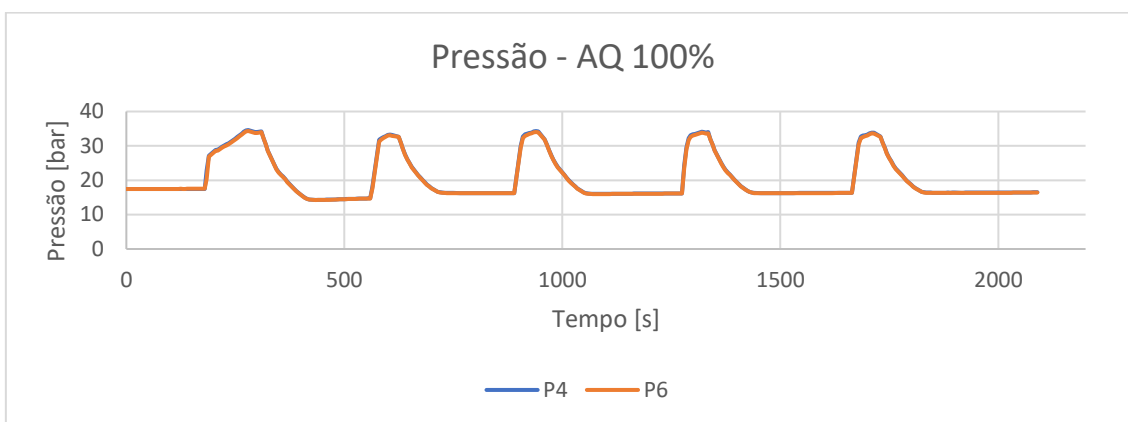


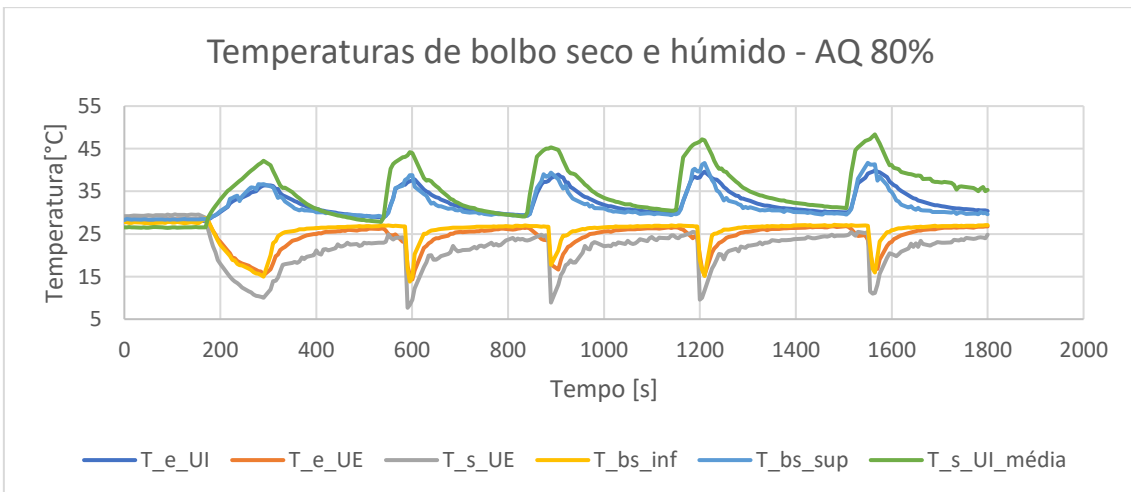
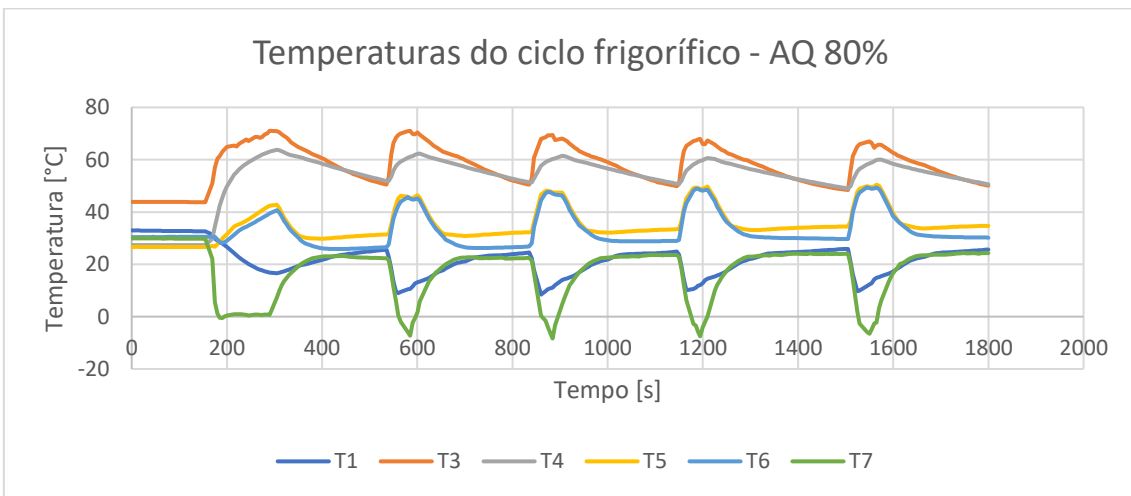
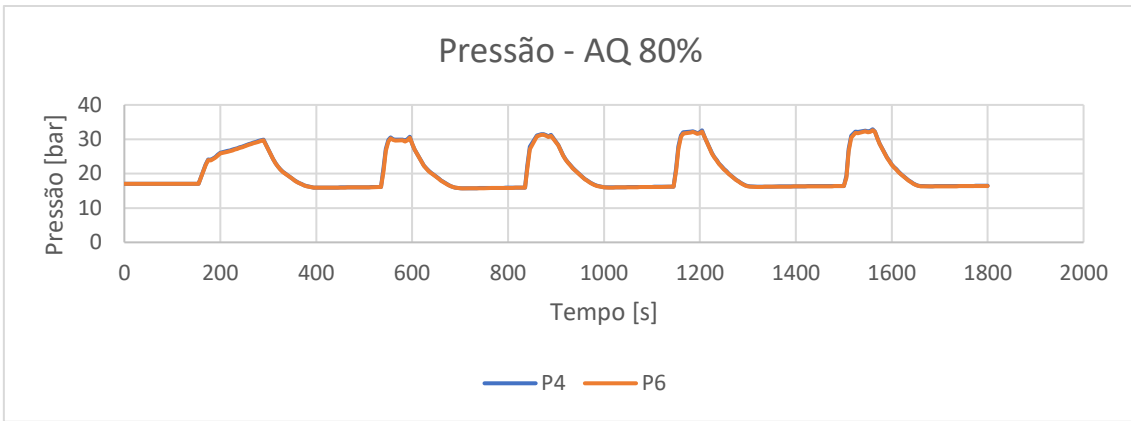


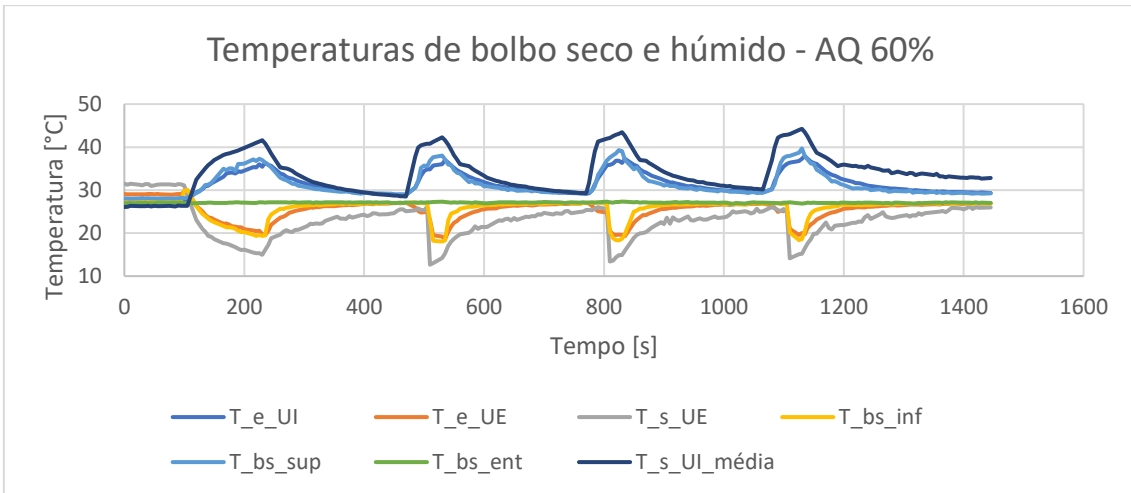
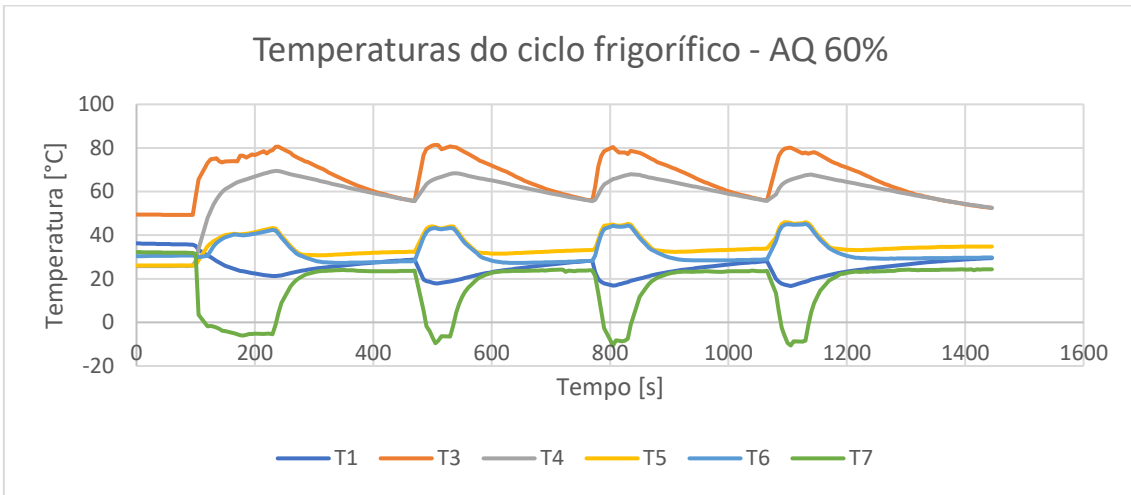
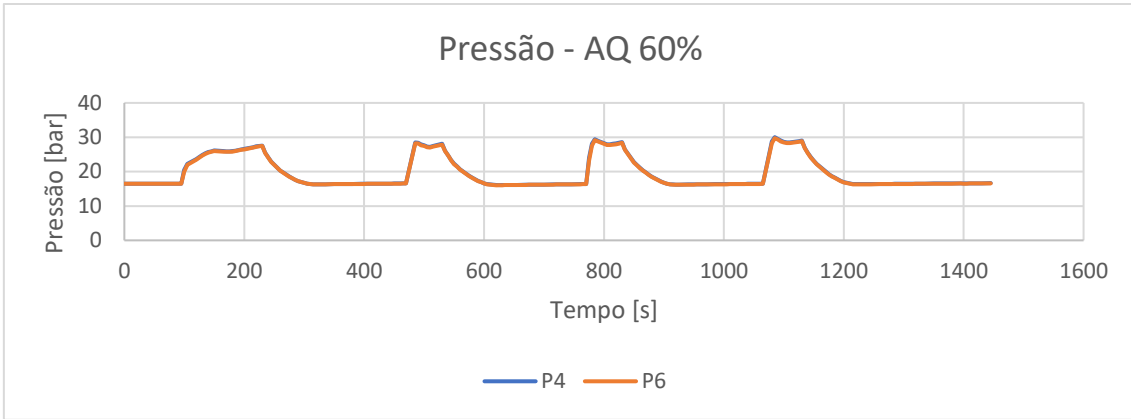


