

## **Reforço da capacidade de quatro centrais de climatização adiabática, minimizando o incremento do consumo de energia**

**ANDREIA SOFIA SILVA E CASTRO**

novembro de 2018

# **Reforço da capacidade de quatro centrais de climatização adiabática, minimizando o incremento do consumo de energia**

Andreia Sofia Silva e Castro

**Dissertação/Estágio**

**Departamento de Engenharia Química**

Mestrado em Engenharia Química – Energia e Biorrefinaria

**Orientação no ISEP:** Doutora Isabel Sarmento

Doutora Anabela Guedes

**Orientação na C-ITA:** Engenheiro Rafael Castro

Novembro de 2018



Aos meus pequenos, e a ti...



*“Energia, tá aí uma coisa que não mente, não engana, não usa máscaras”*

*[Wandy Luz – Escritora Brasileira]*



## Agradecimentos

A realização e conclusão desta dissertação apenas foi possível graças ao apoio e incentivo de várias pessoas e determinados momentos. Assim quero deixar escrito a minha gratidão para com todos os que contribuíram para a realização desta dissertação.

Às minhas orientadoras do ISEP, Doutora Anabela Guedes e Doutora Isabel Sarmento, pelo apoio, preocupação, incentivo, espírito crítico e ensinamentos que me transmitiram;

Ao meu orientador na empresa, Eng.º Rafael Castro, pelos ensinamentos, chamadas de atenção e apoio incondicional que só me ajudaram a crescer;

Ao Eng.º António Crispim pelo desafio colocado, o incentivo para abraçar este projeto e ter acreditado em mim;

Ao Eng.º Joaquim Rocha, pela oportunidade concedida e incentivo ao longo deste estágio;

Ao Eng.º Diogo Nunes e Eng.º José Ricardo Osório pela ajuda prestada sempre que necessário;

Ao Eng.º Marco Pais pela camaradagem ao longo do estágio e ajuda na integração na empresa, assim como todo o apoio na realização de tarefas inerentes ao estágio e incentivo na escrita da presente dissertação;

Ao Eng.º Sérgio Vieira pela ajuda, incentivo e companheirismo ao longo destes 6 meses e por todos os momentos partilhados;

Ao Eng.º Manuel Sousa e à Ana Catarina Rodrigues pelo companheirismo e momentos partilhados;

Ao Sr. António Manuel, da Engie, pela ajuda e prestação demonstrada durante o estágio;

À minha família, em especial aos meus pais e irmã, pelo apoio, ajuda e atenção não só ao longo destes dois anos de mestrado, mas durante todo o meu percurso académico. Se for apenas um décimo das pessoas que vocês são fico feliz;

À minha afilhada Bárbara e aos meus primos Joana e Guilherme, esta dissertação também é vossa;

Ao Corpo Nacional de Escutas, especialmente ao Agrupamento 1267 – Sobrosa e aos meus miúdos, por me terem ajudado a crescer e sempre me apoiarem no decorrer do meu percurso académico. Vocês foram fundamentais para a minha sanidade emocional;

Aos meus amigos, em especial à Mariana Carreira, Ana Peixoto e Juliana Oliveira, agradeço pelo companheirismo e carinho ao longo desta jornada;

Ao meu namorado, Ricardo Neto, pelo suporte incondicional que sempre me deu e por ter sempre acreditado em mim, mesmo quando eu não acreditava. Foste o meu pilar;

A todos os que não foram mencionados, mas que de igual forma estiveram do meu lado nesta jornada;

O meu muito Obrigado.



## Resumo

Esta dissertação teve como objetivo a otimização de um dos sistemas de climatização existentes na Continental – Indústria Têxtil do Ave, constituído por quatro centrais de climatização adiabática que possuem limitações ao nível de eficiência e volume de caudal insuflado.

Em primeira instância foi efetuado uma pesquisa bibliográfica acerca da indústria têxtil e o processo de arrefecimento adiabático assim como um levantamento das medidas de otimização já identificadas num anterior estudo e que tenham sido implementadas.

Numa segunda fase foram recolhidos e analisados os dados referentes ao salão em análise, nomeadamente caudais de insuflação, temperaturas e posicionamento dos componentes para que fosse possível identificar hipóteses de melhoria. Destaca-se ainda a análise e acompanhamento do plano de controlo e manutenção da centrais de climatização.

Numa última fase as hipóteses de melhoria averiguadas foram estudadas com o auxílio dos fundamentos de transferência de calor e difusão do ar refletindo-se na proposta uma melhoria das condições do salão em estudo a nível de temperatura e humidade.

Desta forma as ações definidas que irão impactar e o conforto são:

- ✓ Isolamento térmico das condutas de insuflação;
- ✓ Substituição das grelhas de admissão;
- ✓ Redistribuição do ar insuflado;
- ✓ Instalação de novas UTAN.

Estas ações refletiram uma temperatura de insuflação de cerca de 21 a 22 °C, o que significa que no interior do salão a temperatura será de cerca de 28°C, sendo a situação programada para uma capacidade máxima de 29 torcedores presentes no salão em estudo.

Outra melhoria a ter em consideração, mas que não influenciará o conforto térmico dos trabalhadores é a automatização das centrais de climatização #3 e #4.

Também o plano de manutenção e controlo foi revisto e, no final, a conclusão foi que o perigo de desenvolvimento de *legionella* é nulo mas isso não diminui o nível de alerta pelo que se deve de continuar a controlar a mesma e implementar um sistema de automação e controlo de qualidade da água.

No fim foi possível concluir que o sistema ficará mais eficiente e proporcionará um melhor conforto térmico aos trabalhadores aquando a sua implementação completa.

**Palavras-Chave:** Centrais de climatização adiabáticas, arrefecimento evaporativo, indústria têxtil, otimização energética, *legionella*, plano controlo e manutenção, transferência calor.



## Abstract

This dissertation was aimed at optimizing one of the climate systems of the Continental – Indústria Têxtil do Ave, consisting of four adiabatic air-conditioning plants that have limitations on the level of efficiency and flow of inflated air.

In the first instance, a bibliographical survey was carried out about the textile industry and the evaporative cooling process as well as a survey of the optimization measures already identified in a previous study and what have been implemented.

In a second phase, the data concerning the salon in analysis were collected and analyzed, regarding the air flow insufflated, the temperature and positioning of the components so that it was possible to identify chances of improvement. The analysis and monitoring of the control and maintenance plan of the air-conditioning plants is also highlighted.

In the last phase, the chances of improvement were studied with the aid of the foundations of heat transfer and air diffusion reflecting in the proposal an improvement of the conditions of the room in study at the level of temperature and humidity.

- ✓ Thermal insulation of the insufflation ducts;
- ✓ Substitution of the intake grids;
- ✓ Redistribution of insufflated air;
- ✓ Installation of new AHU.

These actions will turn possible an insufflation temperature of about 21 to 22 ° C, which means that in the interior of the room the temperature will be about 28 ° C, the situation being programmed for a maximum capacity of 29 machines present in the room.

Another improvement to be considered but that will not influence the thermal comfort of workers is the automatization of the AHU #3 and #4.

The maintenance and control plan was also revised and, in the end, the conclusion was that the risk of legionella development is nil but this does not diminish the level of alertness so we should continue to control it and implement a system of automation and control of water quality.

Summarizing it was possible to conclude that the system will be more efficient and will provide better thermal comfort to the worked when its complete implementation.

**Keywords:** adiabatic air-conditioning plants, evaporative cooling, textile industry, Energy optimization, legionella, control and maintenance Plan.



# Índice

<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>1</b>
1.1	<i>Objetivos do Trabalho</i>	1
1.2	<i>Enquadramento do Trabalho</i>	1
1.3	<i>CONTINENTAL - Indústria Têxtil do Ave, S.A.</i>	2
1.4	<i>Organização do Trabalho</i>	4
<b>2</b>	<b>O Processo Produtivo da C – ITA</b>	<b>7</b>
2.1	<i>Produção de Telas e Cordas</i>	7
2.1.1	<i>Bobinagem</i>	7
2.1.2	<i>Torcedura</i>	8
2.1.3	<i>Tecelagem</i>	8
2.1.4	<i>Impregnação</i>	9
2.2	<i>Processo Produtivo das Malhas</i>	10
2.2.1	<i>Tricotagem</i>	11
2.2.2	<i>Ramulagem</i>	13
<b>3</b>	<b>Climatização na Indústria Têxtil</b>	<b>15</b>
3.1	<i>Arrefecimento Adiabático</i>	15
3.1.1	<i>Noções de psicrometria</i>	15
3.1.2	<i>Base do arrefecimento adiabático direto</i>	17
3.2	<i>Conforto térmico</i>	21
3.3	<i>Efeitos biológicos – a legionella</i>	22
3.3.1	<i>Características do microrganismo</i>	23
3.3.2	<i>Riscos associados</i>	24
3.3.3	<i>Prevenção e cuidados</i>	24
<b>4</b>	<b>Caracterização das Centrais de Climatização da C – ITA</b>	<b>27</b>
4.1	<i>Centrais de Climatização Adiabática</i>	27
4.1.1	<i>Ventiladores</i>	28
4.1.2	<i>Bombas de água</i>	29
4.2	<i>Salão em estudo</i>	30
4.2.1	<i>Características das máquinas existentes</i>	30
4.3	<i>Análise do Salão</i>	33
4.3.1	<i>Caudal insuflado ao Salão 2</i>	33

4.3.2	Exaustão do Salão 2.....	34
4.3.3	Perdas de calor nas condutas de insuflação .....	35
4.3.4	Caracterização térmica do salão .....	36
4.3.5	Automatização das Centrais de Climatização .....	39
4.3.6	Plano de Controlo e Manutenção .....	41
<b>5</b>	<b>Otimização das Centrais de Climatização.....</b>	<b>45</b>
5.1	<i>Isolamento térmico das condutas de insuflação.....</i>	45
5.2	<i>Alteração dos vitrais presentes no sótão.....</i>	46
5.3	<i>Substituição das grelhas de admissão de ar às CC.....</i>	47
5.4	<i>Redistribuição do ar insuflado ao salão 2.....</i>	49
5.5	<i>Automatização das CC #3 e #4.....</i>	51
5.6	<i>Instalação de unidades de climatização adicionais.....</i>	52
5.7	<i>Plano de controlo e manutenção.....</i>	52
<b>6</b>	<b>Conclusões e Propostas para Trabalhos Futuros .....</b>	<b>55</b>
6.1	<i>Conclusões.....</i>	55
6.2	<i>Trabalhos futuros.....</i>	56
<b>7</b>	<b>Bibliografia.....</b>	<b>57</b>
	<b>Anexo A: Distribuição atual das grelhas de insuflação e zonas fictícias .....</b>	<b>59</b>
	<b>Anexo B: Ventiladores de insuflação de ar ao Salão 2.....</b>	<b>61</b>
	<b>Anexo C: Atomizadores .....</b>	<b>63</b>
	<b>Anexo D: Bomba de água.....</b>	<b>65</b>
	<b>Anexo E: Planta Salão 2 – Piso 0 .....</b>	<b>67</b>
	<b>Anexo F: Perdas de calor na insuflação.....</b>	<b>69</b>
	<b>Anexo G: Carga térmica.....</b>	<b>73</b>
	<b>Anexo H: Temperatura e HR no interior do salão 2.....</b>	<b>75</b>
	<b>Anexo I: Dissipação térmica dos torcedores.....</b>	<b>77</b>
	<b>Anexo J: Plano de controlo e manutenção atual das CC .....</b>	<b>81</b>

<b>Anexo K: Isolamento térmico das condutas de insuflação.....</b>	<b>87</b>
<b>Anexo L: Alteração dos vitrais .....</b>	<b>89</b>
<b>Anexo M: Aumento do caudal insuflado na CC #1 e #2.....</b>	<b>91</b>
<b>Anexo N: Planta representativa da colocação dos difusores .....</b>	<b>93</b>
<b>Anexo O: Estudo influência dos difusores instalados .....</b>	<b>95</b>
<b>Anexo P: Automatização da CC #3 e #4 .....</b>	<b>99</b>
<b>Anexo Q: Insuflação vs Exaustão .....</b>	<b>101</b>
<b>Anexo R: Plano de Manutenção .....</b>	<b>105</b>



## Índice de Figuras

<b>Figura 1.1</b> – Indústria Têxtil do Ave, 1950 <sup>[1]</sup> .....	3
<b>Figura 1.2</b> – Vista exterior da máquina de impregnar ZELL <sup>[4]</sup> .....	3
<b>Figura 2.1</b> – Processo produtivo de telas e cordas da C – ITA .....	7
<b>Figura 2.2</b> – Seção de Torcedura .....	8
<b>Figura 2.3</b> – Seção de Tecelagem.....	9
<b>Figura 2.4</b> – Entrada da corda na Single End Cord.....	9
<b>Figura 2.5</b> – Máquina de Impregnar ZELL – Zona da tela já impregnada .....	10
<b>Figura 2.6</b> – Processo produtivo de malhas da C – ITA.....	11
<b>Figura 2.7</b> – Malha de trama <sup>[6]</sup> .....	12
<b>Figura 2.8</b> – Malha de teia <sup>[6]</sup> .....	12
<b>Figura 2.9</b> – Teares circulares presentes na C – ITA.....	12
<b>Figura 2.10</b> – Secção de Ramulagem – A Râmula .....	13
<b>Figura 2.11</b> – Exemplo de atomizadores <sup>[13]</sup> .....	19
<b>Figura 2.12</b> – Exemplo de um painel evaporativo fibroso <sup>[14]</sup> .....	19
<b>Figura 2.13</b> – Exemplo de um painel evaporativo rígido <sup>[15]</sup> .....	20
<b>Figura 2.14</b> – Exemplo de uma roda rotativa <sup>[17]</sup> .....	20
<b>Figura 3.1</b> – Carta psicrométrica com representação esquemática dos processos de climatização <sup>[13]</sup> .....	17
<b>Figura 3.2</b> – Esquema representativo do processo de humidificação do ar <sup>[12]</sup> .....	18
<b>Figura 3.3</b> – Exemplo de atomizadores <sup>[14]</sup> .....	19
<b>Figura 3.4</b> – Exemplo de um painel evaporativo fibroso <sup>[15]</sup> .....	19
<b>Figura 3.5</b> – Exemplo de um painel evaporativo rígido <sup>[16]</sup> .....	20
<b>Figura 3.6</b> – Exemplo de uma roda rotativa <sup>[18]</sup> .....	20
<b>Figura 3.7</b> – Gráfico do conforto térmico, segundo a ASHRAE <sup>[20]</sup> .....	22
<b>Figura 3.8</b> – Microscopia eletrónica de varredura da legionella pneumophila.....	23
<b>Figura 4.1</b> – Configuração tipo das centrais de climatização em estudo .....	27
<b>Figura 4.2</b> – Posição das condutas de insuflação e respetivas grelhas, por central de climatização.....	28
<b>Figura 4.3</b> – Representação esquemática da câmara do ventilador da central de climatização .....	29
<b>Figura 4.4</b> – Representação esquemática da câmara de humidificação da central de climatização.....	29
<b>Figura 4.5</b> – Jing Wei presente no Salão 2.....	31
<b>Figura 4.6</b> – ICBT .....	31
<b>Figura 4.7</b> – Oerlikon .....	32

<b>Figura 4.8</b> – Verdol .....	32
<b>Figura 4.9</b> – Tipo de grelhas existentes no teto do salão 2 para insuflação do ar fresco.....	33
<b>Figura 4.10</b> – Esquema representativo das temperaturas e o ganho de calor ao longo da conduta de insuflação.....	35
<b>Figura 4.11</b> – Esquema representativo das condutas de insuflação face às janelas presentes no sótão.....	36
<b>Figura 4.12</b> – Esquema representativo da média das temperaturas nas zonas afetadas à CC1 e 2.....	37
<b>Figura 4.13</b> – Consumo elétrico das CC, durante 3 dias, comparando com as temperaturas do interior do salão e do exterior (retirado do software PME da C – ITA).....	39
<b>Figura 4.14</b> – Estado do tanque de água antes da limpeza .....	41
<b>Figura 5.1</b> – Grelhas de admissão exteriores atuais .....	47
<b>Figura 5.2</b> – Grelha atual de admissão de ar novo no interior das CC.....	48
<b>Figura 5.3</b> – Representação esquemática das velocidades do ar antes do laminador de ar.....	49
<b>Figura 5.4</b> – Esquema representativo da difusão do ar (imagem dos torcedores cedida pela C-ITA) .....	50
<b>Figura 5.5</b> – Difusor, tipo RA – V2 da France-air/Krantz <sup>[23]</sup> .....	50
<b>Figura A.1</b> – Posição das grelhas de insuflação face ao layout máximo do salão, assim como indicação das zonas fictícias .....	59
<b>Figura B.1</b> – Curva de característica dos ventiladores de insuflação instalados .....	61
<b>Figura C.1</b> – Características dos atomizadores a uso nas centrais de climatização.....	63
<b>Figura D.1</b> – Características da bomba de água presente nas centrais de climatização.....	65
<b>Figura E.1</b> – Planta do Salão 2 – Piso 0, na sua capacidade máxima .....	67
<b>Figura J.1</b> – Etapas do processo de limpeza, dos filtros, tanque e separador de gotas, respetivamente .....	82
<b>Figura J.2</b> – Pormenor da abertura dos tubos conectados aos atomizadores .....	82
<b>Figura J.3</b> – Etapas do processo de limpeza dos atomizadores, por ordem cronológica (esquerda - direita) .....	82
<b>Figura J.4</b> – Limpeza da zona de admissão do ar.....	83
<b>Figura J.5</b> – Limpeza final .....	83
<b>Figura J.6</b> – Enchimento do tanque de água.....	83
<b>Figura J.7</b> – Estado das zonas após a limpeza.....	84
<b>Figura N.1</b> – Representação esquemática da distribuição dos difusores ao salão 2.....	93
<b>Figura O.1</b> – Disposição dos difusores no primeiro ensaio .....	95
<b>Figura O.2</b> – Gráfico representativo do perfil de velocidade do ar – Ensaio 1 .....	96
<b>Figura O.3</b> – Disposição dos difusores no segundo ensaio .....	96
<b>Figura O.4</b> – Gráfico representativo do perfil de velocidade do ar – Ensaio 2 .....	97

**Figura Q.1** – Esquema das zonas de medição do caudal insuflado.....101



## Índice de Tabelas

<b>Tabela 3.1</b> – Ações a efetuar em caso de deteção de legionella .....	25
<b>Tabela 4.1</b> – Características dos motores acoplados aos ventiladores das centrais .....	28
<b>Tabela 4.2</b> – Características do motor e da bomba de água .....	30
<b>Tabela 4.3</b> – Caudais de ar insuflados ao salão 2, por central de climatização .....	33
<b>Tabela 4.4</b> – Caudal de exaustão teórico e real de cada máquina.....	34
<b>Tabela 4.5</b> – Calor dissipado por cada lado dos torcedores (lado A ou lado B) .....	38
<b>Tabela 4.6</b> – Consumos médio mensal, com base nos últimos 12 meses .....	40
<b>Tabela 5.1</b> – Características dos vidros a considerar, assim como a radiação transferida...46	
<b>Tabela 5.2</b> – Perda de carga associada às grelhas de admissão exteriores, CC #2 .....	47
<b>Tabela 5.3</b> – Poupança obtida com a substituição das grelhas de admissão, para CC#1 e #2 .....	48
<b>Tabela 5.4</b> – Poupança associada á automatização das CC #3 e #4 .....	51
<b>Tabela 5.5</b> – Caudais volumétricos de insuflação e exaustão do ar.....	52
<b>Tabela F.1</b> – Calor absorvido pelo ar nos coletores presentes no sótão.....	70
<b>Tabela F.2</b> – Resultados obtidos para a radiação que entra no sótão pelos vitrais .....	71
<b>Tabela H.1</b> – Temperatura e HR das zonas no interior do salão 2 afetadas a cada CC e do exterior.....	75
<b>Tabela I.1</b> – Dissipação térmica lateral dos torcedores, apenas para os fusos.....	79
<b>Tabela I.2</b> – Dissipação térmica lateral dos torcedores, apenas para a cabeceira.....	79
<b>Tabela I.3</b> – Dissipação térmica lateral dos torcedores presentes no salão 2.....	80
<b>Tabela J.1</b> – Intervenções efetuadas nas CC e respetiva periodicidade.....	81
<b>Tabela J.2</b> – Temperatura e pH referentes à água em utilização nas quatro CC.....	84
<b>Tabela J.3</b> – Análises efetuadas à água do tanque da CC #2, entre 2015 e 2018 .....	84
<b>Tabela J.4</b> – Análises efetuadas à água proveniente do furo nr., entre 2015 e 2017 .....	85
<b>Tabela K.1</b> – Custo médio das centrais em cada mês .....	88
<b>Tabela M.1</b> – Caudal de insuflação após retirada das grelhas de admissão exteriores.....	91
<b>Tabela M.2</b> – Caudais de insuflação nas CC #1 e #2, após otimização das perdas de carga .....	91
<b>Tabela O.1</b> – Dados de velocidade do ar para o ensaio 1 .....	95
<b>Tabela O.2</b> – Dados de velocidade do ar para o ensaio 1 .....	97
<b>Tabela P.1</b> – Consumos e CT das CC.....	99
<b>Tabela Q.1</b> – Caudais de insuflação para a CC #1 e #2.....	101
<b>Tabela Q.2</b> – Caudais de insuflação para a CC #1 e #2.....	102
<b>Tabela Q.3</b> – Caudais de exaustão reais dos Oerlikon CC3 .....	103
<b>Tabela Q.4</b> – Caudais de exaustão reais dos ICBT.....	103

<b>Tabela Q.5</b> – Caudais de exaustão para as máquinas presentes no salão 2.....	104
<b>Tabela R.1</b> – Intervenções a efetuar nas CC e respetiva periodicidade.....	105

## Nomenclatura

A – Área [ $\text{m}^2$ ]

$c_v$  – Calor específico a volume constante [ $\text{J} \cdot (\text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$ ]

D – Diâmetro [m]

$E_t$  – Radiação incidente total [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]

HA – Humidade Absoluta [%]

HR – Humidade Relativa [%]

h – Entalpia específica [ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$h_v$  – Entalpia vaporização [ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

L – Comprimento [m]

p – Pressão [Pa]

P – Potência [W]

m – Caudal mássico [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$m_v$  – Caudal volúmico [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ]

Q – Calor [W]

$R_{\text{cond}}$  – Resistência á condução de calor [ $\text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ ]

$R_{\text{conv ar}}$  – Resistência á convecção do ar [ $\text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ ]

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

$T_{\text{BH}}$  – Temperatura de Bolbo Húmido [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$T_{\text{BS}}$  – Temperatura de Bolbo Seco [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$T_{\text{PO}}$  – Temperatura do ponto de orvalho [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$T_{\text{ext.}}$  – Temperatura exterior ambiente [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$T_{\text{ext.s.}}$  – Temperatura superfície exterior [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$T_{\text{int.}}$  – Temperatura interior [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$T_{\text{int.s.}}$  – Temperatura superfície interior [ $^{\circ}\text{C}$ ]

U – Coeficiente de transmissão térmica [ $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ]

v – Velocidade [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

V – Volume [ $\text{m}^3$ ]

$\rho$  – Massa volúmica [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ]

$\Delta T$  – Intervalo de temperatura

### Siglas:

AVAC – Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado

ASHRAE – American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

CC – Central de Climatização

IEE – Índice de Eficiência Energética Real

C – ITA – Continental - Indústria Têxtil do Ave

Max, max – Máximo

Min, min – Mínimo

PME – Power Monitoring Expert

RSECE – Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios

UTAN – Unidade de tratamento de ar novo

# 1 Introdução

## 1.1 *Objetivos do Trabalho*

O objetivo final desta dissertação foi a otimização de um dos sistemas de climatização da Continental – Indústria Têxtil do Ave (C – ITA), constituído por quatro centrais de climatização adiabática que possuem limitações ao nível de eficiência e volume de caudal insuflado. Por forma a atingir estes objetivos foi necessário:

- ✓ Adquirir conhecimentos gerais e características acerca da indústria em estudo;
- ✓ Averiguação da implementação e eficácia das medidas indicadas para implementação num anterior estudo;
- ✓ Comparação do layout existente no estudo anterior com o atual, tendo em conta os aumentos de carga térmica existentes;
- ✓ Cálculo das fugas existentes no sistema: no interior das centrais e nas condutas associadas ao sistema;
- ✓ Maximizar o caudal de admissão de ar às centrais;
- ✓ Tendo em atenção a carga térmica atual e futura, otimizar o sistema para proporcionar o melhor conforto térmico possível;
- ✓ Verificar a eficiência dos motores existentes e a possível substituição dos mesmos, com o respetivo estudo económico;
- ✓ Comparar os resultados das centrais 1 e 2 com as centrais 3 e 4, no que toca a melhorias provenientes da implementação da automação;
- ✓ Estudo de uma solução para a monitorização e manutenção dos depósitos de água usados, tendo em consideração a possível presença de *legionella*;

## 1.2 *Enquadramento do Trabalho*

A presente dissertação enquadra-se no âmbito da unidade curricular de Dissertação/Estágio do Mestrado em Engenharia Química, no ramo de Energia e Biorrefinaria do Instituto Superior de Engenharia do Porto.

Esta dissertação consiste numa proposta de estudo por parte da Continental – Indústria Têxtil do Ave, indústria ligada ao setor automóvel quer pelo fabrico de telas e cordas têxteis para o interior dos pneus como pelo fabrico de malhas têxteis usadas no fabrico de couro de alta qualidade para o interior dos automóveis. Assim sendo, existe no interior da fábrica uma variedade de processos que requerem um elevado número de equipamentos essenciais para o fabrico dos produtos finais, mas que têm como ponto negativo ganhos caloríficos internos bastante elevados o que prejudica gravemente o conforto térmico dos colaboradores levando

a uma diminuição da produtividade e eficiência dos mesmos traduzindo-se num aumento do erro humano e propriedades dos produtos finais.

Posto isto este estudo teve dois grandes focos, a análise energética de um dos salões da fábrica, sendo este o mais crítico na questão dos ganhos caloríficos, e o estudo da viabilidade do desenvolvimento de legionella nos tanques de água das centrais de climatização assim como o respetivo plano de prevenção, manutenção e monitorização.

Relativamente ao estudo energético este é referente ao salão 2, o mais crítico, visto que no seu interior além de existirem variações consideráveis de temperatura, os valores de humidade relativa são baixos, e centra-se na otimização das quatro centrais de climatização adiabática que servem o salão, sendo que estas têm cerca de 45 anos de existência e ao longo dos anos foram sofrendo alterações e ajustes. Com este estudo pretende-se aumentar a capacidade das centrais sem que isso se traduza num incremento acentuado de energia elétrica o que por sua vez se traduz em mais gastos para a empresa, de forma a proporcionar aos colaboradores as melhores condições de trabalho em termos de conforto térmico.

Já no que toca ao controlo da legionella, este é um tema que está bastante em voga na sociedade e que preocupa a administração da C – ITA. O arrefecimento do ar é conseguido através do uso de atomizadores de água nas centrais pelo que é natural que o ar insuflado ao salão 2 tenha uma humidade mais elevada e que possua pequenas gotículas de água que poderiam conter microrganismos nocivos à saúde dos colaboradores. Esta particularidade do sistema faz com que seja necessário um controlo rigoroso da qualidade da água o que se traduz numa necessidade iminente da revisão do plano de controlo e manutenção existente para salvaguarda da saúde de todos os colaboradores.

Em suma, este estudo tem como objetivo primordial a melhoria das condições de trabalho de todos os colaboradores da C – ITA.

### **1.3 CONTINENTAL - Indústria Têxtil do Ave, S.A.**

A Continental – Indústria têxtil do Ave, nasceu em 1948, sob o nome INTEX, e surgiu como auxílio à Mabor – Manufatura Nacional da Borracha devido à dificuldade na importação desta matéria-prima para os pneus. Em 1950 a fábrica iniciou a produção, começando com cordas e telas para reforço dos pneus usando como matéria-prima o algodão.



**Figura 1.1** – Indústria Têxtil do Ave, 1950 <sup>[1]</sup>

Em 1958, devido às inovações na manufatura do pneu a matéria-prima das telas e cordas foi alterada para *rayon*, também denominado de seda artificial sendo uma fibra semissintética obtida a partir da celulose. [2]

Em plena década de 60, foi adquirida uma nova máquina de impregnar o que implicou um aumento das instalações e em 1965 a introdução do nylon, polyester e iniciando-se a utilização do processo de impregnação das telas para um maior reforço.

