

Otimização de um Sistema de “Free-Cooling” de uma Instalação de Climatização. Incluindo a definição de um algoritmo de controlo de funcionamento.

MIGUEL ÂNGELO BATISTA DA CRUZ
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador:

Professor Especialista Rui Alberto de Almeida Cavaca Marcos

Júri:

Presidente: Professor Doutor João Carlos Quaresma Dias

Vogais:

Engenheiro Serafín Rodríguez Graña

Professor Especialista Rui Alberto de Almeida Cavaca

Marcos

Agradecimentos

No decorrer da realização deste trabalho de dissertação muitos foram aqueles que me motivaram e ajudaram a atingir os meus objetivos.

Agradeço ao Engenheiro Rui Cavaca Marcos, por toda a informação sobre o tema que me forneceu, pelos esclarecimentos e por todo o apoio prestado no decorrer do trabalho.

Agradeço à minha família pelo suporte e motivação dados durante estes longos meses de trabalho, pois sem eles tudo teria sido muito mais difícil.

Agradeço aos meus colegas de curso Diogo Ribeiro e Bruno Pais, por todo o companheirismo e ajuda dados nas alturas mais difíceis, tornando todo o processo de pesquisa e construção do modelo de trabalho mais claro.

Dedico este trabalho a todos os alunos que estudam com dificuldades, mas que apesar das adversidades da vida, nunca desistem.

Resumo

A utilização de equipamentos de climatização é cada vez mais frequente, e surgem novas tecnologias para aumentar a eficiência do processo, e neste caso, a opção da instalação de um sistema de Unidade de Tratamento de Ar com Economizador é a fundamental temática deste trabalho de dissertação.

O “Free-Cooling” baseia-se na utilização total ou parcial do ar exterior para proceder à climatização de um espaço, quando se verificam as condições ótimas para o processo, e quando o sistema apresenta um controlador que permita gerir a abertura dos registos face à temperatura exterior e interior medida.

A análise das condições exteriores e interiores é fundamental para dimensionar um Economizador. É necessário determinar o tipo de clima do local para fazer a seleção do tipo de controlo do processo, e recolher também, o perfil de temperaturas exterior para justificar a utilização de “Free-Cooling” no local. A determinação das condições interiores como a quantificação da utilização da iluminação, ocupação e equipamentos, é necessária para determinar a potência das baterias de arrefecimento ou aquecimento, e no caso de ser utilizado “Free-Cooling”, determinar o caudal de ar exterior a insuflar.

O balanço térmico das instalações explicita todas as cargas influentes no edifício, e permite quantificar a potência necessária para climatização. Depois, adicionando o Economizador no sistema e comparando os dois sistemas, verifica-se a redução dos custos de utilização da bateria de arrefecimento.

O desenvolvimento de um algoritmo de controlo é fundamental para garantir a eficiência do Economizador, onde o controlo dos registos de admissão e retorno de ar é obrigatoriamente relacionado com a leitura dos sensores de temperatura exterior e interior. A quantidade de ar novo insuflado no espaço depende, por fim, da relação entre a carga sensível do local e a diferença de temperatura lida entre os dois sensores.

Palavras-chave: “Free-Cooling”, Economizador, Unidade de tratamento de Ar, Bateria de frio, Controlador

Abstract

The utilization of Air-Conditioning equipment has been increasing, and new technologies appear to assure the maximum efficiency of the process and in this case specifically, the installation of an Air handling unit system with an Economizer is the main subject of this dissertation.

Free-Cooling is based on the utilization of the outside air, fully or partially to assure the conditioning of the space. It is used when the optimum conditions are fulfilled, requiring always a controller to assure the opening of the air dampers accordingly to the outside and inside temperature.

Analysing the outside and inside conditions is mandatory for an Economizer dimensioning. It requires the study of the climate type to choose the suitable device type, and the study of the temperature profile to justify the implementation of one Economizer. The interior condition such as illumination, occupation, and equipment usage will determinate the cooling or heating coil load, and when an Economizer has been used, the determination of the outdoor air supplied is required.

The project load calculation displays all the loads involved in the building, and allow the total cooling coil load calculation. When an Economizer is added to the system and when comparing both systems, the reduced energy consumption is noticeable.

The development of one control algorithm is mandatory to assure the efficiency of the Economizer. Therefore, the control for the intake and return-air dampers is dependent on outside and inside temperature readings. The outdoor air quantity ventilated to the space depends on the relation between the local sensible load and the difference between outside and inside temperature acquired by the sensors.

Keywords: “Free-Cooling”, Air-Side Economizer, Air Handling Unit, Cooling Coil, Controller

Glossário

AVAC	Aquecimento Ventilação e Ar Condicionado
UTA	Unidade de Tratamento de AR
FC	“Free-Cooling”
HLS	“High-limit Shutoff”
BF	Bateria de Frio
kW	Quilowatt
kWh	Quilowatt-hora
ASHRAE	“American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers”
COP	Eficiência nominal de uma bomba de calor
RCCTE	Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios
RSECE	Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios

Índice

Agradecimentos	i
Resumo	ii
Abstract	iii
Glossário	iv
Índice	v
Lista de Figuras	ix
Lista de Tabelas	xvi
Capítulo 1 - Introdução	1
1.1 Enquadramento.....	1
1.2 Motivação.....	1
1.3 Objetivos propostos.....	2
1.4 Estrutura global do trabalho.....	2
Capítulo 2 - Sistemas de “Free-Cooling” em instalações de climatização	5
2.1 Fundamentos do “Free-Cooling”	5
2.1.1 Esquema de um sistema de climatização com Economizador.....	6
2.1.2 Constituição de uma UTA com Economizador.....	8
2.1.3 Princípios de Funcionamento de um Economizador	9
2.1.4 Variáveis do processo.....	11
2.2 Tipos de Controlo do Economizador	15
2.2.1 Norma ASHRAE Standard 90.1-2004 – “Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings”	15
2.2.2 Aquisição das condições interiores e exteriores	18

2.3 Equipamentos	20
2.3.1 UTA com pré-instalação de registos de regulação de caudal	20
2.3.2 Economizadores	20
2.3.3 Instalação de registos de caudal numa UTA existente	21
2.4 Limitações de utilização.....	22
Capítulo 3 - Caso de estudo.....	25
3.1 Local de estudo	25
3.1.1 Características estruturais.....	26
3.1.2 Seleção do Tipo de Controlo	29
3.1.3 Análise das condições exteriores.....	32
3.2 Cargas	39
3.2.1 Condições de Projeto de Ar Novo	39
3.2.2 Radiação.....	42
3.2.3 Introdução de Horários de utilização.....	44
3.2.4 Aspetos Construtivos.....	46
3.2.5 Cargas interiores.....	55
3.3 Caudais mínimos de ar novo	57
3.3.1 Norma Europeia EN 15251:2007	57
3.3.2 Decreto de Lei nº79/2006.....	59
3.3.3 Cálculo dos caudais mínimos de ar novo	59
3.4 Seleção do sistema de climatização	62
Capítulo 4 - Análise do Balanço Térmico e implementação do Economizador	65
4.1 Resultados do estudo das cargas do projeto	65
4.1.1 Cálculo das condições de projeto	67

4.1.2	Cálculo das condições de projeto para cada divisão.....	70
4.1.3	Cálculo das perdas de carga e dimensionamento das condutas da instalação	71
4.2	Implementação de um Economizador no sistema	72
4.2.1	Dimensionamento do sistema de climatização sem Economizador	73
4.2.2	Dimensionamento do sistema de climatização com Economizador	75
4.3	Seleção da UTA e Bateria de arrefecimento	79
4.3.1	Unidade de tratamento de ar.....	79
4.3.2	Registos reguladores de caudal	81
4.3.3	Bateria de Arrefecimento – <i>Chiller</i>	81
4.4	Quantificação da redução de custos energéticos.....	82
Capítulo 5 - Algoritmo de operação		84
5.1	Modelo matemático de controlo do processo	84
5.2	Fluxograma do processo	85
5.3	Programa de Controlo	88
Capítulo 6 - Conclusões e desenvolvimento futuro		94
6.1	Aplicabilidade do sistema de “Free-Cooling”	94
6.1.1	Comparação dos sistemas estudados.....	94
6.1.2	Redução do consumo energético	95
6.1.3	Algoritmo de Controlo	96
6.1.4	Relação entre redução de custos energéticos e investimento	96
6.2	Desenvolvimento Futuro.....	97
Bibliografia.....		98
Anexos.....		101
Anexo 1.	Normal climatológica de Faro 1964-1980.....	101

Anexo 2.	Representação dos perfis de radiação solar corrigidos	102
Anexo 3.	Representação de valores típicos de eficácia de ventilação.....	103
Anexo 4.	Representação do cálculo das cargas ao longo dos meses	104
Anexo 5.	Representação do cálculo das condições de “Free-Cooling” do local	110
Anexo 6.	Representação do cálculo das perdas de carga das condutas da instalação	114
Anexo 7.	Desenvolvimento do Programa de Controlo	124

Lista de Figuras

Ilustração 2-1 – Esquema representativo dos componentes de um Economizador (adaptado de Trane®,2006)	6
Ilustração 2-2 – Representação da constituição de uma UTA com economizador (adaptado de Marcos,2012).....	8
Ilustração 2-3 – Diagrama representativo das quatro etapas do processo de “Free-Cooling” (extraído de Marcos, 2012)	9
Ilustração 2-4 – Representação da área de poupança de energia pela utilização de Free-Cooling (adaptado de Marcos,2012)	10
Ilustração 2-5 – Representação dos componentes envolvidos no controlo de Free-Cooling (adaptado de Honeywell,2011)	11
Ilustração 2-6 – Representação das principais variáveis de entrada/saída de um Controlador de “Free-Cooling” (adaptado de	14
Ilustração 2-7 – Representação dos diversos climas e referências dos mesmos dos Estados Unidos da América (extraído de Trane®, 2006).....	17
Ilustração 2-8 – Representação das diferenças na carta psicrométrica dos diferentes métodos (extraído de Honeywell, 2011)	18
Ilustração 2-9 – Representação do posicionamento de um Economizador numa UTA (extraído de Carrier Corporation, 2004).....	20
Ilustração 2-10 Representação de um registo regulador de caudal (extraído de FAMCO, 2012).....	21
Ilustração 2-11 – Representação da comparação entre os gastos de energia por parte de Economizadores a operar corretamente e Economizadores não funcionais (extraído de Liesheidt)	22
Ilustração 3-1 – Representação do local de projeto (extraído de Google Maps®,2012) ..	25
Ilustração 3-2 – Representação da Planta da estrutura em estudo, são apresentadas as cotas de casa divisão/componente (fonte própria)	26
Ilustração 3-3 – Representação da cobertura das instalações (fonte própria).....	27