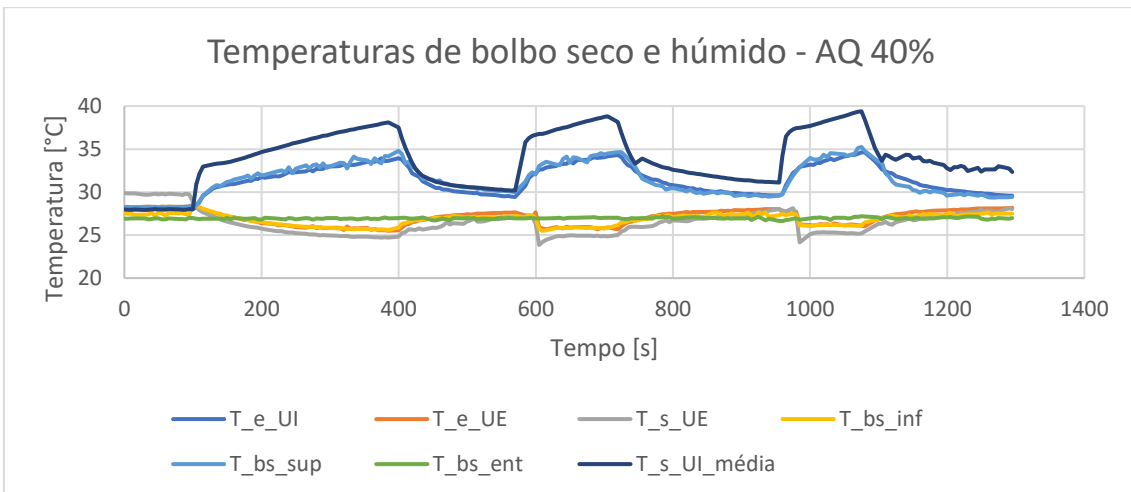
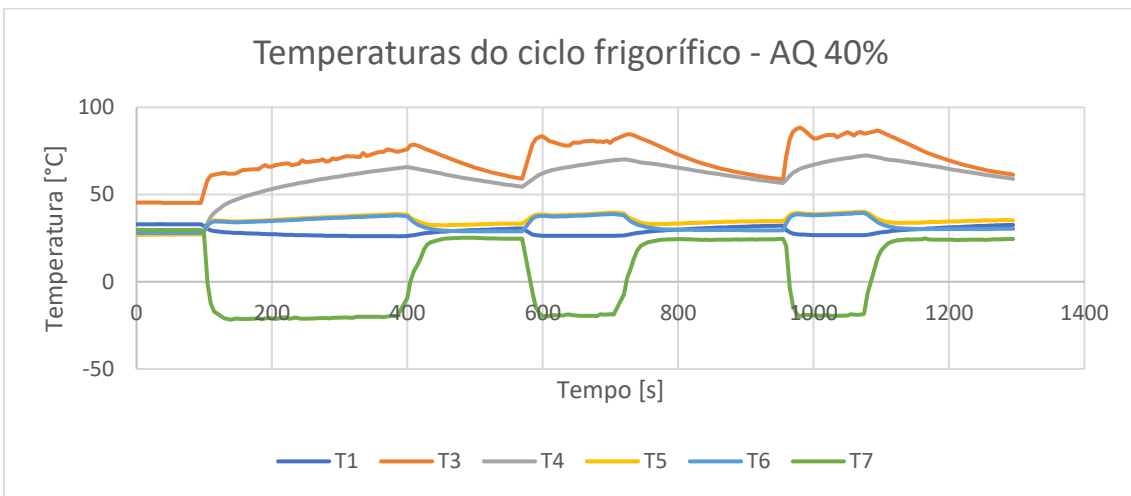
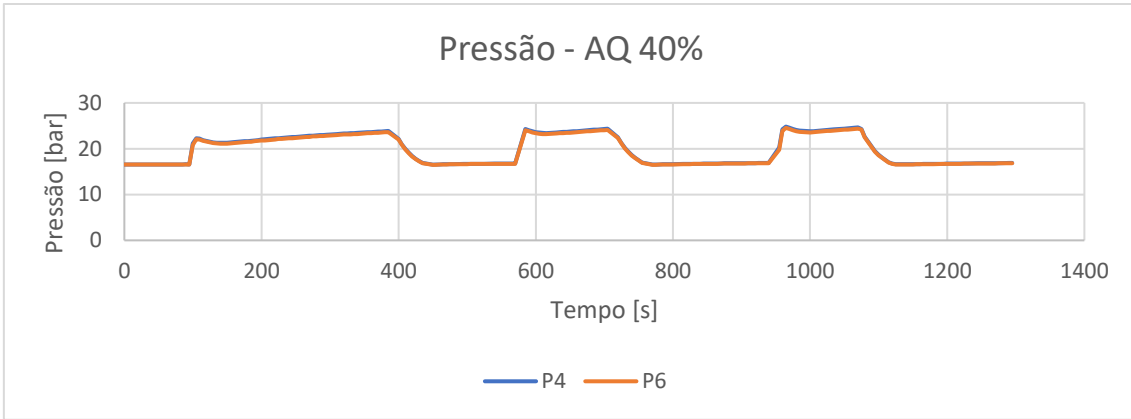


**B.4 – Ensaio com câmara fechada - gráficos de temperatura e pressão – modo de aquecimento (100, 80%, 60% e 40%)**

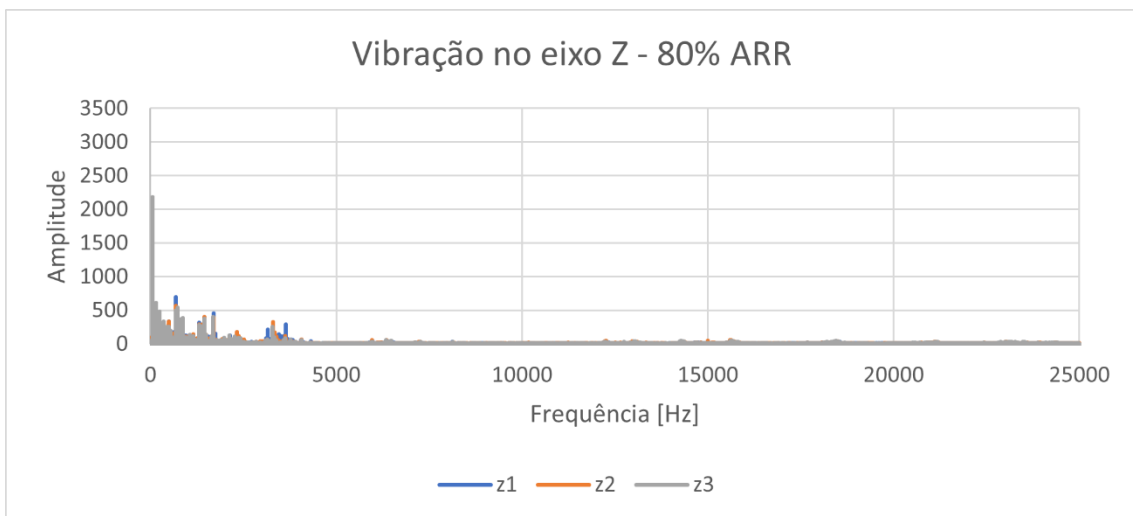
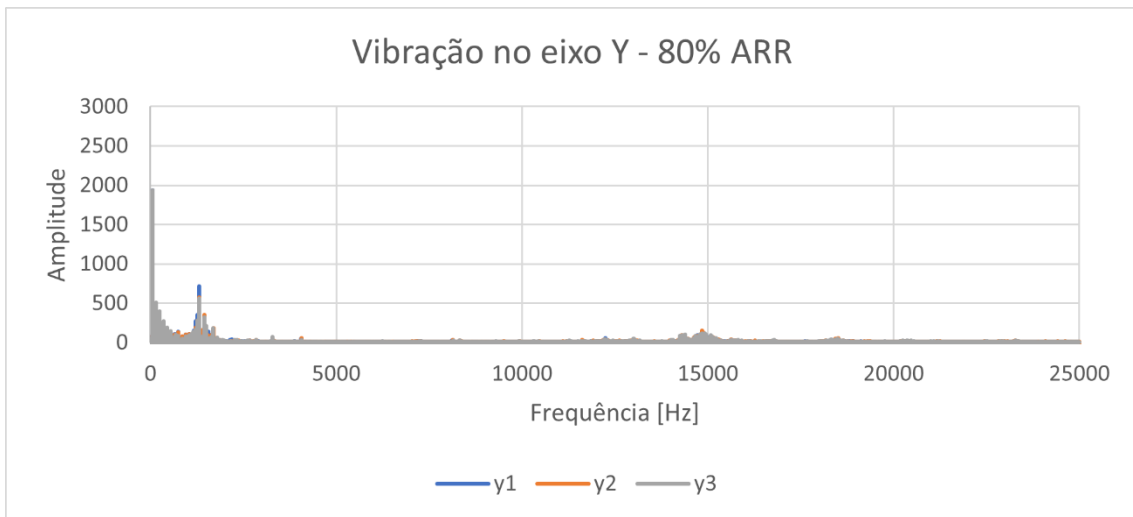
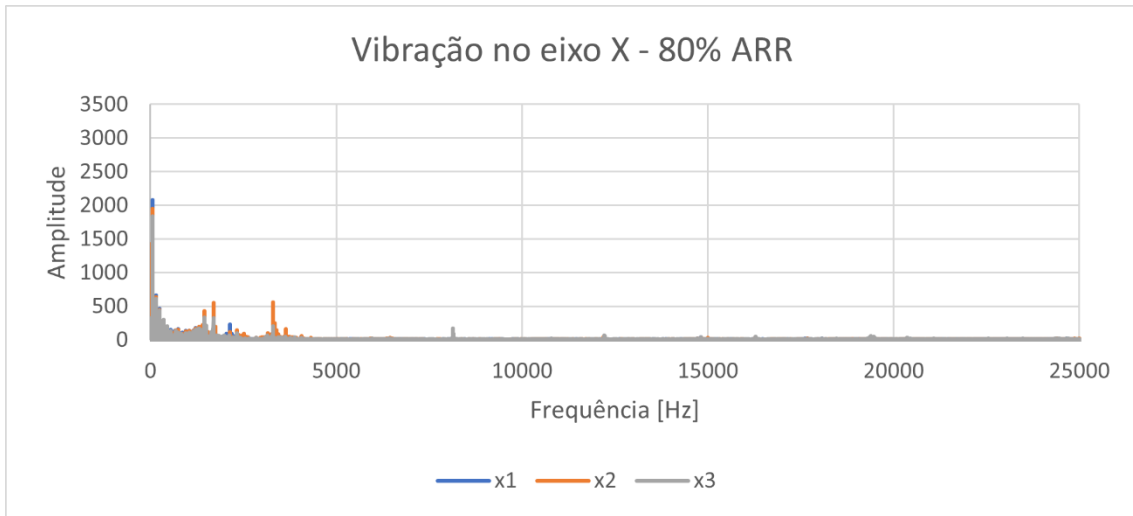


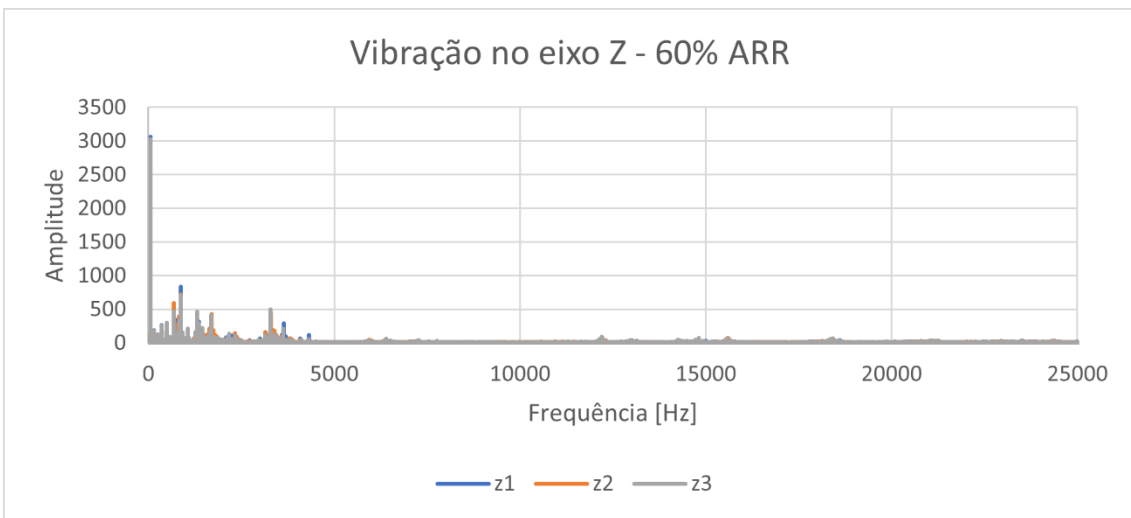
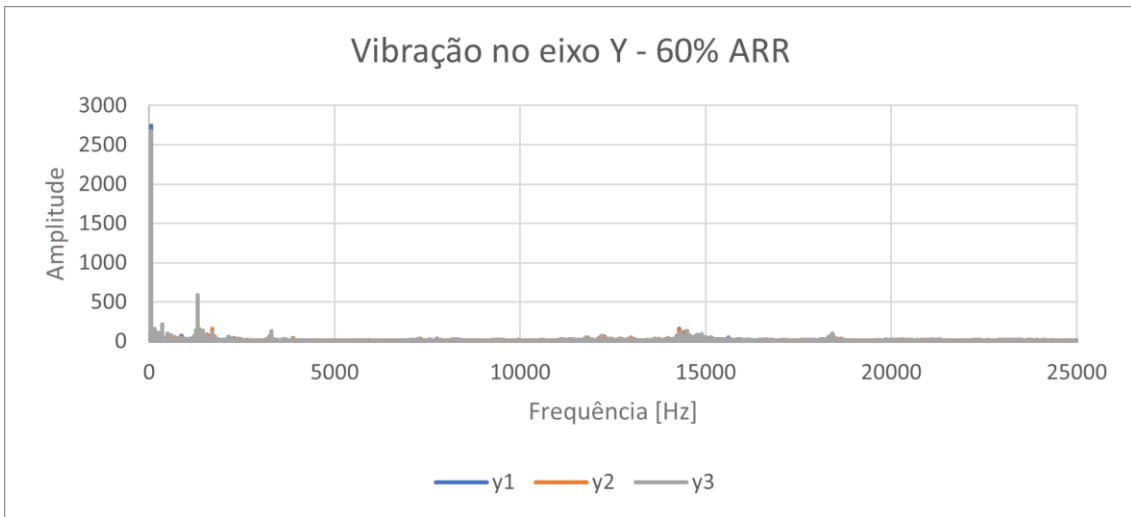
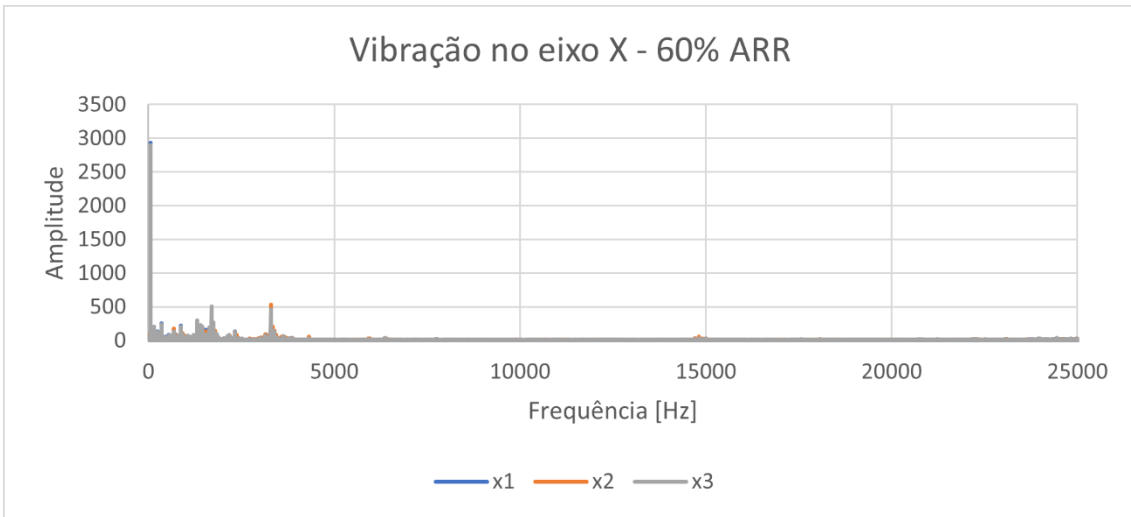