Nos anos 80, chegou a altura de o investimento ser realizado na aquisição de novos torcedores, aumentando assim a sua produção para 350 toneladas mensais. No fim desta década (1988) o Grupo Amorim adquiriu a ITA, tendo sido novamente realizado um aumento do número máquinas, nomeadamente os torcedores e teares.

A década de 90 começou com a renovação da tecelagem e a instalação de uma nova linha de impregnação. No ano de 1992, foi efetuada uma reestruturação da empresa, tendo-se otimizado os Recursos Humanos e adquirindo-se também a maior responsável pela dita reestruturação, a máquina de impregnar ZELL, figura 1.2, considerada o coração da empresa. Além da ZELL, foram também adquiridos teares de tecnologia de inserção por trama por projétil e torcedores Direct-Cable aumentando assim a produção da fábrica. [3]



**Figura 1.2** – Vista exterior da máquina de impregnar ZELL <sup>[4]</sup>

Em 1993 a *Continental, AG.* adquiriu 95,26% do capital social da ITA, tendo-se iniciado a certificação pelo Sistema de Gestão da Qualidade (implementado em 1994) e depois a certificação pelo Sistema de Gestão Ambiental (certificado em 1999). Só em 1998 é que a ITA passou a integrar o Grupo Continental AG, tendo-se procedido ao aumento do parque de máquinas, com a aquisição de mais equipamento na área da torcedura e tecelagem.

Novamente em 2000 e 2004 foram adquiridos novos torcedores e teares aumentando uma vez mais a produção.

No ano de 2007 foi instalado o laboratório de desenvolvimento têxtil, com o intuito de promover a inovação do método de fabrico e do produto final.

Em 2008 foi adquirida a máquina de impregnar corda Single-End, juntamente com três torcedores.[5]

A nova adição aos produtos finais foram as malhas para couro de alta qualidade (usado no interior dos automóveis) em 2012, tendo assim a ITA adquirido uma série de maquinaria nova, nomeadamente os teares circulares e a râmula.

Por último a empresa passou a designar-se Continental – Indústria Têxtil do Ave em 2013 e o seu laboratório de desenvolvimento foi acreditado como o Laboratório de Investigação & Desenvolvimento da Continental AG.

Atualmente a Continental – Indústria Têxtil do Ave continua com projetos para que se possa renovar e destacar na sua área de negócio.

## **1.4 Organização do Trabalho**

Este relatório, encontra-se organizado em 6 capítulos, abaixo discriminados:

### **Capítulo 1**

Neste capítulo estão apresentados os objetivos assim como o enquadramento do trabalho desenvolvido e é ainda apresentada a empresa na qual o estágio decorre

### **Capítulo 2**

Este segundo capítulo demonstra o processo produtivo e oferece uma descrição breve de cada etapa do mesmo.

### **Capítulo 3**

No terceiro capítulo indica-se os conceitos e metodologias que servem de base a este projeto.

### **Capítulo 4**

O quarto capítulo deste relatório expõe o caso em estudo, indicando a descrição das centrais e do salão assim como as características de cada componente e respetivo layout. Inclui ainda uma análise ao salão em estudo, discriminando parâmetros relevantes calculados ao longo do projeto.

### **Capítulo 5**

Neste quinto capítulo encontra-se a discriminação das propostas de melhoria apresentadas, assim como os estudos económicos associados.

### **Capítulo 6**

O capítulo seis descreve as conclusões inerentes a todo o projeto, assim como propostas a serem desenvolvidas em trabalhos futuros.



## 2 O Processo Produtivo da C – ITA

A C-ITA encontra-se representada no mercado através das suas telas e cordas para o reforço de pneus assim como malhas para couro de alta qualidade. O processo destes componentes é de elevada necessidade e deve de refletir o maior rigor possível visto terem um papel marcante na segurança rodoviária.

### 2.1 Produção de Telas e Cordas

Na Figura 2.1 está esquematizado o processo de fabrico de telas e cordas de reforço para os pneus. De uma forma geral os produtos passam por um processo semelhante.

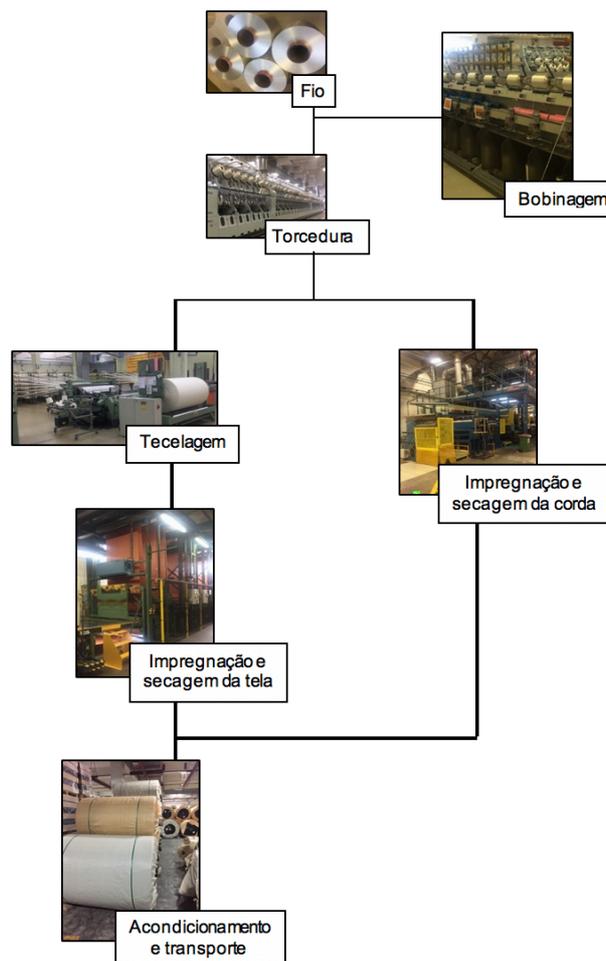


Figura 2.1 – Processo produtivo de telas e cordas da C – ITA

#### 2.1.1 Bobinagem

Esta etapa acontece no Salão 2 do piso 0 e é efetuada quando as bobinas/rolos de fio não apresentam a dimensão adequada aos equipamentos presentes. Apenas é necessário que uma pequena parte das bobines/rolos passe por este processo, visto que o restante já se encontra com as dimensões corretas.

Assim, o fio é rebobinado para bobines com a dimensão correta aproveitando-se este passo para se retirar possíveis irregularidades do fio.

### 2.1.2 Torcedura

A torcedura, figura 2.2, designa-se pela torção de dois ou mais fios com boa resistência, alta flexibilidade e durabilidade, para que assim se obtenha uma corda com estrutura coesa e uma elevada resistência à tração, abrasão, fadiga e à desintegração por forças laterais. Esta operação evita também o deslizamento entre as fibras.

Durante esta operação o fio é inicialmente torcido sobre si e após isso são torcidos dois ou mais fios para se obter a corda.



*Figura 2.2 – Seção de Torcedura*

Esta corda, após um período de estabilização, pode seguir dois caminhos. Ser usada para a produção de telas seguindo por isso para a secção de tecelagem, ou ser aplicada no pneu como corda, bastando para isso que seja termoimpregnada pelo que seguirá para a secção de impregnação da corda.

### 2.1.3 Tecelagem

Nesta secção a corda “em verde” anteriormente obtida é então aplicada na produção das telas. Para isso as bobines de corda são alinhadas em série e em paralelo e presas ao tear. Para que a distância entre as cordas seja constante é também introduzido, transversalmente, um fio de algodão ou poliéster. Conforme o tipo de produto-final requerido a C-ITA está preparada para o uso de 700 a 3100 cordas durante a produção das telas “em verde”, apesar de as especificações técnicas indicarem que o tear pode atingir as 6000 cordas.

A disposição típica de um tear pode ser observada na figura 2.3.



*Figura 2.3 – Seção de Tecelagem*

#### 2.1.4 Impregnação

Após a produção dos produtos “em verde” e a estabilização dos mesmos é necessário o reforço através da impregnação/termofixação. Este processo é efetuado através do uso de uma solução de resorcina, formaldeído e latex, onde o produto “em verde” é mergulhado antes de ser passado por uma série de estufas o que melhorará a aderência da borracha ao produto. Para que este processo possa ser efetuado existem na fábrica duas máquinas distintas: a ZELL que é usada na impregnação das telas e a Single End Cord usada na impregnação das cordas.

##### Da corda

Conforme referido acima nesta etapa é usada a Single End Cord – SEC. Para tal a corda “em verde” é colocada em suportes que alimentam a corda á máquina. No seu interior a corda, após passar pela solução química, atravessa quatro estufas para a corda seja seca. No fim deste processo a corda encontra-se apta para ser bobinada e acondicionada para transporte.



*Figura 2.4 – Entrada da corda na Single End Cord*

### **Da tela**

A fase de impregnação inicia-se com a colocação do rolo de tela “em verde” num suporte para que o mesmo seja desenrolado e introduzido no “banho” descrito anteriormente. Após passar pela solução, que adiciona compatibilidade, preenchimento e proporciona a adesão à borracha, a tela segue para as 7 estufas presentes na ZELL. A primeira tem como objetivo evaporar a água e as seguintes efetuar o tratamento térmico específico para realçar as suas propriedades. Dependente do artigo que se pretende impregnar podem estar ou não ligadas todas as estufas referentes ao tratamento térmico. Quando o processo chega ao fim a tela impregnada é novamente enrolada num rolo, sendo embalada e acondicionada para posterior transporte.

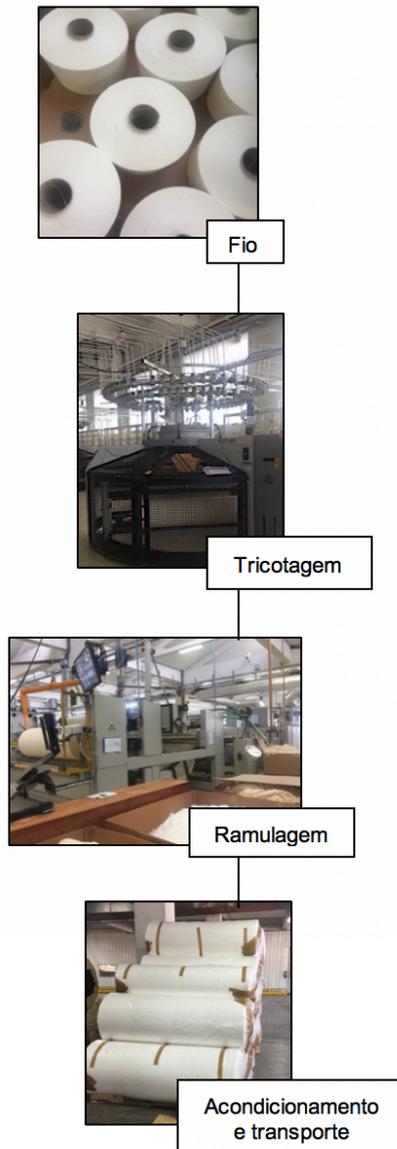


*Figura 2.5 – Máquina de Impregnar ZELL – Zona da tela já impregnada*

## **2.2 Processo Produtivo das Malhas**

O processo de produção das malhas varia bastante do apresentado anteriormente, tendo apenas duas etapas, a da tricotagem e da ramulagem antes de ser acondicionado e enviado para os clientes. A produção das malhas apenas se iniciou em 2012 pelo que é uma adição bastante recente ao leque de produtos produzidos pela C – ITA e são aplicadas na produção de couro de alta qualidade.

Este processo encontra-se esquematizado na Figura 2.6, a seguir apresentada.



**Figura 2.6** – Processo produtivo de malhas da C – ITA

### 2.2.1 Tricotagem

Nesta etapa a malha é produzida, e esta é nada mais que uma estrutura têxtil gerada por um sistema de fios interligado em “laços” feitos por agulhas de gancho, muito similar ao habitual tricô manual.

As laçadas podem ser interlaçadas umas nas outras, produzindo assim malha de trama (figura 2.7) ou podem ter as laçadas cruzadas entre si sendo obtida uma malha de teia (figura 2.8)[6].

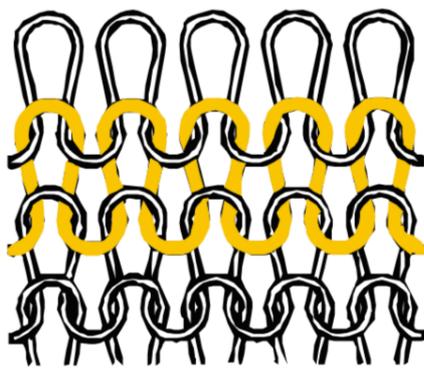


Figura 2.7 – Malha de trama<sup>[6]</sup>

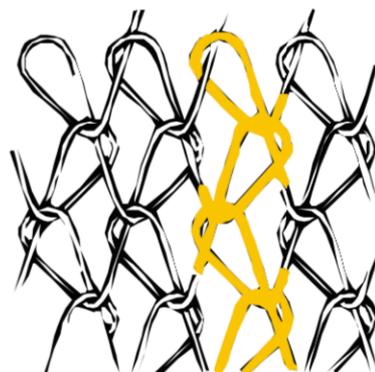


Figura 2.8 – Malha de teia<sup>[6]</sup>

Na C-ITA são usados teares circulares para a produção da malha, onde os fios são alimentados na vertical e a bobine assenta numa plataforma que roda no sentido do ponteiro do relógio, e o rolo onde é recolhida a malha gerada roda sobre si próprio (figura 2.9) obtendo-se assim uma malha de trama.



Figura 2.9 – Teares circulares presentes na C – ITA.

## 2.2.2 Ramulagem

Quando a malha sai do processo de tricotagem encontra-se pronta para seguir para a ramulagem. Nesta etapa o produto é termofixado, através de diferentes tensões aplicadas a altas temperaturas, bastante próxima da temperatura de transição vítrea para que desta forma as fibras possam ser moldadas para as condições finais pretendidas, sendo que o tempo de exposição também varia consoante o objetivo final.



*Figura 2.10 – Secção de Ramulagem – A Râmula*



### 3 Climatização na Indústria Têxtil

Ao longo dos séculos o ser humano foi-se adaptando ao diversos ambientes onde se insere e progredindo por forma a que a sua sobrevivência fosse assegurada. Um dos essenciais para esta sobrevivência assenta no vestuário. Assim, foi essencial para a nossa sobrevivência neste mundo que este sector fosse assegurado continuamente. O desenvolvimento tecnológico e o “querer mais” tão presente em nós obrigou a um desenvolvimento no sector da indústria têxtil, que hoje em dia é muito mais do que o fabrico de vestuário. Com a revolução industrial, a introdução de máquinas no processo de fabrico e o uso comum do vapor como produtor de energia passou a ser a norma o que fez com que existisse um aumento das necessidades das fábricas sendo que a solução passava pela instalação de uma fábrica têxtil junto a um rio.

Hoje em dia a necessidade de melhoria da qualidade, aumento da produtividade e a redução de custos leva a que mais maquinaria seja instalada nas fábricas, possuindo uma tecnologia muito diferente dos tempos primordiais.

A climatização responde a um dos pontos fulcrais na indústria, os ganhos de calor existentes no salão que estão associados à maquinaria, assim como a manutenção das condições climatéricas da fábrica dentro do intervalo desejável para que nem a matéria-prima nem os trabalhadores sejam prejudicados, pelo que podemos afirmar que hoje em dia a climatização na indústria têxtil não é um luxo, mas sim uma necessidade imperativa. [7]

#### 3.1 Arrefecimento Adiabático

O princípio do arrefecimento adiabático é usado desde a antiguidade para arrefecer espaços existindo indícios do seu uso em 2500 A.C. no antigo Egipto e consiste no uso de água para arrefecer o ar através da sua humificação. [8] Em outras palavras ao ar é removido calor que irá vaporizar a água tornando assim o ar húmido e diminuindo a sua temperatura, sendo este um sistema adiabático pois não existem trocas de calor com o exterior. Este mecanismo pode ser direto, onde o ar está em contacto com a água ou indireto onde o ar e a água estão separados por uma placa ou um tubo.

O primeiro sistema mecânico de arrefecimento adiabático foi inventando por Leonardo Da Vinci para refrescar um dos aposentos da esposa do seu mecenas. Este sistema era bastante rudimentar e simples, mas cumpria a sua missão de forma eficaz.[8]

##### 3.1.1 Noções de psicrometria

A psicrometria é acima de tudo o estudo do ar húmido, ou seja, a análise das propriedades termodinâmicas da mistura de ar seco com água para que seja possível o estudo dos processos que requerem ar húmido.

Para perceber melhor este conceito e a sua importância é necessário entender os conceitos de humidade relativa e absoluta, entalpia de vaporização e a temperatura de bolbo seco, de bolbo húmido e do ponto de orvalho.

Assim, a humidade relativa (HR) é expressa em percentagem e indica a quantidade de vapor de água no ar em relação à quantidade máxima que aquele ar poderia conter a uma determinada temperatura. [9] Já a humidade absoluta (HA) indica a quantidade de vapor de água por unidade de volume de ar. [10] A entalpia de vaporização, ou calor latente de vaporização, é a quantidade de calor necessária para a uma mole de líquido a uma determinada temperatura evapore. [11]

A temperatura de bolbo seco ( $T_{BS}$ ) é a temperatura do ar medida com um termómetro comum que não depende da humidade relativa do ar. Já a temperatura de bolbo húmido ( $T_{BH}$ ) é a temperatura de equilíbrio que se atinge quando um líquido é vaporizado num gás e é menor que a  $T_{BS}$ . É medida com um termómetro de mercúrio cujo bolbo está envolvido numa gaze de algodão húmida a através deste passa a corrente de ar (a velocidade constante) da qual se deseja conhecer a  $T_{BH}$ . A temperatura do ponto de orvalho ( $T_{PO}$ ), é a temperatura à qual a mistura fica saturada devido a um arrefecimento a pressão constante, ou seja, a pressão parcial do vapor de água é igual à pressão de vapor de saturação. [12]

### **Carta Psicrométrica**

A carta psicrométrica é o instrumento que permite o estudo do ar húmido e é de utilização simples e intuitiva. Esta carta é um gráfico que reúne e relaciona as propriedades mais relevantes de uma mistura ar/vapor de água a pressão constante.

Assim, ao fixar a pressão, é possível com dois dos parâmetros abaixo, caracterizar a mistura apresentada:

- ✓ Temperatura de bolbo seco
- ✓ Temperatura de bolbo húmido
- ✓ Temperatura do ponto de orvalho
- ✓ Humidade relativa
- ✓ Humidade absoluta
- ✓ Entalpia de vaporização

Posto isto através deste gráfico é possível obter as propriedades do ar húmido, e é ainda possível descrever os processos bases da climatização, conforme se observa na Figura 3.1:

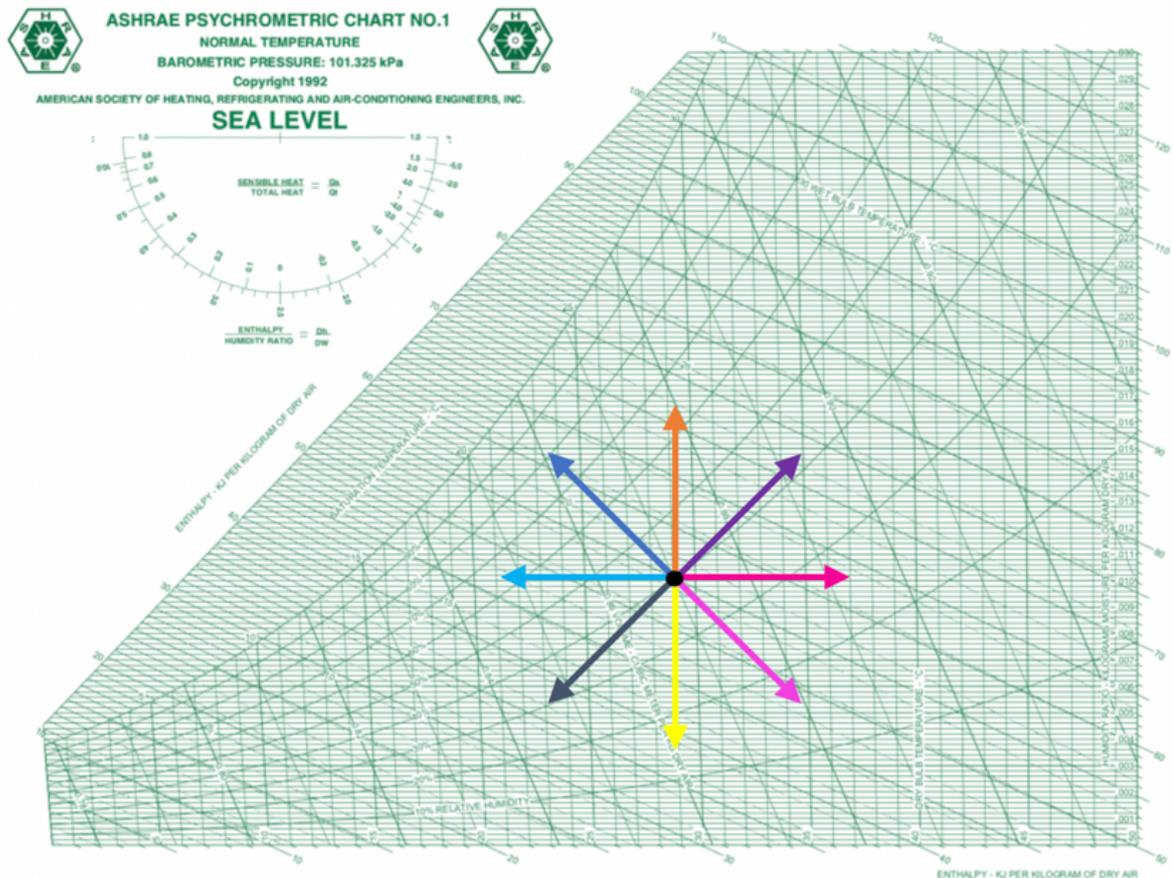


Figura 3.1 – Carta psicrométrica com representação esquemática dos processos de climatização<sup>[13]</sup>

Legenda da figura 3.1:

- Arrefecimento
- Aquecimento
- Humidificação
- Desumidificação
- Arrefecimento e humidificação – Arrefecimento adiabático
- Arrefecimento e desumidificação
- Aquecimento e humidificação
- Aquecimento e desumidificação

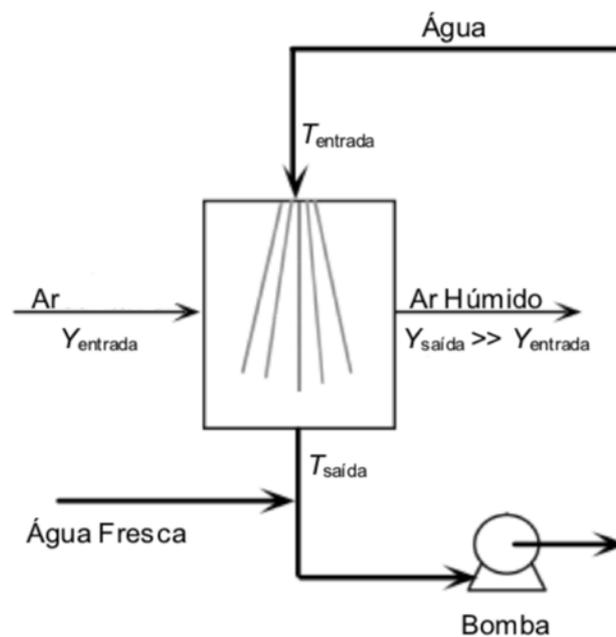
No fundo, com o auxílio deste gráfico é possível, sabendo dois parâmetros das características do ar em estudo, prever como o mesmo irá evoluir em algum dos oito sentidos possíveis, obtendo-se assim conclusões acerca da eficiência de sistemas ou condições de utilização, por exemplo.

### 3.1.2 Base do arrefecimento adiabático direto

O arrefecimento adiabático consiste então num arrefecimento do ar onde o mesmo é humidificado sem que existam trocas de calor com a fronteira, por forma a que a temperatura

da água líquida seja igual na entrada e na saída, e que a massa de água que circule seja bastante superior à evaporada.

O princípio base deste processo consiste na passagem de ar por um painel sólido poroso húmido (painel evaporativo), ou então, por uma câmara de humidificação onde um sistema de atomização pulveriza a água através de micropartículas, assemelhando-se a um nevoeiro, de forma homogénea pelo espaço, sendo esta homogeneidade atingida devido ao caudal de ar imposto pelo ventilador. Desta forma o ar, como não se encontra saturado ( $HR < 100\%$ ), ao passar pela água faz com que esta evapore. Esta mudança de estado físico – líquido para vapor – requerer um consumo de energia conhecido como entalpia de vaporização, que é necessário ser absorvido de alguma fonte. Assim esta fonte torna-se o próprio ar, que cede energia para a vaporização da água fazendo com que a sua temperatura baixe. Este sistema encontra-se esquematizado na figura 3.2.



**Figura 3.2** – Esquema representativo do processo de humidificação do ar<sup>[12]</sup>

Um sistema de arrefecimento adiabático direto pode ser classificado quanto ao tipo de acessórios usados na humidificação do ar. Assim:

✓ Lavador de ar: Neste caso, existe uma câmara, que usando atomizadores de água, pulverizam a água num fino nevoeiro, enquanto o ar passa nessa câmara, sendo assim lavado e arrefecido.

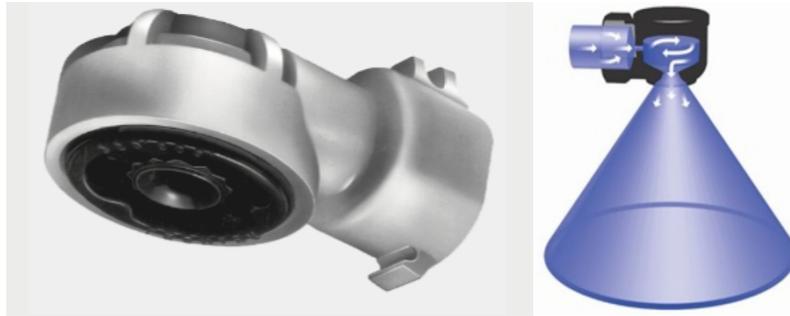


Figura 3.3 – Exemplo de atomizadores<sup>[14]</sup>

✓ Painel evaporativo fibroso: São painéis, geralmente com 50 mm de espessura, e são tratados quimicamente para prevenir o crescimento de microrganismos e aumentar a sua molhabilidade. Após isso são montados em molduras de aço galvanizado ou plástico e a água é alimentada no topo do painel por um conjunto de tubagens, passando assim por todo o painel e sendo o seu contacto com o ar privilegiado.



Figura 3.4 – Exemplo de um painel evaporativo fibroso<sup>[15]</sup>

✓ Painel evaporativo rígido: São painéis de material rígido, com cerca de 50 a 300 mm de espessura, compostos por plástico, celulose impregnada com resina ou fibra de vidro, onde a água e o ar têm um fluxo cruzado, sendo os canais verticais geralmente para a água e os horizontais para o ar.



**Figura 3.5** – Exemplo de um painel evaporativo rígido<sup>[16]</sup>

✓ Roda rotativa: é uma roda, feita a partir de materiais não corrosivos como o plástico, celulose impregnada com resina, fibra de vidro ou liga de cobre, encontra-se submergida no tanque de água em cerca de 150 a 250 mm e é montada transversalmente á direção do fluxo de ar que atravessa a roda pelos canais nela existentes, promovendo assim um contacto direto com a água. [17]



**Figura 3.6** – Exemplo de uma roda rotativa<sup>[18]</sup>

Assim, para que o uso de um sistema de arrefecimento adiabático seja possível é necessário que as condições de temperatura e humidade da região geográfica a instalar o equipamento tenha um determinado comportamento. Visto que este sistema baseia o seu princípio na humedificação do ar e o calor absorvido nesse processo é de grande importância que a humidade da região se mantenha abaixo de 60% (idealmente) nos dias de uso do sistema e que o clima tenha tendência a ser seco e quente para permitir que o sistema de arrefecimento adiabático tenha uma maior eficácia, sendo que esta rondará os 75 a 95%. [17]

Este sistema apresenta, como qualquer outro, vantagens e desvantagens que devem de ser tidas em consideração aquando a sua escolha. A nível de vantagens podemos observar o custo associado á sua utilização pois este não é muito elevado, por exemplo em comparação com *chillers*, visto que a água a usar apenas necessita de um bomba para recirculação já que é usada á temperatura ambiente e o ventilador de insuflação é comum a todos os aparelhos de AVAC. A sua manutenção prende-se com a limpeza dos filtros e resíduos acumulados no

tanque de água a recircular, visto que a câmara de atomização serve como lavador de ar. Já no que se refere às desvantagens, é necessária especial atenção á qualidade do ar insuflado e análises bacteriológicas regulares á água usada, pois o ar insuflado contém gotículas de água que podem transportar bactérias prejudiciais á saúde dos ocupantes do salão. Este sistema, como referido acima, apenas deverá ser usado em zonas onde o ar admitido tenha uma humidade baixa por forma a que o seu potencial de humedificação seja aproveitado ao máximo o que poderá levar a que o equipamento não possa de todo ser instalado ou que no inverno este permaneça com bomba de água desligada, insuflando assim o ar á temperatura exterior (se e só se for verificado que a temperatura média nestas ocasiões suprime as necessidades da zona a climatizar).