Ilustração 3-4 – Representação do alçado das instalações (fonte própria)	27
Ilustração 3-5 – Representação do alçado das instalações (fonte própria)	28
Ilustração 3-6 – Classificação Köppen-Geiger para o território Português (extraído do Instituto de Meteorologia – IP Portugal, 2012).....	29
Ilustração 3-7 – Representação da classificação de Köppen-Geiger para os Estados Unidos da América (extraído de Peel, 2011)	30
Ilustração 3-8 – Normal Climatológica de Faro com médias de 1964-1980 (extraído de INMG, 1964-1980)	32
Ilustração 3-9 – Representação das anomalias da temperatura do ar no período de 1980 a 2010 (extraído de INMG, 2012)	33
Ilustração 3-10 - Representação da janela de introdução dos dados relativos ao clima do local em estudo (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)	35
Ilustração 3-11 – Representação gráfica do desenvolvimento de temperaturas anual para Faro	37
Ilustração 3-12 – Representação das temperaturas de projecto segundo o RCCTE-RSECE.....	39
Ilustração 3-13 – Representação da evolução horária das temperaturas de Julho com correção (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012).....	41
Ilustração 3-14 – Representação do quadro de Quantis Empíricos para a temperatura mínima do ar (extraído de INMG, 1970-1985)	41
Ilustração 3-15 – Representação da simulação da energia irradiada segundo o programa HAP (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)	42
Ilustração 3-16 – Representação da simulação da energia irradiada segundo o programa HAP (fonte própria)	43
Ilustração 3-17 – Representação da energia total mensal para o sul de Portugal Continental (extraído de Rocha, 1981)	43
Ilustração 3-18 – Representação dos perfis de radiação solar corrigidos (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)	44
Ilustração 3-19 – Representação dos horários de utilização de equipamentos.....	44

Ilustração 3-20 – Representação dos horários de ocupação	45
Ilustração 3-21 – Representação dos horários de utilização de iluminação.....	45
Ilustração 3-22 – Representação da constituição das paredes exteriores da estrutura (fonte própria).....	46
Ilustração 3-23 – Representação da constituição das paredes interiores da estrutura (fonte própria).....	48
Ilustração 3-24 – Introdução do cálculo do coeficiente global de transmissão de calor no programa HAP (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012).....	48
Ilustração 3-25 – Representação da constituição da cobertura de suporte para a área técnica (fonte própria).....	49
Ilustração 3-26 – Representação da constituição da cobertura com telha da estrutura (fonte própria).....	50
Ilustração 3-27 – Introdução do cálculo do coeficiente global de transmissão de calor no software HAP (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)	51
Ilustração 3-28 – Introdução das características das janelas no programa HAP (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)	54
Ilustração 3-29 – Introdução das características das portas no programa HAP (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)	54
Ilustração 3-30 – Representação da planta do edifício com os equipamentos instalados (fonte própria).....	55
Ilustração 3-31 – Representação da introdução dos valores no programa HAP (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)	57
Ilustração 3-32 – Representação da introdução do valor de ar novo no programa HAP (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)	61
Ilustração 3-33 – Esquema representativo de um sistema CAV de zona singular (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)	62
Ilustração 3-34 – Representação da introdução de dados no programa HAP do sistema (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)	62
Ilustração 3-35 – Representação da seleção do economizador do sistema (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)	63

Ilustração 3-36 – Representação da seleção do humidificador do sistema (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)	64
Ilustração 3-37 – Representação da seleção da bateria de frio do sistema (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)	64
Ilustração 4-1 – Representação da evolução psicrométrica da evolução das condições de projeto.....	69
Ilustração 4-2 – Representação do sistema de condutas da instalação (fonte própria) ...	71
Ilustração 4-3 – Representação da evolução psicrométrica para as 10 horas de Janeiro	74
Ilustração 4-4 – Representação da evolução psicrométrica para as 10 horas de Janeiro	76
Ilustração 4-5 – Representação da introdução de dados para a seleção da UTA (extraído de (ACON®, 2012).....	79
Ilustração 4-6 – Representação da UTA selecionada para o projeto (extraído de (ACON®, 2012).....	80
Ilustração 4-7 – Representação da seleção do modelo da UTA (extraído de (ACON®, 2012).....	80
Ilustração 4-8 – Representação de um modelo semelhante ao dos registos implementados na UTA do projeto (extraído de TROX, 2012)	81
Ilustração 4-9 – Representação do quadro de seleção do <i>Chiller</i> do projeto (extraído de CLIMAVENETA, 2012)	81
Ilustração 5-1 – Representação do programa de controlo do processo de climatização das instalações (fonte própria).....	89
Ilustração 5-2 – Representação da introdução de dados no programa relativamente ao mês em estudo (fonte própria).....	90
Ilustração 5-3 – Representação da introdução dos dados de entrada no programa (fonte própria).....	90
Ilustração 5-4 – Representação dos resultados obtidos pelo programa de controlo do sistema de climatização (fonte própria).....	91
Ilustração 5-5 – Representação dos pontos representativos na UTA do projeto (fonte própria).....	92

Ilustração 5-6 – Representação do sinal de saída do controlador (fonte própria)	92
Ilustração 5-7 – Representação do estado do controlador para o exemplo referido (fonte própria).....	93
Ilustração 6-1 – Representação das temperaturas horárias para todos os meses do ano (fonte própria).....	95
Ilustração A 1 – Representação da normal climatológica de Faro de 1964-1980 de acordo com (INMG 1964-1980).....	101
Ilustração A 2 – Representação do cálculo da radiação solar incidente no edifício.....	102
Ilustração A 3 – Representação de valores típicos de eficácia de ventilação de acordo com (CEN, EN 15251:2007:E)	103
Ilustração A 4 – Representação da evolução das cargas interiores do edifício de Janeiro	104
Ilustração A 5 – Representação da evolução das cargas interiores do edifício de Fevereiro.....	104
Ilustração A 6 – Representação da evolução das cargas interiores do edifício de Março	105
Ilustração A 7 – Representação da evolução das cargas interiores do edifício de Abril	105
Ilustração A 8 – Representação da evolução das cargas interiores do edifício de Maio	106
Ilustração A 9 – Representação da evolução das cargas interiores do edifício de Junho	106
Ilustração A 10 – Representação da evolução das cargas interiores do edifício de Julho	107
Ilustração A 11 – Representação da evolução das cargas interiores do edifício de Agosto	107
Ilustração A 12 – Representação da evolução das cargas interiores do edifício de Setembro.....	108
Ilustração A 13 – Representação da evolução das cargas interiores do edifício de Outubro	108

Ilustração A 14 – Representação da evolução das cargas interiores do edifício de Novembro	109
Ilustração A 15 – Representação da evolução das cargas interiores do edifício de Dezembro.....	109
Ilustração A 16 – Representação da cobertura das instalações com esquema das condutas, UTA e Chiller.....	114
Ilustração A 17 – Representação da solução apresentada para proceder à climatização do piso 0	115
Ilustração A 18 – Representação do piso 0 das instalações, com o esquema das condutas instaladas	115
Ilustração A 19 – Representação do piso 0 das instalações, com o esquema das condutas, vista laretal	116
Ilustração A 20 – Representação de um gráfico de determinação de perda de carga em função do caudal e velocidade	118
Ilustração A 21 – Representação do gráfico de conversão entre condutas circulares e retangulares.....	119
Ilustração A 22 – Representação da planta do piso 0 do edifício com a instalação das condutas com a respetiva dimensão e caudal.....	122
Ilustração A 23 - Representação da planta do edifício com a instalação das condutas com a respetiva dimensão e caudal	123
Ilustração A 24 – Representação do ficheiro de texto introduzido no programa.....	124
Ilustração A 25 - Representação da programação para a introdução dos dados no programa	124
Ilustração A 26 - Representação do código para introdução de dados de entrada no programa	125
Ilustração A 27 - Representação da lógica de seleção da zona de FC.....	125
Ilustração A 28 - Representação do cálculo do caudal de ar novo e de retorno	125
Ilustração A 29 - Representação do cálculo da abertura dos registos	125
Ilustração A 30 - Representação do cálculo da dos dados de saída	125

Ilustração A 31 - Representação dos pontos na UTA.....	125
Ilustração A 32 – Representação do gráfico de controlo	125

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Designação dos Componentes de um sistema com Economizador.....	12
Tabela 2 – Representação dos valores “High-Limit Shutoff” para diferentes climas (extraído de ASHRAE®, ANSI/ASHRAE/IESNA 09.1-2004).....	15
Tabela 3 – Comparação entre Leitura da Temperatura de Bolbo Seco e a Leitura da Humidade	19
Tabela 4 – Temperaturas médias máximas/mínimas e absolutas máximas/mínimas	34
Tabela 5 – Representação da variação do fator Fh com a variação da hora (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)	35
Tabela 6 – Representação das temperaturas horárias mensais	36
Tabela 7 – Representação do Registo de Temperaturas de Faro corrigidas para Projeto	40
Tabela 8 – Representação do cálculo do coeficiente global de calor para a parede exterior.....	47
Tabela 9 – Representação do cálculo do coeficiente global de calor para a parede interior	48
Tabela 10 – Representação do cálculo do coeficiente global de calor para a Cobertura com Laje	49
Tabela 11 – Representação do cálculo do coeficiente global de calor para a Cobertura com Telha	50
Tabela 12 – Representação das características dos vãos escolhidos para o edifício.....	52
Tabela 13 – Designação do equipamento utilizado no edifício em estudo.....	55
Tabela 14 – Resumo das cargas interiores do edifício.....	56
Tabela 15 – Representação dos diferentes valores de caudal por categoria, por pessoa (extraído de CEN, EN 15251:2007:E)	58
Tabela 16 – Representação dos diferentes valores de caudal por categoria, dependendo das emissões (extraído de CEN, EN 15251:2007:E).....	58