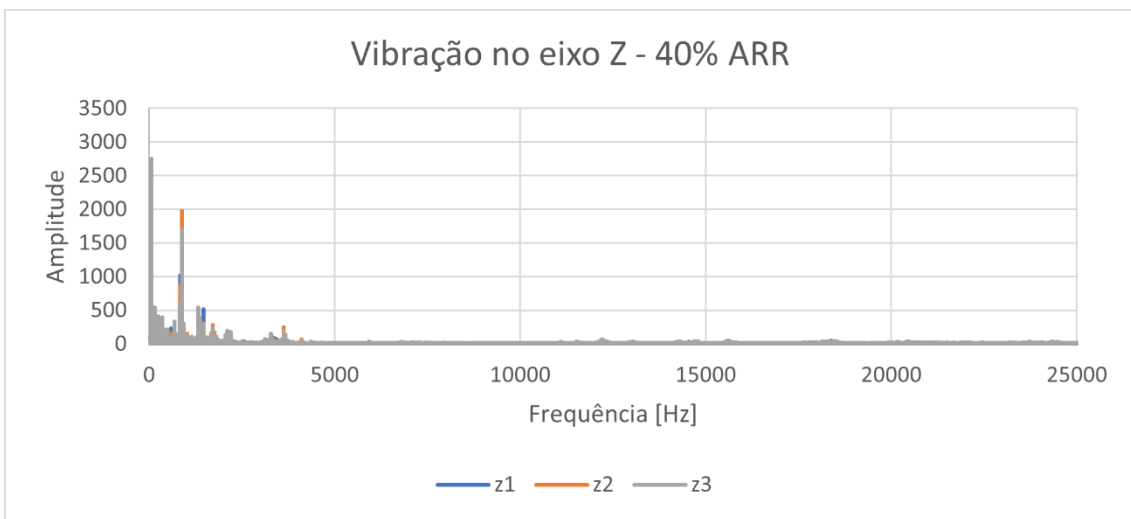
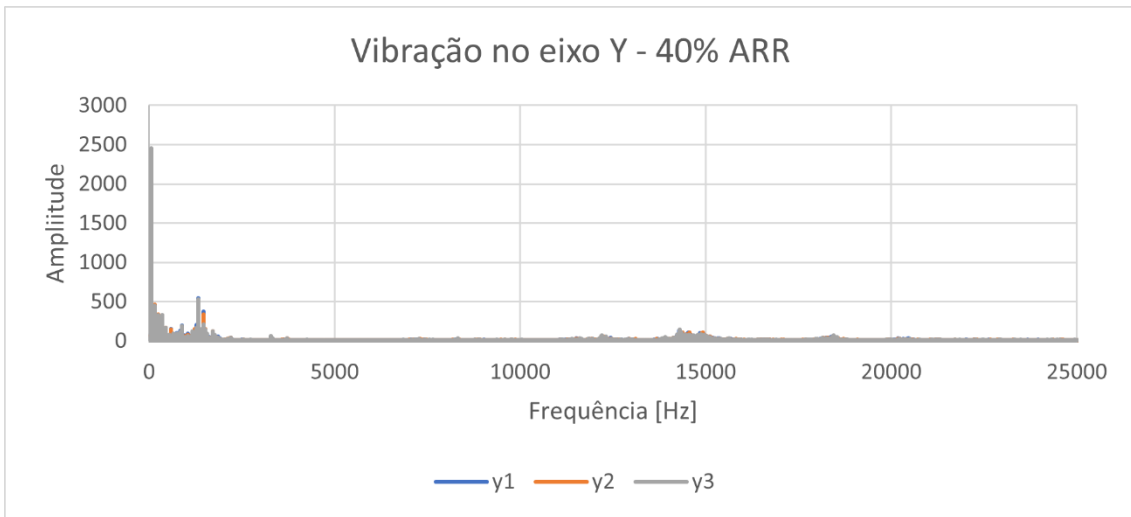
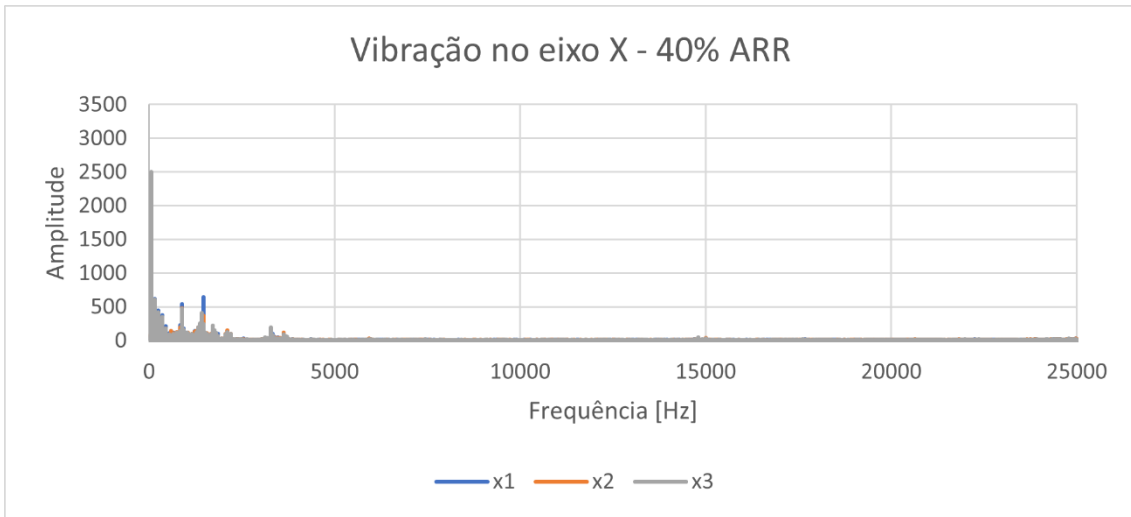




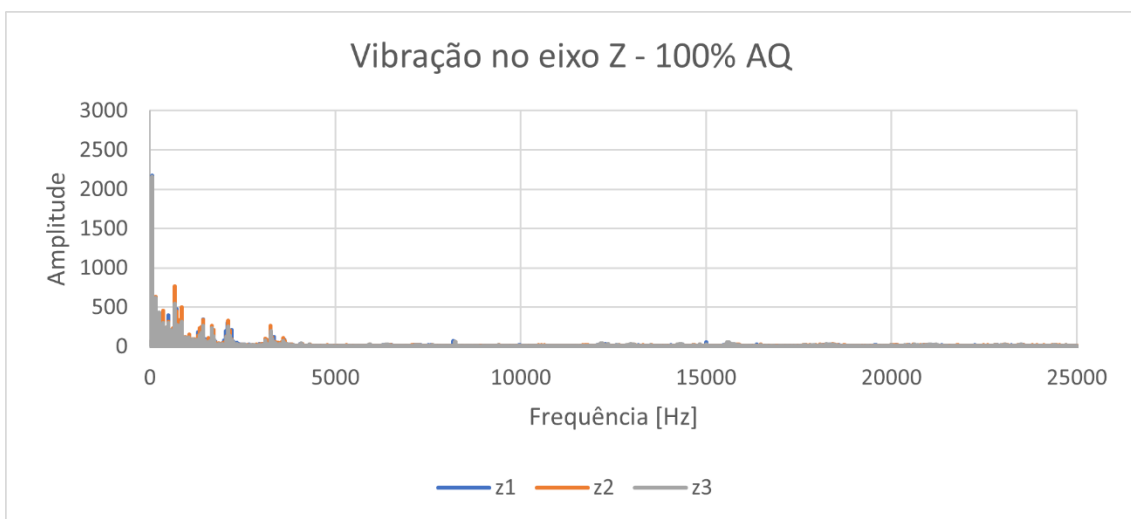
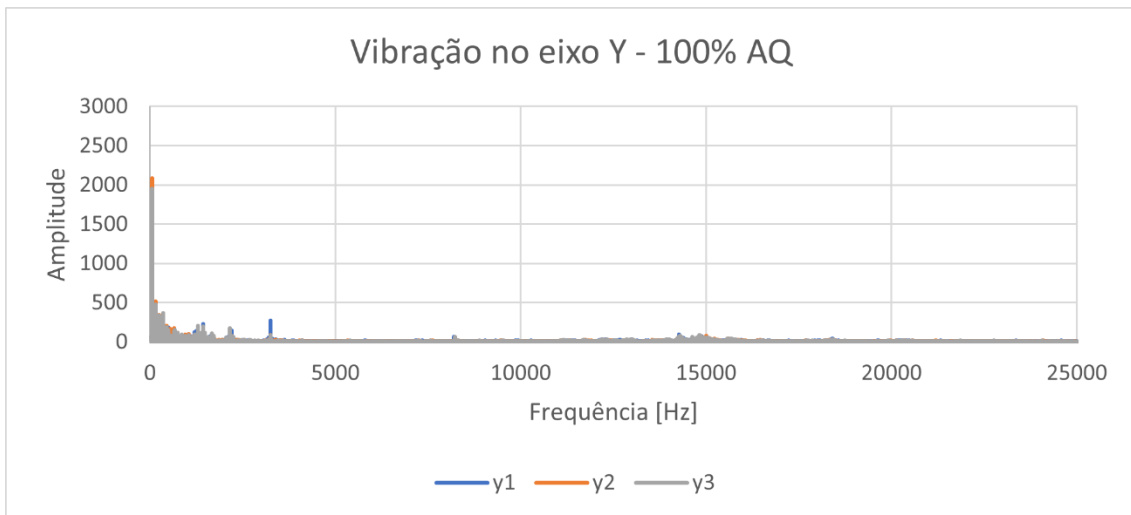
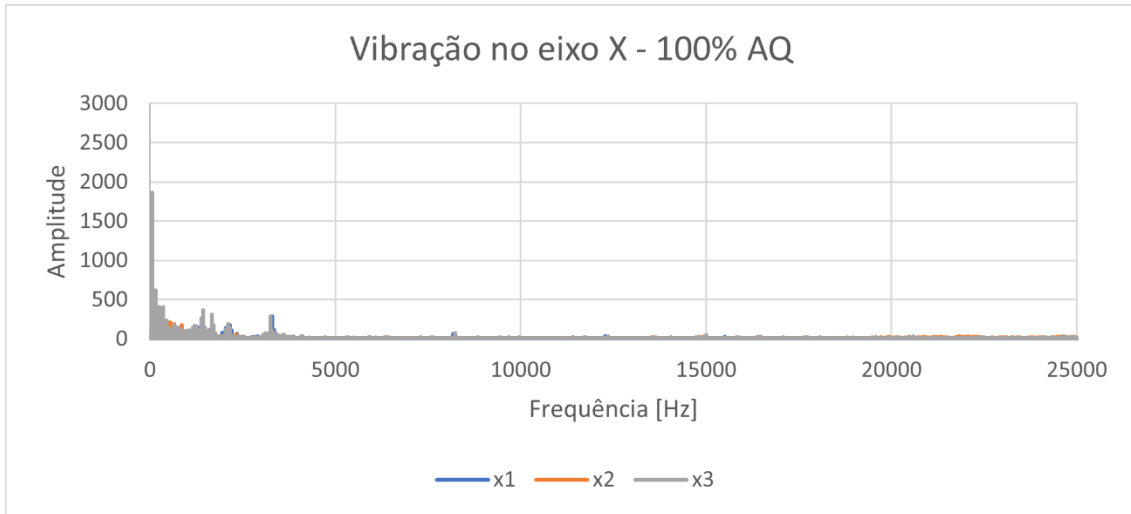
### B.5 – Vibração do compressor – modo de arrefecimento (80%, 60% e 40%)