### **3.2 Conforto térmico**

De acordo com a ISO7730 o conforto térmico é “o estado de espírito que expressa satisfação com o ambiente térmico”. Ou seja, é algo relativo e que será influenciado pela idade, vestuário, tipo de trabalho a desenvolver e sexo dos ocupantes do local a analisar.

Devido às características inerentes ao ser humano, somos seres que produzem calor, e apesar de regularmos a nossa temperatura corporal em situações extremas tal não é possível. Dai que surge a hipotermia ou a hipertermia associadas a estados de pouco ou muito calor ao qual o ser humano está sujeito. Este calor produzido é avaliado em met (equivalente a 50 kcal/h.m<sup>2</sup>) e, por exemplo, para um individuo do sexo masculino europeu a média é de 1 met e sendo que a área de pele exposta é de cerca de 1,80 m<sup>2</sup>, ao passo que um individuo do sexo feminino apenas possui em média 1,60 m<sup>2</sup> logo terá uma produção de calor mais baixa o que influenciará a sua percepção térmica.[19]

Assim em primeira instância é necessário avaliar as condições dos operadores, analisando ao pormenor a roupa usada e tipo de material da qual é fabricada, avaliando também o tipo de trabalho elaborado, verificando ao detalhe a sua duração e variedade. Deverá também de fazer-se um levantamento da distribuição de idades e género dentro da zona a estudar.

Como se pode entender estes fatores são bastante relativos e será impossível ter uma temperatura, humidade e velocidade do ar tal que satisfaça todos os ocupantes da zona a estudar. Desta forma o procedimento mais correto será o garantir as condições ótimas que satisfaçam em pleno mais de 80% dos ocupantes para que todos possam qualificar o ambiente de trabalho em termos térmicos como bom.

Para se assegurar este conforto é então definido qual a conjugação de temperatura, humidade relativa e velocidade do ar que irá ser necessária para se oferecer um conforto térmico aos ocupantes.

Desta análise de parâmetros a literatura considera que a velocidade do ar é difícil de controlar de forma precisa pelo que se foca mais no controlo da temperatura e da humidade

relativa. De acordo com a ASHRAE o diagrama que relaciona a temperatura com a humidade relativa e o isolamento oferecido pela roupa para ser possível determinar as condições num ambiente considerado normal será o apresentado na figura abaixo.

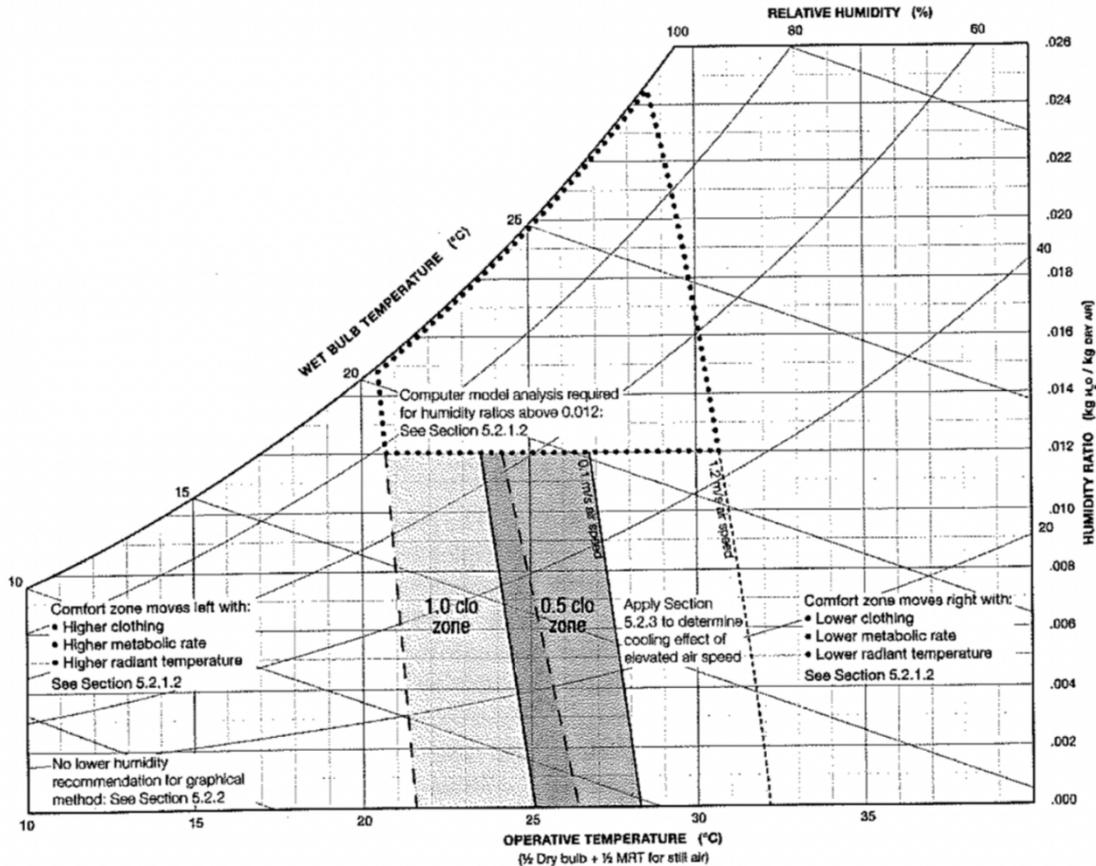


Figura 3.7 – Gráfico do conforto térmico, segundo a ASHRAE [20]

Com o gráfico apresentado na figura 3.7 é então possível determinar uma gama de temperaturas e humidade relativa para as condições apresentadas no local em estudo. Por exemplo a zona assinalada com 0,5 clo refere-se a ocupantes cujo vestuário é um camisola de mangas curtas e uns calções onde a temperatura varia entre os 25 e os 28°C e a humidade absoluta entre os 0 e os 0,012 Kg água/Kg ar seco.

### 3.3 Efeitos biológicos – a legionella

Uma das preocupações presentes aquando a aquisição e utilização de um equipamento de climatização que necessite do uso de água é o carácter físico, químico e biológico da água usada, assim como o que se poderá desenvolver durante o seu uso.

Assim, além de regularmente serem realizadas análises e a água ser renovada existe um microrganismo que deverá de ser severamente controlado, sem margem para erro. Falamos do género *Legionella*, um microrganismo que se encontra presente em ambientes aquáticos naturais e artificiais, como redes prediais de abastecimento de água quente e fria, sistemas

de ar condicionado, torres de arrefecimento, e sistemas de arrefecimento (humidificadores, condensadores evaporativos, etc.).

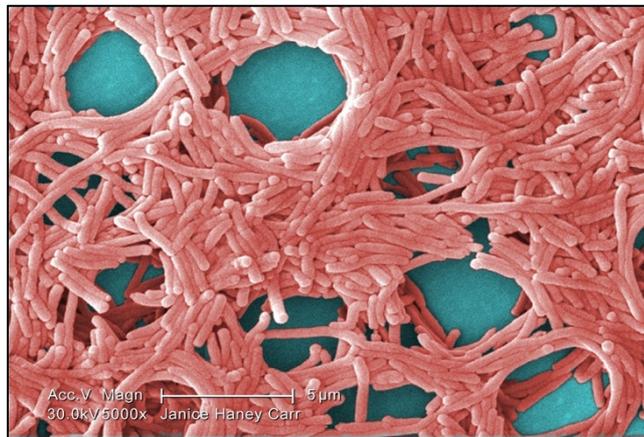
Este microrganismo apesar de se apresentar subdividido em 47 espécies, apenas uma das espécies é a mais patogénica, necessitando assim de uma atenção elevada dos técnicos de manutenção dos equipamentos e provocando uma reação mais efusiva do público em geral.

A *legionella pneumophila* é então a espécie do género *legionella* que mais preocupação suscita, apesar de não ser a única espécie patogénica.

### 3.3.1 Características do microrganismo

Este microrganismo, a *legionella pneumophila*, caracteriza-se assim por ser uma bactéria aeróbia cuja alimentação é a base de aminoácidos, nomeadamente a L-Cisteína e necessita que o meio de cultura contenha ferro para a sua proliferação, sendo ainda nutricionalmente exigente pelo que o seu cultivo *in vitro* torna-se árduo. São termotolerantes pelo que o seu desenvolvimento é privilegiado em águas quentes e têm uma gama de pH fixa propícia ao seu desenvolvimento.

Possui a forma de bacilos e são gram – negativas, sendo que quando são tratadas com a coloração gram apresentam uma cor rosada ou avermelhada. Têm tendência a ser móveis, apresentando flagelos assim como fímbrias.



**Figura 3.8** – Microscopia eletrônica de varredura da *legionella pneumophila*<sup>[21]</sup>

As suas condições ótimas de crescimento prendem-se não só com a temperatura e pH do meio aquoso, mas também de certos componentes que deverão estar presentes. Assim, e em suma, os fatores que favorecem o crescimento da bactéria são:

- ✓ Temperatura de crescimento: 20°C a 45°C
- ✓ Temperatura ótima de crescimento: 35°C a 45°C
- ✓ pH: 5 a 8
- ✓ HR: > 60%
- ✓ Presença de: algas, amibas, protozoários, ferro;
- ✓ Existência de um biofilme na superfície do meio aquoso

### 3.3.2 Riscos associados

Este microrganismo encontra-se associado á Doença dos Legionários, detetada pela primeira vez em 1976. O seu nome parte das suas primeiras vítimas. O surto inicial ocorreu no Hotel Bellevue na Filadélfia, EUA onde estava a decorrer um congresso de veteranos da Legião Americana que ao segundo dia começaram a apresentar sintomas parecidos com uma pneumonia. Após 6 meses de investigação e muitas hipóteses foi descoberta pela primeira vez a bactéria no sistema de ar condicionado do hotel, sendo ai batizada de Legionella.

A sua transmissão é efetuada por inalação de gotículas de água contaminada que devido ao seu diminuto tamanho alojam a bactéria nos pulmões o que possibilita a mesma de entrar em contacto com os alvéolos pulmonares. A sua ingestão não provoca qualquer tipo de enfermidade visto ser necessário o contacto da bactéria com os pulmões para que se seja contaminado. O contágio entre pessoas não se verifica.

Existem grupos de risco associados que envolvem todos aqueles com um sistema respiratório comprometido como é exemplo os fumadores e as pessoas com problemas crónicos a nível pulmonar.

Os sintomas assemelham-se aos de uma pneumonia, e passam por febres altas, arrepios, dores de cabeça e musculares em primeira instância. Após isso poderá começar a surgir dificuldades respiratórias e a tosse seca.[22]

### 3.3.3 Prevenção e cuidados

Visto que a taxa de mortalidade desta doença é considerável e o seu aparecimento muitas vezes provém de negligência o seu controlo está regulamentado através do Decreto-Lei nr. 306 de 27 de agosto de 2016.

De uma forma geral são indicadas as seguintes boas práticas:

- Evitar zonas de águas paradas, ou de armazenamento prolongado, nos diferentes sistemas;
- Utilizar mecanismos de combate aos fenómenos de corrosão e incrustação
- Efetuar o controlo e monitorização da qualidade da água do processo, quanto ao residual de biocida, ao pH, à dureza, à alcalinidade, ao no de colónias a 22 e 37°C e à Legionella.

Estas boas práticas resumem o essencial da prevenção da legionella. Em caso de deteção da bactéria no sistema é necessário proceder a uma série de verificações e procedimentos para se garantir o funcionamento correto.

O manual da Comissão Sectorial para a Água define o plano de ação, com base no DL 306/2006, em 3 grandes grupos de equipamentos. Os sistemas de arrefecimento, as redes prediais de água quente e fria e o sistema de água climatizada de uso recreativo.

Neste caso iremos debruçarmo-nos de forma mais aprofundada sobre os sistemas de arrefecimento coletivos. Segundo a lei as intervenções baseiam-se em 3 tempos de vida. De forma regular e ao longo de todo o tempo de funcionamento deve de ser efetuada a inspeção e manutenção do sistema, verificando componentes, analisando as características físico química e microbiológicas da água em uso, proceder a limpezas e reparações do mesmo. Aquando o arranque pela primeira vez do sistema, quando o mesmo se encontra parado durante mais de um mês ou quando existem alterações estruturais ou reparações profundas deve de se limpar e desinfetar o sistema através do uso de cloro e a limpeza de incrustações em componentes do sistema e recircular a água clorada para permitir a limpeza das tubagens.

A última instância de intervenção no sistema prende-se com o aparecimento de legionella. Quando é detetada na água presente no sistema o mesmo deve de ser imediatamente parado e deve-se de proceder á sua limpeza e desinfeção de acordo com o estipulado por lei para se garantir a segurança do sistema. Este passo, de forma simples, prende-se com o uso de cloro para a desinfeção e limpeza do sistema assegurando valores limite para que no fim, e após 15 dias da entrada em funcionamento do sistema, se possa voltar a fazer análises físico químicas e microbiológicas á água assegurando assim que foi ultrapassado o período de incubação da bactéria.[22]

De uma forma geral em caso de deteção da legionella na água do sistema as medidas a efetuar dependerão do número de unidades formadores de colónias (UFC) encontradas por litro e estão detalhadas na tabela abaixo.

**Tabela 3.1** – Ações a efetuar em caso de deteção de legionella<sup>[22]</sup>

<b>Número UFC (UFC/L)</b>	<b>Ação proposta</b>
100 - 1000	→ Revisão do programa de manutenção em vigor. → Analisar a água após 15 dias.
1000 - 10000	→ Revisão do programa de manutenção em vigor com vista em diminuir as concentrações de <i>legionella</i> ; → Análise após 15 dias, sendo que se o valor for < 100 deve-se de analisar após um mês. Caso seja >100 deve-se de voltar a efetuar a manutenção preventiva; → Ultrapassando os 1000, deve proceder- -se a uma limpeza e desinfeção e realizar uma nova análise ao fim de 15 dias
>10000	Parar o sistema e esvaziá-lo caso seja necessário e proceder á limpeza e desinfeção profunda antes de iniciar o sistema. Realizar uma nova análise ao fim de 15 dias

Assim, com base nas indicações da Direção Geral de Saúde e na legislação portuguesa é fácil delinear um programa preventivo e de correção.



## 4 Caracterização das Centrais de Climatização da C – ITA

As centrais em estudo foram construídas entre 1965 e 1966 e ao longo dos anos foram sofrendo variadas alterações, desde do tipo de arrefecimento até à recirculação ou não do ar de exaustão. Posto isto, no decorrer deste capítulo iremos analisar as centrais na sua disposição atual e quais os pontos em défice.

### 4.1 Centrais de Climatização Adiabática

A C-ITA possui vários sistemas de climatização adiabática, quatro dos quais têm como função climatizar o piso 0 do salão 2, fazendo com que cada central atue numa das quatro zonas fictícias do espaço. Estas zonas fictícias têm necessidades diferentes já que o tipo e o número de máquinas presentes em cada zona é variável.

O *layout* atualizado das centrais pode ser observado na figura 4.1, e visualizamos que o percurso do ar inicia-se no ponto 1 onde o mesmo é admitido através de uma grelha com lâminas. Após isso passa para uma câmara onde existe um tanque de água (ponto 2) e a humidade do ar aumenta ligeiramente sendo encaminhado para o laminador de ar (ponto 3). Quando o ar entra na câmara de humedificação (ponto 4) a humidade do ar aumenta, sendo que este aumento é possível devido aos atomizadores de água (ponto 5). Antes do ar ser insuflado passa novamente por um separador de gotas (ponto 6) e só depois é encaminhado para o ventilador de insuflação (ponto 7).

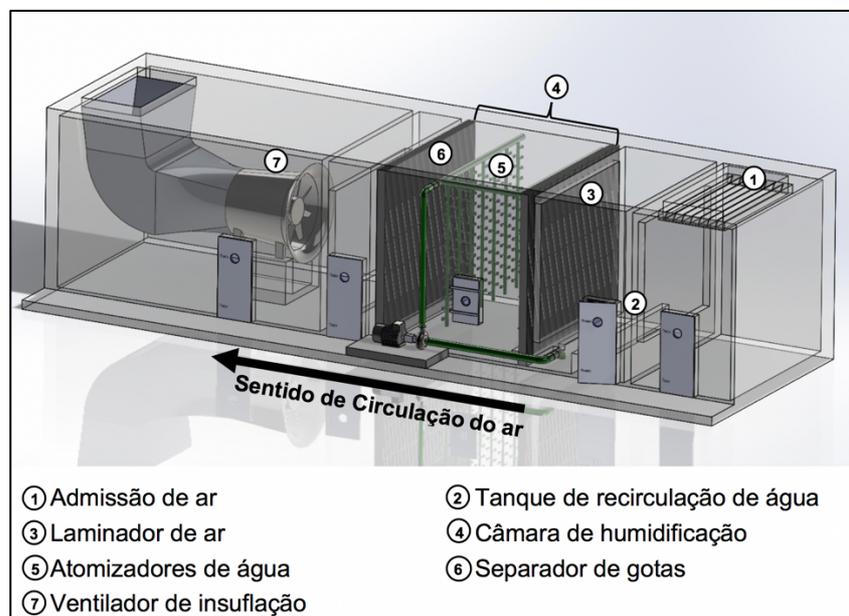
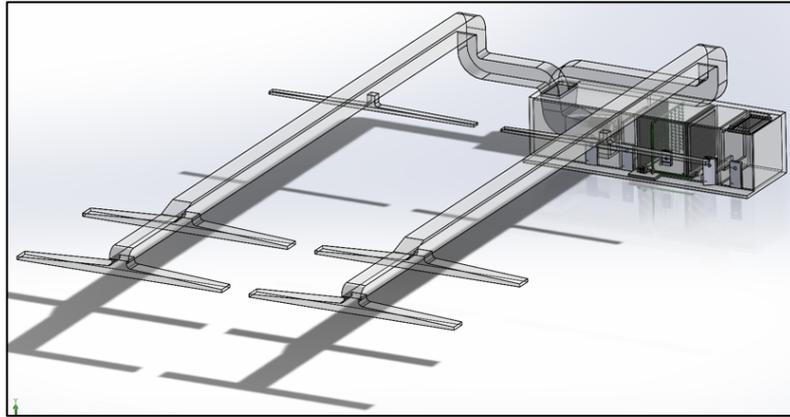


Figura 4.1 – Configuração tipo das centrais de climatização em estudo

Após o ventilador a conduta de insuflação é dividida em dois, e cada ramificação é encaminhada para uma das duas abóbadas associadas a cada central. Estas ramificações têm então 3 zonas nas quais se encontram ligadas a grelhas instaladas no teto do salão, por

forma a insuflar o ar fresco (figura 4.2). Estas condutas não se encontram isoladas e tem nas suas imediações (apesar de não representadas na figura) as condutas de exaustão, isoladas termicamente. Esta representação esquemática é fiel ao observado nas CC 1 e 2, mas ligeiramente diferente nas CC 3 e 4, onde os coletores centrais não são tão extensos e as ramificações para insuflação tem um esquema ligeiramente diferente.



**Figura 4.2** – Posição das condutas de insuflação e respetivas grelhas, por central de climatização

A disposição atual das grelhas (assinaladas a cor-de-rosa) no salão 2 está representada no Anexo A e assim observa-se as 3 zonas de insuflação por central anteriormente referidas. Podemos também comparar a posição das grelhas face ao *layout* máximo do salão assim como observar as 4 zonas fictícias associadas a cada central conforme descrito acima.

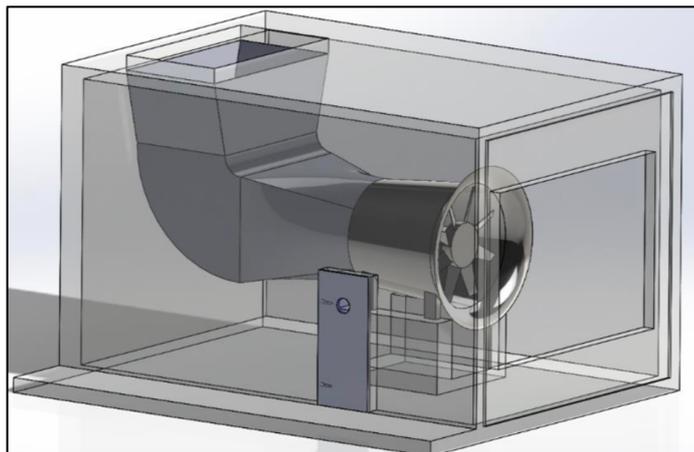
#### 4.1.1 Ventiladores

Para que a insuflação do salão 2 seja efetuada, cada central está equipada com um ventilador de insuflação cujas características se encontram na tabela 4.1 e a sua curva característica no Anexo B.

**Tabela 4.1** – Características dos motores acoplados aos ventiladores das centrais

Potência Absorvida (kW)	Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Pressão total (Pa)	RPM	Ângulo das pás	Potência/RPM (kW/1000 rpm)
30	111664	736	980	45°	37

Conforme se observa na tabela, teoricamente cada ventilador poderá atingir, e sem que para isso seja necessário um maior consumo de energia elétrica, caudais de insuflação na ordem dos 110 000 m<sup>3</sup>/h o que não irá suprimir assim as necessidades do salão.



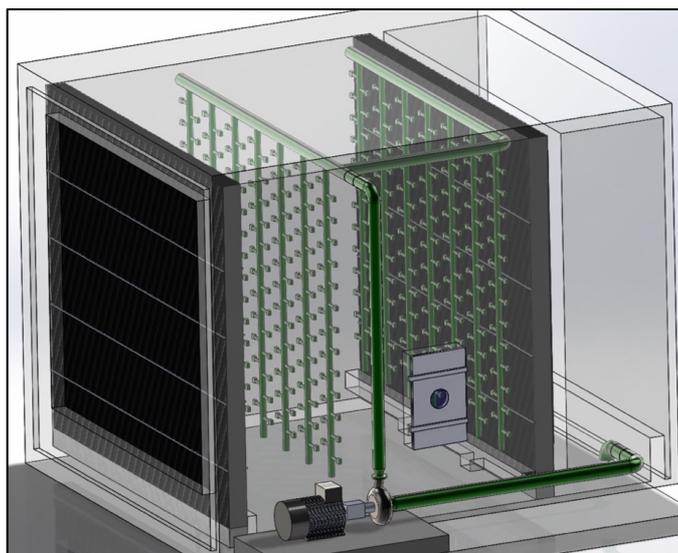
**Figura 4.3** – Representação esquemática da câmara do ventilador da central de climatização

Estes ventiladores encontram-se na última câmara da central, segundo o sentido de circulação do ar e conforme representado acima, desempenhando um papel fulcral na eficácia do sistema de climatização, debitando para as condutas de insuflação o ar fresco que posteriormente é encaminhado para o salão 2.

#### 4.1.2 Bombas de água

No processo de arrefecimento adiabático do ar é usada água industrial. Normalmente é usado a água proveniente do poço, mas quando este seca é automaticamente usado o furo o que geralmente acontece no verão.

Após o tanque se encontrar cheio a bomba realiza a recirculação da água entre o tanque e os atomizadores e sempre que necessário é introduzido água de compensação no tanque. Estes atomizadores estão dispostos em fileiras sendo que, conforme se observa na figura 4.5, existem duas fileiras, totalizando 378 atomizadores (folha de características no Anexo C)



**Figura 4.4** – Representação esquemática da câmara de humidificação da central de climatização

A bomba usada, da marca Grundfos e do tipo NK65 – 200/217 A1-F-A-BAQE, tem as características tanto do motor como da bomba em si abaixo apresentadas e a sua curva característica encontra-se no Anexo D.

**Tabela 4.2** – Características do motor e da bomba de água

Potência Nominal (kW)	RPM	Conversor de Frequência	Pressão máxima (bar)	H (m)	Caudal (m <sup>3</sup> /h)
30	2950	Sim	16	58,2	132,4

## 4.2 Salão em estudo

O salão em estudo, localiza-se no piso 0 do salão 2 da fábrica da C – ITA, comporta grande parte dos torcedores que a empresa possui e está ligado ao Salão 1. Tem uma área de 6380,2 m<sup>2</sup> e possui uma capacidade máxima de 29 torcedores, mas atualmente apenas contém 24 torcedores.

O *layout* para a capacidade máxima do salão encontra-se representado no Anexo E, e é constituído por torcedores ICBT, Jing Wei, Oerlikon e Verdol UT60 assim como duas bobinadeiras no centro do salão e uma zona de inspeção.

Parte dos equipamentos apresentados encontram-se ligados ao anel de exaustão presente no teto do salão e outra parte tem exaustão própria, ou seja, encontra-se ligado diretamente ao exterior do salão. As bobinadeiras não possuem sistema de exaustão visto não produzirem calor que justifique ser considerado.

O salão apresentado já sofreu variadas alterações ao longo dos anos, desde o tipo de máquinas presentes até à quantidade das mesmas e continuará a sofrer alterações pelo que é importante que a otimização do sistema de climatização seja executada prevendo uma ocupação máxima do salão e uma distribuição uniforme e eficiente de ar novo.

### 4.2.1 Características das máquinas existentes

No Salão 2 existem quatro tipos de máquinas que possuem exaustão, contribuindo assim para um aumento da necessidade de climatização no Salão. Assim, os torcedores existentes com exaustão são Jing Wei, Oerlikon, Verdol e ICBT, e este último pode apresentar um ou dois pontos de exaustão.

Estes quatro tipos de torcedores funcionam 24h sobre 24h e quase todos possuem 136 fusos distribuídos ao longo dos dois lados da máquina (64 em cada lado).

#### Jing Wei

Este equipamento presente no salão 2 é usado comumente para, além de torcer o fio sob ele próprio, também produzir corda (torção de dois ou mais fios entre eles) e no que toca a ventilação possui 3 pontos de extração do ar quente produzido. Cada ponto de exaustão encontra-se equipado com um ventilador cujo motor tem uma potência teórica de 5,5 kW e

está dimensionado para um caudal de 9 000 m<sup>3</sup>/h, perfazendo um caudal de exaustão total de 27 000 m<sup>3</sup>/h. Este equipamento possui uma potência real de aproximadamente 120 kW (máquina e exaustão).



**Figura 4.5** – Jing Wei presente no Salão 2

### **ICBT**

O ICBT está subdividido conforme os pontos de exaustão existentes. Assim temos ICBT com dois pontos de exaustão (na cabeceira e no final da máquina) onde os ventiladores associados a cada ponto são equivalentes aos usados no JING WEI, tendo a mesma potência e caudal de exaustão.

Já no ICBT com apenas um ponto de extração na cabeceira da máquina (figura 4.6) o ventilador associado possui uma potência teórica de 7,5 kW.

O seu caudal de extração teórico será de aproximadamente 27 000 m<sup>3</sup>/h como os Jing Wei, sendo indiferente o número de ventiladores.

No que toca à potência da máquina e do ventilador, temos uma variação de 120 a 140 kW para os ICBT presentes, à exceção do ICBT nr. 15 que apenas possui aproximadamente 80 kW de potência e não tem acoplado qualquer tipo de ventilação. Este ICBT nr. 15 é um torcedor de fio, enquanto que os restantes ICBT são torcedores de cabo.



**Figura 4.6** – ICBT

### **Oerlikon**

De acordo com o fabricante os Oerlikon CC3 têm um caudal de exaustão de 200 m<sup>3</sup>/h por fuso o que perfaz uma necessidade de extração total de 27 200 m<sup>3</sup>/h por cada máquina. Assim este equipamento possui 3 pontos de extração sendo que em cada está associado um ventilador cujo motor tem uma potência teórica de 5,5 kW e a potência real da máquina juntamente com os ventiladores é de aproximadamente 150 kW.