Tabela 17 – Representação dos caudais mínimos de acordo com o Decreto de Lei nº80/2006 (extraído de DR, DL N.º 80/2006)	59
Tabela 18 – Representação da tabela de cálculo de ar novo.....	60
Tabela 19 – Representação do somatório de todas as cargas envolvidas no edifício em estudo (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)	65
Tabela 20 – Representação das cargas individuais de cada divisão do projeto (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)	70
Tabela 21 – Representação das cargas do edifício para Janeiro às 10 horas (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)	72
Tabela 22 – Representação do cálculo de cargas da bateria de frio e Economizador para todas as horas e meses do ano.....	77
Tabela 23 – Representação da redução de gastos energéticos por cada mês do ano.....	78
Tabela 24 – Representação da comparação entre a energia utilizada com e sem Economizador	82
Tabela 25 – Representação do cálculo da redução de gastos energéticos, caudais e potência da bateria de frio para Janeiro	110
Tabela 26 – Representação do cálculo da redução de gastos energéticos, caudais e potência da bateria de frio para Março.....	110
Tabela 27 – Representação do cálculo da redução de gastos energéticos, caudais e potência da bateria de frio para Fevereiro.....	110
Tabela 28 – Representação do cálculo da redução de gastos energéticos, caudais e potência da bateria de frio para Abril.....	111
Tabela 29 – Representação do cálculo da redução de gastos energéticos, caudais e potência da bateria de frio para Maio	111
Tabela 30 – Representação do cálculo da redução de gastos energéticos, caudais e potência da bateria de frio para Junho	111
Tabela 31 – Representação do cálculo da redução de gastos energéticos, caudais e potência da bateria de frio para Julho	112
Tabela 32 – Representação do cálculo da redução de gastos energéticos, caudais e potência da bateria de frio para Agosto	112

Tabela 33 – Representação do cálculo da redução de gastos energéticos, caudais e potência da bateria de frio para Setembro.....	112
Tabela 34 – Representação do cálculo da redução de gastos energéticos, caudais e potência da bateria de frio para Outubro	113
Tabela 35 – Representação do cálculo da redução de gastos energéticos, caudais e potência da bateria de frio para Novembro	113
Tabela 36 – Representação do cálculo da redução de gastos energéticos, caudais e potência da bateria de frio para Dezembro	113
Tabela 37 – Tabela de cálculo da perda de carga das condutas de ar de insuflação.....	116
Tabela 38 – Representação das velocidades de escoamento características.....	117
Tabela 39 – Representação da tabela de determinação do comprimento equivalente de curvas de condutas	121
Tabela 40 – Tabela de cálculo da perda de carga das condutas de ar de extração	121

Capítulo 1 - Introdução

1.1 Enquadramento

O presente trabalho de dissertação é assente no estudo da otimização de um sistema de “Free-Cooling” (FC) de uma instalação de climatização, incluindo também, a definição de um algoritmo de controlo de funcionamento. A otimização do sistema assenta na inclusão de um Economizador num sistema teórico comparando depois os resultados finais.

1.2 Motivação

A escolha do tema deste trabalho de dissertação baseia-se na filosofia de poupança energética. O gasto atual de climatização pode ser reduzido pela utilização de algumas opções, e neste caso a opção da instalação de um sistema de Unidade de Tratamento de Ar (UTA) com Economizador.

É conhecido que a implementação do processo de FC é obrigatória em alguns países uma vez que a eficiência energética de uma instalação de climatização é maior com a aplicação de um Economizador. Este foi o ponto inicial motivador para a escolha deste tema, principalmente em Portugal onde a sua utilização é muito reduzida.

Outra questão fundamental é o controlo de uma instalação com Economizador, que quando bem implementada permite maximizar o processo. O correto controlo do processo foi outro motor motivador para a escolha deste tema, uma vez que quando o controlo é incorreto, o processo perde toda a sua vantagem e induz a maiores gastos energéticos.

Finalmente o facto de em certas circunstâncias o ar novo ser insuflado na totalidade do caudal, é uma razão forte para a utilização deste processo. Esta premissa é outro ponto motivador para o estudo deste tema, uma vez que a qualidade do ar interior é muito superior com a utilização deste processo.

1.3 Objetivos propostos

O presente trabalho de dissertação assenta em objetivos propostos, como é o caso da utilização de FC para reduzir consumos de energia. Este objetivo consiste em determinar a potência de arrefecimento de uma determinada bateria de frio, numa determinada situação produzida, aplicar um Economizador e comparar os resultados obtidos, nomeadamente, quantificar a redução da utilização da bateria de arrefecimento.

É pretendido determinar a redução de gastos de operação de climatização, quantificando a poupança anual fazendo a comparação entre o gasto antes e depois da instalação do Economizador.

Assegurar condições de elevada qualidade de ar interior pela introdução de um Economizador é outro objetivo, uma vez que a qualidade de ar é um fator fundamental para a habitabilidade de um edifício, principalmente quando a ocupação do mesmo é prolongada.

Neste trabalho pretende-se conceber e dimensionar o sistema de FC, nomeadamente o cálculo de caudais de insuflação, o dimensionamento da UTA e bateria de frio.

O desenvolvimento de um algoritmo de controlo do processo constitui um objetivo deste trabalho de dissertação, sendo que o mesmo é responsável pelo controlo automatizado do processo e tem um papel fundamental na redução de custos de operação. Após a elaboração do algoritmo é pretendido a realização de um programa de controlo, com o objetivo de uma futura implementação num caso real.

1.4 Estrutura global do trabalho

Ao longo dos capítulos deste trabalho de dissertação foram abordados diversas temáticas.

O segundo capítulo assenta no estado de arte do “Free-Cooling”. São analisados os fundamentos do FC expondo o sistema ao detalhe, analisando os principais componentes. Foi abordado, também, a constituição de uma UTA com economizador. Nesta fase do trabalho fala-se também sobre os princípios de funcionamento de um Economizador, caracterizando os mesmos e analisando as diferenças dos mesmos. Analisa-se as variáveis do processo de FC, nomeadamente os dados de entrada e saída do controlador, de modo a garantir o bom funcionamento do sistema. Analisa-se o “High-Limit Shutoff” de acordo com a norma American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE).

Pode observar-se o modelo de aquisição das condições interiores e exteriores comparando as diferenças entre o método da leitura da temperatura de bolbo seco e entre a leitura da humidade temperatura de bolbo seco. Finalmente, neste capítulo, são analisados os limites de utilização do processo de FC, onde são apontadas possíveis disfuncionalidades no processo.

O terceiro capítulo refere-se à análise do local de estudo. Esta parte do trabalho tem como principal ferramenta de trabalho o programa “Hourly Analysis Program” (HAP) disponibilizado pela *Carrier*®, que permite determinar o somatório de todas as cargas em atuantes no processo, as condições de projeto e a evolução psicrométrica ao longo do ano.

Caracteriza-se estruturalmente o edifício em estudo e apresenta-se plantas do mesmo. Depois é feita a seleção do tipo de controlo melhor adaptado ao local do projeto em estudo de modo a garantir o melhor funcionamento do processo. Analisa-se a viabilidade do FC para o local escolhido, nomeadamente a razão de dias onde é possível recorrer à sua utilização. Seguidamente procede-se ao levantamento das condições exteriores com a finalidade de determinar o dia, hora e temperatura de projeto. É estudada a radiação solar que afeta o local, com a finalidade de quantificar o balanço de carga térmica ao longo do ano para o edifício. É quantificada a evolução da ocupação, iluminação e equipamentos ao longo dia, de acordo com a norma em vigor. São analisados os aspetos construtivos do edifício, uma vez que estes condicionam a quantidade de energia transmitida para o interior do mesmo. As cargas interiores do projeto também foram alvo de estudo, sendo estas cargas as principais fontes de carga sensível no interior do edifício. De acordo com a comparação entre as duas normas enunciadas e em vigor – EN 15251:2007 e Decreto de Lei (DL) nº79/2006 – é calculado o caudal de ar novo mínimo recomendado, dependendo da ocupação, níveis de poluição e tipo de atividade das salas a climatizar. Finalmente é selecionado o género do sistema de climatização, neste caso, um sistema de Volume de Ar Constante (VAC).

No quarto capítulo, depois de serem introduzidos todos os dados de projeto no programa HAP, verifica-se a análise dos resultados obtidos do balanço térmico, são calculadas as condições de projeto, nomeadamente, de caudal, temperatura de insuflação e potência total da bateria de frio. É representada a evolução psicrométrica para o dia de projeto. Seguidamente é apresentada a implementação de um Economizador no sistema, comparando a potência de climatização para as instalações com e sem o sistema.

É estabelecido o procedimento de cálculo da redução de custos pela utilização de FC e é quantificada a razão anual de redução da utilização da Bateria de Frio (BF). Procede-se ao dimensionamento da UTA da BF e finalmente é quantificada a redução de gastos energéticos após a implementação do sistema com Economizador.

No capítulo cinco é desenvolvido um algoritmo de controlo de funcionamento do processo, sendo representado por um fluxograma. Segundo o mesmo fluxograma é elaborado um programa de controlo do sistema na plataforma *Labview*®, onde é apresentado um exemplo de funcionamento e onde são mostrados os resultados obtidos no mesmo.

Finalmente, no capítulo seis são apresentadas as conclusões deste trabalho de dissertação. Conclui-se que de facto existe uma redução de gastos energéticos da bateria de frio, resultando numa poupança anual na fatura da eletricidade.

Capítulo 2 - Sistemas de “Free-Cooling” em instalações de climatização

2.1 Fundamentos do “Free-Cooling”

As instalações dotadas de “Free-Cooling” são hoje em dia um recurso para reduzir os custos de operação em climatização. Este equipamento, que também pode ser designado como “Air-side Economizer” - Economizador, utiliza apenas o ar exterior para proceder à remoção de uma carga crescente interior, isto é, de acordo com determinados parâmetros, proceder à climatização de um determinado local, sem a utilização da bateria de frio de um sistema Aquecimento Ventilação e Ar Condicionado (AVAC) de acordo com (Marcos, 2012).

Este processo é amplamente utilizado em países como os Estados Unidos da América, onde em determinados Estados a sua utilização é obrigatória. Em Portugal a sua utilização é bastante menor. Isto pode ser explicado pela falta de formação neste campo, uma vez que esta tecnologia não é obrigatória até 10000 m³/h, de acordo com o Artigo 14º - DL nº79/2006.

Em alguns casos, quando existe um deficiente controlo da operação do Economizador, os resultados obtidos podem ser negativos, uma vez que, no caso de existir um sistema descontrolado, a quantidade de ar novo insuflada pode ser em demasia, e induz a maiores gastos do que reduções do custo de operação. Este fator pode induzir uma opinião negativa sobre a utilização deste sistema

Outro problema que se verifica nos sistemas adotados com Economizador é a deficiente manutenção do sistema de registos. Este equipamento é tão relevante quanto o uso de um correto controlo de funcionamento, e requer manutenção para exercer corretamente a sua função.

A implementação deste sistema numa UTA pode ser feita quer pela introdução de um sistema de registos motorizados, quer pela introdução de um módulo com registos com ligação às condutas de retorno, extração e ar novo da unidade.