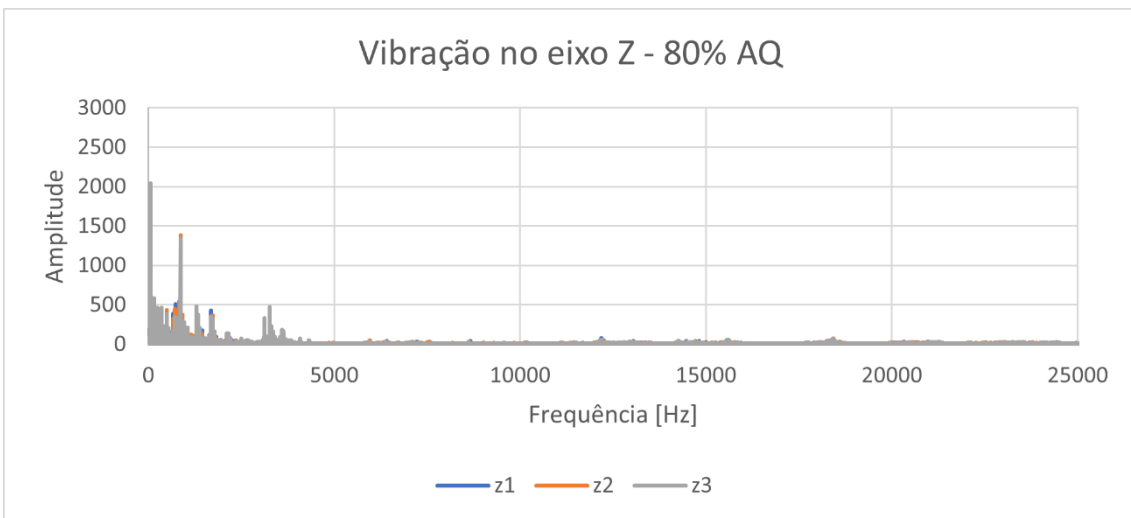
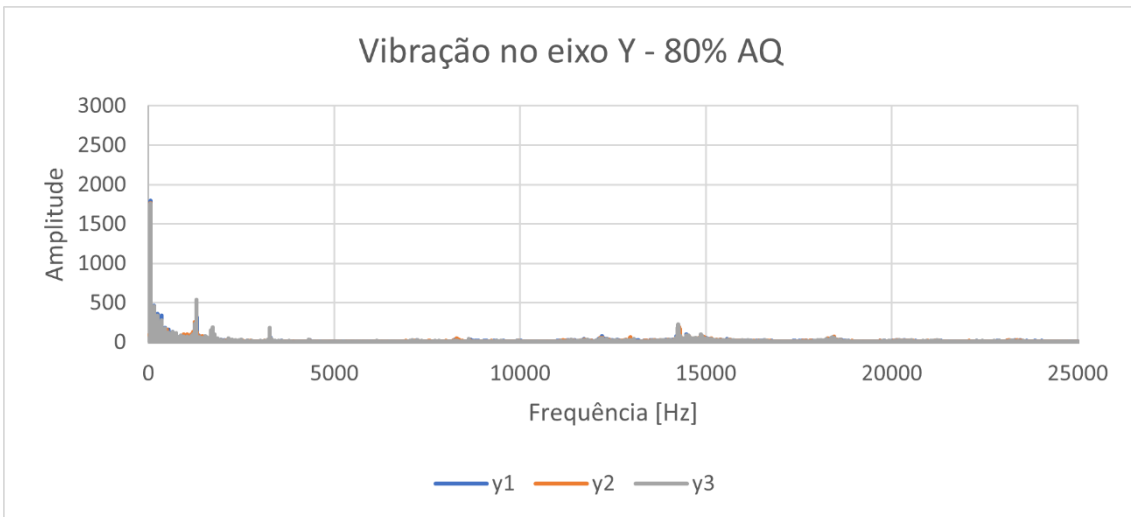
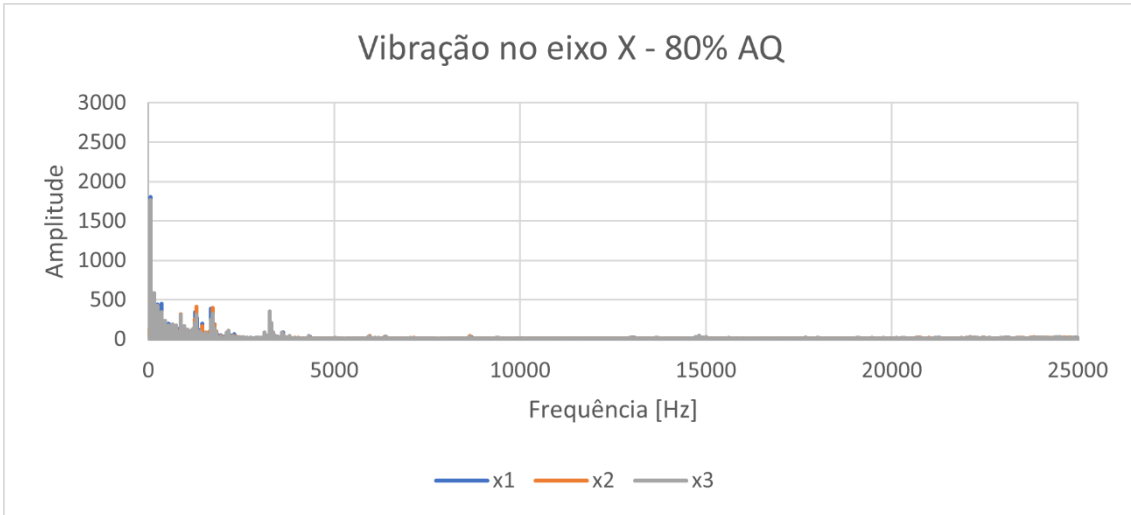


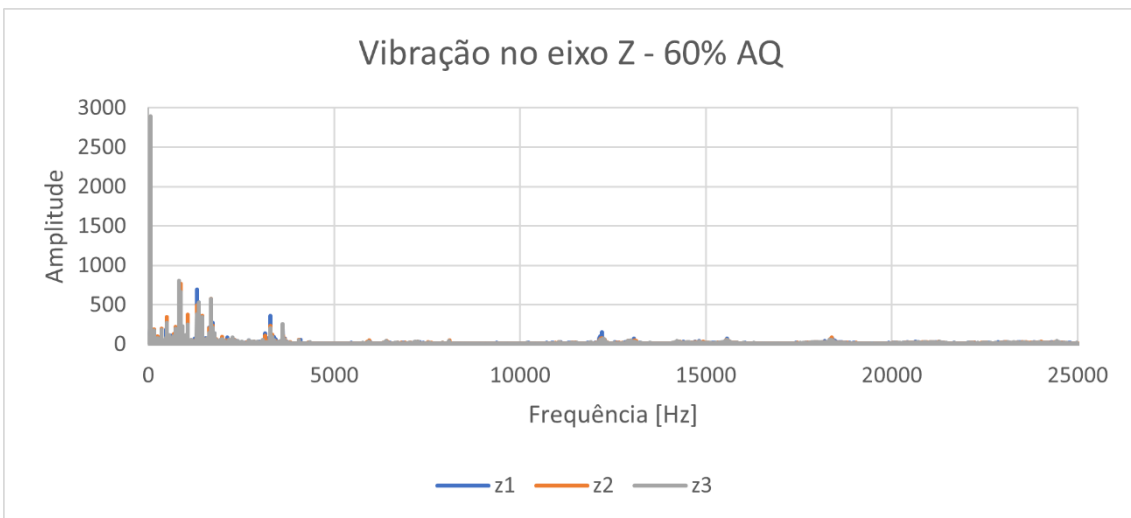
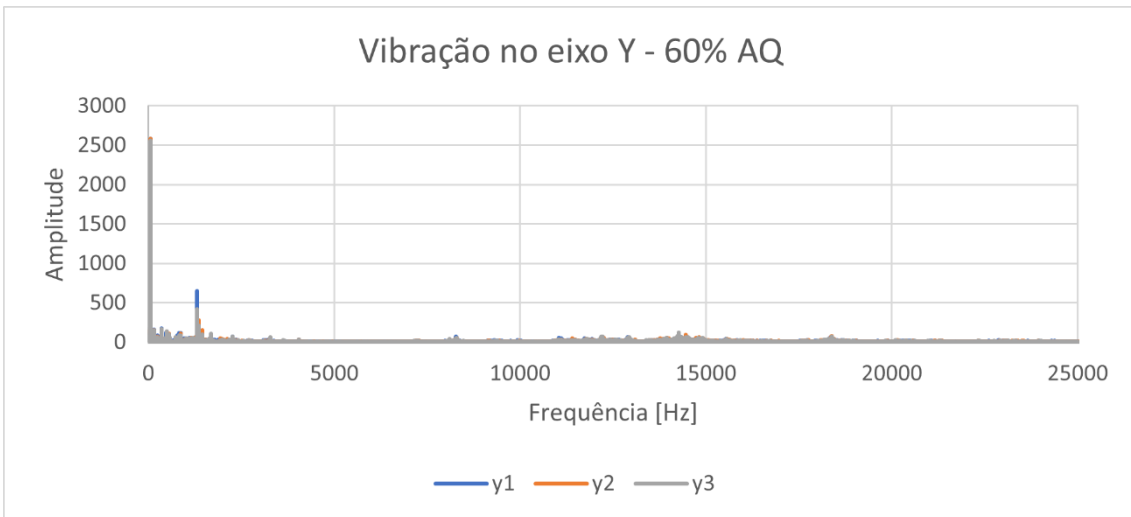
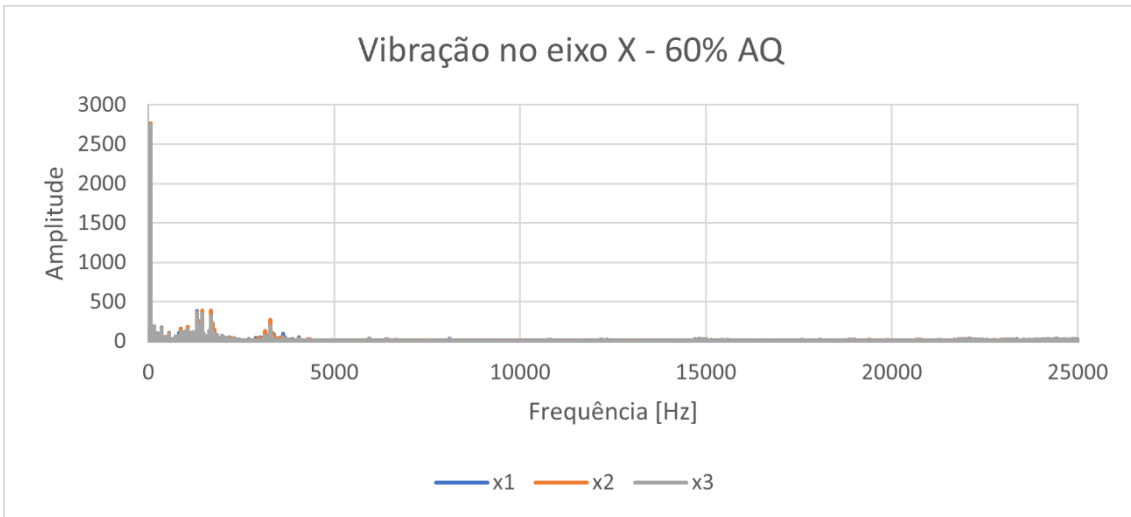