*Figura 4.7 – Oerlikon*

### **Verdol**

Já este equipamento está equipado com apenas um ventilador de 7,5 kW e tem uma variedade bastante elevada de usos. Assim, esta máquina pode ser usada para torcer o fio sob ele próprio ou para fazer corda com 2 ou mais fios.

No que toca á potência real da máquina, juntamente com o ventilador acoplado, esta é de aproximadamente 60 kW.



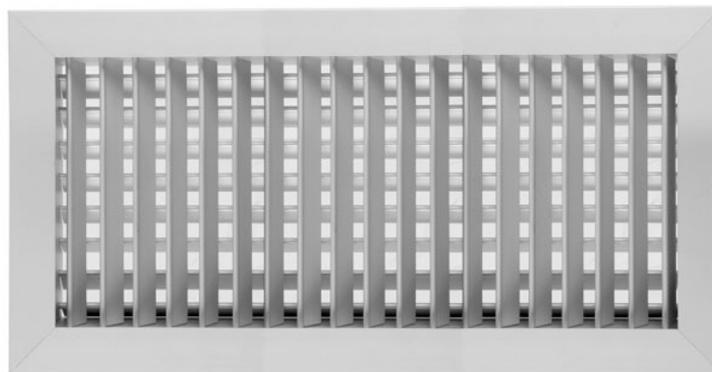
*Figura 4.8 – Verdol*

### 4.3 Análise do Salão

A análise ao salão 2 tem como objetivo identificar as condições atuais do local para uma maior facilidade na compreensão da sua climatização e os pontos a melhorar. Assim de uma forma geral verificaram-se os principais pontos do salão conforme discriminado a seguir.

#### 4.3.1 Caudal insuflado ao Salão 2

A insuflação no Salão 2 é assegurada pelos 4 ventiladores que existem nas centrais de climatização e é distribuída através de condutas instaladas no sótão que estão ligadas a grelhas colocadas no teto com dimensões de 20 x 100 cm e de 45 x 80 cm, similares às apresentadas na figura 4.9.



**Figura 4.9** – Tipo de grelhas existentes no teto do salão 2 para insuflação do ar fresco.

Cada ventilador está associado a um variador de frequência por forma a que seja possível variar a velocidade do ventilador conforme as condições no interior do salão. Assim cada variador opera entre 15 e 50 Hz, sendo que no caso da Central 1 o ventilador se encontra limitado a 40 Hz devido ao desgaste e idade avançada da virola do mesmo.

Através da medição da velocidade do ar, usando um anemómetro Testo 480, nas condutas de insuflação foi possível determinar o caudal de ar fresco insuflado real por cada central, perfazendo um total de 357 860 m<sup>3</sup>/h, conforme se observa na tabela 4.3.

**Tabela 4.3** – Caudais de ar insuflados ao salão 2, por central de climatização

Central de Climatização	Variador de Frequência (Hz)	Caudal de Insuflação (m <sup>3</sup> /h)
1	40	64 085
2	50	98 031
3	50	108 817
4	50	86 927
<b>Total</b>		<b>357 860</b>

Agregando os dados apresentados na tabela 4.1 do ponto 4.1.1, com os dados apresentados na tabela acima conseguimos logo identificar o baixo aproveitamento do

desempenho dos ventiladores. Verificamos então, que com o mesmo consumo energético existem diferenças (e sem considerar a central 1 devido á sua limitação de velocidade) entre o caudal teórico e o real, o que significa um défice entre 2 847,25 e 24 737,5 m<sup>3</sup>/h de caudal de ar fresco insuflado. Esta perda de caudal poderá estar associada a fugas no sistema devido ao mau estado das condutas e às perdas de carga inerentes ao percurso do ar até ser insuflado.

Este caudal insuflado também nos indica que existem cerca de 10 renovações horárias do ar no interior do salão. Visto que o mínimo exigido por lei é a renovação de 40% do volume do salão por hora, esta taxa encontra-se bastante superior aos mínimos impostos legalmente.

### 4.3.2 Exaustão do Salão 2

A exaustão das máquinas presentes no piso 0 do salão 2 é efetuada de duas formas. Uma parte das máquinas tem uma exaustão própria, ou seja, o ar quente extraído é encaminhado diretamente para o exterior com o auxílio de ventiladores, e outra parte das máquinas tem um exaustão conjunta, sendo o ar quente extraído pelos ventiladores para uma rede de condutas que alimentam um anel de ar quente situado no teto do salão. Este ar quente presente no anel é encaminhado então para zonas que necessitem de aquecimento, por exemplo a zona administrativa e o piso 2 da máquina de impregnar ZELL, ou diretamente para o exterior.

As saídas do ar quente do anel de exaustão para o exterior são efetuadas recorrendo ao efeito chaminé e estão localizadas na lateral do edifício assim como na cobertura, á exceção da saída para o piso 0 e 1 da máquina de impregnar ZELL, que caso esteja fechada por não ser necessário o aquecimento, o ar é encaminhado para o exterior como o auxílio de um ventilador.

O anel existente encontra-se projetado para uma pressão máxima de 80 Pa, mas devido ao aumento do número de máquinas a ele conectadas, neste momento a pressão ronda os 140 a 150 Pa sendo que por isso o mesmo se encontra subdimensionado para o panorama atual.

Verificando-se os caudais teóricos de exaustão das máquinas apresentados no ponto 4.2.1, com os dados recolhidos em algumas das máquinas (devido ao facto de acesso ao interior da conduta não ser de fácil execução não foi possível recolher em todas) e compilados na tabela 4.4, conseguimos depreender que na realidade está a ser extraído um caudal de ar maior do salão 2 do que aquele que é insuflado tendo assim um caudal de exaustão real de 698 000 m<sup>3</sup>/h.

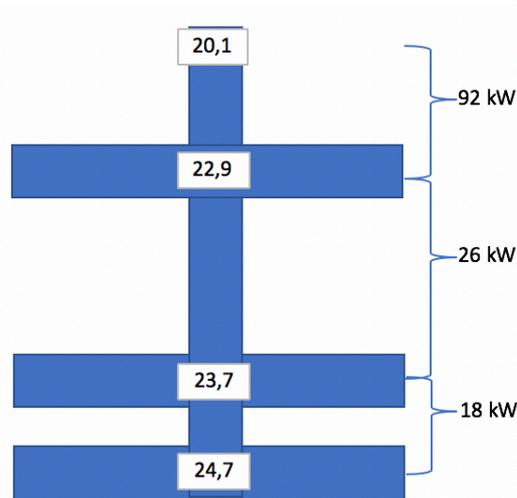
**Tabela 4.4** – Caudal de exaustão teórico e real de cada máquina

Máquina	ICBT	Jing Wei	Oerlikon	VERDOL	Total
<b>Caudal exaustão teórico total (m<sup>3</sup>/h)</b>	486 000	27000	108 800	27000	648 800
<b>Caudal exaustão real total (m<sup>3</sup>/h)</b>	504 000	27 000	140 000	27 000	698 000

Esta discrepância entre o rácio insuflação/exaustão leva ao um défice de pressão no salão transformando-o num “aspirador” gigante o que se traduz numa influência negativa na qualidade do ar interior e no funcionamento das máquinas devido ao ar aspirado do exterior, através de fissuras e janelas/portas abertas, encontrar-se poluído.

### 4.3.3 Perdas de calor nas condutas de insuflação

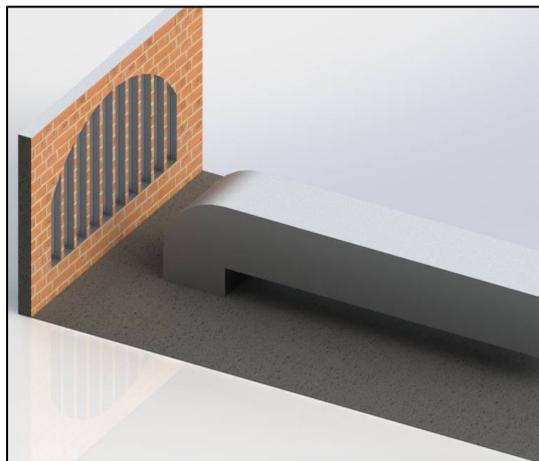
Durante a análise à temperatura do salão e com base nos dados visualizados no sistema de automação referente á temperatura de insuflação existia uma diferença bastante elevada. Posto isto, analisou-se as temperaturas do ar insuflado após o ventilador e á saída das grelhas, conforme se observa na figura 4.10, assim como a localização das condutas e respetiva envolvente. Para o cálculo das perdas de calor não foi considerado o calor perdido dos ramais, apenas no coletor central, visto os ramais terem uma área bastante pequena quando em comparação com os coletores.



**Figura 4.10** – Esquema representativo das temperaturas e o ganho de calor ao longo da conduta de insuflação

Desta análise foi possível concluir que as condutas não estão termicamente isoladas e encontram-se no sótão, um ambiente não climatizado e onde se observa o efeito estufa. Este efeito faz com que o ambiente envolvente das condutas esteja, normalmente, com uma temperatura superior em cerca de 10°C relativamente ao ar a circular no interior das condutas.

Existe ainda um fator cuja influência poderá ser notória nas perdas de calor verificadas. A existência de vitrais nos topos de cada abóbada do sótão com as condutas de insuflação bastante próximas faz com quem devido à radiação as temperaturas nessa zona possam atingir, em pleno verão, e com cerca de 33°C no exterior, os 45°C.



**Figura 4.11** – Esquema representativo das condutas de insuflação face às janelas presentes no sótão

Assim com ar a circular no interior das condutas com temperaturas entre os 20 e os 22°C e um exterior a 45°C, no ponto inicial, o equilíbrio térmico tende a ser obtido, pelo que a temperatura do ar no interior das condutas aumenta substancialmente. A razão pela qual o ar não atinge na plenitude o equilíbrio térmico prende-se com a velocidade de circulação do ar, o que faz com que o ar não esteja exposto aos 45°C um intervalo de tempo suficiente para que o processo seja finalizado.

Após análise da radiação transmitida pelos vitrais foi possível concluir que por cada m<sup>2</sup> de vitral eram transmitidos 51,5 W, sendo que o calor total transmitido variará conforme o coletor a estudar visto que existem zonas onde partes do vitral foram eliminadas devido às saídas de exaustão de torcedores aí instaladas.

#### **4.3.4 Caracterização térmica do salão**

O salão em estudo comporta máquinas cujo comportamento térmico tem um impacto bastante significativo nas condições de temperatura do mesmo devido ao calor por eles libertado, pelo que durante todo o ano é necessário arrefecer o salão.

Para se conhecer a presente caracterização térmica do salão foram efetuados alguns passos. Inicialmente foi feito uma comparação da carga térmica de arrefecimento entre 2012 e o presente ano, com os dados recolhidos num anterior estudo e os dados apresentados pelo projetista da empresa externa contratada para auxiliar no projeto. Após isso foi feito um levantamento da temperatura em vários pontos do salão e o cálculo do calor libertado pelos torcedores.

#### **Ganhos internos**

Em 2012 existiam 22 torcedores no salão, sendo 18 torcedores ICBT anteriormente descritos e 4 torcedores Volkman que tem a mesma função dos ICBT, mas em termos de libertação de calor tem um valor muito reduzido em comparação com qualquer outro torcedor,

fazendo assim com que, e de acordo com o apresentado no Anexo G, os ganhos internos de 2012 fosse de aproximadamente 1 074 000 W.

Para o ano de 2018 teremos então ganhos internos na ordem dos 1 205 000 W o que perfaz um aumento de 12% de 2012 para 2018.

De acordo com o estudo efetuado pela empresa de projeto, e gentilmente cedido, os ganhos internos serão de 1 370 000 W no final do projeto, ou seja, com o *layout* otimizado para a capacidade máxima do salão.

Assim podemos concluir que desde 2012 até ao final do projeto existirá um aumento de 296 000 W o que se traduz em cerca de 28%.

### **Temperaturas do salão 2**

De acordo com as tabelas apresentadas no Anexo H conseguimos entender a dimensão do problema de climatização afeto ao piso 0 do salão2. Temos assim, nos meses de maior calor temperaturas bastante superiores ao desejado.

Por forma a ser mais perceptível não só a temperatura no interior do salão, mas também as variações que existem entre zonas fez-se uma estudo mais aprofundado as zonas afetadas às CC #2 e #4. Assim entre 26 de julho e 2 de agosto foram efetuadas medições em 18 pontos, pelas 10h e pelas 16h, por forma a avaliar o comportamento das variações de temperatura.

	<b>CC3 nr3 - 5</b>			<b>ICBT - 1</b>		
manhã	31,1 °C	30,5 °C	28,9 °C	28,3 °C	29,2 °C	28,0 °C
tarde	31,2 °C	31,3 °C	29,5 °C	28,8 °C	29,9 °C	28,4 °C
dia todo	31,1 °C	30,9 °C	29,2 °C	28,6 °C	29,5 °C	28,2 °C
	<b>CC3 nr3 - 3</b>			<b>ICBT - 3</b>		
	<b>CC3 nr3 - 4</b>			<b>ICBT - 4</b>		
manhã	28,8 °C	28,4 °C	27,7 °C	29,0 °C	29,0 °C	28,1 °C
tarde	29,1 °C	28,9 °C	28,4 °C	29,5 °C	29,5 °C	28,3 °C
dia todo	29,0 °C	28,6 °C	28,1 °C	29,2 °C	29,2 °C	28,2 °C
	<b>CC3 nr3 - 6</b>			<b>ICBT - 5</b>		
	<b>ICBT - 17</b>			<b>ICBT - 6</b>		
	<b>ICBT - 12</b>			<b>ICBT - 8</b>		
manhã	28,5 °C	29,1 °C	27,9 °C	28,6 °C	29,6 °C	28,8 °C
tarde	28,9 °C	29,7 °C	28,4 °C	28,9 °C	30,6 °C	29,0 °C
dia todo	28,7 °C	29,4 °C	28,1 °C	28,8 °C	30,1 °C	28,9 °C
	<b>ICBT - 18</b>			<b>ICBT - 14</b>		
exterior						
manhã	31 °C					
tarde	28,6 °C					
dia todo	29,8 °C					

**Figura 4.12** – Esquema representativo da média das temperaturas nas zonas afetadas à CC #2 e #4

Com base na figura 4.12 conseguimos apurar que existem diferenças de temperatura de cerca de 3 °C. Estas diferenças sentidas irão não só influenciar negativamente o desempenho dos colaboradores durante a execução das tarefas a eles designadas, como poderá afetar a própria saúde dos mesmos.

### **Calor libertado pelos torcedores**

Para que seja possível entender a influência dos torcedores na temperatura sentida no salão, foi efetuado um estudo do calor dissipado para a envolvente, conforme apresentado no Anexo I. No decorrer do levantamento dos dados necessários foi tido em conta qual o artigo que mais tempo é fabricado em cada tipo de máquina, visto que será o que mais impacto terá na carga térmica do local em estudo.

Será de esperar obter um consumo maior para o CC3 e um menos para o Jing Wei, devido ao tamanho dos discos do torcedor. Estes discos situam-se por baixo do pote onde está a bobine de fio e é crucial na determinação do tamanho do balão (distância que o fio leva do pote). Quanto maior for o disco, maior é o balão e por consequência maior será o consumo de energia devido ao atrito do fio com o ar, aumentando assim o calor gerado.

Na tabela seguinte encontra-se o resumo dos resultados obtidos para um dos lados de cada tipo de torcedor existente no piso 0 do salão 2. A obtenção destes resultados encontra-se detalhada no Anexo I.

**Tabela 4.5** – Calor dissipado por cada lado dos torcedores (lado A ou lado B)

<b>Máquina</b>	<b>Artigo</b>	<b>Fuso</b>	<b>Q<sub>lateral</sub> [W]</b>
<i>ICBT nr. 10 (2 exaustões)</i>	A	1B	308
		34B	
		68B	
<i>ICBT nr. 17 (1 exaustão)</i>	B	1B	270
		34B	
		68B	
<i>CC3 – nr. 4</i>	C	1B	532
		34B	
		68B	
<i>Jing Wei nr. 9</i>	A	1B	283
		34B	
		68B	

Analisando a Tabela 4.5 podemos concluir que efetivamente o torcedor com mais dissipação térmica para o ambiente é o CC3. Apesar de entre o ICBT nr. 17 e o Jing Wei não se ter o resultado esperado o mesmo está intimamente ligado ao tipo de artigo usado, visto não ser o mesmo o que fará diferenciar o tamanho do disco usado. Assim, quando se compara

o ICBT nr. 10 com o Jing Wei (mesmo artigo) já se obtém valores de calor mais elevados no ICBT como seria de esperar devido á diferença do tamanho dos discos.

Estes resultados também estão de acordo com as temperaturas geralmente sentidas no salão onde a zona associada aos CC3 é a que possui maiores valores assim como uma carga térmica mais elevada.

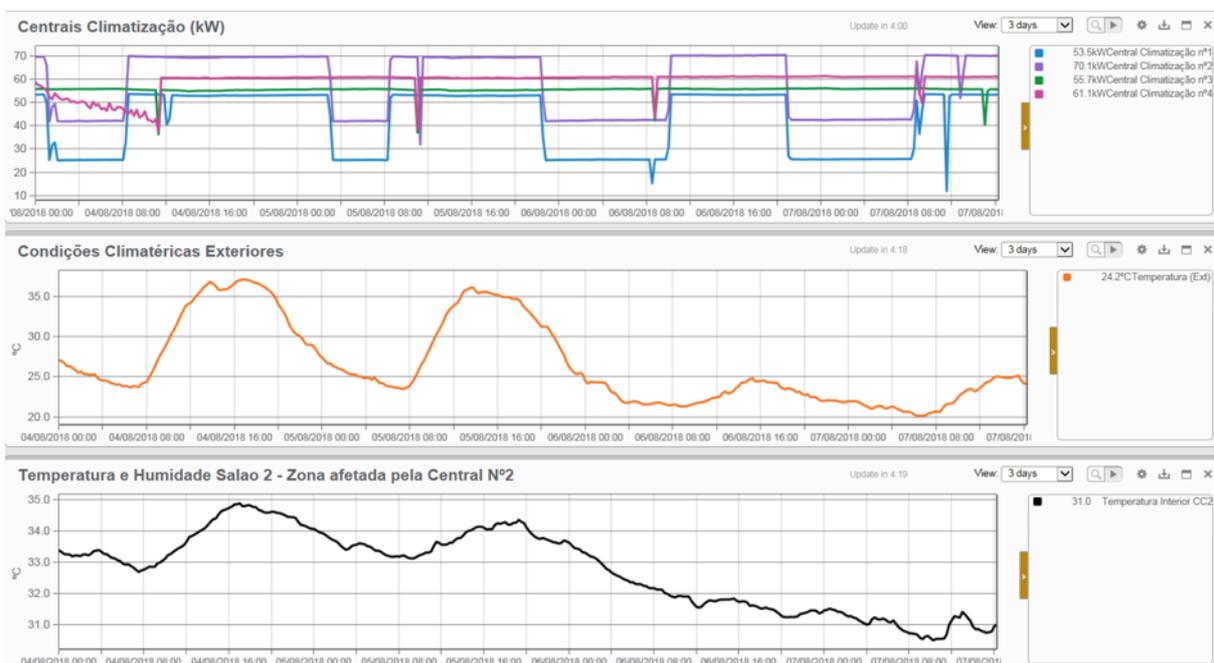
#### 4.3.5 Automatização das Centrais de Climatização

Atualmente apenas as CC #1 e #2 se encontram automatizadas, sendo que é controlado tanto a velocidade do ventilador como o funcionamento da bomba de água. Assim, existem parâmetros definidos que regulam o funcionamento da central como um todo.

O controlo da velocidade do ventilador é efetuado em primeira instância pela temperatura no interior do salão, assim se a temperatura se encontrar acima do set-point (que varia durante o ano) o ventilador é acionado na sua velocidade máxima. Em ultima instância o controlo é efetuado com base na pressão do salão pelo que, por exemplo, quando a temperatura se encontra abaixo do set-point e o ventilador se encontra desligado caso a pressão seja abaixo de zero o ventilador é automaticamente ligado para compensar a pressão no interior do salão.

A bomba de água associada a cada central também se encontra integrada no sistema de automatização e a sua ação é controlada pela humidade do ar exterior, ou seja, quando a humidade relativa do ar admitido à central é superior a 80% esta é então desligada.

Na figura 4.13 encontra-se apresentado uma comparação entre os consumos de cada central e as temperaturas verificadas no interior e exterior do salão, cujo registo é efetuado a cada quinze minutos.



**Figura 4.13** – Consumo elétrico das CC, durante 3 dias, comparando com as temperaturas do interior do salão e do exterior (retirado do software PME da C – ITA)

Os picos verificados correspondentes à diminuição do consumo das centrais estão associados a momentos em que é necessário desligar brevemente as centrais para limpeza dos filtros existentes no tanque de água.

Desta forma verifica-se que com a diminuição da temperatura no interior do salão o consumo nas centrais 1 e 2 também diminui, enquanto que na central 3 e 4 este se mantém constante devido ao sistema de automatização. Por exemplo, durante a madrugada do dia 5 de agosto verifica-se que entre as 3:45h e as 7:45h a CC #1 e #2 diminuem o seu consumo de 53 e 70 kW para 25 e 40 kW, respetivamente, ao passo que as CC #3 e #4 mantêm o seu consumo em 55 e 60 kW, respetivamente, ao longo de toda a madrugada. Em termos simples existe então nestas quatro horas uma diminuição de consumo de energia elétrica de 53% no caso da CC #1 e de 43% na CC #2 que não acontece nas CC #3 e #4.

Na tabela 4.6 podemos visualizar a média de energia elétrica consumida em cada mês por central, comparativamente à carga térmica do *layout* atual do piso 0 do salão 2.

**Tabela 4.6** – Consumos médio mensal, com base nos últimos 12 meses

<b>Central de Climatização</b>	<b>Consumo médio mensal [MW]</b>	<b>Ganhos internos atuais [MW]</b>
1	8,55	0,16
2	21,03	0,38
3	21,13	0,31
4	23,60	0,36

Observando a tabela acima conseguimos perceber que pelo facto de a automatização apenas se encontrar implementada na CC #1 e #2, existem diferenças no consumo de energia elétrica que com base na carga térmica associada não deveriam de existir com um impacto tão elevado.

Não é possível comparar a CC #1 com a CC #3, pois o consumo da CC#1 está influenciado pela limitação imposta à velocidade do ventilador devido ao desgaste da virola. Mas ainda assim podemos afirmar que ao longo do ano existem momentos em que a CC #1 se encontra completamente desligada enquanto que a CC #3 está a operar à velocidade máxima, o que por consequência faz disparar o consumo energético.

Já no caso da CC #2 e #4 verificamos que apesar de a carga térmica da zona associada à número 4 ser ligeiramente inferior, o seu consumo é superior em 2,57 MW o que não deveria de acontecer se ambas fossem automatizadas.

Outro aspeto relevante prende-se com o facto de em certas ocasiões as centrais que se encontram automatizadas estarem a trabalhar a uma velocidade superior à necessária visto estarem a compensar as zonas associadas às centrais não automatizadas. Isto acontece essencialmente em alturas em que manualmente se diminuiu a velocidade das CC #3 e #4 e

por a temperatura dessas zonas aumentar, aumentou também a temperatura das zonas associadas às CC #1 e #2 o que faz com que as mesmas aumentem automaticamente a velocidade do ventilador para assim compensar o aumento da temperatura do salão.

#### **4.3.6 Plano de Controlo e Manutenção**

O plano de controlo em manutenção em vigor na C – ITA é efetuado com o apoio de uma equipa de manutenção pertencente a uma empresa externa, cujo programa se encontra em detalhe no Anexo J.

##### **Manutenção**

No que toca á manutenção das centrais de climatização existem aspetos a melhorar, visto terem sido identificados alguns inconvenientes.

Visto as centrais serem limpas uma vez por mês, aquando da limpeza existe a acumulação de uma grande quantidade de lixo no interior da câmara de atomização como exemplificado nas figuras abaixo.



**Figura 4.14** – Estado do tanque de água antes da limpeza

Aquando a limpeza dos atomizadores (conforme descrito no Anexo J) devido às incrustações presentes no seu interior, apenas os últimos 4 de cada fileira são limpos. Apesar de efetivamente o lixo acumular-se no fim do tubo de ligação aos atomizadores devido á gravidade é de se esperar que os restantes atomizadores também desenvolvam incrustações que serão prejudiciais ao seu desempenho.

Durante a limpeza os operários também inspecionam os componentes e verificaram a acumulação de calcário nos atomizadores e separador de gotas que ao longo dos meses fica critica, levando á necessidade de substituição de alguns componentes. Esta substituição é efetuada sempre que é necessário, mas apenas no inverno é que é feita uma limpeza aos atomizadores com auxílio de soda caustica para remover as incrustações na sua totalidade. A acumulação de calcário é também a responsável por o aumento da necessidade de substituição dos atomizadores, pois esta incrustação leva a que seja impossível remover de forma regular o atomizador acabando o mesmo por se partir.

O maior obstáculo à limpeza das centrais durante os meses mais críticos prende-se com as condições atmosféricas visto que existe a necessidade de a central em limpeza estar completamente desligada 2 a 3 horas, sendo que após isso é ligado o ventilador e a bomba de água apenas arranca aquando o término do enchimento do tanque de água, o que demorará cerca de 2 horas. Portanto é prática corriqueira que nos períodos de vagas de calor a limpeza das centrais seja adiada uma ou duas semanas, além de atualmente apenas se efetuar a limpeza de uma central por semana, evitando assim a paragem em dias consecutivos ou muito próximos.

A nível de ergonomia, a postura dos operários no decorrer das intervenções nem sempre é a desejável devido às posições necessárias e movimentos repetitivos. Por exemplo aquando a limpeza do tanque de água, é necessário que um operário se encontre constantemente a encaminhar a água para o esgoto devido à má inclinação do chão o que faz com que a água seja encaminhada para o lado oposto ao ralo do esgoto. Este movimento não provoca só esforço nas costas já que o mesmo se encontra inclinado, mas também provoca o movimento repetitivo de “varrer” a água para o esgoto para contrariar desta forma o caimento provocado pela inclinação do tanque.

### **Controlo**

O controlo da água usada nas centrais de climatização é efetuado através da análise de amostras da água do furo e poço assim como de amostras retiradas do interior das centrais já que a mesma é recirculada por um mês. Esta análise é efetuada por um laboratório independente certificado e é feita de acordo com as disposições legais.

A questão recorrente nestes equipamentos, não se centra no tipo e periodicidade das análises efetuadas, mas sim no controlo que poderia existir no dia-a-dia que neste momento é nulo.

A título de exemplo, no decorrer dos trabalhos de limpeza não é assegurada a desinfeção das áreas da central, sendo usada apenas água no processo.

Caso existe-se a adição de algum tipo de biocida à água introduzida no tanque durante o seu funcionamento não seria necessário a desinfeção, mas atualmente nenhum tipo de biocida é usado pelo que aquando a limpeza das centrais seria de grande relevo a desinfeção das zonas para que o crescimento de microrganismos fosse minimizado.

Existe também a acumulação elevada de calcário na água usada, aumentando os custos de manutenção, conforme descrito acima.

### **Análise crítica à água utilizada nas CC**

Durante o decorrer dos trabalhos foi estudado, e dentro das limitações colocadas pelo Departamento de Ambiente, quais as condições da água alimentada às centrais.

Inicialmente analisou-se as análises efetuadas nos últimos três anos, e apresentadas no Anexo J. As análises à água proveniente do Furo 1 e que alimenta as centrais durante grande parte do ano conclui-se que após a introdução do tratamento químico da água (entre 2016 e 2017) a qualidade da mesma aumentou, verificando-se reduções a nível da concentração de ferro e manganês que anteriormente excediam o valor recomendado. A nível de condutividade, de acordo com as análises e com os testemunhos recolhidos esta tem aumentado substancialmente. Este aumento da condutividade está associado ao aumento do aparecimento de incrustações calcárias nos elementos das centrais, visto que a água ao ser evaporada faz aumentar a concentração de sais no ambiente que depositam nas chapas separadoras de gotas e do laminador de ar assim como nos atomizadores.

Atualmente esta água é alimentada à fábrica contendo cloro livre proveniente do tratamento químico que foi acrescentado, sendo que anteriormente o sistema apenas possuía filtros de areia.

Após a análise à água alimentada às centrais foi necessário olhar para as análises da água após ser alimentada ao tanque das centrais. Para isso verificou-se as análises, dos últimos anos, efetuadas à CC #2. Verifica-se assim valores elevados de condutividade, sendo que os valores mais baixos verificam-se pouco após a limpeza das centrais e os mais altos pouco antes da limpeza. Os restantes valores encontram-se dentro do esperado, sem ultrapassar os limites definidos por lei no DL 306/2007 conforme referido no ponto 3.3.