2.1.1 Esquema de um sistema de climatização com Economizador

Um sistema de climatização com a integração de “Free-Cooling” baseia-se nos componentes representados na Ilustração 2-1 de acordo com (Trane®, 2006).

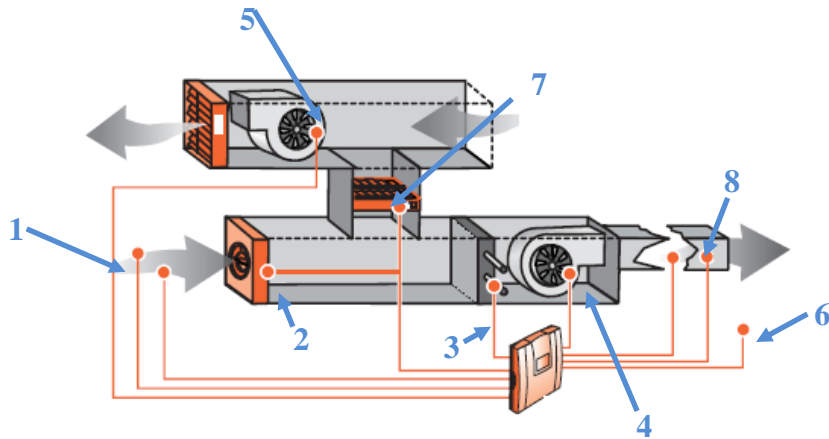


Ilustração 2-1 – Esquema representativo dos componentes de um Economizador (adaptado de Trane®,2006)

- 1- Sensores de temperatura/humidade exteriores;
- 2- Registo regulador de caudal de ar novo;
- 3- Bateria de Frio/Aquecimento;
- 4- Controlador;
- 5- Registo regulador do caudal de ar de saída;
- 6- Sensores de temperatura/humidade interiores;
- 7- Registo regulador de caudal de ar de retorno;
- 8- Sensores de temperatura/humidade de insuflação.

Os Sensores de temperatura/humidade exteriores são fundamentais neste processo (representados na Ilustração 2-1, pelo número 1). Os mesmos fazem a leitura das condições de humidade e temperatura exteriores às instalações de projeto, dando-as a conhecer ao Controlador (representado na Ilustração 2-1 por 4).

Depois verifica-se a presença do Registo regulador de caudal de ar novo (representado na Ilustração 2-1 pelo número 2) situado no início da UTA, de modo a controlar o caudal de ar novo pretendido para insuflação.

A Bateria de Frio/Aquecimento (representado na Ilustração 2-1 pelo número 3) estará, por exemplo, ligada a um “Chiller”, de modo a assegurar a climatização das instalações, em horários/condições fora do âmbito do “Free-Cooling”.

O Registo regulador do caudal de saída (representado na Ilustração 2-1 pelo número 5), regula o volume de caudal de ar que é extraído da sala, e que não é aproveitado para novo aquecimento/arrefecimento.

Os Sensores de temperatura/humidade interiores são indispensáveis neste processo (representados na Ilustração 2-1 pelo número 6). Os mesmos fazem a leitura das condições de humidade e temperatura interiores das instalações de projeto, dando-as a conhecer ao Controlador (representado na Ilustração 2-1 por 4).

Seguidamente o Registo regulador do caudal de Retorno (representado na Ilustração 2-1 pelo número 7), regula o volume de ar que será misturado com o caudal de ar novo, de modo a fazer um pré-aquecimento do ar, reduzindo a potência de aquecimento necessária.

Os Sensores de temperatura/humidade de insuflação são utilizados neste processo (representados na Ilustração 2-1 pelo número 8) para fazer a leitura das condições de insuflação, com o objetivo de fazer uma comparação entre as condições de insuflação/extração permitindo ao Controlador a realização dos cálculos da carga interior.

Finalmente, o elemento responsável pelo funcionamento deste processo, o Controlador, é responsável pelo comando de todos os registos de caudal, dependendo do sinal emitido pelos sensores, que depois é convertido numa determinada ordem, como por exemplo, abrir o registo de Ar Novo e fechar o Registo de Retorno.

2.1.2 Constituição de uma UTA com Economizador

A constituição de uma UTA com um sistema de Economizador apresenta-se como demonstrado na Ilustração 2-2 de acordo com (Marcos, 2012).

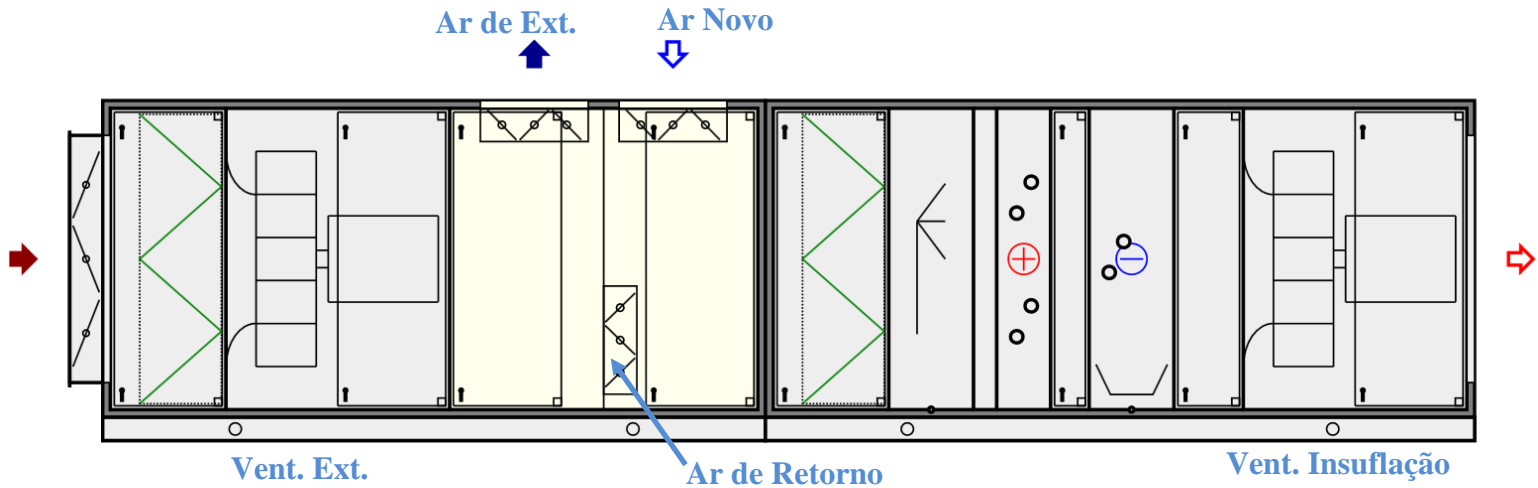


Ilustração 2-2 – Representação da constituição de uma UTA com economizador (adaptado de Marcos,2012)

Verifica-se a existência de um módulo onde é controlada a entra/saída de ar e também, o ar de retorno.

O ventilador de extração executa a extração do ar interior direcionando-o para o registo de caudal exterior. Em determinados casos de temperatura interior/exterior será importante fazer a mistura do ar de extração com o ar novo. Pelo registo de ar de retorno é possível fazer o controlo do volume desse caudal.

Por fim, aspirado pelo ventilador de insuflação, o caudal de ar novo será direcionado e quantificado pelo registo de caudal de ar novo, circulando depois pelas serpentinas, humidificadores e filtros.

2.1.3 Princípios de Funcionamento de um Economizador

Para proceder à climatização de um determinado local com ar fresco exterior, com a implementação de um Economizador, definem-se quatro etapas de processo, como demonstrado na Ilustração 2-3 de acordo com (Marcos, 2012).

1ª - Etapa de Aquecimento;

2ª - Etapa de “Free-Cooling”;

3ª - Etapa de 100% de Ar Novo com Bateria de frio;

4ª - Etapa de Ar Novo mínimo com Bateria de frio.

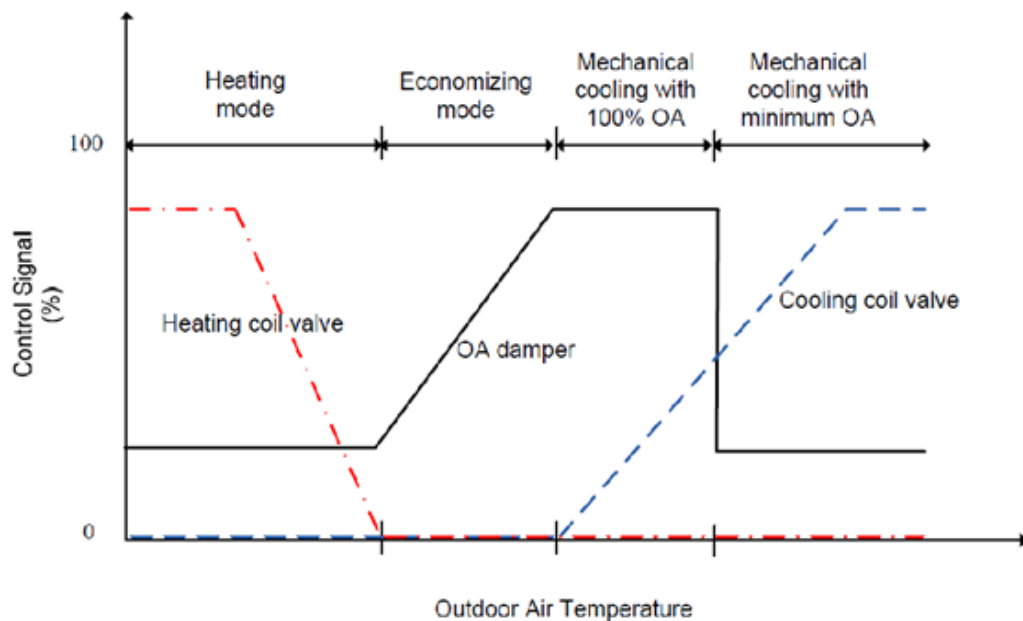


Ilustração 2-3 – Diagrama representativo das quatro etapas do processo de “Free-Cooling” (extraído de Marcos, 2012)

A primeira etapa - etapa de aquecimento – verifica-se em condições exteriores de Inverno. O Registo de Ar Novo encontra-se na posição de menor caudal, ou seja, de caudal mínimo de projeto. O controlo da bateria de Aquecimento encontra-se na posição máxima até quando a requisição de aquecimento decresce, e conseqüente, verifica-se a redução de potência de aquecimento.

A segunda etapa - etapa de FC - inicia-se quando a Bateria de Frio/Aquecimento se encontram desligadas. Com o aumento da temperatura exterior inicializa-se a abertura do registo de caudal de Ar Novo, fazendo a climatização apenas com o aumento do caudal até se verificar que cem por cento do ar de insuflação é Ar Novo.