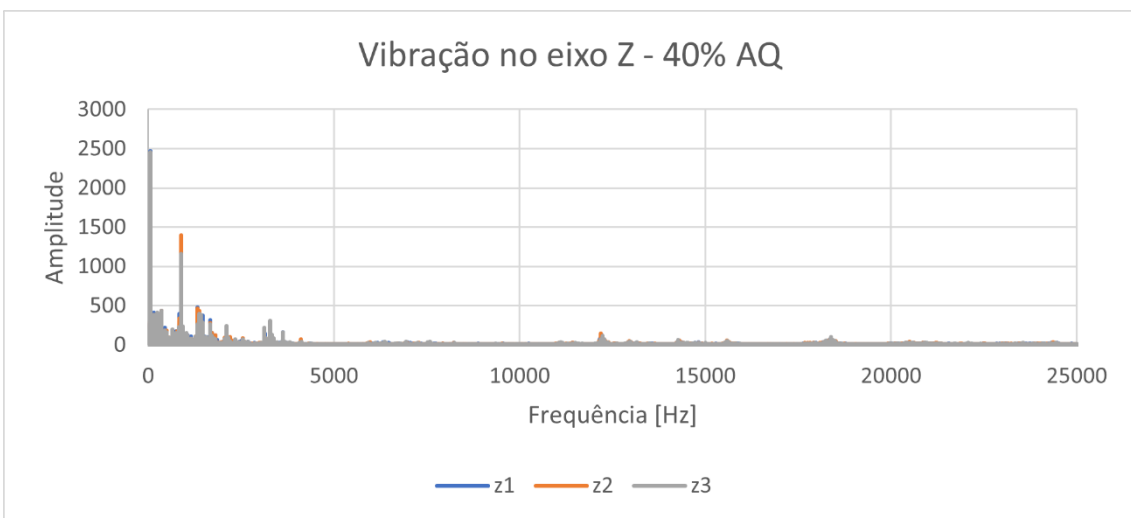
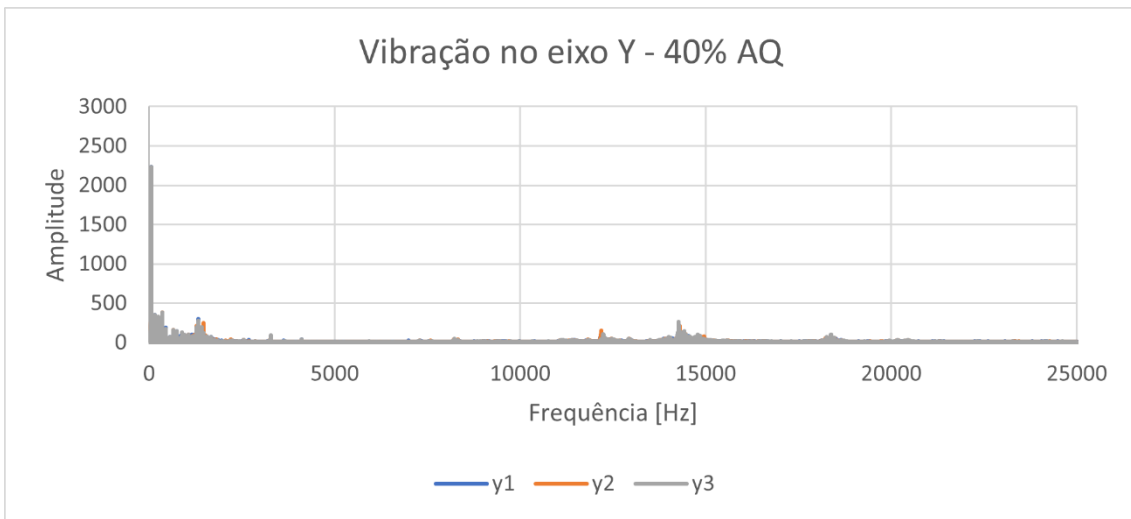
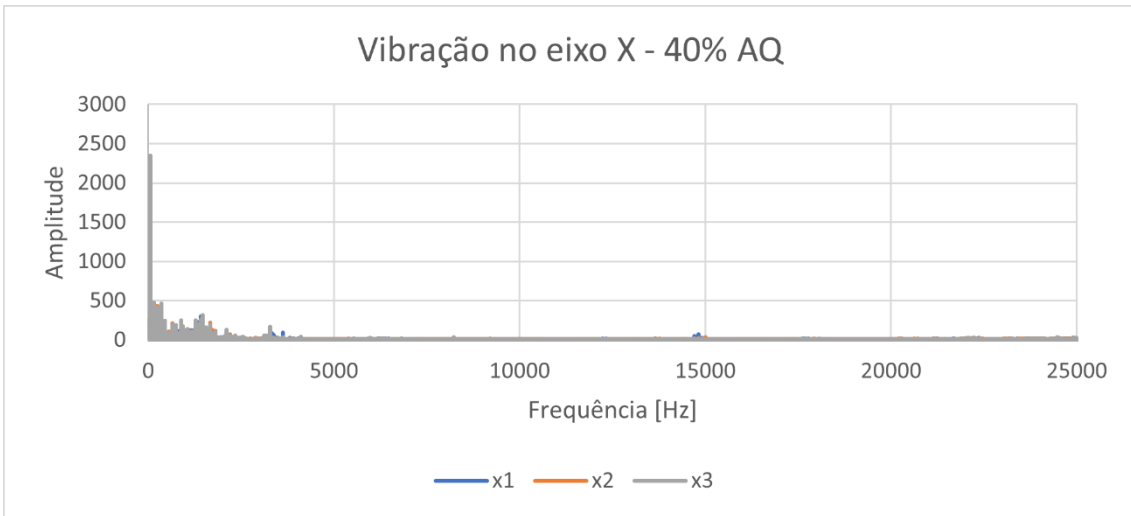


**B.6 – Vibração do compressor – modo de aquecimento (100, 80%, 60% e 40%)**



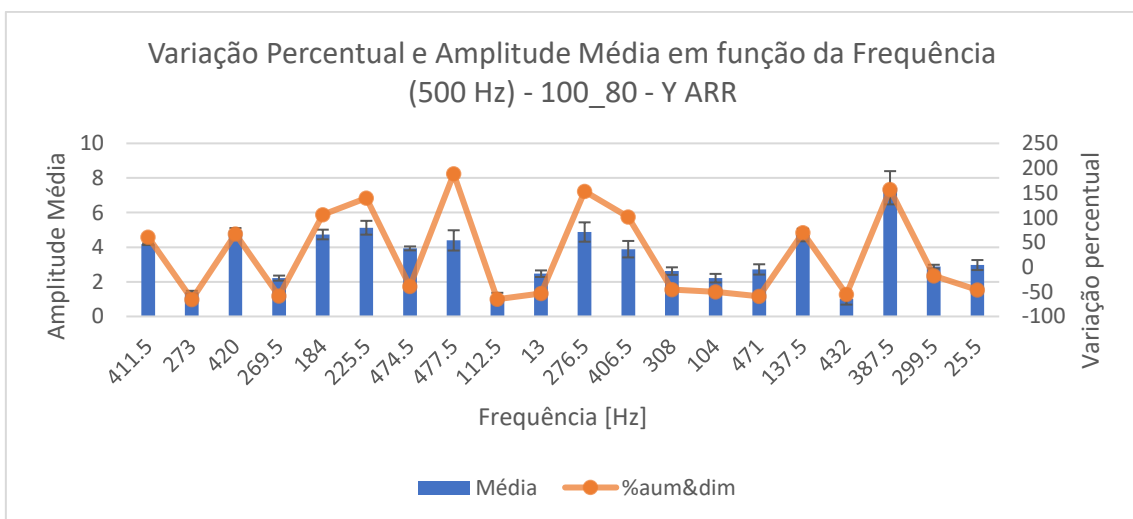
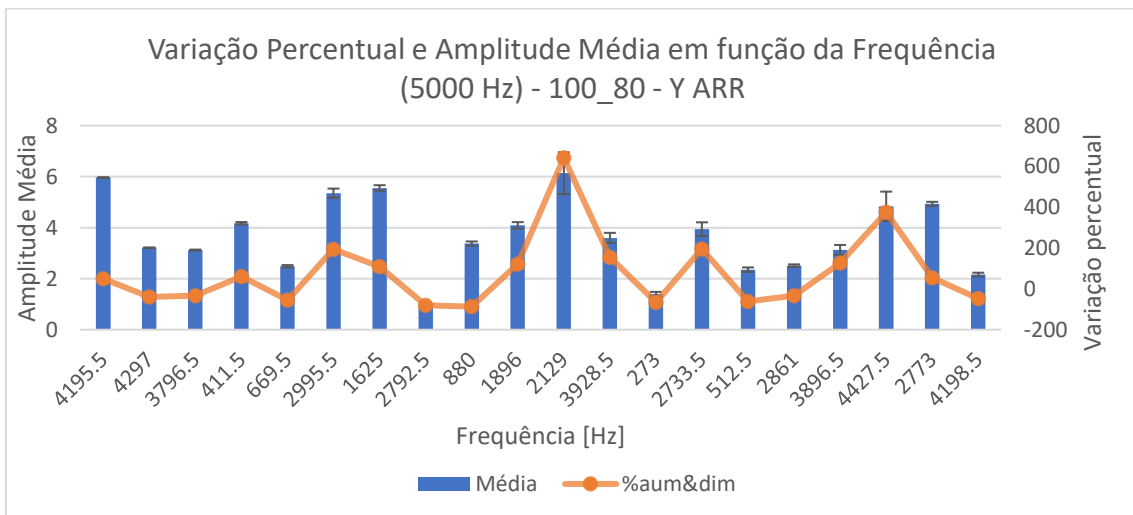
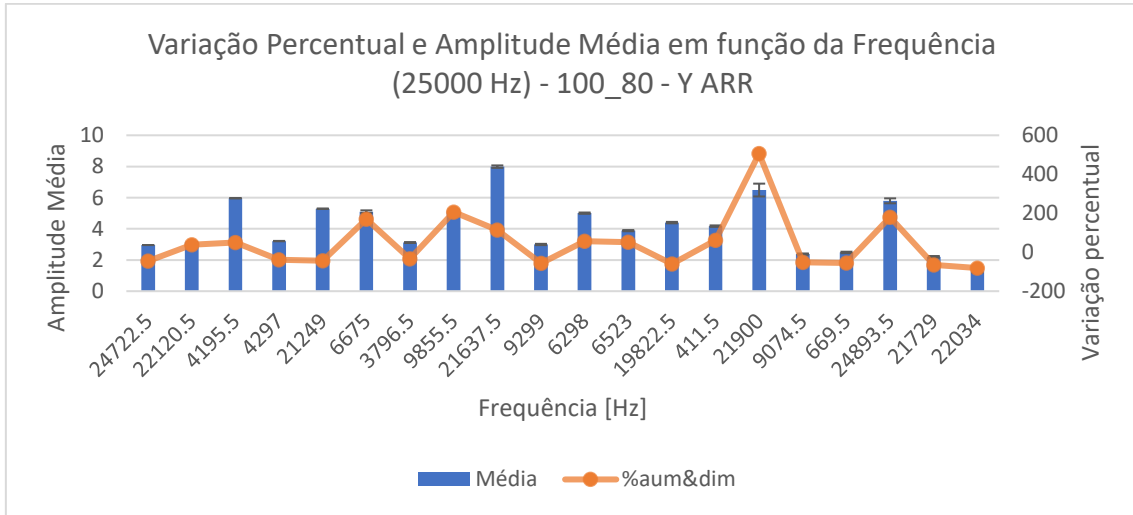