Foram também efetuadas medições da temperatura e pH da água, tendo em atenção os tempo de residência da mesma no tanque. Conforme é possível observar na tabela J.2 do Anexo J durante as medições efetuadas a temperatura numa foi superior a 19°C, e o pH nunca superior a 8,9. Desta análise verificou-se ainda que aquando a renovação da água do tanque o pH descia cerca de 2 valores, mas a temperatura aumentava.

Esta análise à água das centrais durante a sua utilização leva a concluir que a probabilidade do surgimento de legionella nestes sistemas é nula visto que a temperatura da água em ocasião alguma atinge os valores ótimos de crescimento do microrganismo. Esta não crescerá sem a conjugação de certas condições do sistema entre temperatura, pH e existência de outros microrganismos pelo que a afirmação da sua probabilidade de não crescimento é verdadeira.



## 5 Otimização das Centrais de Climatização

Conforme descrito no ponto anterior as Centrais de Climatização instaladas na C – ITA encontram-se bastante desajustadas à situação atual pelo que a sua otimização é fulcral. Assim é necessário incrementar em cerca de 85% o ar fresco novo alimentado ao salão em comparação com o atual, e para tal, abaixo discrimina-se os pontos a melhorar. Para além disso uma empresa externa foi contratada para auxiliar no projeto do reforço das centrais de climatização.

### 5.1 Isolamento térmico das condutas de insuflação

O isolamento das condutas de insuflação será um dos passos a tomar na otimização das centrais visto que permite diminuir ou mesmo eliminar as trocas de calor entre o ar fresco no interior das condutas e o ambiente envolvente e assim garantir que a eficiência do arrefecimento adiabático não é perdida ao longo das condutas de insuflação.

Para que o isolamento seja efetuado de forma eficiente e de acordo com as normas, deverá de ser efetuado tendo em conta as condições do ambiente envolvente, e garantindo que toda a conduta se encontra isolada.

De acordo com o Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios – RSECE – a espessura do isolamento irá variar conforme as condutas se localizem num espaço exterior (ou não climatizado) ou num espaço interior, o que equivale a 50mm e 30 mm respetivamente.

Analisando o ambiente envolvente dos coletores de cada central, que se localiza no sótão do salão 2 e é considerado um espaço não climatizado, conclui-se que a envolvente dos coletores influencia significativamente o ganho de calor durante o percurso efetuado pelo ar fresco. No período mais crítico em termos de climatização, onde facilmente a temperatura exterior atinge os 33 a 35°C, temos um ambiente envolvente com temperaturas entre os 35°C e os 45°C e uma temperatura de insuflação à saída do ventilado de 21 a 22°C que na realidade se traduz para uma temperatura de insuflação ao salão de 25 a 26°C.

De acordo com o estudo efetuado, onde foram usados os conceitos de transferência de calor entre o fluido na conduta e o meio envolvente (Anexo K), a aplicação de um isolamento em lã de rocha com 50 mm de espessura e uma condutividade térmica de  $0,040 \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$ , leva a uma redução de 99,98% do calor ganho ao longo do coletor para que seja possível manter a temperatura de insuflação existente à saída do ventilador.

Desta forma sabemos que para isolar os 8 coletores presentes no sótão é necessário um investimento de cerca de 60 000€ e que cada 2 coletores tem um custo associados às perdas de calor de 40 641€ anuais. Assim é possível saber que o investimento terá um *payback* simples de aproximadamente 5 meses.

## 5.2 Alteração dos vitrais presentes no sótão

Um dos fatores que influenciam a elevada temperatura dentro do sótão, gerando o efeito estufa é a existência de vitrais nas pontas de cada abóbada, que devido à passagem da radiação solar, eleva a temperatura junto aos vitrais para 43 a 45°C em comparação aos 33 a 35°C exteriores.

Segundo a análise efetuada existem coletores centrais a uma distância curta dos vitrais, o que influencia tanto as condições de trabalho oferecidas aos colaboradores que possam efetuar trabalhos pontuais no sótão, como a transferência de calor para o ar fresco no interior dos coletores centrais.

Conclui-se então que poderia ser viável a instalação de uma película de controlo solar. Após análise, com auxílio de um fornecedor, do tipo de película a instalar verificou-se que pelo facto de o vidro ser martelado é impossível a instalação de qualquer tipo de película no mesmo. Foi então avaliada uma alternativa, que poderá passar pela substituição dos vidros existentes por uns com um fator solar baixo, ou então a substituição por vidros simples aplicando a película.

Destas duas soluções apresentadas foi estudada a duração a longo prazo de cada uma, sendo a melhor opção a substituição dos vidros existentes, por vidros com fator solar baixo, visto que a película degradará com o tempo sendo necessária a sua substituição ao fim de um máximo de 10 anos.

Os novos vidros a considerar terão de ter um fator solar de aproximadamente 28% para assim garantir um excelente controlo solar e desta forma representar uma diminuição de cerca de 68% na entrada de radiação no sótão, em relação ao vidro atualmente instalado, conforme se observa na tabela abaixo, os cálculos são apresentados no anexo L.

**Tabela 5.1** – Características dos vidros a considerar, assim como a radiação transferida

	Fator solar (g)	Radiação transmitida por m <sup>2</sup> de vitral [W]	Temperatura no interior do sótão [°C]	Poupança anual total [€]
Vidro existente	89%	51,5	45	1,99
Solução a instalar	28%	16,2	36	

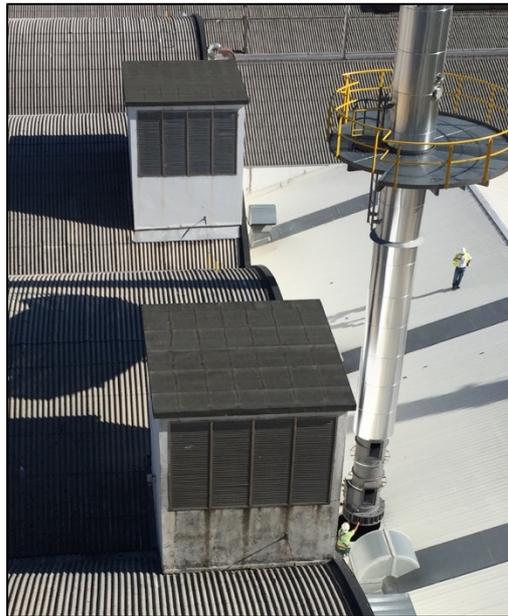
Assim, conclui-se que esta solução seria apenas temporária e para permitir uma maior flexibilidade na instalação das restantes soluções pelo que devido aos custos avultados de instalação, poupança obtida e longevidade de ambas as soluções não é rentável o investimento. Esta poupança foi calculada apenas para os meses de verão, onde a influência da radiação solar é sentida dentro do sótão.

### 5.3 Substituição das grelhas de admissão de ar às CC

Durante a admissão de ar às CC, o ar atravessa duas grelhas, uma exterior que tem como objetivo impedir a entrada de chuva e animais e outra interior que já serviu como regulador de caudal de entrada quando existia retorno de ar na admissão podendo assim ser controlado a mistura do ar novo com o de retorno.

#### Grelhas exteriores de admissão

Devido á configuração destas grelhas (figura 5.1), a sua perda de carga é bastante elevada pois limita bastante a entrada do fluxo de ar.



**Figura 5.1** – Grelhas de admissão exteriores atuais

De acordo com testes já realizados à central 2 e através dos dados cedidos pela C – ITA dos mesmos, concluiu-se que com a retirada das grelhas de admissão atuais o caudal de ar aumentará cerca de 18,5%.

Segundo a linha de raciocínio mais lógica a substituição destas grelhas torna-se imperativo, mas sempre assegurando que a entrada de água da chuva e animais não aconteça. Para tal considerou-se o uso de um bico de pato juntamente com uma rede anti – pássaro cuja perda de carga associada é desprezável, diminuindo assim a perda de carga associada ao sistema e aumentando o caudal de admissão de ar sem que para isso seja necessário o incremento do consumo de energia elétrica.

**Tabela 5.2** – Perda de carga associada às grelhas de admissão exteriores, CC #2

	Caudal admitido [m <sup>3</sup> /h]	$\Delta P_{\text{sistema}}$ [Pa]	$\Delta P_{\text{grelhas}}$ [Pa]	Rendimento [%]
<i>Grelhas atuais</i>	98031	840	129	< 70
<i>Bico de pato com rede anti – pássaro</i>	116167	711	0	± 82

De acordo com a tabela 5.2, e com base na curva característica do ventilador, podemos verificar que a grelha atual tem uma perda de carga associada de cerca de 130 Pa o que se traduz num valor bastante elevado. Em termos de rendimento também se verifica um ganho bastante substancial.

Caso se considera-se que não é necessário o aumento do caudal insuflado, ao substituir as grelhas atuais seria obtido um ganho em caudal insuflado que se traduziria numa descida da velocidade do ventilador, e por isso uma redução na fatura de energia elétrica conforme se observa na tabela 5.3.

**Tabela 5.3** – Poupança obtida com a substituição das grelhas de admissão, para CC#1 e #2

% redução da velocidade	Poupança energética [MW/ano]	Poupança [€/ano]	Investimento [€]	Payback [meses]
23	135	13,5k	5k	5

Apesar de não se verificar uma diminuição do consumo de energia, o caudal de insuflação que se obtém com a substituição das grelhas apenas seria possível obter na situação atual se se aumenta-se a potência do ventilador e assim concluímos que este investimento trará uma poupança de aproximadamente 13,5k € por ano, o que se traduz num *payback* simples de aproximadamente 5 meses.

Esta medida apenas poderá ser posta em prática nas CC #1 e #2, visto que nas CC #3 e #4 é necessário o uso de atenuadores de ruído devido á proximidade de habitações.

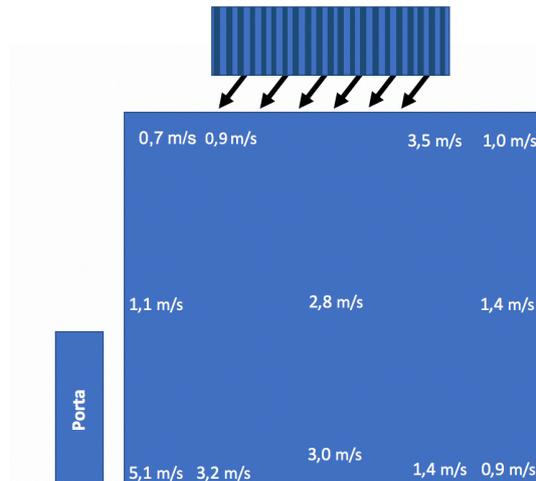
### **Grelhas interiores de admissão**

No interior das centrais de climatização existem grelhas cujas lâminas orientam o ar e devido á sua inclinação origina a que o ar seja encaminhado para a porta de acesso à CC, ao invés de para o laminador de ar.



**Figura 5.2** – Grelha atual de admissão de ar novo no interior das CC

Assim, temos uma distribuição ineficiente o que leva a que o ar não seja corretamente encaminhado para o laminador de ar. No percurso entre a grelha e o laminador temos o seguinte perfil de velocidades:



**Figura 5.3** – Representação esquemática das velocidades do ar antes do laminador de ar

Conforme se observa na figura 5.2 o ar é então encaminhado diagonalmente em direção à porta da CC, que apesar de ser estanque muitas vezes encontra-se mal fechada levando a perdas de caudal de ar que poderiam ser minimizadas.

Desta forma, como existem grelhas no exterior da admissão que evitam a entrada de pássaros e outros animais, o mais correto será a remoção completa destas grelhas fazendo assim com que o ar seja naturalmente encaminhado para o laminador, removendo as perdas associadas à grelha, além de que esta medida não possua custos associados à troca de material e aumente a eficiência das centrais praticamente a custo zero.

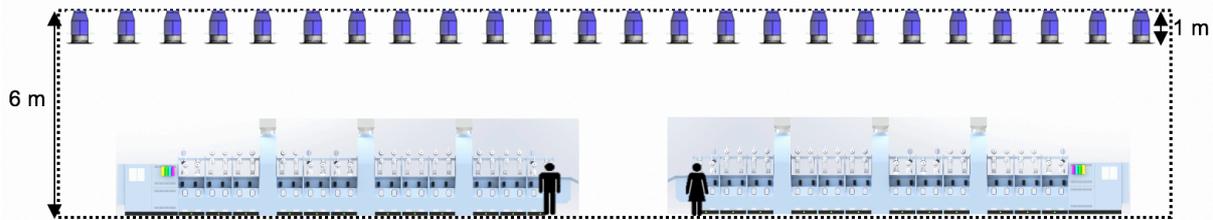
#### 5.4 Redistribuição do ar insuflado ao salão 2

No ponto 4.1, aquando a apresentação das centrais em estudo, foi possível comparar o *layout* do salão 2 com a posição das grelhas de insuflação, e pode-se concluir de forma categórica que este se encontra bastante desajustado à disposição e número de máquinas. No decorrer da análise ao salão conclui-se que deste desajuste nascem variações acentuadas de temperatura no interior do salão na ordem dos 4 a 5°C, num espaço de poucos metros. Além disso foi verificado que as grelhas atualmente existentes não permitem que o ar insuflado chegue à zona ocupada pelos operários.

A redistribuição do ar fresco insuflado ao salão 2 deve então ser ajustada não a um *layout* específico, mas sim de forma a garantir que em qualquer ponto do salão existe um fluxo de ar igual e constante. Para que se atinja tal objetivo a distribuição dos pontos de insuflação terá de ser equidistante entre si e os difusores de ar instalados deverão de ser instalados equidistantes e uniformemente pelo salão. A nova rede de distribuição do ar fresco pode ser

observada no Anexo N, e de forma clara se visualiza a uniformidade da distribuição, com 192 difusores distribuídos de forma equidistante pelo salão 2.

Neste nova rede de distribuição do ar fresco devemos de garantir não só a distribuição uniforme, mas também assegurar que o mesmo atinge a zona ocupada pelos trabalhadores. Conforme se observa no esquema abaixo o pé direito do salão 2 é na ordem dos 6 metros, sendo a nova difusão efetuada a 5 metros e a maquinaria presente tem cerca de 2,5 metros de altura o que cria um obstáculo á difusão do ar fresco novo.



**Figura 5.4** – Esquema representativo da difusão do ar (imagem dos torcedores cedida pela C-ITA)

Para que seja possível vencer estes obstáculos, é de importância elevada que os difusores instalados se adequem ao requisitos determinados pelo projetista. Assim deve de ser capaz de garantir que a 1,80 m do chão a velocidade do ar seja de 1 m/s, e o seu cone de ar deve de intersectar o cone adjacente por forma a garantir a cobertura total da zona de ocupação.

Portanto a escolha dos difusores recai no modelo RA – V2 da France-Air/Krantz, ou equivalente, que se pode visualizar na figura 5.5 e cujo estudo de influência se encontra no Anexo O, onde se visualiza a diferença de valores obtidos para a velocidade do ar e diâmetro do cone de difusão do ar.



**Figura 5.5** – Difusor, tipo RA – V2 da France-air/Krantz<sup>[23]</sup>

Este difusor, apesar de desenhado para se adaptar na perfeição a uma situação de aquecimento, é o ideal para a situação de difusão presente na C – ITA pois conjuga a difusão do ar radial com um injetor, garantindo assim que o ar fresco insuflado vença o pé direito de 5 metros existente e o obstáculo criado pelos torcedores atingido a zona de ocupação a 1m/s. Esta velocidade a garantir no topo da zona de ocupação está intimamente ligada ao conforto térmico desejado para os colaboradores e a sua sensação térmica.

O investimento efetuado referente a esta medida não terá retorno monetário, pois apenas afetará o conforto dos trabalhadores.

### 5.5 Automatização das CC #3 e #4

Esta automatização a efetuar nas CC #3 e #4 será uma cópia do já efetuado nas CC #1 e #2 o qual trouxe um grande controlo das condições do salão afeto a estas centrais.

Nesta implementação deveremos de ter em atenção que dentro do salão existem poucos pontos de controlo da temperatura e humidade relativa (apenas 1 por zona) pelo que é aconselhável o aumento de sondas para que este ajuste automático seja o mais fiel possível às condições no interior do salão. Este aumento do número de sensores servirá para que seja efetuada uma média dos valores obtidos para que assim o sistema possa determinar qual a ação deverá de tomar de forma mais correta.

Foi estudado qual o retorno monetário aquando a automatização da CC #3 e #4 (Anexo P), e para tal foi tido em consideração a carga térmica associada a cada zona, e respetivo consumo.

De realçar que este consumo calculado para as CC #3 e #4, teve como base o consumo e CT das CC #1 e #2 que está influenciado, e como referido no ponto 4.3.5, pelo esforço extra que muitas vezes estas CC fazem para comprar a falta de ação por parte das restantes.

Assim devemos de considerar que este payback apresentado, tabela 5.4, será mais baixo tornando o investimento mais apelativo.

**Tabela 5.4 – Poupança associada á automatização das CC #3 e #4**

<b>Central de Climatização</b>	<b>Poupança [MW/ano]</b>	<b>Poupança [€/ano]</b>	<b>Investimento [€]</b>	<b>Payback simples [anos]</b>
3	52,68	10424,30	26,5k	2,6
4	49,92			

Num estudo anterior, efetuado por uma empresa externa, foi concluído que a poupança obtida por estas duas centrais seria de cerca de 240 MW/ano e teria um payback de cerca de um ano e quatro meses, o que será menos do dobro do apresentado. Isto acontece visto o estudo ter tido influência sobre os dados de 2016 e desde ai já se efetuou um aumento da carga térmica presente no salão. Além disso, estes valores tem associado um consumo proveniente do esforço extra que as CC #1 e #2 realizam para compensar as outras duas centrais.

Desta forma teremos um payback de aproximadamente três anos e cujos ganhos poderão ser maiores pois o sistema reage consoante a situação do salão a climatizar. Isto poderá significar que uma diminuição da CT do salão será automaticamente compensado pelo sistema. Esta diminuição estará ligada, por exemplo, a máquinas paradas para manutenção

ou por não serem necessárias na produção naquele momento diminuindo assim a CT do salão e influenciando as sondas. Este fator é também uma das razões que faz com que o aumento do número de pontos onde existem sondas seja uma necessidade.

### 5.6 Instalação de unidades de climatização adicionais

Foi verificado, conforme se visualiza na tabela 5.4 e se encontra detalhado no Anexo Q, qual a diferença entre o caudal de insuflação e exaustão após as melhorias propostas anteriormente. Assim verificou-se que existia uma diferença de cerca de 291 000 m<sup>3</sup>/h.

Apenas pela otimização do sistema, e sem uma mudança radical do tipo de sistema de climatização usado, é então impossível compensar o caudal de exaustão.

**Tabela 5.5** – Caudais volumétricos de insuflação e exaustão do ar

	Caudal [m <sup>3</sup> /h]
<b>Insuflação atual</b>	357 859
<b>Insuflação futura</b>	406 835
<b>Exaustão atual</b>	698 000

Desta forma a solução para a compensação do caudal de exaustão existente será a instalação de unidades de climatização adicional, tendo por base o princípio do arrefecimento adiabático. Estas unidades terão de ser duas e atuaram não só para compensação do caudal (controlo de pressão no interior do salão), mas também como apoio nos meses mais críticos em termos de arrefecimento do salão para que se possa proporcionar uma melhor sensação térmica aos colaboradores.

Estes novos sistemas deverão de possuir uma automatização semelhante ao aplicado nas CC #1 e #2, e esta encontrar-se integrada na automatização da climatização de todo o piso 0 do salão 2 para um funcionamento mais correto e homogéneo.

### 5.7 Plano de controlo e manutenção

Após a análise efetuada no ponto 4.3.6 foram notadas algumas situações que necessitariam de correção.

Estas melhorias a introduzir ao sistema seriam as seguintes:

- ✓ Implementação de um sistema automático de controlo da qualidade da água, com introdução de um biocida e purgas automáticas da água. Como medida imediata, até que seja possível implementar o sistema automático aconselha-se a adição de 20 mg/L de biocida ao tanque de água;
- ✓ Implementação de um sistema de controlo de condutividade que caso a mesma seja superior a 2500 uS/cm ativaria uma purga automática do sistema. Esta medida poderia ser introduzida no sistema de controlo de qualidade da água por forma a que estes

trabalhem em conjunto e assim otimizar as purgas. Como solução provisória poder-se-ia adicionar de um anticalcário á água.

- ✓ A limpeza exaustiva dos atomizadores deverá de ser efetuada em pleno a cada dois meses, evitando assim o aumento das incrustações que ocorrem no seu interior;
- ✓ Regularização da inclinação do tanque de água por forma a que a mesma seja no sentido do escoamento da água, minimizando assim os problemas ergonómicos associados a esta tarefa. Esta medida irá também ajudar a otimizar a duração da limpeza da central.

Posto isto foi elaborado um novo plano de manutenção que pode ser consultado no Anexo R. Em relação ao plano de controlo o mesmo encontra-se atualizado tendo em conta as especificações legais e apenas deve de ser melhorada o controlo diário da qualidade da água conforme especificado acima.



## 6 Conclusões e Propostas para Trabalhos Futuros

### 6.1 Conclusões

Iniciar as conclusões desta dissertação é um trabalho doce e amargo ao mesmo tempo.

Em primeiro referenciar que dos objetivos propostos no início do projeto apenas o referente á possível substituição dos motores por uns de eficiência energética superior não foi cumprido.

Agora, refletindo sobre este trabalho consegue-se entender a verdadeira necessidade da implementação de um sistema mais eficiente, não tanto no aspeto de proporcionar á empresa gastos menores com o mesmo, mas essencialmente proporcionar aos operários condições confortáveis de trabalho a nível térmico.

Desta forma as ações definidas que irão impactar este conforto, e já discutidas ao longo deste documento, são:

- ✓ Isolamento térmico das condutas de insuflação;
- ✓ Substituição das grelhas de admissão;
- ✓ Redistribuição do ar insuflado;
- ✓ Instalação de novas UTAN.

Estas ações refletiram uma temperatura de insuflação de cerca de 21 a 22 °C, o que significa que no interior do salão a temperatura será de cerca de 28°C, sendo a situação programada para uma capacidade máxima de 29 torcedores presentes no salão em estudo.

As medidas apresentadas na sua grande maioria não apresentam retorno financeiro visto o seu objetivo não ser a otimização energética.

No entanto no que toca ao isolamento das condutas de insuflação esta trará um retorno de cerca de 160k € anual.

Uma outra medida que permite o retorno financeiro, mas que apenas será efetuada com o objetivo de otimizar o sistema, é a automatização das CC #3 e #4 cujo valor será de cerca de 10k € ano, mas podendo ser superior dependendo das condicionantes impostas pela operação da maquinaria existente no salão estudado.

Numa outra vertente foi analisado o plano de manutenção e controlo das centrais de climatização, assim como o risco do aparecimento de *Legionella*. Neste ponto foi concluído que a probabilidade de aparecimento de *Legionella* no sistema é nula principalmente devido ás temperaturas observadas no meio aquoso. Apenas ressaltar que esta afirmação é válida se e só se as condições atuais se mantiverem ou forem melhoradas. Em caso de depreciação das condições de operação a situação deverá de ser reavaliada. No plano de manutenção foram efetuadas pequenas correções que permitiram melhorar não só a eficiência, mas como também a ergonomia do processo.

## 6.2 *Trabalhos futuros*

No decorrer deste projeto existiram algumas peculiaridades que foram notadas e que num futuro próximo poderão ser alvo de estudo para uma possível implementação cujo objetivo visa a otimização do processo e oferecer aos trabalhadores melhor condições térmicas de trabalho.

Posto isto, poderá ser avaliada o impacto provocado pela automatização dos registo existentes antes do difusores de ar. Neste momento a instalação será efetuada contemplando registos de funcionamento manual cujo ajuste é efetuado aquando a instalação para os caudais desejados, mas poderá ser vantajoso este ajuste ser automatizado tendo em conta as condições e necessidades do salão.

Outra questão a estudar é a mudança radical do tipo de arrefecimento usado. Atualmente estão instalados em todos os sistemas de climatização da empresa sistemas de climatização adiabática, e poderá ser estudado se existem sistemas que sejam beneficiados pela instalação de *chillers*. Este novo sistema usa água arrefecida em vez de água a temperatura ambiente tendo assim um maior poder de arrefecimento.

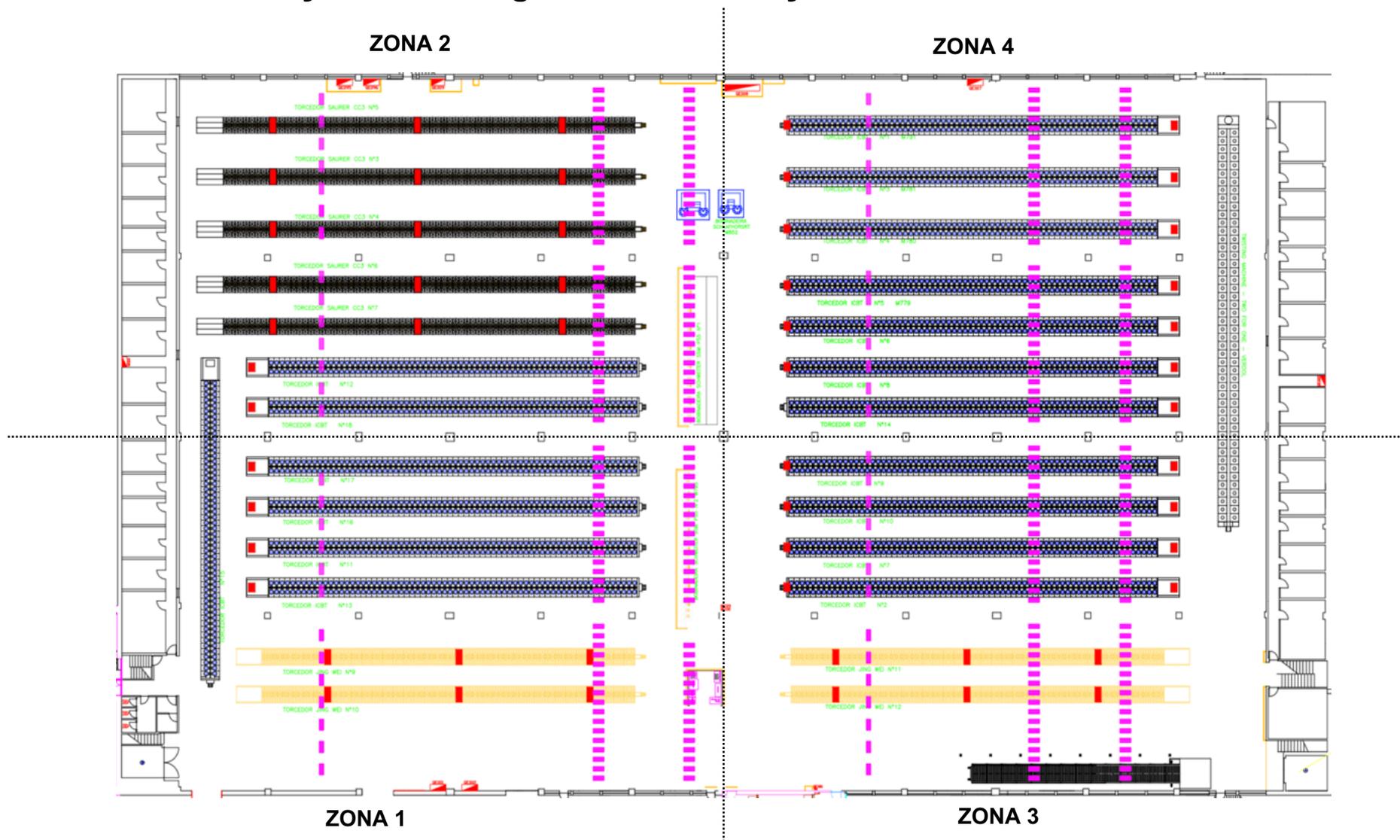
## 7 Bibliografia

- [1] J. Leite, “Industria Têxtil do Ave, S.A.,” 2013. [Online]. Available: <http://restosdecolecao.blogspot.pt/search?q=ita>.
- [2] J. Rodrigues, “Rayon | Laboratório Online,” 2015. [Online]. Available: <http://www.fcencias.com/2015/10/08/rayon-laboratorio-online/>. [Accessed: 29-Mar-2018].
- [3] M. C. Torrinha, “Auditora Energética à Indústria Têxtil do Ave,” Instituto Superior de Engenharia do Porto, 2011.
- [4] S. Oliveira, “Otimização energética da máquina de impregnar telas para pneus,” Instituto Superior de Engenharia do Porto, 2015.
- [5] *Manual de Acolhimento da C-ITA*. Industria Têxtil do Ave, 2017.
- [6] P. Gomes, G. Santos, F. Ferreira, M. Carvalho, and S. Blattmann, “Manual de formando CITEVE- módulo 1,” no. 1, p. 102, 2005.
- [7] CACR, “Sistemas de Ar Condicionado CACR Linha Têxtil.” [Online]. Available: <http://www.cacr.com.br/cacrnews2.htm>. [Accessed: 10-Jul-2018].
- [8] Azevap, “History of Evaporative Cooling Technology.” [Online]. Available: <https://www.azevap.com/history-technology.php>. [Accessed: 18-Jul-2018].
- [9] “Futureng.” [Online]. Available: <http://www.futureng.pt/humidade-relativa>. [Accessed: 21-Aug-2018].
- [10] “Ricardo, Sara, Tiago e João.” [Online]. Available: <http://ricardosaratiagoejoao.blogspot.com/2011/05/humidade-absoluta-e-humidade-relativa.html>. [Accessed: 21-Aug-2018].
- [11] “Portal de Laboratórios Virtuais de Processos Químicos.” [Online]. Available: [http://labvirtual.eq.uc.pt/siteJoomla/index.php?option=com\\_content&task=view&id=146&Itemid=307](http://labvirtual.eq.uc.pt/siteJoomla/index.php?option=com_content&task=view&id=146&Itemid=307). [Accessed: 29-Aug-2018].
- [12] M. J. Moreira, *Apontamentos de Introdução aos Processos 2017/2018*. .
- [13] ASHRAE, “Fundamentals - Chapter 1: Psychrometrics,” 2009.
- [14] “Industrial Nozzles.” [Online]. Available: <http://www.industrialnozzles.co.za/tangential-flow-hollow-cone-nozzles>. [Accessed: 03-Oct-2018].
- [15] “True Value.” [Online]. Available: <https://www.truevalue.com/catalog/product/view/id/25835/s/dura-cool-evaporative-cooler-pad-36-x-20-in/category/3442/>. [Accessed: 03-Oct-2018].
- [16] “Solfiltro.” [Online]. Available: <http://www.solfiltro.pt/site/index.php/produtos/product/16-painel-evaporativo-7090>. [Accessed: 03-Oct-2018].
- [17] S. K. Wang, “AIR CONDITIONING SYSTEMS: EVAPORATIVE COOLING SYSTEMS AND EVAPORATIVE COOLERS,” in *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*,

2<sup>a</sup>., McGraw-Hill.