A terceira fase - etapa de 100% de Ar Novo com Bateria de frio - inicializa-se quando o Registo de caudal de Ar Novo totalmente aberto é insuficiente para climatizar o espaço, sendo necessário iniciar, progressivamente, o funcionamento da Bateria de Frio. Esta situação verifica-se em meses de fim da Primavera/início de Verão.

Finalmente, a última fase – etapa de Ar Novo mínimo com Bateria de frio - verifica-se quando as condições exteriores são condições de Verão, onde a temperatura exterior é elevada e portanto, o caudal de Ar Novo é restringido ao mínimo de projeto, fazendo-se a climatização apenas com a Bateria de Frio.

A fase de FC é a fase de maior interesse neste trabalho, uma vez que a mesma permite reduzir a utilização da Bateria de Frio, levando a uma acentuada poupança energética, como demonstrado na Ilustração 2-4.

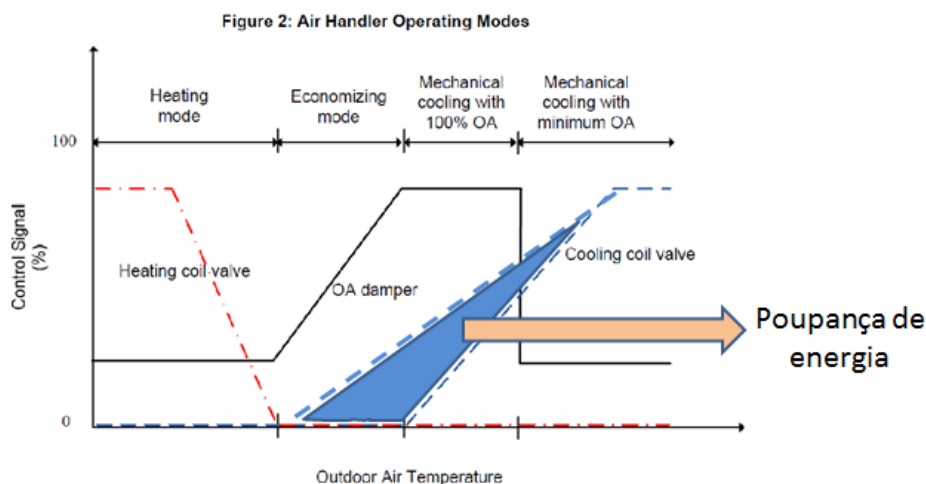


Ilustração 2-4 – Representação da área de poupança de energia pela utilização de Free-Cooling (adaptado de Marcos,2012)

2.1.4 Variáveis do processo

Para garantir uma correta operação de processo, é necessário que o controlador adquira as leituras dos sensores de temperatura/humidade com a finalidade de ordenar os atuadores dos registos de caudal e válvulas das baterias a executar uma determinada operação de acordo com (Honeywell, 2011).

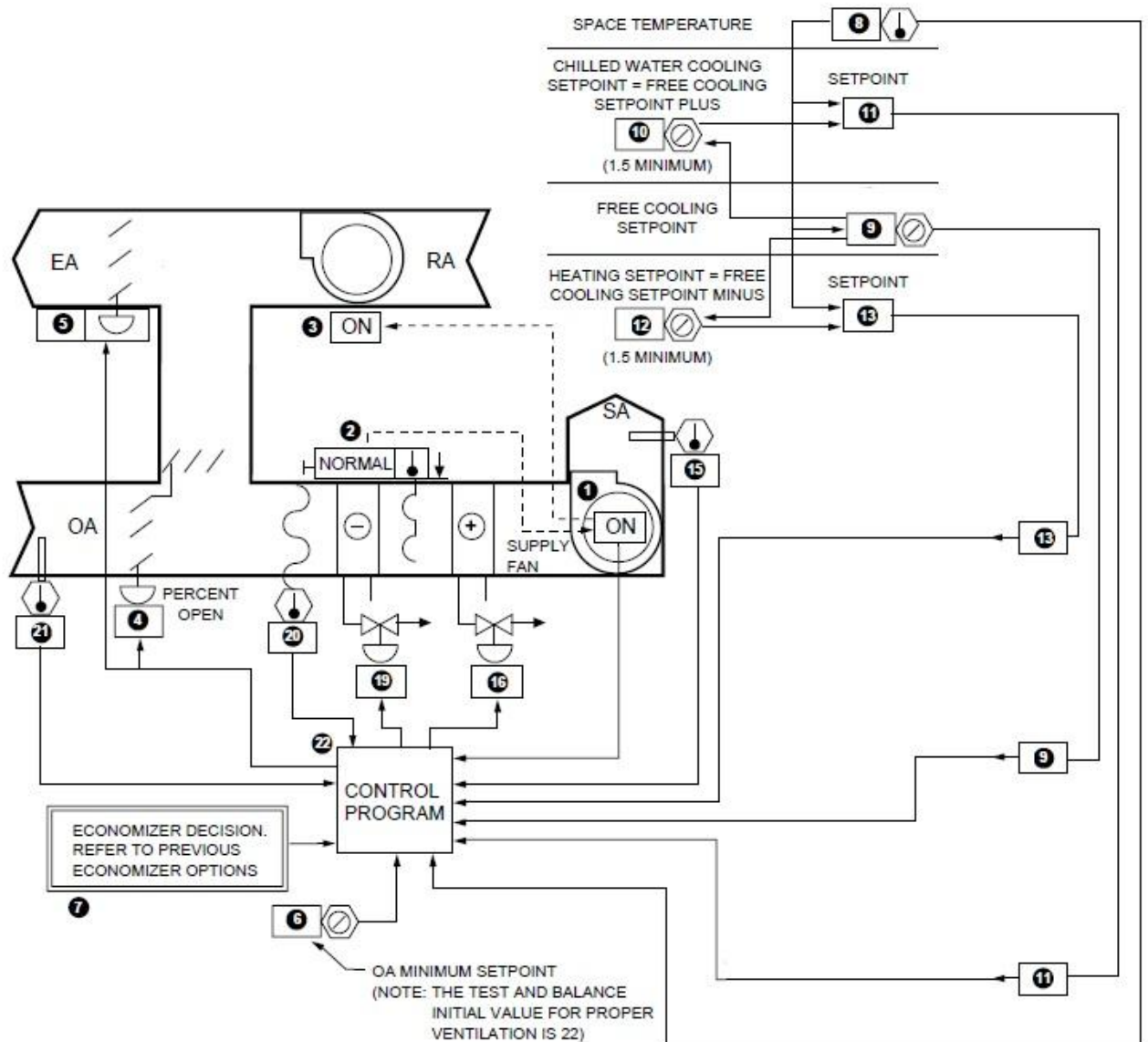


Ilustração 2-5 – Representação dos componentes envolvidos no controlo de Free-Cooling (adaptado de Honeywell,2011)

Tabela 1 – Designação dos Componentes de um sistema com Economizador

Item número	Designação
1, 2 e 3	<p>Ventiladores de Insuflação (SA, 1), Ventiladores de Extração (RA, 3) e controlador de temperatura (reset manual e limite de segurança, 2). O processo inicia-se com o ventilador de insuflação, por comando manual, (1) que inicia também o funcionamento do ventilador de extração (3). O controlador de temperatura (2) faz a paragem automática de segurança dos ventiladores caso seja atingido um determinado limite mínimo de temperatura de operação introduzido, ou quando é premido o botão de “reset”. O estado de operação dos ventiladores é enviado para o Controlador (22). (Dados de entrada)</p>
4, 5 e 6	<p>Registo de caudal de Ar Novo e Retorno (4), Registo de caudal de Ar de Extração (5) (Dados de saída), Ponto de introdução de caudal mínimo de Ar Novo permitido (usualmente este valor mínimo é de 20% de abertura do registo de ar novo, 6) (Dados de entrada). O Controlador ordena os Registos de caudal de Ar Novo/Retorno, dependendo das leituras de temperaturas, a alterar o volume de ar aspirado/insuflado. Dependendo do volume de ar de retorno, o registo de caudal de extração irá posicionar-se contrariamente ao registo de Retorno, uma vez que os dois encontram-se ligados por um encravamento mecânico.</p>
7	<p>Introdução no controlador dos pontos limites para os quais poderá ocorrer “Free-Cooling”, isto é, para verificar se a temperatura exterior permite a operação sem a utilização das baterias de Frio/Aquecimento (Dados de entrada).</p>
8	<p>Sensor de Temperatura interior. A leitura deste sensor é responsável por localizar o processo numa das quatro Etapas de funcionamento de um Economizador anteriormente referidas. (Dados de entrada)</p>

9,10,11,12 e 13	Introdução no Controlador das temperaturas de arranque da bateria de frio (11) e aquecimento (13), e também do intervalo de temperaturas de funcionamento de “Free-Cooling” (9). (Dados de Entrada)
15	Sensor da temperatura de insuflação. (Dados de Entrada)
16	Válvula da bateria de Aquecimento, controlada pelo Controlador. (Dados de saída)
19	Válvula da bateria de Frio, controlada pelo Controlador. (Dados de saída)
20	Sensor de temperatura do ar de mistura entre o Ar Novo e o Ar de Retorno. (Dados de Entrada)
21	Sensor de temperatura do ar exterior. (Dados de Entrada)
22	Controlador, responsável pela aquisição de todos os sinais de entrada a fim de tomar uma determinada decisão enviando-a como dados de saída.

O esquema anterior representa um equipamento com elevado grau de complexidade, nomeadamente pela utilização de quatro ou mais sensores de temperatura. Usualmente são apenas utilizados dois/três sensores de temperatura.

Assim, no processo de “Free-Cooling” um Controlador mais comum deve assumir como principais variáveis as apresentadas na Ilustração 2-6.



Ilustração 2-6 – Representação das principais variáveis de entrada/saída de um Controlador de “Free-Cooling” (adaptado de EMERSON,2012)

2.2 Tipos de Controlo do Economizador

2.2.1 Norma ASHRAE Standard 90.1-2004 – “Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings”

A Norma ASHRAE 90.1-2004 apresenta um subcapítulo onde aborda o tema “Air-side Economizer”. Esta norma é aplicada principalmente para o clima dos Estados Unidos da America de acordo com (ASHRAE®, ANSI/ASHRAE/IESNA 09.1-2004).

Para além do que foi referido anteriormente neste trabalho, a Norma também aborda o tema do “High-Limit Shutoff” (HLS) para Economizadores.