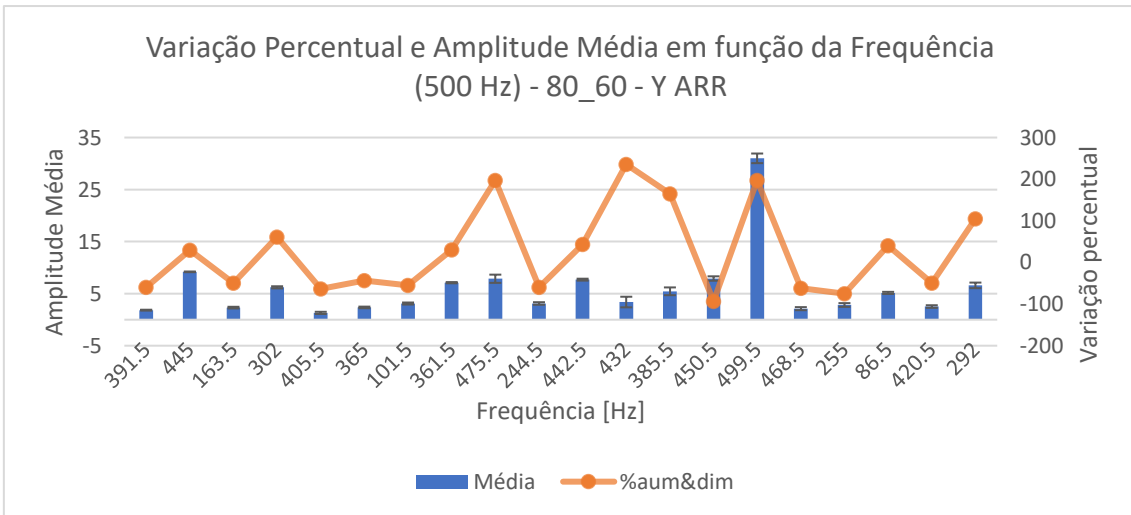
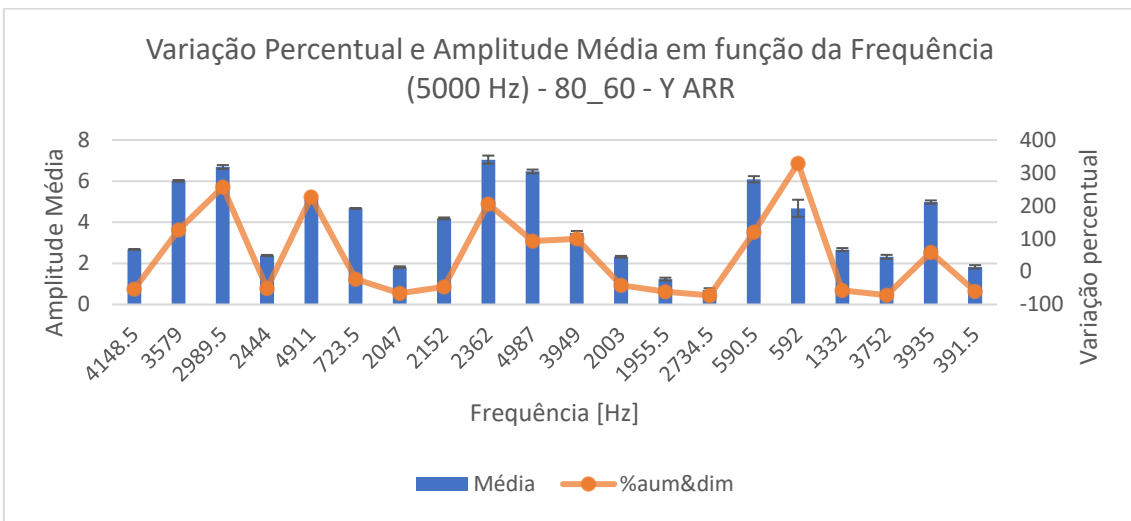
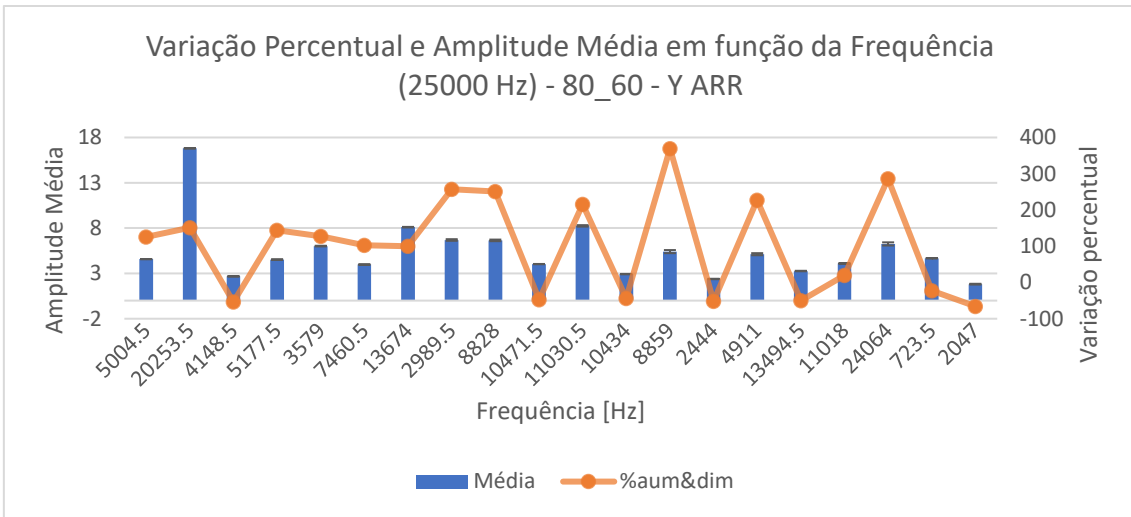




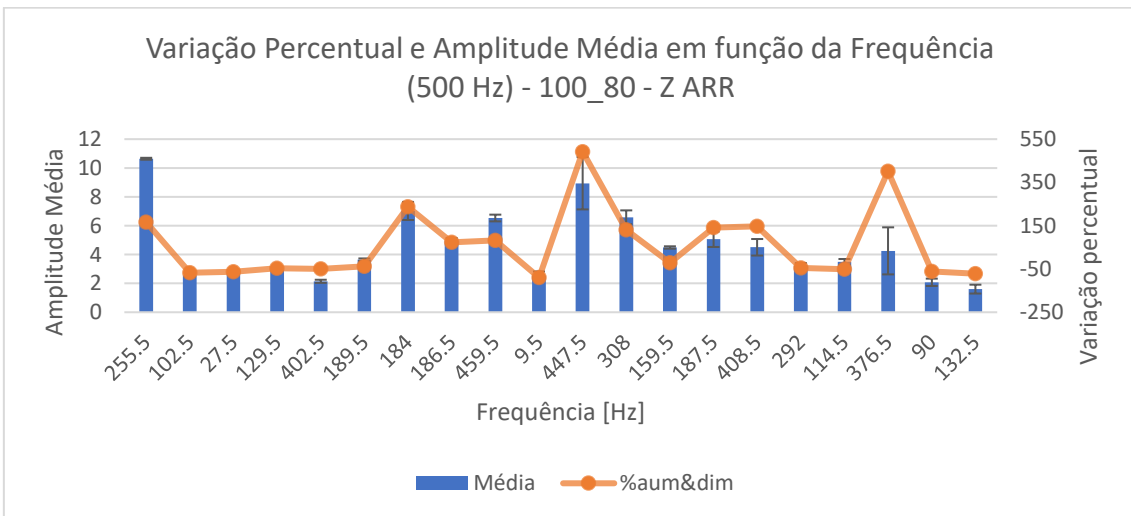
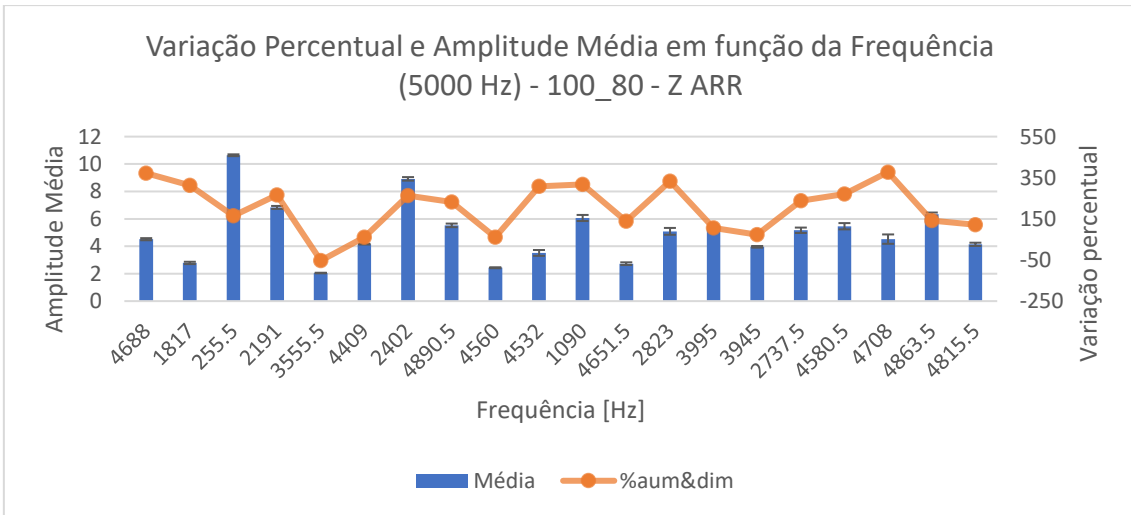
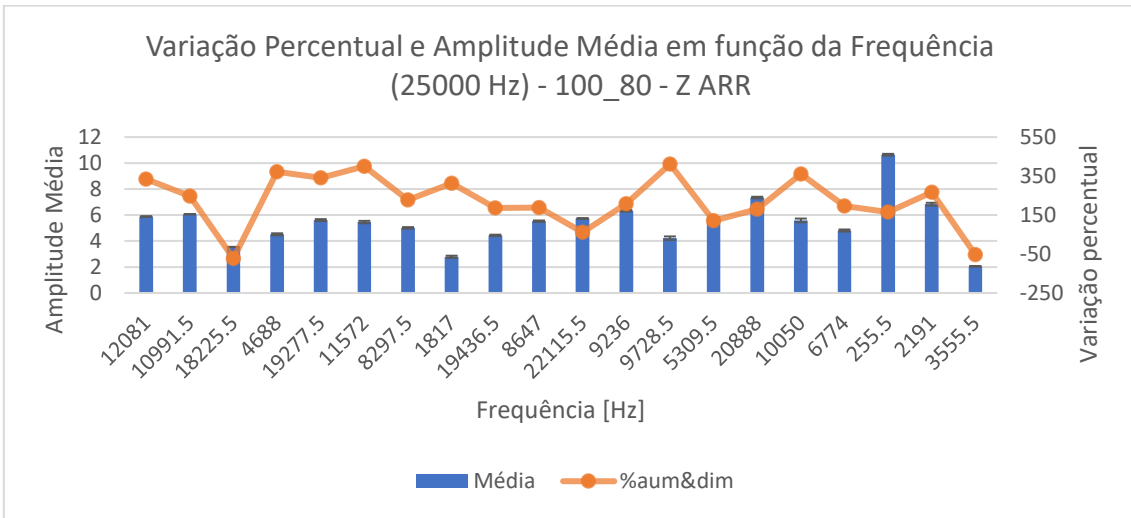
**Anexo C**

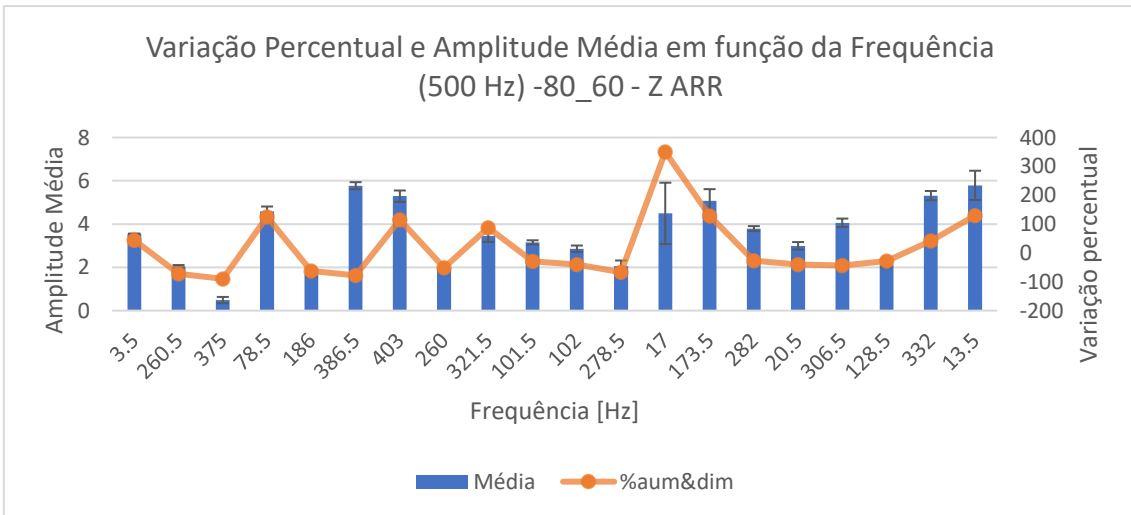
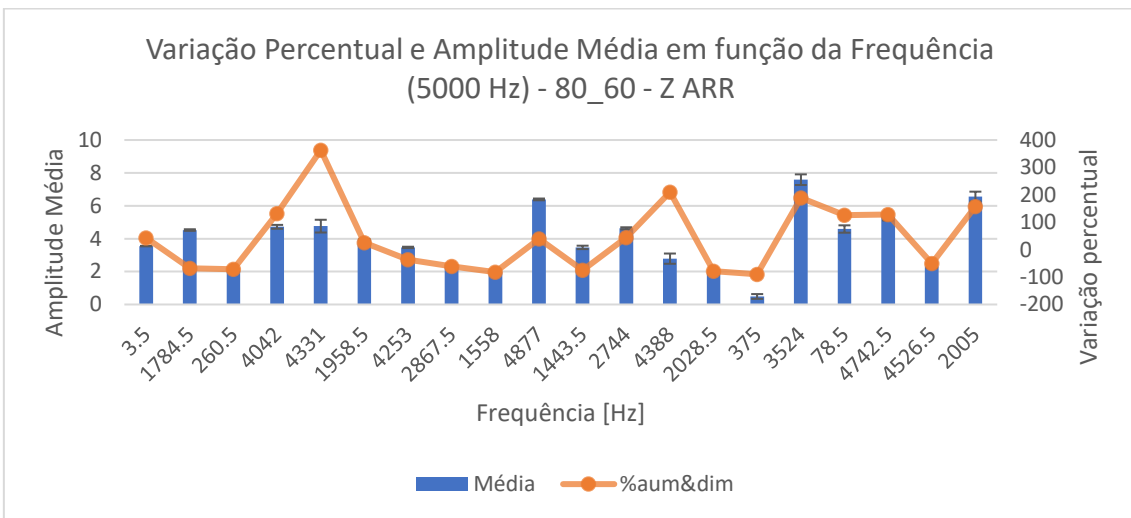
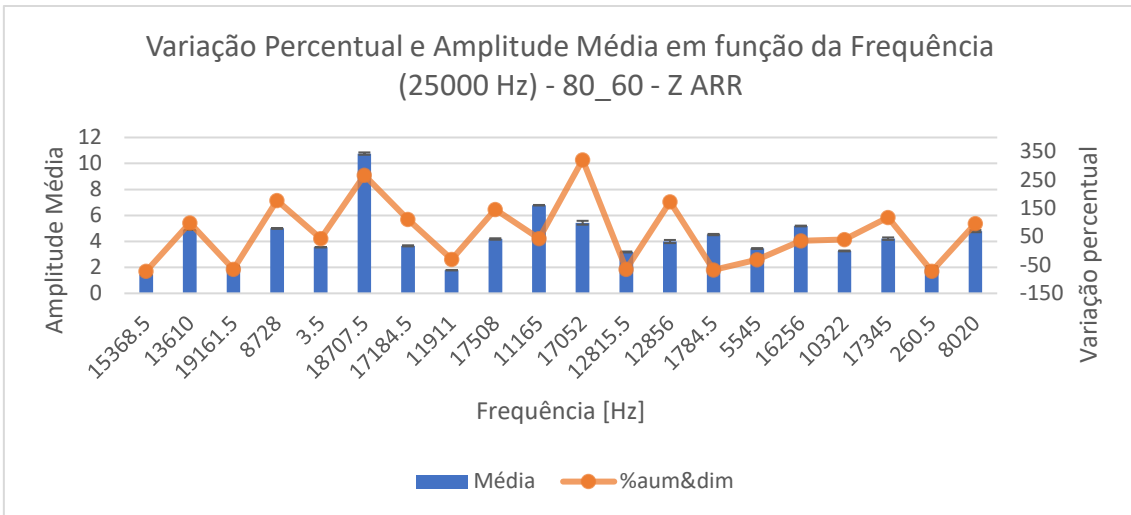
**C.1 - Gráfico da variação percentual, amplitude média – 500/5000/25000 Hz; eixo y (ARR)**