- [18] “Nebula.” [Online]. Available:  
<http://nebula.wsimg.com/d85a56256bf79cd01912d675f0576dff?AccessKeyId=E35A8B1EA0F6B29CC714&disposition=0&alloworigin=1>. [Accessed: 04-Oct-2018].
- [19] ASHRAE, “Fundamentals - Chapter 9: Thermal Confort,” 2009.
- [20] ASHRAE, “Standart 55 - Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy.” 2010.
- [21] Lucia Cangussu, “LEGIONELLA PNEUMOPHILA > ATLAS > MICROBIOLOGIA DA ÁGUA.” [Online]. Available: <https://www.luciacangussu.bio.br/atlas/legionella-pneumophila/>. [Accessed: 04-Oct-2018].
- [22] M. J. Benoliel, A. L. Fernando, and P. Diegues, *Prevenção e Controlo de Legionella nos Sistemas de Água*, 2<sup>a</sup>. 2014.
- [23] “Krantz.” [Online]. Available:  
<https://www.krantz.de/en/productfinder/productdetails/adjustable-radial-outlet-with-core-tube-ra-v2>. [Accessed: 27-Aug-2018].

## Anexo A: Distribuição atual das grelhas de insuflação e zonas fictícias



**Figura A.1** – Posição das grelhas de insuflação face ao layout máximo do salão, assim como indicação das zonas fictícias



## Anexo B: Ventiladores de insuflação de ar ao Salão 2

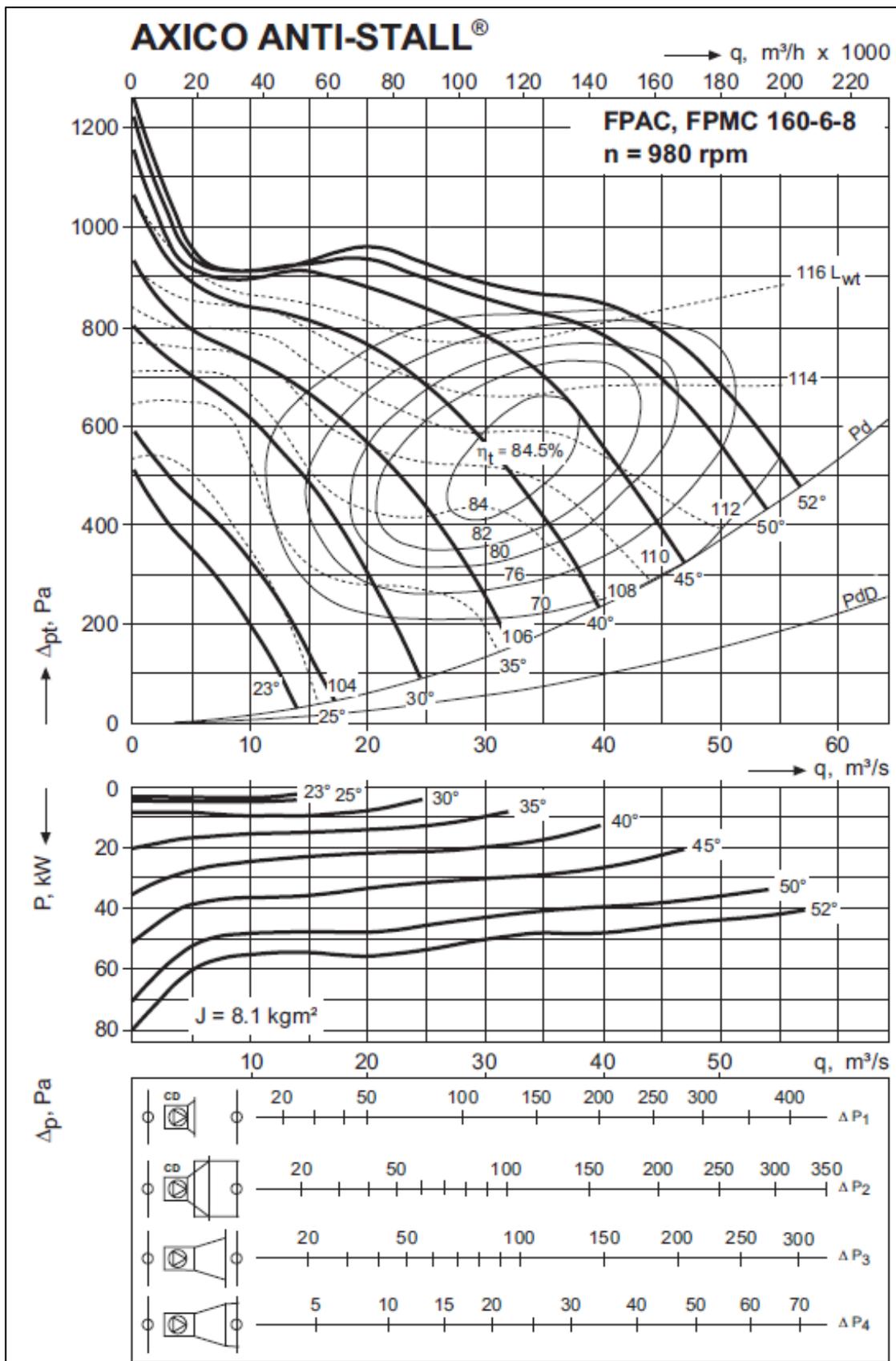


Figura B.1 – Curva de característica dos ventiladores de insuflação instalados



# Anexo C: Atomizadores



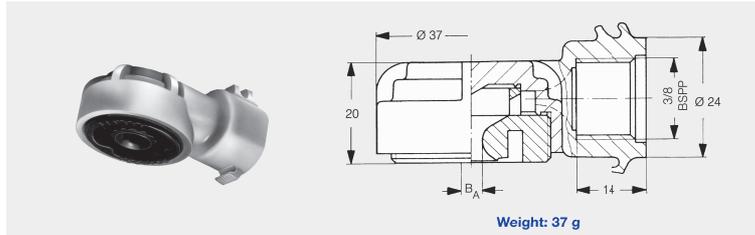
## Tangential-flow hollow cone nozzles Series 350



**High-performance eccentric spray nozzles for air-conditioning. Narrow drop spectrum and extremely uniform distribution of liquid over the entire spray pattern.**

**Applications:**

Humidification of air in air washers, dust control, spraying onto filters, foam control.

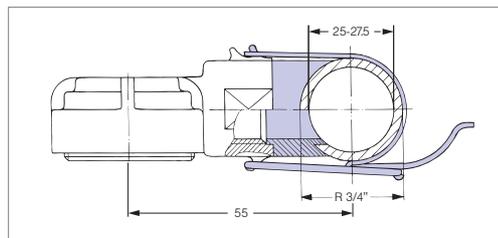


Spray angle 	Ordering no. Type	Mat. no. 56 POM	B Ø [mm]	E Ø [mm]	V̇ [l/min]							Spray diameter D at p = 2 bar 	
					p [bar]      p <sub>max</sub> : 20 bar							H = 250 mm	H = 500 mm
					0.5	1.0	2.0	3.0	5.0	7.0	10.0		
130°	350.368	○	1.55	0.70	0.32	0.45	0.63	0.77	1.00	1.18	1.41	1120	2000
	350.608	○	5.00	1.40	1.58	2.23	3.15	3.86	4.98	5.89	7.04	1140	2100

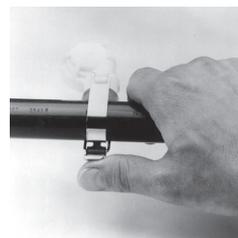
B = bore diameter · E = narrowest free cross section

<b>Example for ordering:</b>	<b>Type</b>	<b>+</b>	<b>Material no.</b>	<b>=</b>	<b>Ordering no.</b>
	350.368	+	56	=	350.368.56

**Accessories**



Quick snap clamp unit · **Ord.-no.:** 035. 030. 15. 05. 00. 0  
consisting of: Stainless steel clamp and polyurethan gasket



Bore-Ø: 18 mm



Conversion formula for the above series:  $\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \cdot \sqrt{\frac{P_2}{P_1}}$

**Figura C.1 – Características dos atomizadores a uso nas centrais de climatização**



## Anexo D: Bomba de água

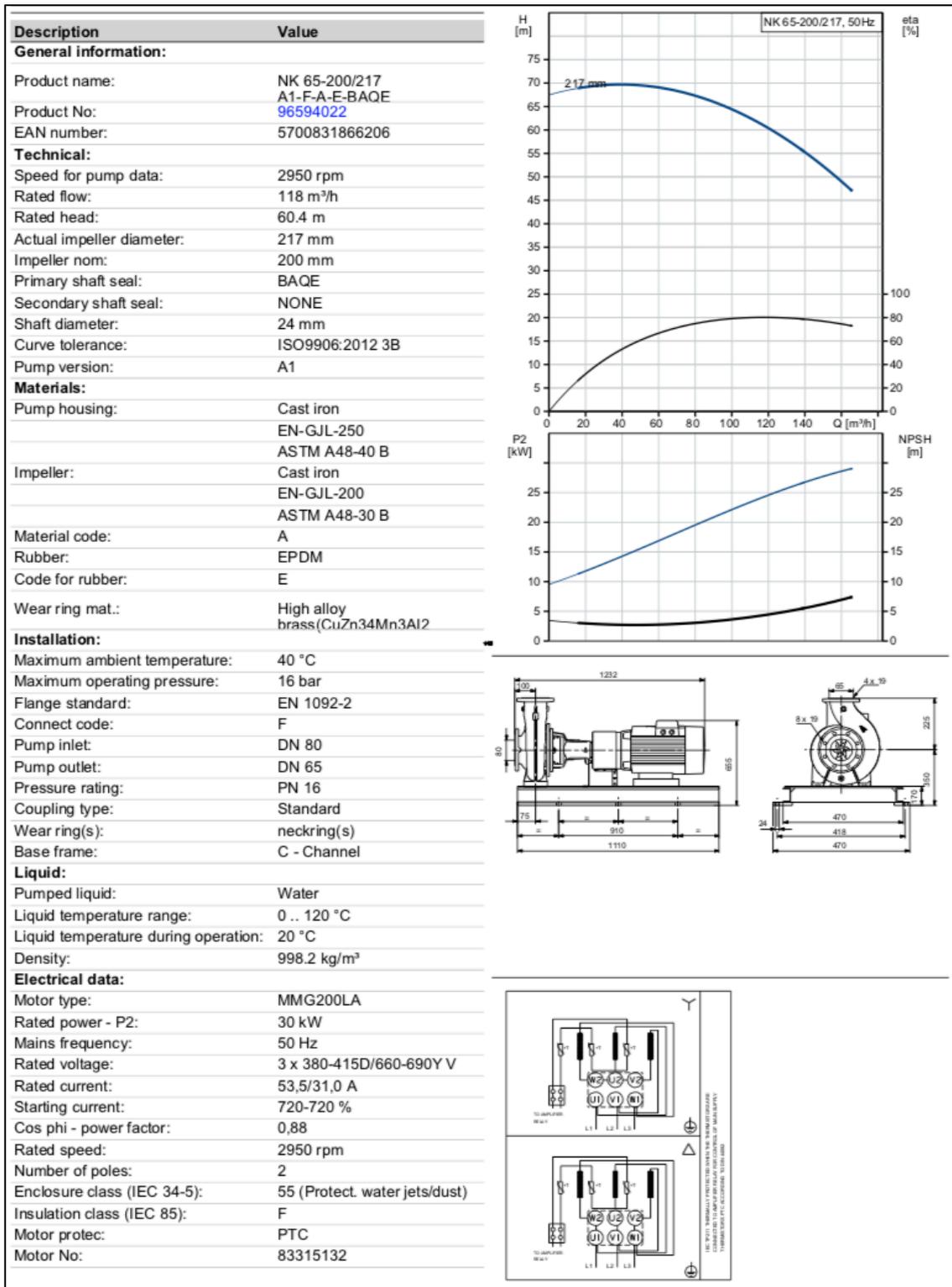


Figura D.1 – Características da bomba de água presente nas centrais de climatização



# Anexo E: Planta Salão 2 – Piso 0

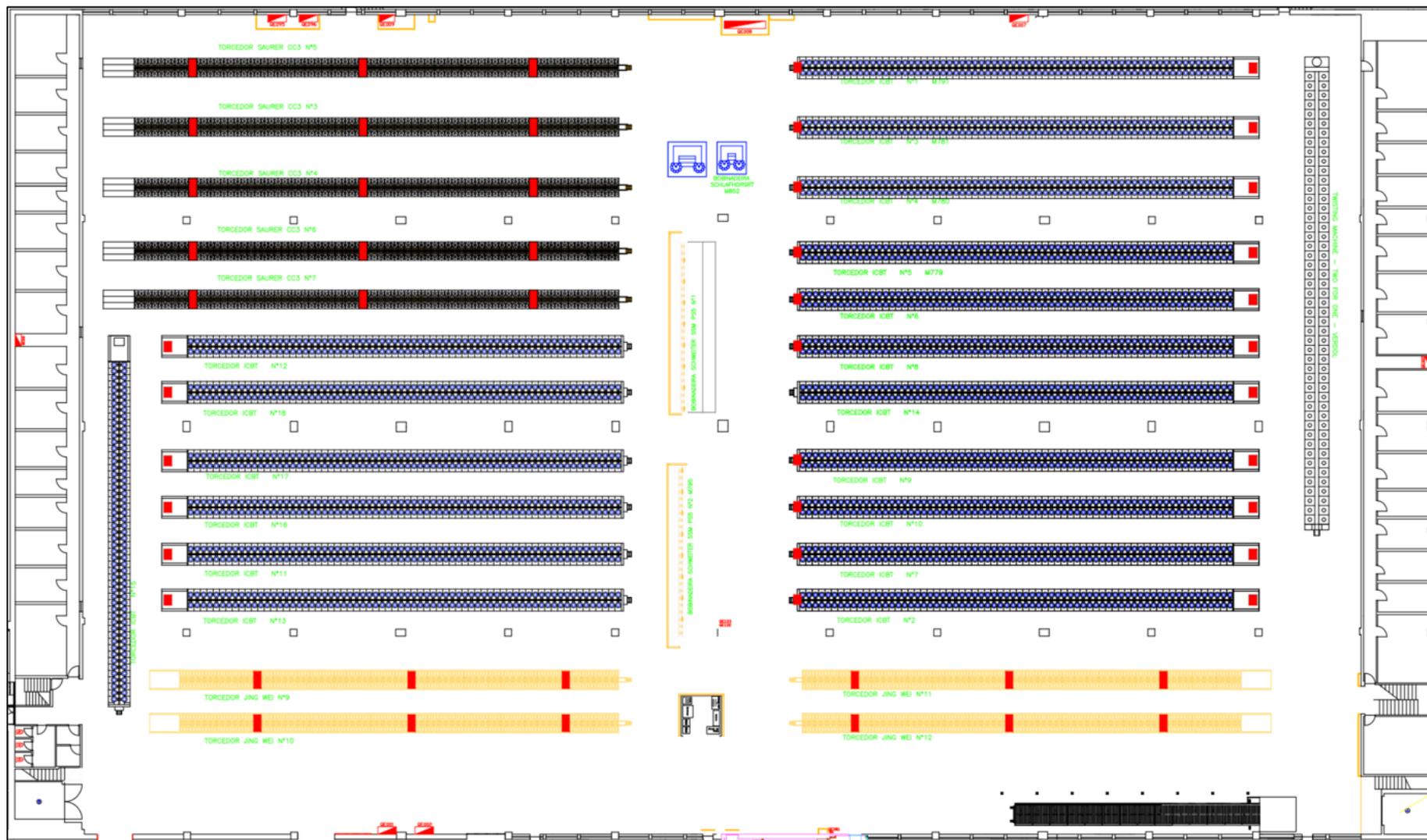


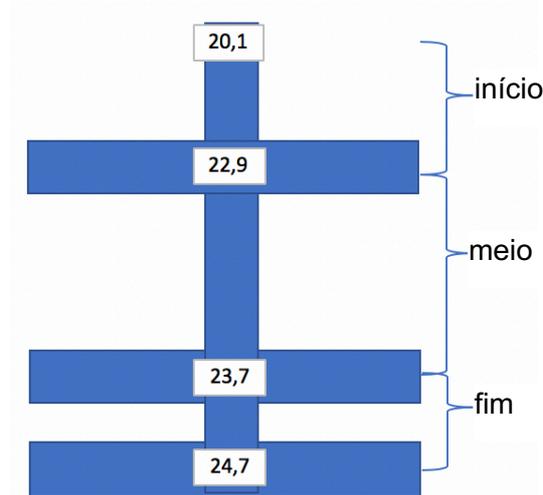
Figura E.1 – Planta do Salão 2 – Piso 0, na sua capacidade máxima



## Anexo F: Perdas de calor na insuflação

### Conduatas de insuflação

Para a obtenção do calor perdido ao longo das conduatas de insuflação presentes nos sótão foram usados os de transferência de calor, e na figura F.1 encontra-se um esquema das temperaturas obtidas.



**Figura F.1** – Esquema representativo de um coletor da CC#2

Após o levantamento das temperaturas procedeu-se ao cálculo do calor absorvido, abaixo exemplificado.

$$Q = m \times Cp \times \Delta T \Leftrightarrow Q = 32,79 \frac{Kg}{s} \times 1007 \frac{J}{Kg K} \times (22,9 - 20,1)K \Leftrightarrow Q = 92454 \frac{J}{s}$$
$$\Leftrightarrow Q = 92,45 KW$$

A obtenção do caudal de ar em cada zona, e respetiva massa, foi obtido nos dois primeiros troços com recurso a medições efetuadas ao caudal de insuflação, que estão exemplificadas no Anexo R. Para o último troço procedeu-se á estimativa do caudal que terá saído através da segunda linha de grelhas, tendo por base medições da velocidade do ar nas mesmas e foi feita a diferença entre o ar existente no segundo troço e o ar que saiu na segunda linha de grelhas de insuflação.

$$caudal_{2^a\ grelhas} = A_{grelha} * 0,6 * velocidade \times nr. grelhas$$
$$= (0,8 \times 0,45)m^2 \times 0,6 \times 3,2 \frac{m}{s} \times 17grelhas$$
$$\Leftrightarrow caudal_{2^a\ grelhas} = 11,75 \frac{m^3}{s}$$

$$m = (caudal_{2^o\ troço} - caudal_{2^a\ grelhas}) \times \rho \Leftrightarrow m = (26,44 - 11,75) \times 1,2 \frac{Kg}{m^3}$$
$$\Leftrightarrow m = 17,68 \frac{Kg}{s}$$

Em forma de resumo, na tabela F.1 encontra-se os restantes resultados para a totalidade do coletor.

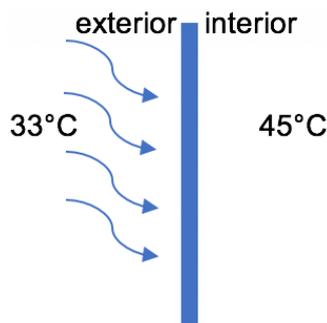
**Tabela F.1** – Calor absorvido pelo ar nos coletores presentes no sótão

CC2 – Tubagem 2								
	caudal [m <sup>3</sup> /s]	$\rho_{20^\circ\text{C}}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	massa [kg/s]	Cp ar [J/kg K]	T <sub>i</sub> [°C]	T <sub>f</sub> [°C]	Q <sub>parcial</sub> [kW]	Q <sub>total</sub> [kW]
<i>inicio</i>	27,23	1,204	32,79	1007	20,1	22,9	92,45	135,89
<i>meio</i>	26,44		31,83		22,9	23,7	25,64	
<i>fim</i>	14,6871		17,68		23,7	24,7	17,81	

### Janelas do sótão

Na obtenção da radiação que atravessa os vitrais presentes no sótão foram tidos em conta os conhecimentos presentes no ASHRAE Handbook – Fundamentals de 2009, sendo que foi obtida a radiação transmitida por cada metro quadrado de vidro para assim se conseguir extrapolar para todas as janelas presentes, já que parte das janelas se encontram ocupadas por saídas de exaustão das máquinas presentes no salão 2.

A situação encontrada encontra-se esquematizada abaixo.



**Figura F.2** – Esquema da situação calorífica presente nas janelas do sótão, junto ao coletor da CC #2

Assim foi possível o cálculo do calor que atravessa o vidro, conforme se exemplifica.

$$Q = U \times A \times (T_{out} - T_{in}) + \text{fator solar} \times A \times Et$$

Sendo que:

$$U = 5,7 \text{ W}/[\text{m}^2 \cdot \text{K}]$$

$$A = 1 \text{ m}^2$$

$$\text{Fator solar} = 0,85$$

$$Et = 118 \text{ W}/\text{m}^2$$

Estes coeficientes foram consultados na literatura, tendo em conta o tipo de vidro e a região geográfica onde se situa a fábrica e a orientação das janelas

$$Q = 5,7 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \times (33 - 45)\text{K} + 0,85 \times 118 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \Leftrightarrow Q = 51,45 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Assim temos que por cada metro quadrado de vitral entra no sótão 51,45 W de calor. Extrapolando, e sabendo que cada vitral terá 9,26 m<sup>2</sup>, caso esteja completo temos os resultados apresentado na tabela F.2.

**Tabela F.2** – Resultados obtidos para a radiação que entra no sótão pelos vitrais

	<b>Q [W/m<sup>2</sup>]</b>	<b>Q<sub>por vitral</sub> [W]</b>	<b>Nr. Vitrais</b>
<i>Vitral completo</i>	51,45	476,43	5
<i>Vitral com exaustão</i>		238,21	3



## Anexo G: Ganhos Internos

No cálculo dos ganhos internos foi tido em conta dois estudos realizados. Um realizado em 2012 e outro realizado pela empresa externa contratada para auxílio no projeto, cujo cálculo se baseou na capacidade máxima do salão.

Analisando a situação em 2012, obteve-se os valores apresentado na tabela G.1.

**Tabela G.1** – Ganhos internos, por zona, em 2012

	Nr. Máquinas		Ganhos internos [kW]
	ICBT	VOLKMAN	
CC #1	0	4	150
CC #2	6	0	308
CC #3	6	0	308
CC #4	6	0	308

Para a capacidade máxima do salão 2 temos o apresentado na tabela G.2.

**Tabela G.2** – Ganhos internos, por zona, para a capacidade máxima do salão 2

	Nr. Máquinas			Ganhos internos [kW]
	ICBT	Jing Wei	Oerlikon CC3	
CC #1	4	2	0	328
CC #2	2	0	5	378
CC #3	4	2	0	296
CC #4	7	0	0	359

Assim, e com base nos dados anteriores foi possível extrapolar para o ano de 2018, com a capacidade atual do salão, encontrando-se apresentado na tabela G.3.

**Tabela G.3** – Ganhos internos, por zona, em 2018

	Nr. Máquinas			Ganhos internos [kW]
	ICBT	Jing Wei	Oerlikon CC3	
CC #1	2	1	0	164
CC #2	3	0	4	374
CC #3	6	0	0	308
CC #4	7	0	0	359



## Anexo H: Temperatura e HR no interior do salão 2

Na tabela H.1 encontram-se as medições efetuadas todos dos dias úteis no centro de cada zona fictícia do salão 2 assim como a temperatura exterior á mesma hora.