O HLS indica o valor máximo de temperatura ou entalpia para o qual é possível ainda exercer FC, ou seja, para um determinado valor de temperatura exterior que ainda permita obter redução de energia utilizada pela bateria de frio. Segundo a norma os valores máximos de temperatura e entalpia, dependendo do tipo de clima, são apresentados na Tabela 2 de acordo com (ASHRAE®, ANSI/ASHRAE/IESNA 09.1-2004)

Tabela 2 – Representação dos valores “High-Limit Shutoff” para diferentes climas (extraído de ASHRAE®, ANSI/ASHRAE/IESNA 09.1-2004)

TABLE 6.5.1.1.3B High-Limit Shutoff Control Settings for Air Economizers

Device Type	Climate	Required High Limit (Economizer Off When):	
		Equation	Description
Fixed Dry Bulb	1b,2b,3b,3c,4b,4c,5b,5c,6b,7,8 5a,6a,7a All Other Zones	$T_{OA} > 75^{\circ}\text{F}$	Outdoor air temperature exceeds 75°F
		$T_{OA} > 70^{\circ}\text{F}$	Outdoor air temperature exceeds 70°F
		$T_{OA} > 65^{\circ}\text{F}$	Outdoor air temperature exceeds 65°F
Differential Dry Bulb	1b,2b,3b,3c,4b,4c,5a,5b,5c,6a,6b,7,8	$T_{OA} > T_{RA}$	Outdoor air temperature exceeds return air temperature.
Fixed Enthalpy	All	$h_{OA} > 28 \text{ Btu/lb}^a$	Outdoor air enthalpy exceeds 28 Btu/lb of dry air ^a
Electronic Enthalpy	All	$(T_{OA}, RH_{OA}) > A$	Outdoor air temperature/RH exceeds the “A” set point curve ^b
Differential Enthalpy	All	$h_{OA} > h_{RA}$	Outdoor air enthalpy exceeds return air enthalpy
Dew Point and Dry-Bulb Temperature	All	$DP_{oa} > 55^{\circ}\text{F}$ or $T_{oa} > 75^{\circ}\text{F}$	Outdoor air dry bulb exceeds 75°F or outside dew point exceeds 55°F (65 gr/lb)

^a At altitudes substantially different than sea level, the Fixed Enthalpy limit shall be set to the enthalpy value at 75°F and 50% relative humidity. As an example, at approximately 6000 ft elevation the fixed enthalpy limit is approximately 30.7 Btu/lb.

^b Set point “A” corresponds to a curve on the psychrometric chart that goes through a point at approximately 75°F and 40% relative humidity and is nearly parallel to dry-bulb lines at low humidity levels and nearly parallel to enthalpy lines at high humidity levels.

Analisando a Tabela 2, verifica-se que existem seis géneros possíveis de HLS, resultando em diferentes opções com a finalidade do controlo se ajustar melhor ao tipo de clima das instalações. O primeiro género apresenta o ponto HLS assente numa temperatura de bolbo seco fixa, isto é, o Economizador é desligado quando a temperatura exterior excede um determinado valor fixo definido.

O segundo género, Temperatura de Bolbo Seco diferencial, anula o Economizador caso se verifique que a temperatura exterior é mais quente do que a temperatura interior.

Já o terceiro tipo de Economizador, de entalpia fixa, desativa o Economizador quando o ar exterior ultrapassa um determinado valor de entalpia (kJ/kg).

O quarto tipo diz respeito à entalpia controlada eletronicamente, e é utilizado para desativar o Economizador quando o ar exterior ultrapassa uma determinada temperatura de bolbo seco/ponto de orvalho (lido por sensores de humidade).

De seguida o quinto tipo, entalpia diferencial, desativa o economizador quando a temperatura exterior excede a temperatura do ar de retorno.

E finalmente o último tipo de controlo de Economizadores - ponto de orvalho e bolbo seco - que é utilizado para desativar o Economizador quando a temperatura exterior excede um determinado valor de bolbo seco ou um determinado valor de ponto de orvalho.

Estes modos de operação dos Economizadores são adequados a determinados climas. Dependendo do clima da região de operação, o tipo de controlo será aquele que melhor se adequa às condições do ar exterior. A Tabela 2 apresenta os modos de Economizadores em função dos diferentes climas dos Estados Unidos da América representados pela Ilustração 2-7 (país de onde a Associação ASHRAE 90.1-2004 é proveniente) de acordo com (Trane®, 2006). Como o país em questão apresenta climas muito variados, desde climas muito quentes, marinhos e até muito frios, é possível admitir a Tabela 2 como viável para a seleção do tipo de Economizador a ser utilizado numa região como Portugal.

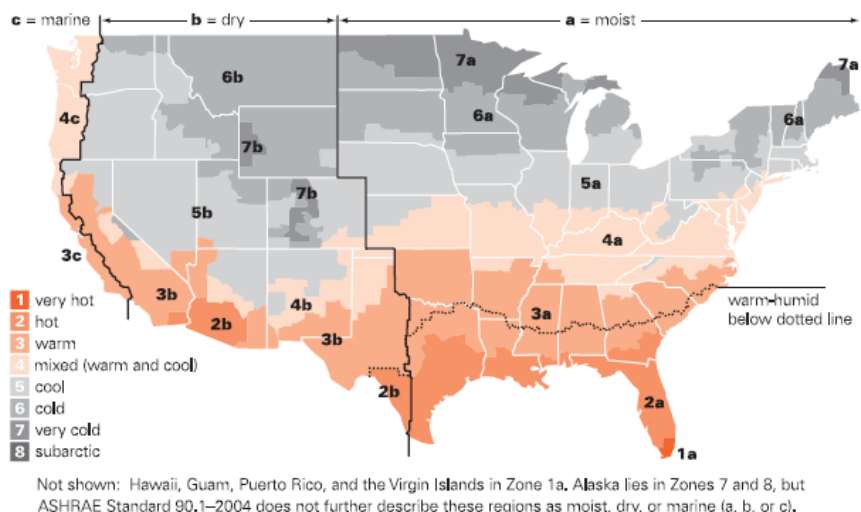


Ilustração 2-7 – Representação dos diversos climas e referências dos mesmos dos Estados Unidos da América (extraído de Trane®, 2006)

Alguns dos valores mais comuns de HLS são de 75°F ou 24°C para temperatura de bolbo seco e para climas marinhos, e de 48 kJ/kg ou 28 Btu/lb de entalpia (correspondente a 24°C de bolbo seco e a 50% de humidade relativa).

2.2.2 Aquisição das condições interiores e exteriores

Como visto anteriormente é necessário recorrer à leitura das condições de temperatura em diversos pontos para a correta operação de um sistema com FC.

Atualmente existem dois métodos para fazer essa aquisição de dados:

- Leitura da Temperatura de Bolbo Seco;
- Leitura da Humidade e Temperatura de Bolbo Seco.

No método da Temperatura de Bolbo Seco é apenas feita a leitura dessa mesma temperatura utilizando um sensor de temperatura comum.

Já o método da leitura da Humidade e Temperatura de Bolbo Seco, é baseado na aquisição de dados por parte de um sensor de temperatura e um sensor de humidade, que combinados permitem gerar a entalpia do estado exterior ou interior.

A linha 4 na Ilustração 2-8 de acordo com (Honeywell, 2011) apresenta os pontos de temperatura máximos para a operação de um Economizador, ou seja, a representação do HLS para a aquisição de Temperatura. A linha 3 representa os pontos obtidos pelo método da leitura da Humidade e Temperatura de Bolbo Seco, resultando numa reta de igual entalpia para a representação do HLS para esse mesmo tipo de aquisição.

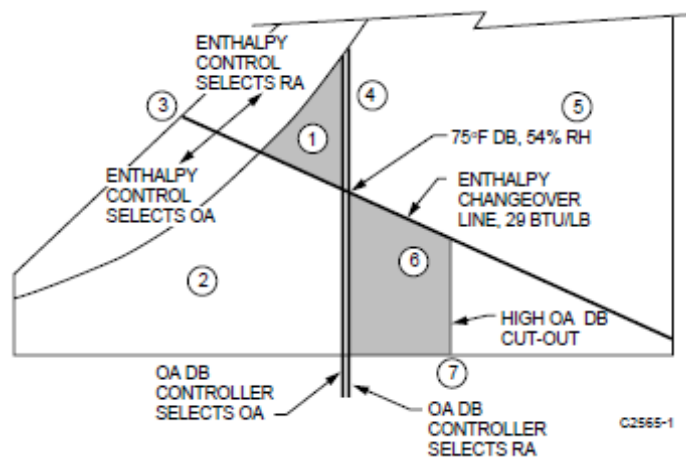


Ilustração 2-8 – Representação das diferenças na carta psicrométrica dos diferentes métodos (extraído de Honeywell, 2011)

Verificam-se na Tabela 3 as principais diferenças entre os dois tipos de aquisições.

Tabela 3 – Comparação entre Leitura da Temperatura de Bolbo Seco e a Leitura da Humidade

<u>Leitura da Temperatura de Bolbo Seco</u>	<u>Leitura da Humidade e Temperatura de Bolbo Seco</u>
Os pontos possíveis para a utilização de Economizador são os apresentados na zona 2 e 1 representados na Ilustração 2-8 e delimitados pela linha 4.	Os pontos possíveis para a utilização de Economizador são os apresentados na zona 2 e 6 representados na Ilustração 2-8 e delimitados pela linha 3.
Permite adquirir mais pontos em climas secos.	Permite adquirir mais pontos em climas húmidos.
Equipamento relativamente fácil e pouco dispendioso de obter.	Sensores de humidade algo dispendiosos, requer dois sensores para a aquisição exterior,
Mais usual em sistemas com Economizador de pequena capacidade devido ao elevado custo do sensor de humidade.	O sensor de humidade requer manutenção periódica devido à elevada precisão requerida pelo mesmo.

2.3 Equipamentos

2.3.1 UTA com pré-instalação de registos de regulação de caudal

Esta opção refere-se à utilização de Unidades de Tratamento de Ar com o sistema de registos de caudal motorizados pré-instalados. Esta opção é a menos dispendiosa uma vez que o sistema irá ser instalado praticamente com a possibilidade de FC sendo depois apenas necessário o investimento nos sensores de temperatura e/ou humidade e controlador.

2.3.2 Economizadores

A instalação de módulos Economizadores numa UTA pré-existente é outra opção possível neste processo. Alguns fornecedores de HVAC produzem equipamentos cuja finalidade será a sua instalação numa unidade para reduzir os seus custos de operação, como demonstrado na Ilustração 2-9 de acordo com (Carrier Corporation, 2004).