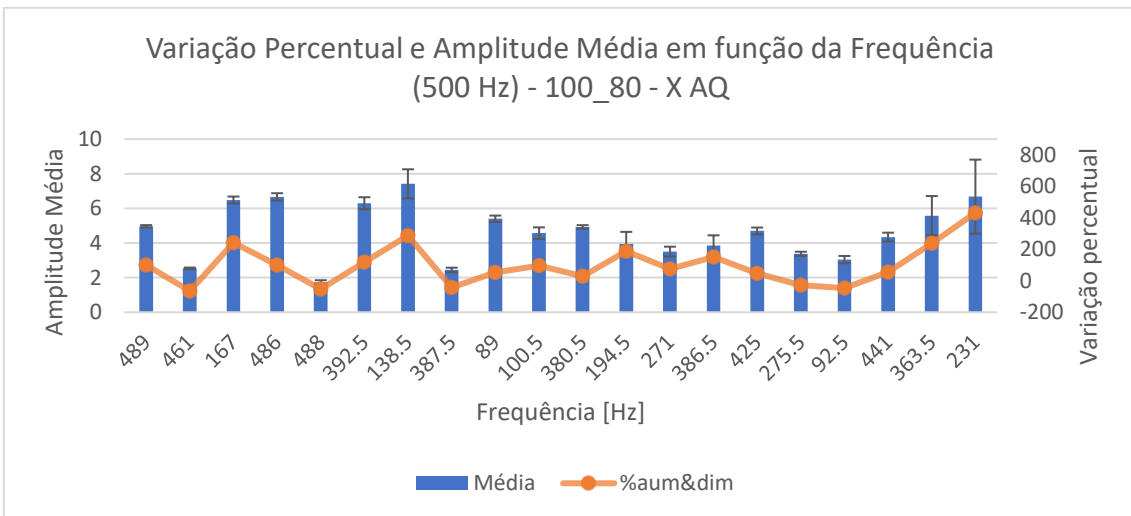
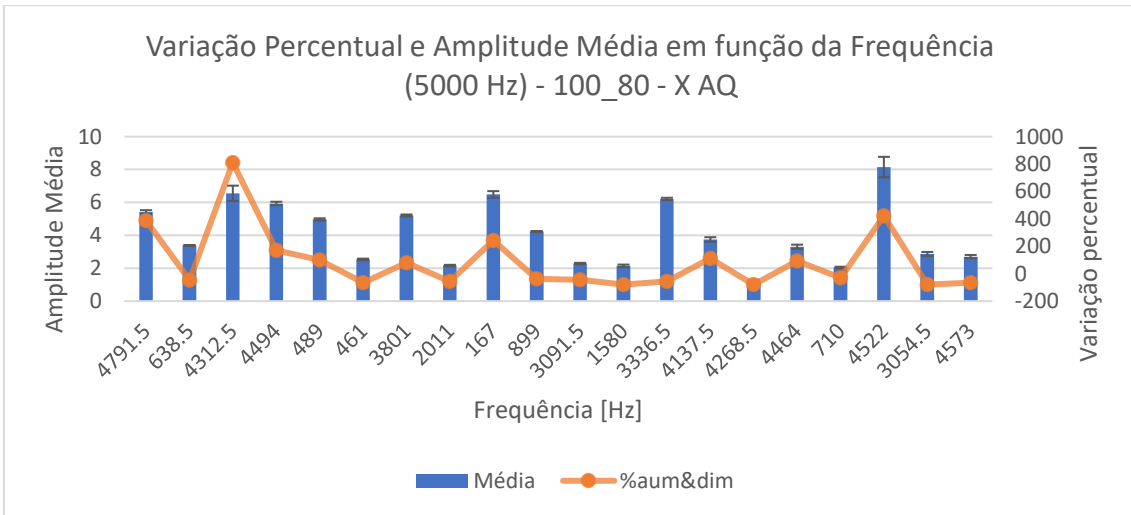
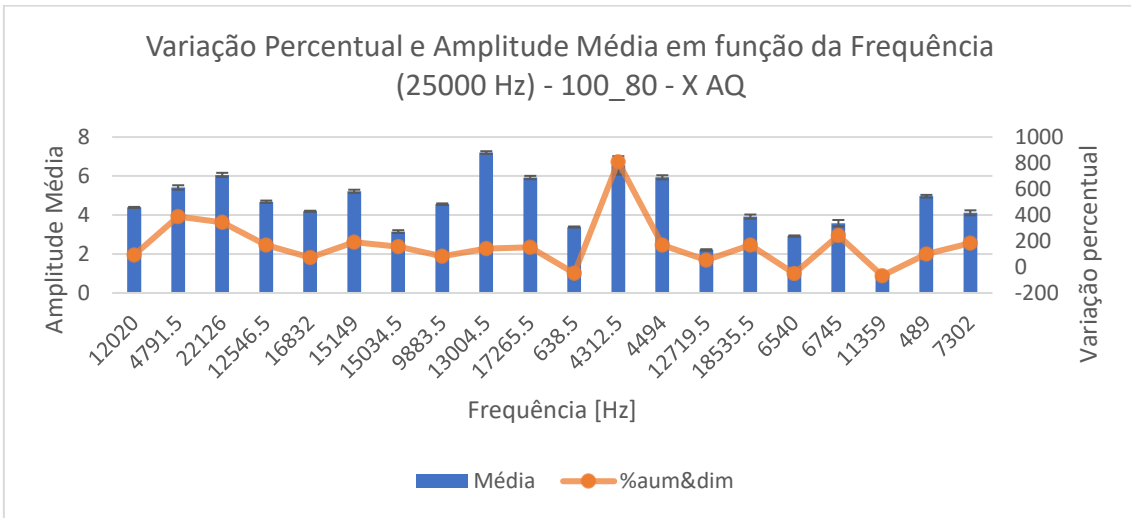


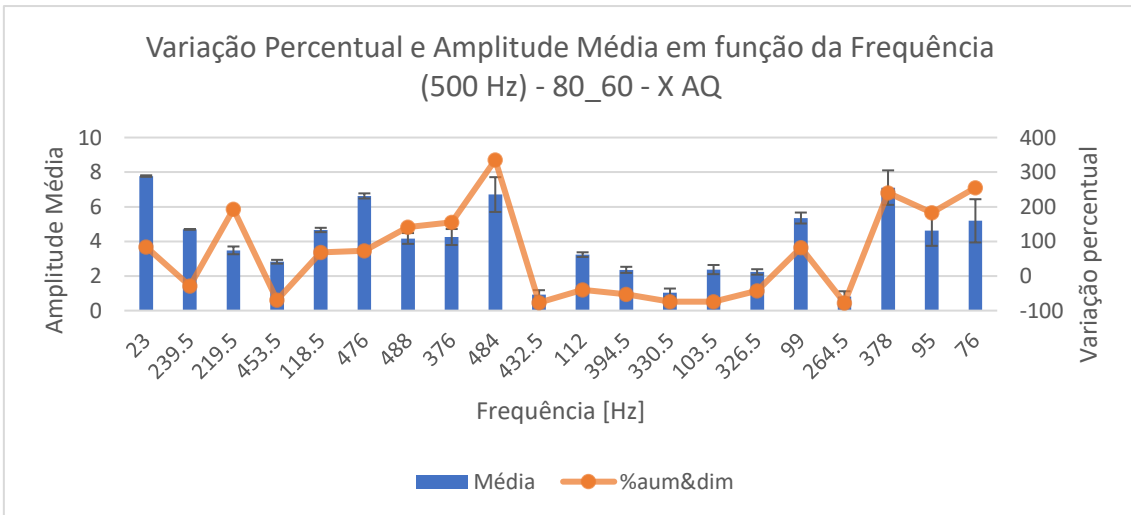
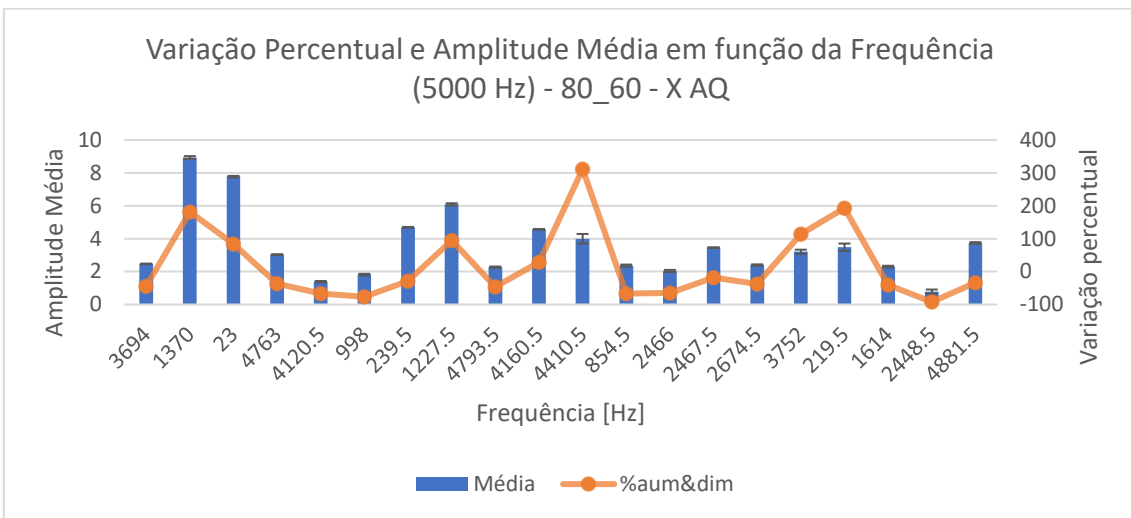
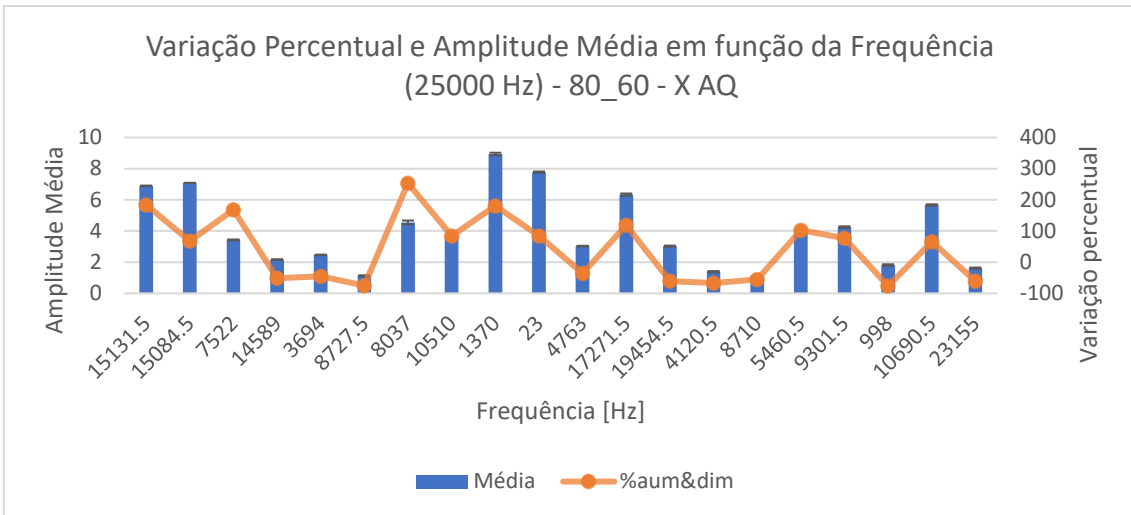
**C.2 - Gráfico da variação percentual, amplitude média – 500/5000/25000 Hz; eixo z (ARR)**