*Tabela H.1 – Temperatura e HR das zonas no interior do salão 2 afetadas a cada CC e do exterior*

Data	Exterior		Zona afeta à CC 1		Zona afeta à CC 2		Zona afeta à CC 3		Zona afeta à CC 4	
	T [°C]	HR [%]	T [°C]	HR [%]	T [°C]	HR [%]	T [°C]	HR [%]	T [°C]	HR [%]
2/7/18 8:00	21,1	71,5	25,9	61,5	27,0	58,1	26,1	60,7	28,7	55,5
16/7/18 8:00	22,5	62,5	25,8	57,2	26,6	56,2	26,7	58,4	26,9	57,0
17/7/18 8:00	23,0	66,3	24,6	62,5	25,3	62,2	26,0	60,1	26,0	59,5
18/7/18 8:00	20,7	71,0	25,8	59,1	26,3	60,8	26,8	60,8	27,2	58,7
19/7/18 8:00	21,2	68,9	26,0	60,3	26,5	59,4	27,9	57,4	27,1	58,7
20/7/18 8:00	19,0	73,3	24,9	59,0	25,2	61,4	24,8	61,3	25,6	59,4
23/7/18 8:00	20,7	65,3	26,3	58,0	27,2	55,3	27,0	59,0	27,6	57,3
24/7/18 8:00	19,4	68,1	25,5	59,3	26,1	59,1	25,7	59,8	26,8	57,1
25/7/18 8:00	21,0	71,0	24,5	62,1	26,1	60,3	25,4	62,0	27,0	60,4
6/8/18 8:00	23,5	69,0	28,8	62,0	29,7	57,2	30,7	56,6	30,9	56,2
8/8/18 8:00	19,7	70,6	25,5	57,5	27,0	53,2	26,8	55,0	27,3	54,2
9/8/18 8:00	22,0	55,2	25,0	59,1	25,9	56,1	26,8	53,6	26,5	55,1
13/8/18 8:00	22,0	58,5	26,0	54,7	27,2	54,0	27,0	57,0	27,5	54,4
14/8/18 8:00	18,3	71,1	25,1	56,0	24,8	57,9	25,2	56,9	26,6	54,4
16/8/18 8:00	20,1	69,9	25,9	57,6	27,0	58,6	27,9	55,7	28,5	54,6
17/8/18 8:00	21,7	62,3	25,8	54,0	27,2	50,9	26,5	55,6	27,1	55,7
20/8/18 8:00	27,1	33,7	25,8	47,4	26,6	48,8	25,8	53,0	27,8	50,3
21/8/18 8:00	25,4	47,2	26,7	52,7	26,6	53,9	27,7	53,0	28,0	51,8
22/8/18 8:00	19,9	67,9	26,3	55,6	27,3	54,7	27,0	57,6	27,7	55,1
23/8/18 8:00	20,4	67,6	24,0	61,1	27,7	55,6	28,2	52,9	28,3	53,5
24/8/18 8:00	18,9	66,8	25,7	52,6	24,5	59,2	24,4	59,2	24,8	57,1
27/8/18 8:00	21,4	60,9	24,6	54,7	26,4	56,5	25,1	58,7	26,4	54,7
28/8/18 8:00	18,7	80,7	27,3	58,3	28,4	62,4	26,9	60,5	28,8	56,7
29/8/18 8:00	19,2	61,7	26,1	54,1	26,4	54,3	26,0	56,1	26,5	54,9
30/8/18 8:00	19,9	60,4	25,2	49,4	25,0	50,9	26,2	50,7	25,1	51,9
31/8/18 8:00	23,0	60,5	26,1	55,1	26,0	58,5	25,5	58,3	26,6	55,3

<b>10/9/18 8:00</b>	19,5	68,6	25,7	51,8	25,7	54,8	26,3	53,8	26,5	52,9
<b>11/9/18 8:00</b>	21,7	63,3	26,5	52,4	28,1	55,8	26,4	59,6	28,7	52,9
<b>12/9/18 8:00</b>	22,3	61,2	26,2	52,5	27,2	52,4	26,8	55,7	27,4	53,8
<b>17/9/18 8:00</b>	20,6	57,8	26,0	48,3	25,9	50,8	25,9	52,3	27,1	49,1
<b>18/9/18 8:00</b>	19,2	74,3	26,1	54,2	55,1	26,4	56,3	26,8	27,9	53,7
<b>19/9/18 8:00</b>	20,8	58,6	25,6	48,6	26,7	48,8	30,1	43,9	27,2	49,3
<b>20/9/18 8:00</b>	20,4	66,2	25,8	53,0	26,9	55,4	26,0	55,9	27,6	53,9
<b>21/9/18 8:00</b>	19,2	72,2	26,2	54,8	26,7	55,6	27,0	56,3	29,4	52,7
<b>24/9/18 8:00</b>	20,8	65,5	26,6	51,6	29,0	52,7	27,1	54,2	29,2	49,5
<b>25/9/18 8:00</b>	23,8	26,3	27,6	28,2	27,5	37,1	27,1	41,1	28,8	39,3
<b>26/9/18 8:00</b>	19,2	60,6	26,9	44,9	29,0	48,6	26,0	51,6	28,4	48,0

## Anexo I: Dissipação térmica dos torcedores

Obter a dissipação térmica para o ambiente dos torcedores apenas foi possível após medir as temperaturas da superfície do torcedor e do ambiente envolvente para que aplicando os conceitos de transferência de calor fosse possível obter resultados. O estudo foi dividido em duas partes. Primeiro analisou-se a zona afeta aos fusos, ou seja, foram feitas medições no primeiro, no meio e no último fuso para se ter noção da distribuição ao longo da máquina. Após isso analisou-se a cabeceira da máquina. As conclusões estão apresentadas por lateral da máquina.

Para o cálculo da dissipação antes de se iniciar o estudo por fuso e por cabeceira foi necessário determinar os coeficientes relativos á convecção natural do ar, conforme exemplificado abaixo e tendo como referência os valores do fuso 1B do ICBT nr. 10.

$$Gr = \frac{g \times \beta \times (T_{ext,s} - T_{ext}) \times \delta^3}{\nu^2}$$

Onde:

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$\beta = \frac{1}{T} = \frac{1}{30+273} = 0,0033 \text{ K}^{-1}$$

$$\delta = 0,75 \text{ m}$$

$\nu = 1,608 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$  – Valor retirado das tabelas de Fenómenos de Transporte II do ISEC 2017/2018

$$Gr = \frac{9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0,0033 \frac{1}{\text{K}} \times (30,2 - 28,7)\text{K} \times (0,75 \text{ m})^3}{(1,608 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}})^2} \Leftrightarrow Gr = 7,91 \times 10^7$$

$$Ra = Gr \times Pr$$

Onde:

$Pr_{30^\circ\text{C}} = 0,7282$  – Valor retirado das tabelas de Fenómenos de Transporte II do ISEC 2017/2018

$$Ra = Gr \times Pr \Leftrightarrow Ra = 5,76 \times 10^7$$

Com o Ra obtido sabemos assim que o regime é turbulento, logo o cálculo de Nu será o seguinte.

$$Nu = 0,59 \times Ra^{\frac{1}{4}} \Leftrightarrow Nu = 0,59 \times (5,76 \times 10^7)^{\frac{1}{4}} \Leftrightarrow Nu = 51,41$$

Assim, o cálculo do coeficiente de transferência de calor do ar por convecção natural será calculado da seguinte forma.

$$h = \frac{Nu \times K}{\delta}$$

Onde:

$K_{ar\ 30^{\circ}C} = 0,02588\ W/(m\ K)$  – Valor retirado das tabelas de Fenómenos de Transporte II do ISEC 2017/2018

$$h = \frac{51,41 \times 0,02588 \frac{W}{m\ K}}{0,75m} \Leftrightarrow h = 1,7739 \frac{W}{m^2\ K}$$

Após a obtenção do coeficiente de transferência de calor para o ar, calculou-se então a resistência á convecção do ar, pela seguinte forma.

$$R_{conv\ ar} = \frac{1}{h \times A}$$

Onde:

$$A = \text{altura} \times \text{comprimento} = 0,75m \times 1,02m = 0,7650\ m^2$$

$$R_{conv\ ar} = \frac{1}{1,7739 \frac{W}{m^2\ K} \times 0,7650m^2} \Leftrightarrow R_{conv\ ar} = 0,7369 \frac{K}{W}$$

Assim foi possível calcular o calor libertado.

$$Q_{conv} = \frac{(T_{ext,s} - T_{ext})}{R_{conv\ ar}} = \frac{(30,2 - 28,7)K}{0,7369 \frac{K}{W}} = 2,94W$$

Após se obter este calor, era necessário extrapolar para a lateral completa do torcedor. Assim, e como cada torcedor tem 68 fusos e a medição foi feita por fuso, considerou-se que para o primeiro fuso poderíamos extrapolar para os primeiros 21 fusos, com o fuso do meio para os seguintes 22 fusos e para o último fuso para os últimos 21 fusos tendo um total de 68 fusos. Apenas no caso do ICBT isso não foi efetuado pois as portas do torcedor não são individuais, mas sim por cada dois fusos. Assim considerou-se que o calor estava associado a dois fusos em vez de um, tendo-se extrapolado com a mesma lógica para a restante lateral do ICBT.

Desta forma obtemos o seguinte calor lateral dissipado para o ICBT.

$$Q_{conv\ lateral} = 2,04W \times 11 + 16,24W \times 12 + 7,56W \times 11 \Leftrightarrow Q_{conv\ lateral} = 300,80\ W$$

Na tabela I.1, encontram-se ilustrados os valores obtidos para as laterais dos torcedores, apenas para a zona dos fusos.

**Tabela I.1 – Dissipação térmica lateral dos torcedores, apenas para os fusos**

<b>Material</b>	<b>Máquina</b>	<b>Fuso</b>	<b>T<sub>ext</sub> [°C]</b>	<b>T<sub>ext,s</sub> [°C]</b>	<b>Altura [m]</b>	<b>Comprimento [m]</b>	<b>Gr</b>	<b>Ra</b>	<b>Nu</b>	<b>h<sub>ar</sub> [W/m<sup>2</sup>K]</b>	<b>A [m<sup>2</sup>]</b>	<b>R<sub>conv ar</sub> [K/W]</b>	<b>Q<sub>conv</sub> [W]</b>	<b>Q<sub>por1/3</sub> [W]</b>	<b>Q<sub>lateral</sub> [W]</b>
A	ICBT 10	1B	28,7	30,2	0,75	1,02	7,91E+07	5,76E+07	51,41	1,7739	0,7650	0,7369	2,04	22,39	300,80
		34B	30,6	38,5			4,17E+08	3,04E+08	77,88	2,6873		0,4864	16,24	194,89	
		68B	28,8	33,1			2,27E+08	1,65E+08	66,89	2,3082		0,5663	7,59	83,52	
B	ICBT 17	1B	30,2	34,8	0,775	0,5	2,43E+08	1,77E+08	68,03	2,3474	0,3875	0,5569	8,26	90,87	262,21
		34B	29,9	33,6			1,95E+08	1,42E+08	64,42	2,2231		0,5880	6,29	75,51	
		68B	28,2	33,0			2,53E+08	1,84E+08	68,76	2,3726		0,5510	8,71	95,83	
C	CC3 4	1B	29,3	35,1	0,722	0,45	3,38E+08	2,46E+08	73,88	2,4672	0,3249	1,0460	5,55	121,99	523,85
		34B	27,6	35,4			4,54E+08	3,31E+08	79,56	2,6569		0,9713	8,03	184,70	
		68B	27,0	36,2			5,36E+08	3,90E+08	82,91	2,7688		0,9320	9,87	217,16	
A	Jing Wei 9	1B	28,3	34,0	0,722	0,45	2,68E+08	1,95E+08	69,76	2,5004	0,3249	1,2310	4,63	101,87	263,26
		34B	27,9	32,3			2,07E+08	1,51E+08	65,38	2,3437		1,3133	3,35	77,06	
		68B	28,2	33,1			2,31E+08	1,68E+08	67,17	2,4076		1,2784	3,83	84,32	

Na tabela abaixo apresentada encontram-se os resultados, calculados como demonstrado acima, para a lateral da cabeceira de cada tipo de torcedor presente no salão 2.

**Tabela I.2 – Dissipação térmica lateral dos torcedores, apenas para a cabeceira**

<b>Material</b>	<b>Máquina</b>	<b>T<sub>ext</sub> [°C]</b>	<b>T<sub>ext,s</sub> [°C]</b>	<b>Altura [m]</b>	<b>Comprimento [m]</b>	<b>Gr</b>	<b>Ra</b>	<b>Nu</b>	<b>h<sub>ar</sub> [W/m<sup>2</sup>K]</b>	<b>A [m<sup>2</sup>]</b>	<b>R<sub>conv ar</sub> [K/W]</b>	<b>Q<sub>conv</sub> [W]</b>
A	ICBT 10	27,8	29,3	1,68	1,98	8,90E+08	6,48E+08	94,13	1,45	3,3264	0,2073	7,23

B	ICBT 17	31,4	33,0			9,49E+08	6,91E+08	95,66	1,47		0,2040	7,84
C	CC3 4	31,4	33,0	1,6	2,1	7,45E+08	5,43E+08	90,05	1,50	3,317	0,2005	7,98
A	Jing Wei 9	26,9	29,4	1,8	2,1	1,79E+09	1,31E+09	112,16	1,62	3,7232	0,1656	15,09

Já na tabela I.3 encontram-se os resultados final, do calor dissipado pela lateral de cada máquina tendo em atenção os fusos e a cabeceira da mesma.

**Tabela I.3 – Dissipação térmica lateral dos torcedores presentes no salão 2**

<b>Material</b>	<b>Máquina</b>	<b>Q<sub>lateral fusos</sub> [W]</b>	<b>Q<sub>cabeceira</sub> [W]</b>	<b>Q<sub>lateral</sub> [W]</b>
A	ICBT 10	300,80	7,23	308,03
B	ICBT 17	262,21	7,84	270,05
C	CC3 4	523,85	7,98	531,83
A	Jing Wei 9	263,26	15,09	278,35

## Anexo J: Plano de controlo e manutenção atual das CC

No que diz respeito á manutenção das centrais de climatização, as intervenções a efetuar e respetivo calendário está apresentado na tabela abaixo.

*Tabela J.1 – Intervenções efetuadas nas CC e respetiva periodicidade*

<b>Descrição dos Trabalhos</b>	<b>Periodicidade</b>
Verificação geral do funcionamento e pequenas correções corretivas, se necessário	Duas vezes dia
Verificação de ruídos e vibrações anormais	Duas vezes dia
Verificação do funcionamentos dos ventiladores	Duas vezes dia
Verificação do funcionamento das bombas de água e respetivos empanques	Duas vezes dia
Limpeza filtros de água	Diariamente
Limpeza dos filtros de ar	Semanal
Medição de consumos de corrente elétrica dos ventiladores e das bombas	Mensal
Renovação da água dos tanques, após limpeza da câmara de humidificação e dos bicos atomizadores	Mensal
Verificação manual do correto funcionamento dos atuadores dos registos	Mensal
Efetuar vistoria e limpeza das condutas de insuflação e exaustão, e se necessário reparar	Anual
Verificação da corrosão nas várias estruturas e componentes metálicos, corrigindo se necessário	Anual
Lavagem das chapas separadoras de gotas e orientadoras de ar, substituindo as danificadas	Anual
Verificação do estado da camada impermeabilizante dos tanques de água e, em caso de necessidade, respetiva correção	Anual
Verificação da instalação elétrica quanto a corrosão, limpeza dos quadros elétricos e reaperto das ligações	Anual

Foi efetuado o acompanhamento da limpeza de uma das centrais, tendo sido efetuada a intervenção abaixo detalhada. No decorrer dos trabalhos foram efetuados registos fotográficos para uma melhor compreensão do tipo de trabalho realizado e o estado das CC.

### **Intervenção para limpeza:**

- 1) Desligar a bomba de água;
- 2) Esvaziamento do tanque de água;
- 3) Desligar o ventilador de exaustão, quando o tanque estiver vazio;
- 4) Limpeza dos filtros, da superfície do tanque e das chapas separadoras de gotas com máquina de pressão;



**Figura J.1** – Etapas do processo de limpeza, dos filtros, tanque e separador de gotas, respetivamente

- 5) Abertura da base dos tubos conectados aos atomizadores;



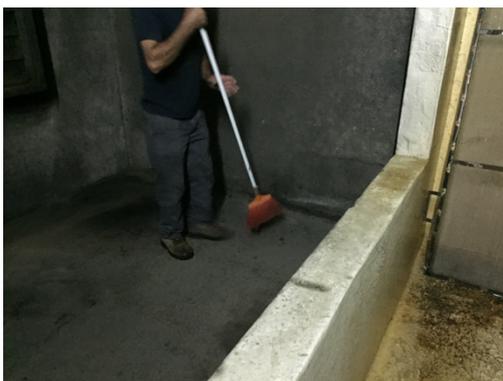
**Figura J.2** – Pormenor da abertura dos tubos conectados aos atomizadores

- 6) Limpeza da câmara de atomização, incluindo os bicos inferiores (acoplamento do bico da máquina de pressão ao atomizador), libertando assim lixo acumulado;



**Figura J.3** – Etapas do processo de limpeza dos atomizadores, por ordem cronológica (esquerda – direita)

- 7) Fechar a base dos tubos conectados aos atomizadores;  
 8) Varredura do lixo acumulado no tanque de retenção de água por forma a ser encaminhado para a canalização correspondente, com o auxílio de água;  
 9) Limpeza, com máquina de pressão, das superfícies restantes da central (paredes e tetos);  
 10) Varredura da zona de admissão de ar e do ventilador de insuflação;



**Figura J.4** – Limpeza da zona de admissão do ar

11) Limpeza final, com o auxílio de uma mangueira, das superfícies da central e encaminhamento para a canalização da água juntamente com o lixo acumulado;



**Figura J.5** – Limpeza final

12) Inicia-se o enchimento do tanque de água;



**Figura J.6** – Enchimento do tanque de água – boia de nível

- 13) Fecha-se as portas da central;
- 14) Ligar o ventilador de insuflação;
- 15) Ligar a bomba de água, após o enchimento do tanque estar completo (cerca de 2h).

Após a limpeza da central observa-se o resultado final nas imagens abaixo, sendo que no tanque de água no interior da câmara de humidificação e na zona de admissão é de se notar uma diferença considerável comparativamente às imagens iniciais.



**Figura J.7** – Estado das zonas após a limpeza

No controlo da água usada nas centrais, foram efetuadas medições referentes à temperatura e pH antes e após a limpeza das mesmas. Estes valores encontram-se discriminados na tabela J.2.

**Tabela J.2** – Temperatura e pH referentes à água em utilização nas quatro CC

		Segunda, 21 de Maio		Terça, 22 de Maio	Quarta, 23 de Maio	Sexta, 25 Maio	
		08:00	12:30	08:00	12:00	08:30	15:30
CC #1	pH	-	-	8,530	8,602	em limpeza	6,854
	Temperatura [°C]	14,5	15,4	14,8	17,5		19,3
CC #2	pH	-	-	8,570	8,661	6,755	7,261
	Temperatura [°C]	13,9	14,8	13,1	17,0	19,2	18,2
CC #3	pH	-	-	8,740	8,883	8,921	8,952
	Temperatura [°C]	13,3	15,2	12,7	16,8	16,2	16,5
CC #4	pH	-	-	8,730	8,806	8,882	8,917
	Temperatura [°C]	13,8	15,3	12,9	16,8	16,2	16,3

Na tabela J.3, encontram-se detalhadas as análises efetuadas à água presente no tanque da central de climatização nr. 2, nos últimos anos.

**Tabela J.3** – Análises efetuadas à água do tanque da CC #2, entre 2015 e 2018

	CC #2			
	28-09-2015	28-06-2016	20-09-2017	24-09-2018
<b>pH [6,9 A 9,0]</b>	9,3	8,4	8,3	-
<b>Condutividade 20°C [2500 uS/cm]</b>	5290	2020	1602	6200

<b>Óleos e gorduras [<math>&lt;15</math> mg/l]</b>	< 10	-	-	-
<b>Ferro [<math>&lt;2</math> mg/l]</b>	10	1,6	< 0,50	< 0,2
<b>Sólidos suspensos totais [<math>&lt;60</math> mg/l]</b>	40	< 10	18	-
<b>Carência Química de Oxigênio [<math>&lt;150</math> mg/l]</b>	120	-	< 30	-
<b>Carência Bioquímica de Oxigênio [<math>&lt;40</math> mg/l]</b>	< 30	-	< 30	-
<b>Azoto amoniacal [<math>&lt;10</math> mg/l]</b>	-	-	< 1,0	-
<b>Nr. Colónias 22°C [<math>&lt;10000</math> UFC/ml]</b>	-	-	-	8320

A tabela J.4 relata as análises efetuada á água proveniente do furo número 1, que alimenta as centrais durante grande parte do ano. Estas análises indicam parâmetros designados por lei, assim como os seus máximos valores recomendados ou um intervalo de valores recomendados.

**Tabela J.4 – Análises efetuadas à água proveniente do furo nr., entre 2015 e 2017**

	<b>Furo nr. 1</b>		
	<b>31/08/2015</b>	<b>04/03/2016</b>	<b>28/06/2017</b>
<b>Cor [20 pt/co]</b>	< 6	< 6	< 6
<b>Turvação [4 NTU]</b>	9	< 1.0	< 1.0
<b>pH [6,5 A 9,5]</b>	6,4	6,8	6,3
<b>Condutividade 20°C [2500 uS/cm]</b>	499	614	845
<b>Alcalinidade [mg/L]</b>	110	200,00	120
<b>Dureza total [150 – 500 mg/L]</b>	108,2	103,2	71,7
<b>Nitritos [0,5 mg/L]</b>	< 0,10	< 0,10	< 0,10
<b>Oxidabilidade [5 mg/L]</b>	< 2,0	< 2,0	< 2,0
<b>Cloro livre [0,2 – 0,6 mg/L]</b>	< 0,10	< 0,10	0,73
<b>CQ: Soma de aniões [mEq/L]</b>	-	6,3	7,7
<b>CQ: Soma de catiões [mEq/L]</b>	-	6,4	7,5
<b>CQ1: Balanço iónico (catiões/aniões) [mEq/L]</b>	-	0,055	0,26
<b>CQ2: Na/Cl</b>	-	1,1	1,1
<b>CQ3: Cond. Teórica/Cond. Exp.</b>	-	0,93	1
<b>Sólidos dissolvidos totais [mg/L]</b>	309	381	524
<b>Cloretos [250 mg/L]</b>	58	88	150
<b>Sulfatos [250 mg/L]</b>	65	48	60
<b>Sódio [200 mg/L]</b>	73	97	140
<b>Potássio [mg/L]</b>	3,9	4,2	3,6

<b>Magnésio [<math>&lt;50</math> mg/L]</b>	13	14	10
<b>Cálcio [<math>&lt;100</math> mg/L]</b>	16	19	12
<b>Nitratos [50 mg/L]</b>	$< 5,0$	$< 5,0$	$< 5,0$
<b>Nitritos [0,5 mg/L]</b>	-	-	$< 0,5$
<b>Azoto amoniacal [0,5 mg/L]</b>	$< 0,25$	$< 0,25$	$< 0,25$
<b>Ferro [0,2 mg/L]</b>	7,5	0,047	$< 0,01$
<b>Manganês [0,05 mg/L]</b>	1,1	0,16	$< 0,035$
<b>Fluoretos [1,5 mg/L]</b>	$< 1,0$	$< 1,0$	$< 1,0$
<b>Sólidos suspensos totais [mg/L]</b>	-	$< 10$	$< 10$

## Anexo K: Isolamento térmico das condutas de insuflação

Para o cálculo do ganho calorífico observado após a instalação de isolamento térmico nas condutas de insuflação, foram tidos em conta os conhecimentos presentes no Capítulo 23 do ASHRAE Handbook – Fundamentals de 2009. Foram efetuadas medições com um termopar de contacto na superfície interior da conduta assim como na exterior.

Desta forma sabe-se que o fluxo de calor, unidimensional, é obtido através da lei de Fourier, que para uma geometria plana é:

$$Q = k \times A \times \frac{(T_1 - T_2)}{L}$$

Onde:

Q – calor [W]

A – área secção reta =  $(1,4 + 1,4 + 1,25 + 1,25) \times 44 \text{ m} = 233,2 \text{ m}^2$

Sendo admitido um comprimento médio de 44 m para cada coletor.

k – Condutividade térmica do isolamento =  $0,04 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$

L = espessura isolamento =  $50 \text{ mm} = 0,05 \text{ m}$

T<sub>1</sub> = Temperatura no exterior da conduta

T<sub>2</sub> = Temperatura no interior da conduta

$$Q = 0,04 \times 233,2 \times \frac{(26,2 - 22)}{0,05} = 783,5 \text{ W}$$

Desta forma, e novamente de acordo com o anexo F, é possível saber a poupança a nível de calor para este caso.

$$Q = 135\,890 \text{ W} - 784 \text{ W} = 135\,106 \text{ W} \approx 0,14 \text{ MW}$$

Visto que não foi possível saber o comportamento exato das temperaturas de insuflação para cada hora do dia, foi efetuada a melhor aproximação possível considerando que das 8568h anuais em funcionamento em apenas em um sexto do tempo se observa esta influência. Posto isto obteve-se a poupança energética associada a cada coletor de cada central.

$$0,14 \text{ MW} \times \frac{8568}{6} \text{ h} = 200 \text{ MWh}$$

Assim por cada central, e sabendo que cada possui dois coletores, verifica-se uma poupança energética de:

$$200 \text{ MWh} \times 2 = 400 \text{ MWh}$$

### **Viabilidade económica**

Por forma a se verificar a viabilidade económica deste projeto foi necessário contabilizar inicialmente qual o custo médio mensal das centrais de climatização.

Assim foi admitido como o valor pago de energia elétrica de  $100 \text{ €/MWh}$  ao longo de todas as fases do cálculo.

Passamos então para a determinação do custo das centrais na sua totalidade, ou seja, o custo do funcionamento do ventilador e da bomba de água assim como o custo dos químicos adicionados à água usada.

Em relação à adição de químicos sabemos que a água é tratada com o auxílio de hipoclorito de sódio e soda cáustica. Desta forma e pela dosagem sabemos que em cada litro de água usada é acrescentado 0,8 L de hipoclorito de sódio e 0,75 L de soda cáustica.

Sabendo que cada litro de hipoclorito tem o custo de 0,17 €/L e o de soda cáustica de 0,63 €/L, ficamos assim com um valor de aproximadamente 0,61€/L água tratada.

Desta forma é possível obter o custo médio das centrais em cada mês, conforme exemplificado na tabela K.1.

**Tabela K.1 – Custo médio das centrais em cada mês**

	<b>Consumo energético [MWh/mês]</b>	<b>Consumo água [m<sup>3</sup>/mês]</b>	<b>Custo água [€/mês]</b>	<b>Custo energético [€/mês]</b>	<b>custo centrais [€/mês]</b>
CC #1	8,55	29,25	17,84	854,90	872,74
CC #2	21,03	43,17	26,33	2103,00	2129,33
CC #3	21,13	64,08	39,09	2113,10	2152,19
CC #4	23,60	61,08	37,26	2359,50	2396,76
<i>média</i>	18,58	49,40	30,13	1857,63	1887,76

Conclui-se que em média cada central tem um custo de 1887,76 € por mês o que equivale a cerca de 18,58 MWh por mês, sendo que esta média foi elaborada tendo em conta os consumos dos últimos 12 meses.

Assim, sabendo que cada central perde 600 MWh por cada ano, é possível saber qual a perda monetária associada.

$$\frac{\text{€}}{\text{ano}} = \frac{400 \text{ MWh} \times 1887,76 \frac{\text{€}}{\text{mês}}}{18,58 \frac{\text{MWh}}{\text{mês}}} = 40\,641 \frac{\text{€}}{\text{ano}}$$

Assim, concluímos que no total é perdido em termos monetários € por ano e sabendo que o investimento para o isolamento das condutas é de aproximadamente 60 000€ é possível obter a viabilidade económica do investimento.

$$\frac{\text{€}}{\text{ano}} = 40\,641\text{€} \times 4 \text{ centrais} = 162\,564 \frac{\text{€}}{\text{ano}}$$

$$\text{Payback} = \frac{60000\text{€} \times 1 \text{ ano}}{162\,564 \frac{\text{€}}{\text{ano}}} = 0,37 \text{ anos} = 5 \text{ meses}$$

Conclui-se então que este investimento tem associado um *payback* simples de cerca de 5 meses.

## Anexo L: Alteração dos vitrais

Considerando a alteração dos vidros das janelas presentes no sótão por outros com um fator solar de 28%, isto iria reduzir a radiação transmitida por  $m^2$  para 16,2 W. Assim, e com base no já demonstrado no Anexo F, a temperatura no interior do sótão seria a abaixo calculada.

$$16,2 = 5,7 \frac{W}{m^2 K} \times 1m^2 \times (33 - x)K + 0,28 \times 1m^2 \times 118 \frac{W}{m^2} \Leftrightarrow x = 36^\circ C$$

Assim teríamos menos 9°C no interior do salão do que o atual, nos meses críticos, onde as temperaturas exteriores são superiores a 30°C o que equivaleria a cerca de 5 meses no ano.

### Viabilidade Económica

Para que seja possível o cálculo da viabilidade económica do projeto é necessário primeiro saber de quanto será a redução de calor transmitida.

$$Q = 51,5 \frac{W}{m^2} - 16,2 \frac{W}{m^2} = 35,3 \frac{W}{m^2}$$

$$Q = 35,3 \times 27,18m^2 = 980 W = 0,00098 MW$$

De acordo com o consumo mensal médio das centrais, previamente demonstrado no Anexo K, cada central consome em média 1887,76 € em cada mês em energia elétrica para o ventilador e bomba de água e em químicos usados no tratamento de água, o que equivale a 18,58 MW/mês de potência consumida por central mensalmente.

$$Poupança\ mensal = \frac{1887,76 \frac{\text{€}}{\text{mês}} \times 0,00098 MW}{18,58 \frac{MW}{\text{mês}}} \times 4\ centrais = 0,40 \frac{\text{€}}{\text{mês}}$$

De forma clara se visualiza que a viabilidade económico é nula e tendo em atenção que se considerará que a radiação solar apenas tem influência notória dentro do sótão em 5 meses do ano a poupança anual seria de 1,99 €.



## Anexo M: Aumento do caudal insuflado na CC #1 e #2

De acordo com as medições realizadas, o caudal aumentaria cerca de 18,5%, conforme se vê indicado na tabela abaixo.

**Tabela M.1** – Caudal de insuflação após retirada das grelhas de admissão exteriores

Central de Climatização	Caudal de Insuflação [m <sup>3</sup> /h]	Caudal insuflação após retirar grelhas [m <sup>3</sup> /h]	Aumento [%]
2	98030,50	116 166	18,5

Antes de fazer a extrapolação para o caudal futuro da CC #1 teríamos de considerar que o valor obtido é válido para 40Hz e é necessário ser corrigido.

$$Caudal_{CC\#1\ 50Hz} = \frac{64084,5 \times 50}{40} = 80105,6 \frac{m^3}{h}$$

Assim é possível obter o caudal final da CC#1.

$$Caudal_{CC\#1\ final} = 80105,6 \times 1,185 = 94524,6 \frac{m^3}{h}$$

Desta forma obtemos os seguintes caudais de insuflação após otimizar as perdas de carga das grelhas de admissão e trocar a virola associada ao ventilador da CC #1.