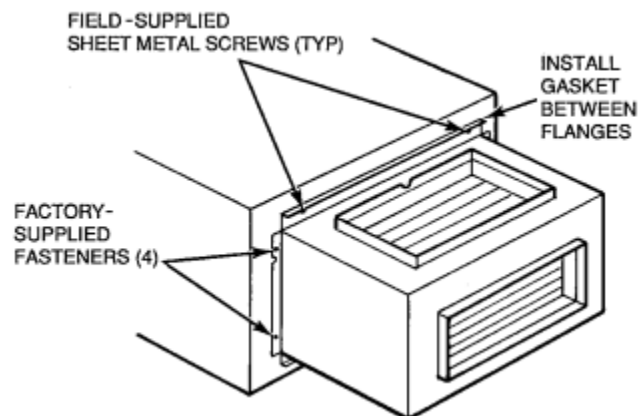


Ilustração 2-9 – Representação do posicionamento de um Economizador numa UTA (extraído de Carrier Corporation, 2004)

Este acessório permite que o ar exterior atue como o agente climatizador, sendo que pode ser feita a climatização apenas com a utilização do Economizador, ou com a sua utilização em conjunto com a bateria de frio. O acessório já incorpora os sensores de temperatura e /ou humidade.

2.3.3 Instalação de registos de caudal numa UTA existente

A última opção baseia-se na instalação de registos de caudal motorizados numa UTA já existente, substituindo os antigos registos por uns que apresentem a opção do controlo do atuador do angulo de abertura das lâminas, representado na Ilustração 2-10 de acordo com (FAMCO,2012).



Ilustração 2-10 Representação de um registo regulador de caudal (extraído de FAMCO, 2012)

A sua instalação em conjunto com a instalação de sensores de temperatura e/ou humidade, de acordo com o procedimento menos falível, isto é:

- Sensores protegidos de raios solares diretamente incidentes e vento;
- Instalação de vários sensores no caso de condutas de elevado comprimento, permitindo fazer uma média dos pontos obtidos, de modo a melhorar a eficiência do equipamento;
- A sua instalação deve ser feita a pelo menos 2 metros acima do solo e com relativo afastamento dos registos do ar de extração.

2.4 Limitações de utilização

Os Economizadores quando instalados corretamente, e quando instalados de acordo com as corretas condições climáticas, induzem a poupanças energéticas. Mas isto só se verifica quando a escolha da aquisição de dados e outros fatores são adequados ao clima em questão.

Por vezes os Economizadores, quando instalados incorretamente, induzem a maiores gastos do que poupanças, deixam de ser rentáveis e serão normalmente inutilizados.

A Ilustração 2-11 de acordo com (Liescheidt) apresenta os diferentes consumos energéticos em diferentes estados possíveis na utilização de Economizadores.

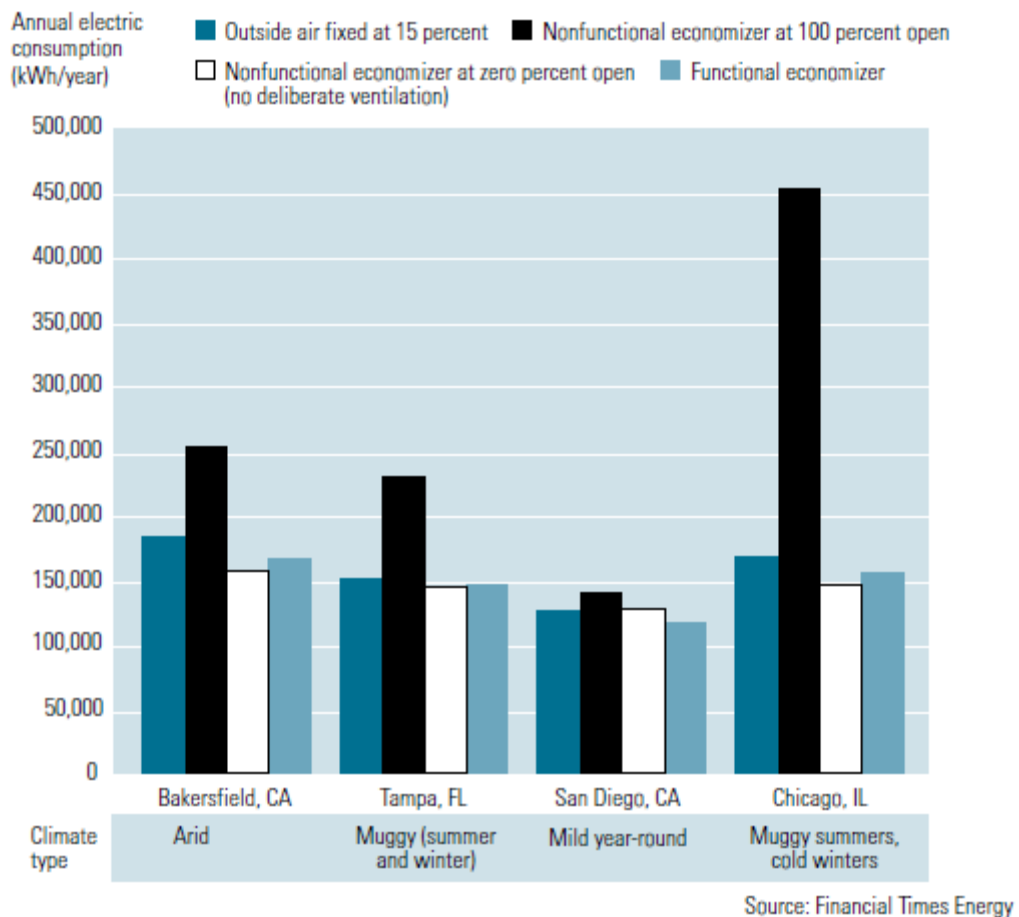


Ilustração 2-11 – Representação da comparação entre os gastos de energia por parte de Economizadores a operar corretamente e Economizadores não funcionais (extraído de Liescheidt)

Pela análise da Ilustração 2-11 representativa de determinadas regiões dos Estados Unidos da América, verifica-se que, por exemplo, para um tipo de clima com Verão húmido e Inverno de baixa temperatura, verificam-se grandes variações nos gastos anuais de energia.

No caso da presença de um Economizador não funcional os gastos rondam os 450.000 KWh/ano, e no caso de um sistema com Economizador funcional os gastos descem para cerca de 155.000 KWh/ano. Estes dados são indicativos de que uma manutenção cuidada do Economizador é importante para uma elevada poupança energética.

Por outro lado, verifica-se que a utilização de um caudal fixo a 15% de abertura dos registos impõe um gasto energético maior face a um Economizador funcional, na ordem dos 160.000 kWh/ano em relação aos 155.000 kWh/ano característicos de um sistema a funcionar corretamente.

Por fim, caso o sistema a ser utilizado tiver um Economizador não funcional e na posição mínima de abertura dos registos pode garantir um menor custo, mas um caudal de ar novo reduzido implica uma menor qualidade do ar.

Para garantir o seu correto funcionamento de acordo com (Liescheidt), um sistema com Economizador tem as seguintes limitações de utilização:

- HLS errado – Este valor é regulado de acordo com um determinado valor e caso o valor seja muito baixo o Economizador irá ter um fecho prematuro induzido a uma menor poupança. Caso o HLS seja regulado por um valor mais elevado verificar-se-á um maior consumo energético do que o pretendido.
- Género do Equipamento (Tipo de Controlo) – Como referido em 2.2.1, a escolha do género de equipamento ou controlo depende do clima verificado na instalação. Num clima seco um controlo por Temperatura de Bolbo Seco proporciona um melhor desempenho e conforto, uma vez que a humidade não interfere nas condições interiores da sala e é dispensável o uso de um sensor de humidade. Em climas húmidos um sistema por entalpia (temperatura e humidade) será o mais indicado, uma vez que permite fazer o controlo da humidade exterior, impedindo a insuflação excessiva do local a climatizar.

- Manutenções dos Sensores – Os sensores, como parte fundamental deste processo pretendem-se sempre funcionais, sendo requerida a sua manutenção a fim de evitar erros de leitura e excessivo caudal de ar, levando a maiores gastos energéticos.
- Manutenção dos Registos de caudal – Semelhantes aos sensores, os registos têm um papel importante no processo e requerem manutenção para o seu correto funcionamento.

Capítulo 3 - Caso de estudo

Neste capítulo será abordado o caso de estudo deste trabalho. Será selecionado o local, caracterizando o clima respetivo de modo a concluir quanto à possibilidade da utilização de FC para o mesmo.

Seguidamente serão apresentados esquemas das instalações para climatizar, os respetivos equipamentos/ocupação e o horário de ocupação.

3.1 Local de estudo

O local de estudo escolhido para este trabalho foi Faro. A escolha deste local deveu-se principalmente a dois fatores: proximidade com a residência natal própria e por se tratar do local onde é situada a única estação meteorológica do Algarve com Normais Climatológicas apresentadas pelo Instituto de Meteorologia.



Ilustração 3-1 – Representação do local de projeto (extraído de Google Maps®,2012)

3.1.1 Características estruturais

Foi elaborada a planta da estrutura em estudo, composta por Instalações Sanitárias (1.00), duas áreas com Escritório (1.01 e 1.02) e o Corredor de acesso (1.03). A estrutura encontra-se direcionada a Norte. De salientar que a coloração exterior do edifício é branca.