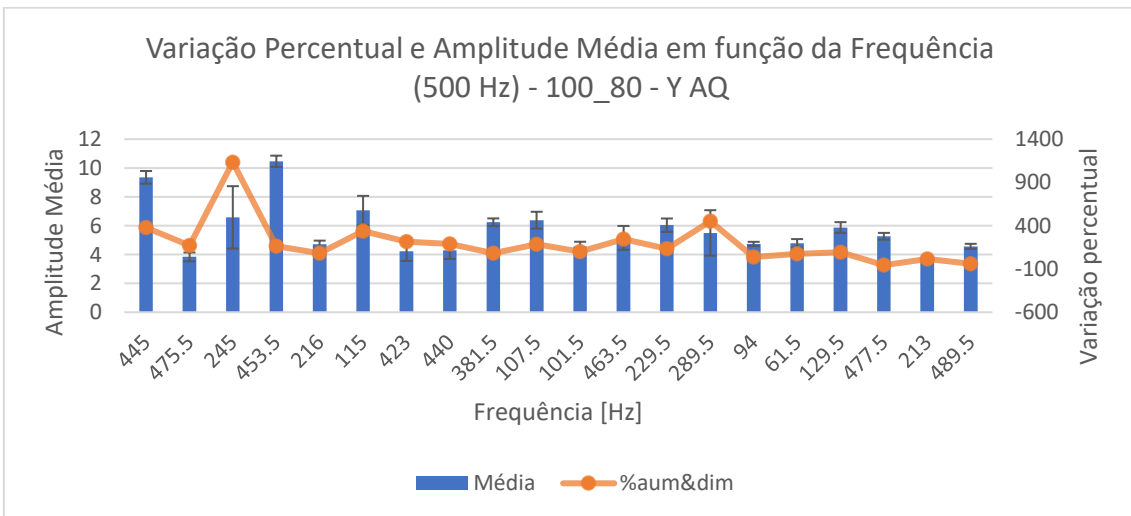
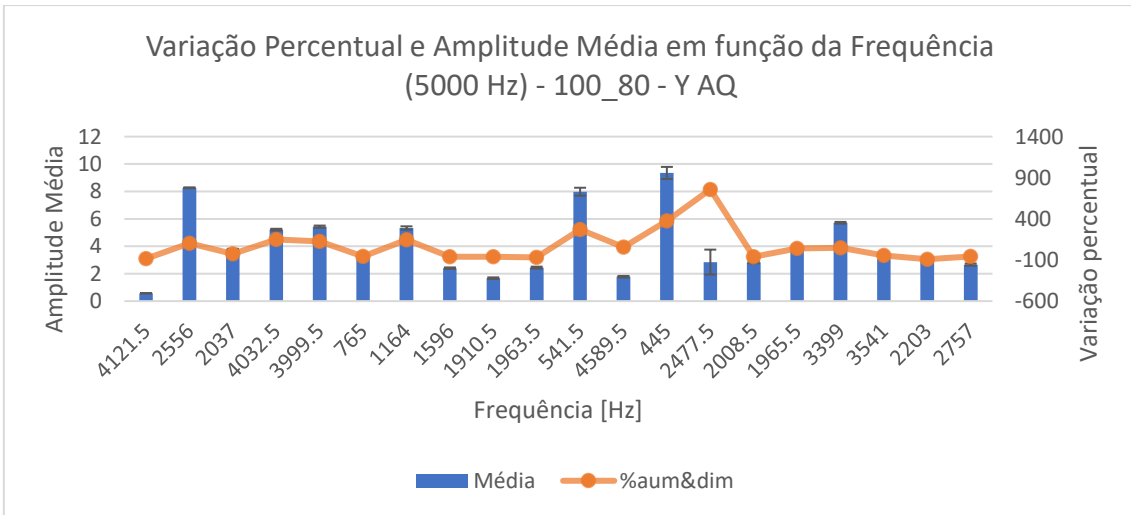
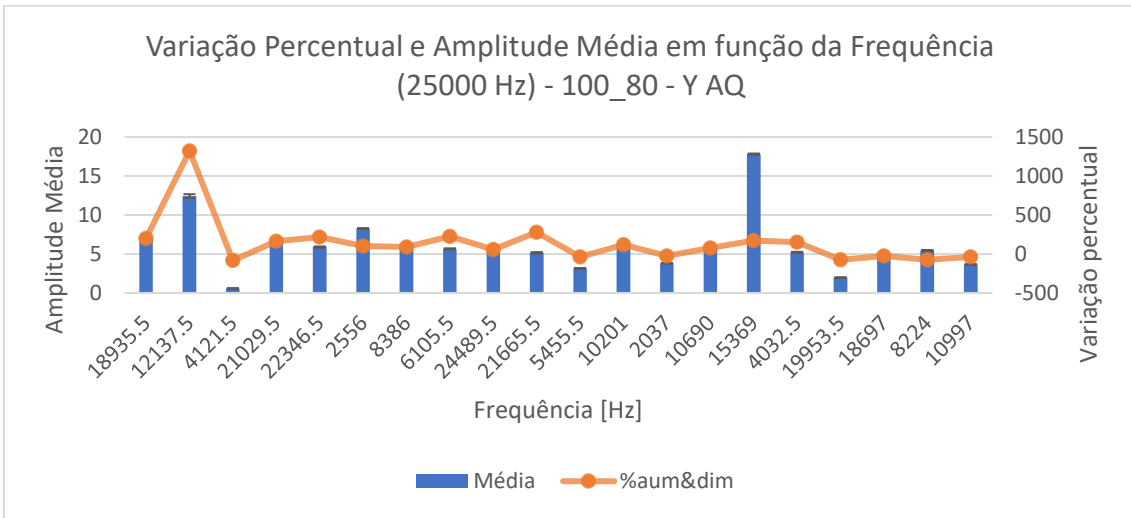


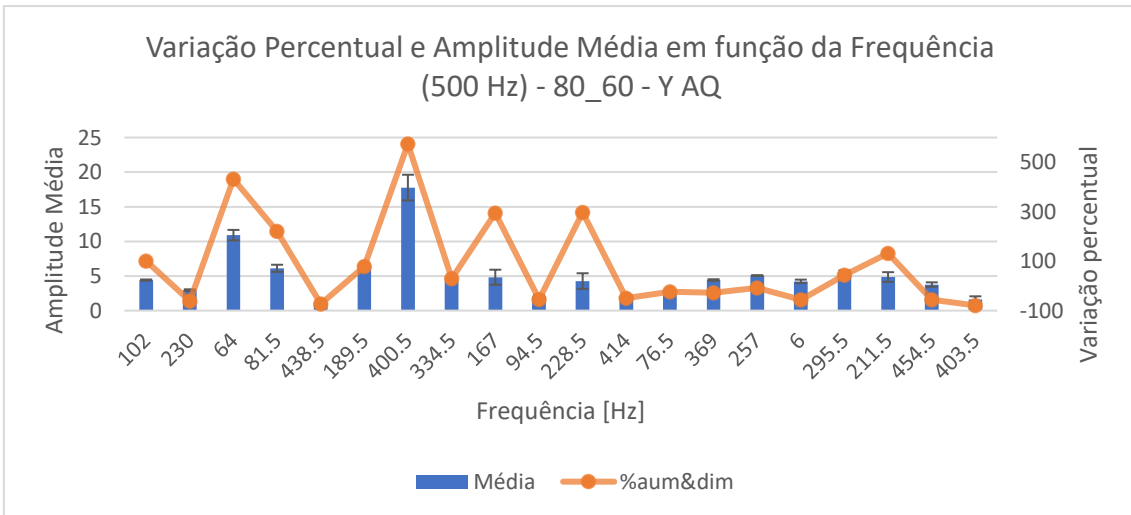
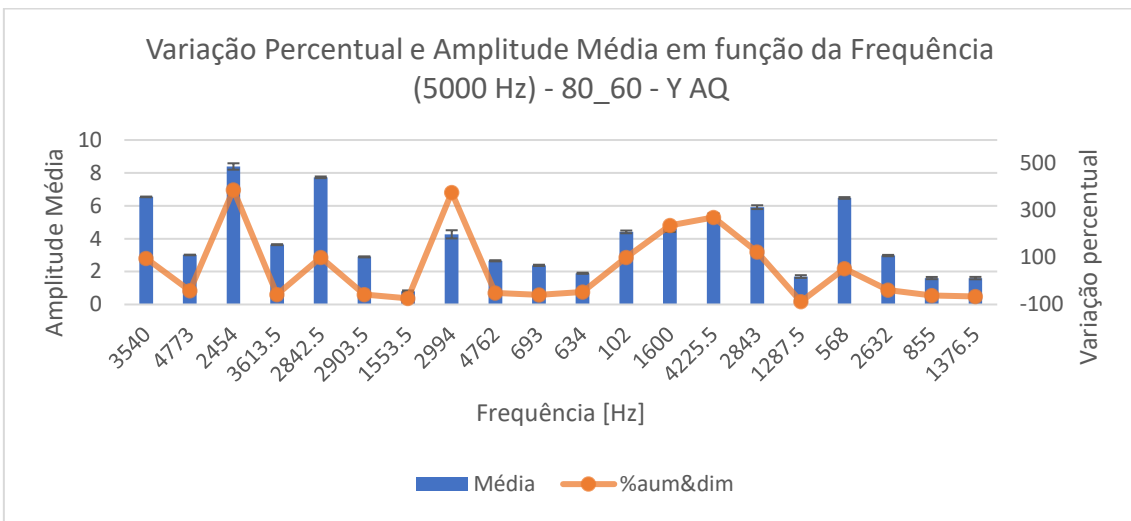
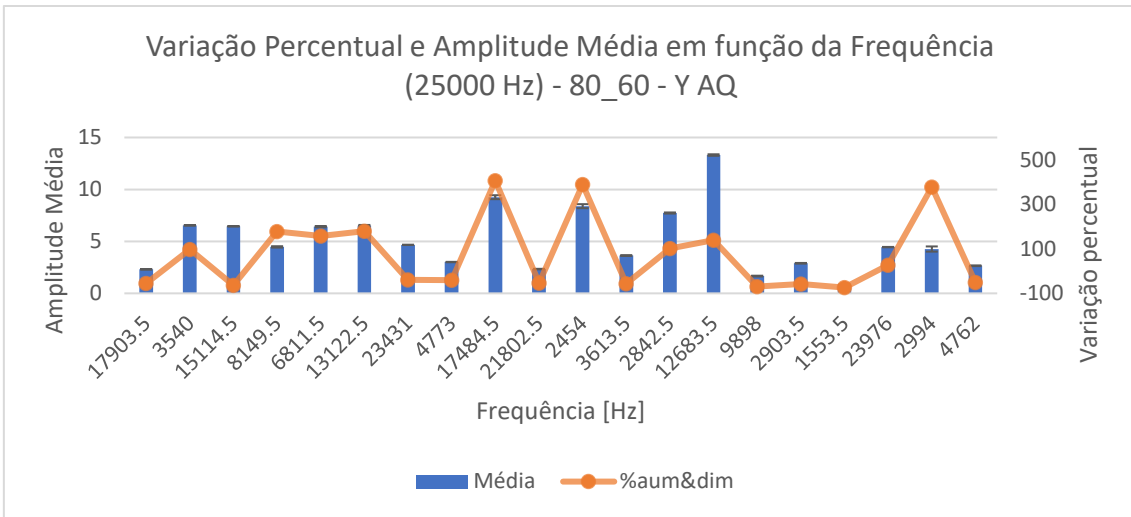
**C.3 - Gráfico da variação percentual, amplitude média – 500/5000/25000 Hz; eixo x (AQ)**





**C.4 - Gráfico da variação percentual, amplitude média – 500/5000/25000 Hz; eixo y (AQ)**





**C.5 - Gráfico da variação percentual, amplitude média – 500/5000/25000 Hz; eixo z (AQ)**