**Tabela M.2** – Caudais de insuflação nas CC #1 e #2, após otimização das perdas de carga

Central de Climatização	Caudal insuflação final [m <sup>3</sup> /h]
1	94 525
2	116 166

### Viabilidade económica

Para se obter a viabilidade económica foi necessário saber qual o custo da energia elétrica, cuja obtenção se encontra no Anexo K e o qual foi obtido tendo em conta os valores do ano de 2017.

Assim, sabe-se que caso se pretende-se manter o caudal de insuflação atual, com a substituição das grelhas iria ser possível baixar a velocidade do ventilador e assim reduzir o consumo de energia. Desta forma foi calculada qual a velocidade a impor ao ventilador.

$$Velocidade = 980 - \left[ \frac{116\ 166 \times 980\ rpm}{98030,5} - 980 \right] = 799\ rpm$$

O que se traduz numa frequência de:

$$Frequência = \frac{799rpm \times 50Hz}{980rpm} = 40,8Hz$$

Ou seja, é então possível saber qual a potência que o motor do ventilador passaria a gastar com esta redução. A potência do motor foi obtida pelo software PME e teve em conta os últimos 12 meses.

$$P_2 = P_1 \times \frac{F_2}{F_1} = 43kWh \times \frac{40,8Hz}{50Hz} \Leftrightarrow P_2 = 35,1kWh$$

Assim, e sabendo que o custo da energia elétrica é de 100 €/MW é possível saber a diferença das potências e obter a poupança anual.

$$\Delta P = 43kWh - 35,1kWh \Leftrightarrow \Delta P = 7,9kWh$$

$$P_{anual} = 7,9kWh \times 8568h \Leftrightarrow P_{anual} = 67\,687,2kW = 67,7MW$$

$$\text{€}_{anual} = 67,7MW \times 100 \frac{\text{€}}{MW} = 6770 \frac{\text{€}}{\text{ano}}$$

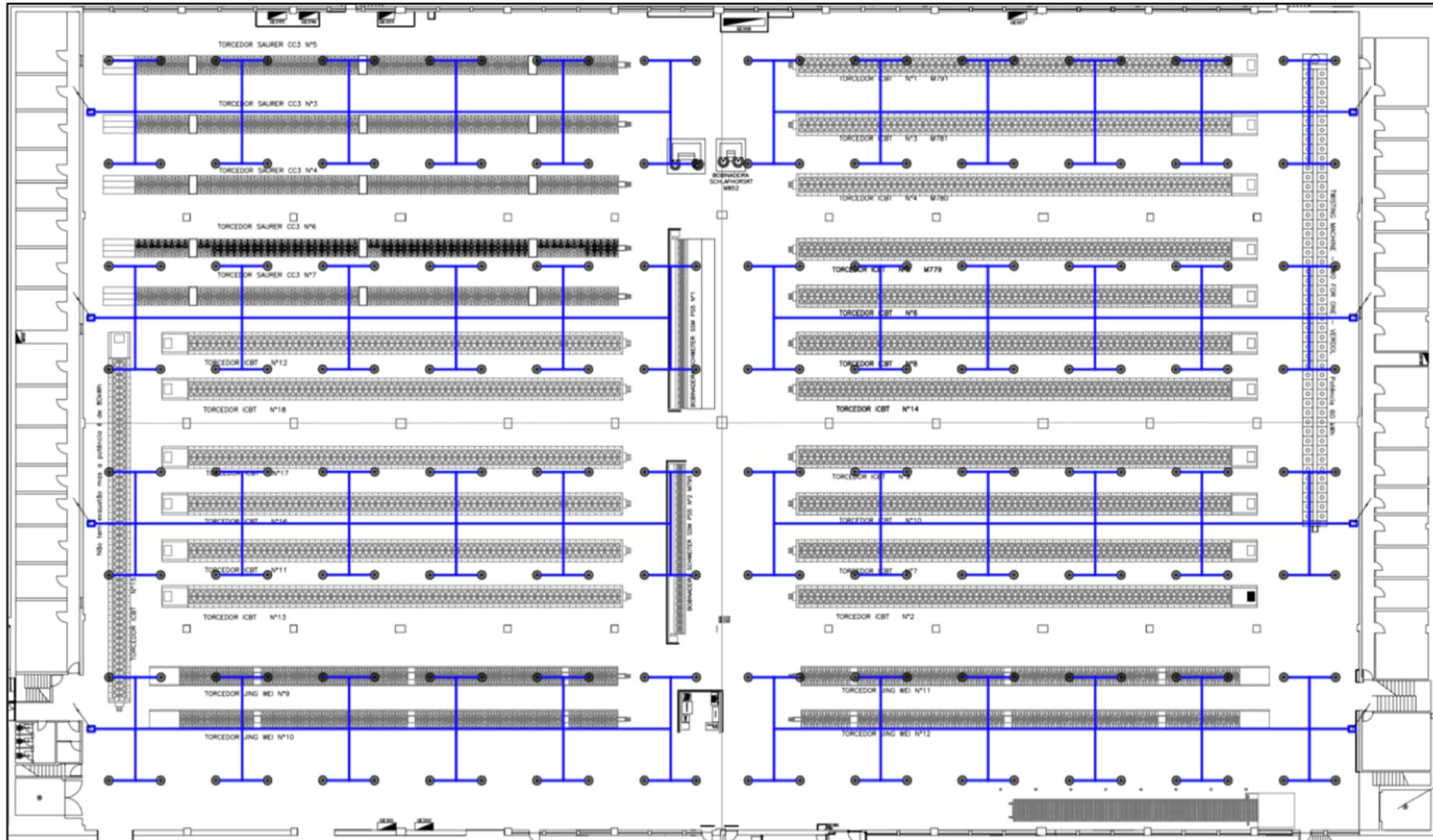
Desta forma sabemos que em cada CC existirá uma poupança de 67,7 MW ano o que se traduz em 6770 € anuais.

Assim sendo, podemos obter o *payback* simples para o investimento de substituição das grelhas nas duas CC sabendo que o investimento total é de cerca de 5 000€.

$$\text{Payback} = \frac{5000\text{€}}{(6770 \frac{\text{€}}{\text{ano}} \times 2)} = 0,37 \text{ ano} \cong 5 \text{ meses}$$

Conclui-se assim que este projeto traria um retorno do investimento em um espaço de tempo curto, e iria permitir aumentar a capacidade de duas das centrais de climatização existentes no salão 2.

## Anexo N: Planta representativa da colocação dos difusores



*Figura N.1 – Representação esquemática da distribuição dos difusores ao salão 2*



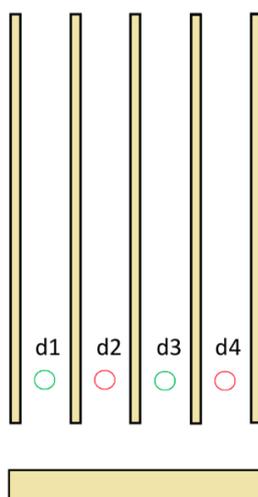
## Anexo O: Estudo influência dos difusores instalados

No decorrer da consulta ao mercado para a instalação dos novos difusores foi levantada a hipótese de existir uma alternativa viável e com um custo 3 vezes menor aos ventiladores propostos.

Assim foi efetuado um estudo com o intuito de se comparar a influência de cada um dos difusores. Este estudo foi efetuado com duas situações. A primeira com dois ventiladores de cada tipo e a segunda usando apenas os difusores com o melhor desempenho na primeira fase.

A comparação foi efetuada entre o difusor RA-V2 D500 da Krantz/France Air e o DVP D630 da Koolair e teve como objetivo comparar o raio de influência assim como as velocidades do ar obtidas. De salientar que visto que a instalação não se encontra ainda com o *layout* final logo não é possível obter os caudais definidos no projeto pelos que na instalação final os resultados serão melhores.

No primeiro ensaio, foram instalados um difusor de cada em cada coletor da CC #4, tendo-se obtido a disposição presente na Figura O.1.



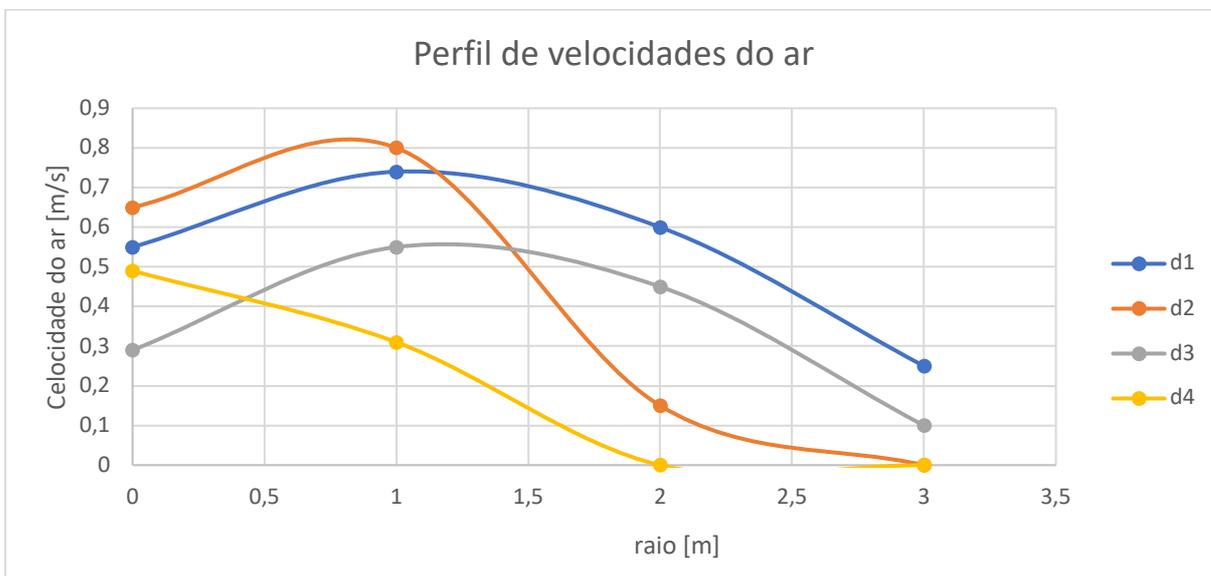
**Figura O.1** – Disposição dos difusores no primeiro ensaio

Foi então designado como sendo o d1 e d3 os difusores da France Air e os d2 e d4 como os da Koolair e as velocidades obtidas encontram-se na tabela O.1.

**Tabela O.1** – Dados de velocidade do ar para o ensaio 1

	Caudal [m <sup>3</sup> /h]	v [m/s] r = 0m	v [m/s] r = 1m	v [m/s] r = 2m	v [m/s] r = 3m
<b>d1</b>	2800	0,55	0,74	0,60	0,25
<b>d2</b>	2350	0,65	0,80	0,15	0,00
<b>d3</b>	2200	0,29	0,55	0,45	0,10
<b>d4</b>	2000	0,49	0,31	0,00	0,00

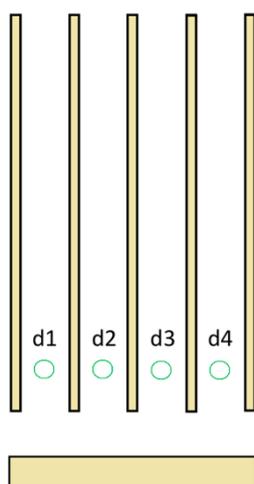
Para uma melhor compreensão do perfil de velocidades encontra-se abaixo o gráfico correspondente onde é possível observar a diferença significativa no comportamento dos difusores e que o raio de influência é mais pequeno no caso dos difusores da marca Koolair.



**Figura O.2** – Gráfico representativo do perfil de velocidade do ar – Ensaio 1

Conclui-se assim que comparativamente, os difusores RA V2 conseguem obter velocidades mais elevadas, e uma zona de influência maior o que irá permitir um menos número de difusores instalados. Ou seja, ao optar pela solução da Koolair iríamos ter de aumentar o número de difusores instalados e tendo em conta que o seu diâmetro é maior seria necessário mais espaço disponível de teto o que não é viável.

No segundo ensaio, foram instalados quatro difusores RA V2 em cada coletor da CC #4, tendo-se obtido a disposição presente na Figura O.3.



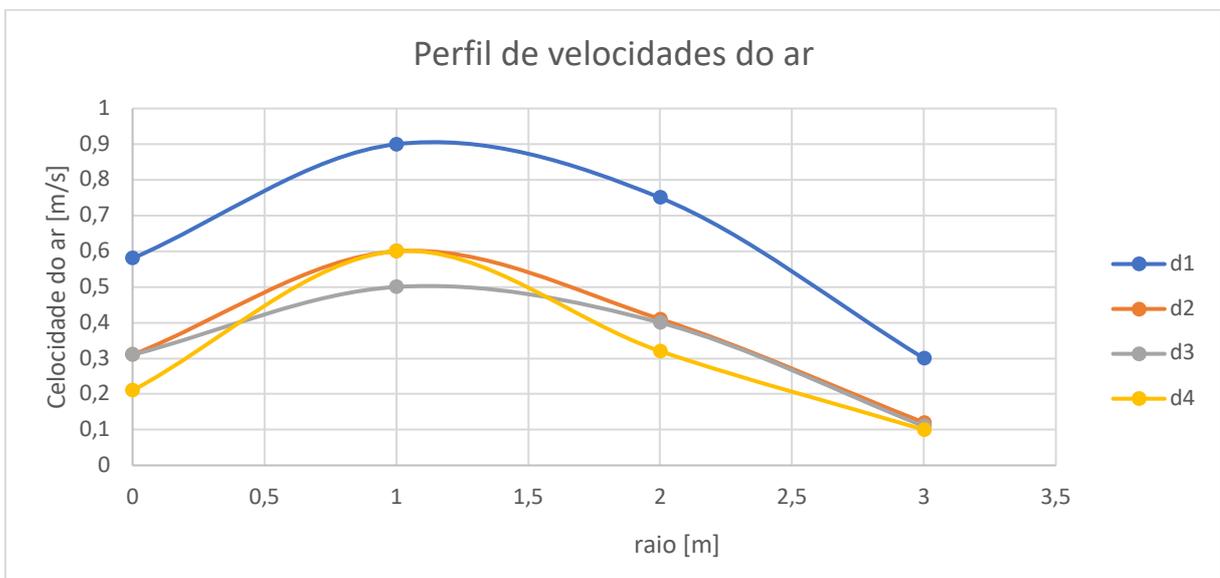
**Figura O.3** – Disposição dos difusores no segundo ensaio

No decorrer do segundo ensaio foram então obtidas as velocidade do ar para varias distâncias do centro do difusor conforme se observa na Tabela O.2

**Tabela O.2 – Dados de velocidade do ar para o ensaio 1**

	Caudal [m <sup>3</sup> /h]	v [m/s] r = 0m	v [m/s] r = 1m	v [m/s] r = 2m	v [m/s] r = 3m
<b>d1</b>	2800	0,58	0,90	0,75	0,30
<b>d2</b>	2350	0,31	0,60	0,41	0,12
<b>d3</b>	2200	0,31	0,50	0,40	0,11
<b>d4</b>	2000	0,21	0,60	0,32	0,10

Para uma melhor compreensão do perfil de velocidades encontra-se abaixo o gráfico correspondente, onde se visualiza um comportamento semelhante entre os difusores.



**Figura O.4 – Gráfico representativo do perfil de velocidade do ar – Ensaio 2**

Desta forma com este estudo foi possível determinar que os difusores RA V2 D500 serão o que melhor se ajusta às características do projeto assim como ao espaço disponível para instalação pois não requer o aumento do número de pontos de insuflação.



## Anexo P: Automatização da CC #3 e #4

Conforme definido pela C – ITA a automatização a implementar nestas CC irá basear-se na já existente nas CC #1 e #2 pelo que referente á sua forma de funcionamento e tipo de controlo pouco se poderá afirmar.

Assim, calculou-se qual o payback atual desde investimento, tendo em conta o consumo das centrais nos últimos 12 meses assim como as condições atuais do salão 2.

*Tabela P. 1 – Consumos e CT das CC*

<b>Central de Climatização</b>	<b>Consumo médio mensal [MW]</b>	<b>Carga térmica arrefecimento atual [MW]</b>
1	8,55	0,16
2	21,03	0,38
3	21,13	0,31
4	23,60	0,36

Desta forma e com base nos consumos e CT das CC #1 e #2 (tabela P.1), foi feita uma estimativa de qual o consumo associado a cada 0,01 mW de CT.

$$\frac{\frac{0,01 \times 8,55}{0,16} + \frac{0,01 \times 21,03}{0,38}}{2} = 0,54 \text{ MW consumidos por cada } 0,01 \text{ MW de CT}$$

Após isso foi possível saber qual o novo consumo teórico das CC #3 e #4.

$$\text{Consumo}_{CC\#3} = \frac{0,31 \times 0,54}{0,01} = 16,74 \text{ MW}$$

$$\text{Consumo}_{CC\#4} = \frac{0,36 \times 0,54}{0,01} = 19,44 \text{ MW}$$

Assim é possível calcular, e com base no consumo das CC #3 e #4 dos últimos 12 meses, qual a poupança energética associada.

$$\text{Poupança} = (21,13 - 16,64) + (23,60 - 19,44) = 8,55 \frac{\text{MW}}{\text{mês}}$$

Sabendo que cada central custa uma média de 1887,76 € por mês associado a um consumo de 18,58 MW conseguimos obter a poupança proveniente da implementação deste sistema.

$$\text{Poupança} = \frac{8,55 \frac{\text{MW}}{\text{mês}} \times 1887,76 \frac{\text{€}}{\text{mês}}}{18,58 \text{ MW}} \times 12 \text{ meses} = 10424,3 \frac{\text{€}}{\text{ano}}$$

Efetou-se uma consulta ao mercado que resultou num investimento associado a esta implementação de 26 500 €, pelo que assim se obtém o *payback* simples.

$$\text{Payback simples} = \frac{26500 \text{€} \times 1 \text{ano}}{10424,3 \frac{\text{€}}{\text{ano}}} = 2,54 \text{ anos} = 2 \text{ anos e } 7 \text{ meses}$$



## Anexo Q: Insuflação vs Exaustão

Para que fosse possível perceber a diferença entre o caudal insuflado e o de exaustão foram medidas as velocidade do ar, com o anemómetro Testo 480 e a respetiva sonda que possui uma pequena ventoinha, nas condições normais de funcionamento das centrais.

Estas medições foram efetuadas em três pontos, conforme se observa no esquema abaixo da figura R.1, e em cada ponto o sensor foi colocado no centro da conduta.



**Figura Q.1** – Esquema das zonas de medição do caudal insuflado

As medições efetuadas assim como os respetivos caudais encontram-se apresentadas na tabela Q.1, e são referentes á CC #1 onde o ventilador se encontrava a 40 Hz e á CC #2 onde o ventilador se encontrava a 50 Hz.

**Tabela Q.1** – Caudais de insuflação para a CC #1 e #2

	Central 1 - 40 Hz						Central 2 – 50 Hz					
	Tubagem 1			Tubagem 2			Tubagem 1			Tubagem 2		
	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3
<i>largura conduta</i>	141	141	141	141	141	141	141	141	141	141	141	141
<i>altura conduta</i>	125	125	125	125	125	125	125	125	125	125	125	125
<i>Área secção reta [cm<sup>2</sup>]</i>	17625	17625	17625	17625	17625	17625	17625	17625	17625	17625	17625	17625
<i>Área secção reta [m<sup>2</sup>]</i>	1,76	1,76	1,76	1,76	1,76	1,76	1,76	1,76	1,76	1,76	1,76	1,76
<i>velocidade Ar mínimo [m/s]</i>	2,90	3,10	2,70	6,20	5,20	6,60	5,30	8,20	6,20	5,80	6,80	7,20
<i>caudal ar mínimo [m<sup>3</sup>/h]</i>	18400,5	19669,5	17131,5	39339,0	32994,0	41877,0	33628,5	52029,0	39339,0	36801,0	43146,0	45684,0

<i>velocidade Ar máximo [m/s]</i>	4,00	4,40	3,30	8,10	6,90	7,70	7,60	11,00	8,00	8,30	9,60	8,60
<i>caudal ar máximo [m3/h]</i>	25380,0	27918,0	20938,5	51394,5	43780,5	48856,5	48222,0	69795,0	50760,0	52663,5	60912,0	54567,0
<i>velocidade Ar media [m/s]</i>	3,50	3,80	3,00	7,00	5,90	7,10	6,60	9,30	7,10	7,10	7,90	7,90
<i>caudal ar media [m3/h]</i>	22207,5	24111,0	19035,0	44415,0	37435,5	45049,5	41877,0	59008,5	45049,5	45049,5	50125,5	50125,5
<i>Caudal total da central [m3/h]</i>	64084,5						98030,3					

Já para as CC #3 e #4, os caudais obtidos encontram-se na tabela R.2, e em ambos os casos foram obtidos para uma velocidade do ventilador 50 Hz.

**Tabela Q.2 – Caudais de insuflação para a CC #1 e #2**

	<b>Central 3 – 50 Hz</b>						<b>Central 4 – 50 Hz</b>					
	Tubagem 1			Tubagem 2			Tubagem 1			Tubagem 2		
	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3
<i>distancia entre 1ª e 2ª secção</i>												
<i>largura conduta</i>	141	141	109	141	141	109	141	141	109	141	141	109
<i>altura conduta</i>	125	125	93	125	125	93	125	125	93	125	125	93
<i>Área secção reta [cm2]</i>	17625	17625	10137	17625	17625	10137,0	17625,0	17625,0	10137,0	17625,0	17625,0	10137,0
<i>Área secção reta [m2]</i>	1,76	1,76	1,01	1,76	1,76	1,01	1,76	1,76	1,01	1,76	1,76	1,01
<i>velocidade Ar mínimo [m/s]</i>	7,10	8,60	8,80	6,00	6,50	6,90	4,90	6,10	5,50	5,90	5,80	7,00
<i>caudal ar mínimo [m3/h]</i>	45049,5	54567,0	32114,0	38070,0	41242,5	25180,3	31090,5	38704,5	20071,3	37435,5	36801,0	25545,2
<i>velocidade Ar máximo [m/s]</i>	10,00	11,40	10,30	9,10	9,30	8,30	7,40	8,80	6,90	7,50	8,30	8,30
<i>caudal ar máximo [m3/h]</i>	63450,0	72333,0	37588,0	57739,5	59008,5	30289,36	46953,0	55836,0	25180,3	47587,5	52663,5	30289,4
<i>velocidade Ar media [m/s]</i>	8,8	10,0	9,5	7,5	8,0	7,7	6,1	7,6	6,3	6,7	7,0	7,6
<i>caudal ar media [m3/h]</i>	55836,0	63450,0	34668,5	47587,5	50760,0	28099,8	38704,5	48222,0	22990,7	42511,5	44415,0	27734,8
<i>Caudal total da central [m3/h]</i>	108816,8						86926,5					

Com o intuito de se avaliar a exaustão das máquinas presentes no salão 1, foi feito o levantamento dos caudais teóricos de exaustão de cada tipo de máquina. Após isso verificou-se qual a possibilidade da medição da velocidade real do ar de exaustão que é extraído nas máquinas. Visto que existiam duas máquinas cujas condutas já tinham a conduta furada e o ar circulava a menos de 60 °C (valor limite de uso da sonda de velocidade do ar). Devido à impossibilidade de se realizar mais furos na conduta foram medidos os caudais reais apenas para o tipo de máquina ICBT. Para os Oerlikon CC3 foram usados os medidores de caudais de extração já instalados nas máquinas.

Para o ensaio realizado nos Oerlikon CC3, os dados obtidos encontram-se na tabela R.3.

**Tabela Q.3 – Caudais de exaustão reais dos Oerlikon CC3**

	Oerlikon CC3 nr. 3			Oerlikon CC3 nr. 4		
	Intervalo [m <sup>3</sup> /h]		Caudal médio [m <sup>3</sup> /h]	Intervalo [m <sup>3</sup> /h]		Caudal médio [m <sup>3</sup> /h]
Ventilador 1	13000	15000	14000	10000	12000	11000
Ventilador 2	11000	13000	12000	9000	13000	11000
Ventilador 3	10000	12000	11000	6000	7000	6500
Ventilador 1+2	23000	25000	24000	21000	23000	22000
Ventilador 3+2	20000	23000	21500	15000	18000	16500
Ventilador 1+3	23000	26000	24500	15000	17000	16000
Ventilador 1+2+3	33000	37000	35000	28000	31000	29500

1) cabeceira 2) meio 3) último

Após esta avaliação detetou-se um erro de instalação no ventilador nr. 3 devido aos baixos caudais de exaustão verificados.

Esta avaria já se encontra corrigido, mas por isso foi apenas considerada a soma do caudal de exaustão do Oerlikon CC3 nr. 3 como uma estimativa do caudal de extração real de cada um dos Oerlikon presentes no salão 2.

No ensaio realizado para o ICBT foram obtidos os resultados apresentados na tabela R.4. Neste ensaio considerou-se como caudal de exaustão real a média entre os dois caudais apurados.

**Tabela Q.4 – Caudais de exaustão reais dos ICBT**

Máquina	Número de exaustões	Velocidade [m/s]	Área [m <sup>2</sup> ]	Caudal [m <sup>3</sup> /h]
ICBT 12	1	13,35	0,503	24157,59
ICBT 18	1	17,65	0,503	31938,69

Desta forma apenas foi possível avaliar o caudal real dos ICBT e Oerlikon CC3, tendo-se admitido para as restantes máquinas o caudal teórico. Assim foi possível obter-se os valores apresentados na tabela R.5.

Esta tabela conjuga o caudal de extração de cada tipo de máquina, tendo em consideração o número de máquinas existentes atualmente no salão 2.

**Tabela Q.5** – Caudais de exaustão para as máquinas presentes no salão 2

<b>Máquina</b>	<b>Caudal exaustão teórico [m<sup>3</sup>/h]</b>	<b>Caudal exaustão real [m<sup>3</sup>/h]</b>	<b>Número de máquinas</b>	<b>Caudal exaustão real total [m<sup>3</sup>/h]</b>
<i>ICBT</i>	27 000	28 000	18	504 000
<i>JING WEI</i>	27 000	Sem dados	1	27 000
<i>OERLIKON CC3</i>	27 200	35 000	4	140 000
<i>VERDOL</i>	27 000	Sem dados	1	27 000

## Anexo R: Plano de Manutenção

A primeira fase do novo plano de manutenção passa pela redefinição da periodicidade dos trabalhos, que pode ser consultada na tabela R.1.

*Tabela R.1– Intervenções a efetuar nas CC e respetiva periodicidade*

<b>Descrição dos Trabalhos</b>	<b>Periodicidade</b>
Verificação do funcionamento dos ventiladores	Duas vezes dia
Verificação do funcionamento das bombas de água e respetivos empanques	Duas vezes dia
Verificação geral do funcionamento e pequenas correções corretivas, se necessário	Diariamente
Verificação de ruídos e vibrações anormais	Diariamente
Limpeza filtros de água	Diariamente
Medição de consumos de corrente elétrica dos ventiladores e das bombas	Mensal
Limpeza exhaustiva das CC, incluindo a câmara de humidificação e bicos atomizadores e renovação da água do tanque	Mensal
Verificação manual do correto funcionamento dos atuadores dos registos	Mensal
Limpeza exhaustiva dos bicos atomizadores	Bimensal
Efetuar vistoria e limpeza das condutas de insuflação e exaustão, e se necessário reparar	Anual
Verificação da corrosão nas várias estruturas e componentes metálicos, corrigindo se necessário	Anual
Lavagem das chapas separadoras de gotas e orientadoras de ar, substituindo as danificadas	Anual
Verificação do estado da camada impermeabilizante dos tanques de água e, em caso de necessidade, respetiva correção	Anual
Verificação da instalação elétrica quanto a corrosão, limpeza dos quadros elétricos e reaperto das ligações	Anual

Após se definir a periodicidade dos trabalhos foi necessário reformular as instruções de limpeza, que se encontram nas páginas seguintes.

De reforçar que estas instruções implicam que a inclinação dos tanques se encontre corrigida e que sejam tomadas as providências necessárias para a adição dos químicos referidos.