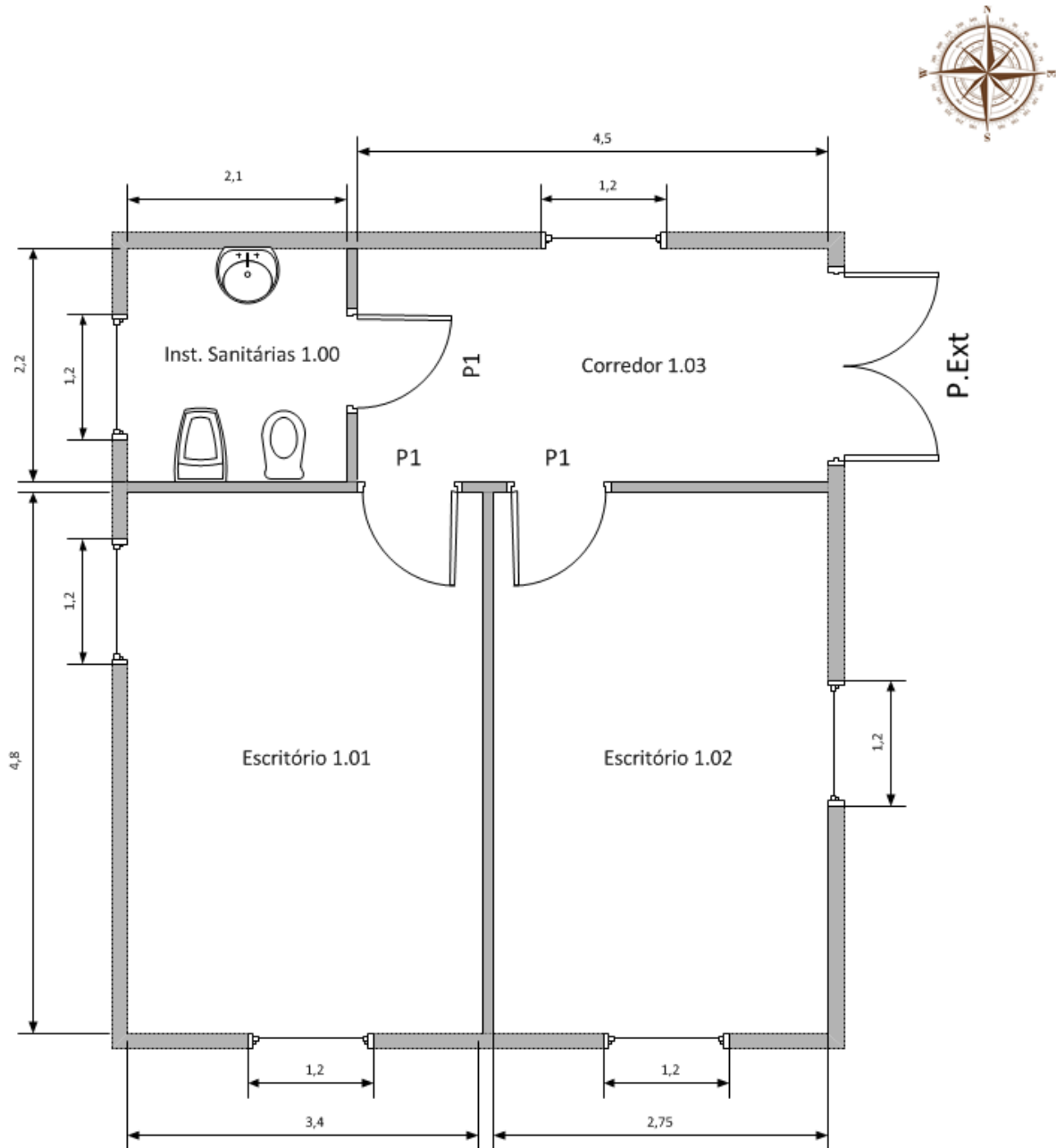


Ilustração 3-2 – Representação da Planta da estrutura em estudo, são apresentadas as cotas de casa divisão/componente (fonte própria)

Como cobertura a estrutura apresenta uma área destinada às Instalações de Climatização, com cerca de 19 m² de área. Sendo a restante cobertura composta por Telha Cerâmica. Como demonstrado pela Ilustração 3-3, Ilustração 3-4 e Ilustração 3-5.

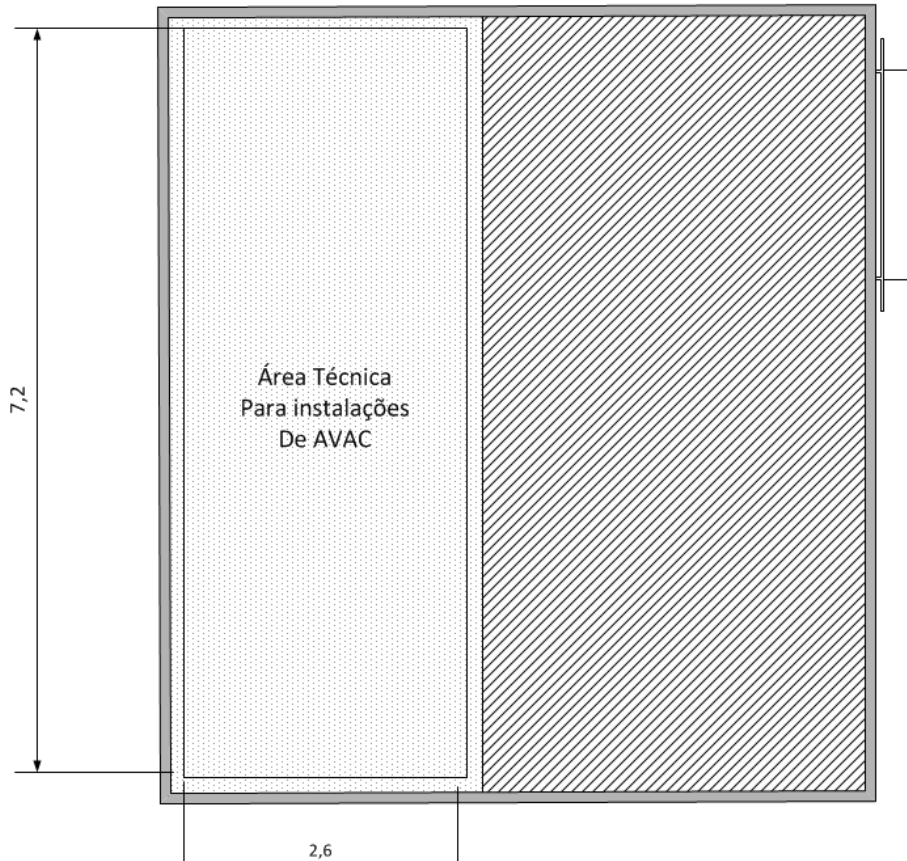


Ilustração 3-3 – Representação da cobertura das instalações (fonte própria)

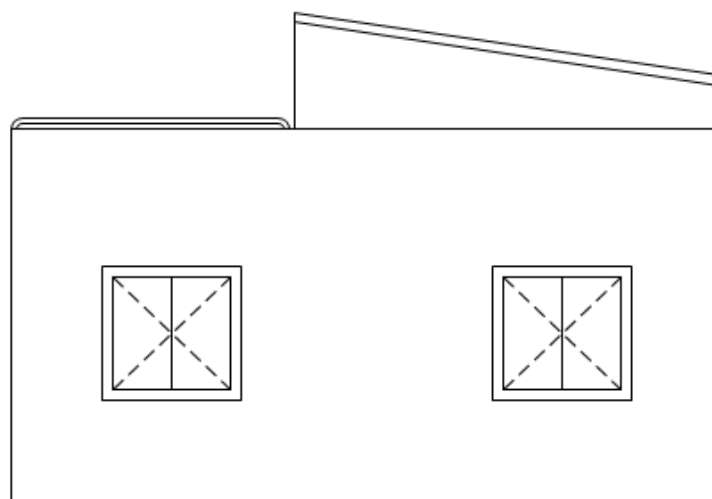


Ilustração 3-4 – Representação do alçado das instalações (fonte própria)

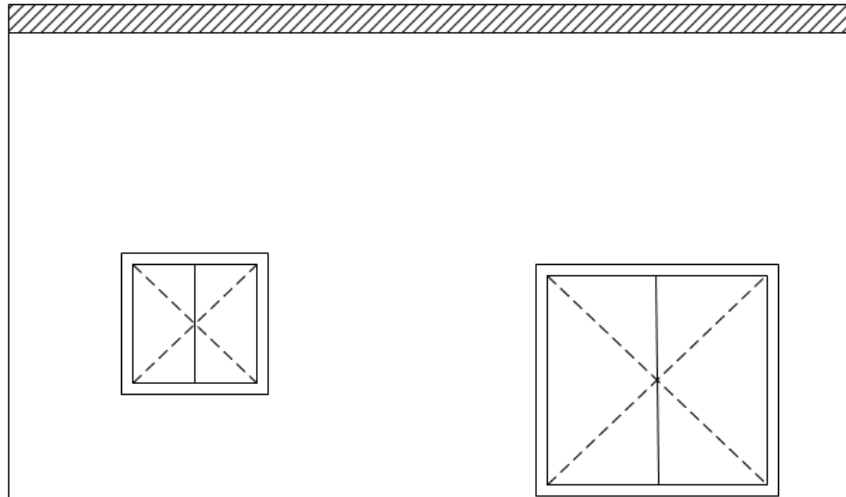


Ilustração 3-5 – Representação do alçado das instalações (fonte própria)

3.1.2 Seleção do Tipo de Controlo

É importante ter o conhecimento do tipo do clima de Portugal, para melhor poder ser escolhido o tipo de controlo a efetuar no processo de FC. Portugal é caracterizado por dois géneros climáticos (principalmente) e segundo a classificação *Köppen-Geiger*¹ que afirma que na maior parte do território Continental o clima é Temperado, do Tipo C de acordo com (Instituto de Meteorologia – IP Portugal, 2012):

- Csa – Clima temperado com Verão quente e seco nas regiões interiores do vale do Douro e também nas regiões a sul do sistema montanhoso Montejunto-Estrela.
- Csb – Clima Temperado com Verão seco e suave em quase todas as regiões a Norte do sistema montanhoso Montejunto-Estrela e nas regiões do litoral do Alentejo e Algarve.

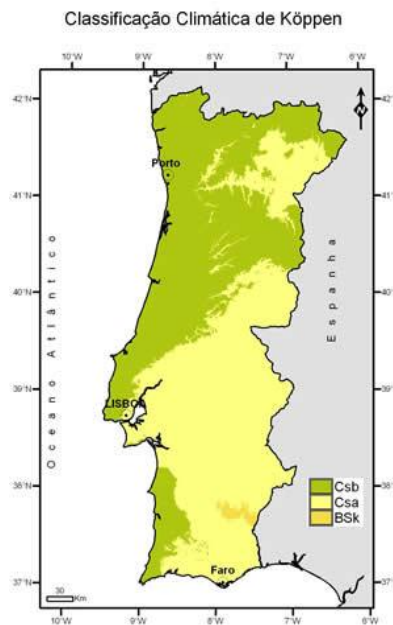


Ilustração 3-6 – Classificação Köppen-Geiger para o território Português (extraído do Instituto de Meteorologia – IP Portugal, 2012)

¹A classificação de Köppen-Geiger é um sistema global dos tipos climáticos mais utilizada em geografia.

Como visto em 2.2.1 a Norma ASHRAE 90.1-2004 é baseada no território dos Estados Unidos da América. Portanto os tipos climáticos associados a cada tipo de controlo estão associados à divisão por zonas dos Estados Unidos da América.

Para ser possível associar a Norma ASHRAE 90.1-2004 ao clima Português é necessário encontrar uma zona climática do país de origem semelhante à do país em estudo. Na Ilustração 3-7 de acordo com (Peel, 2011) é possível analisar a classificação de Köppen-Geiger para os tipos climáticos dos Estados Unidos da América.

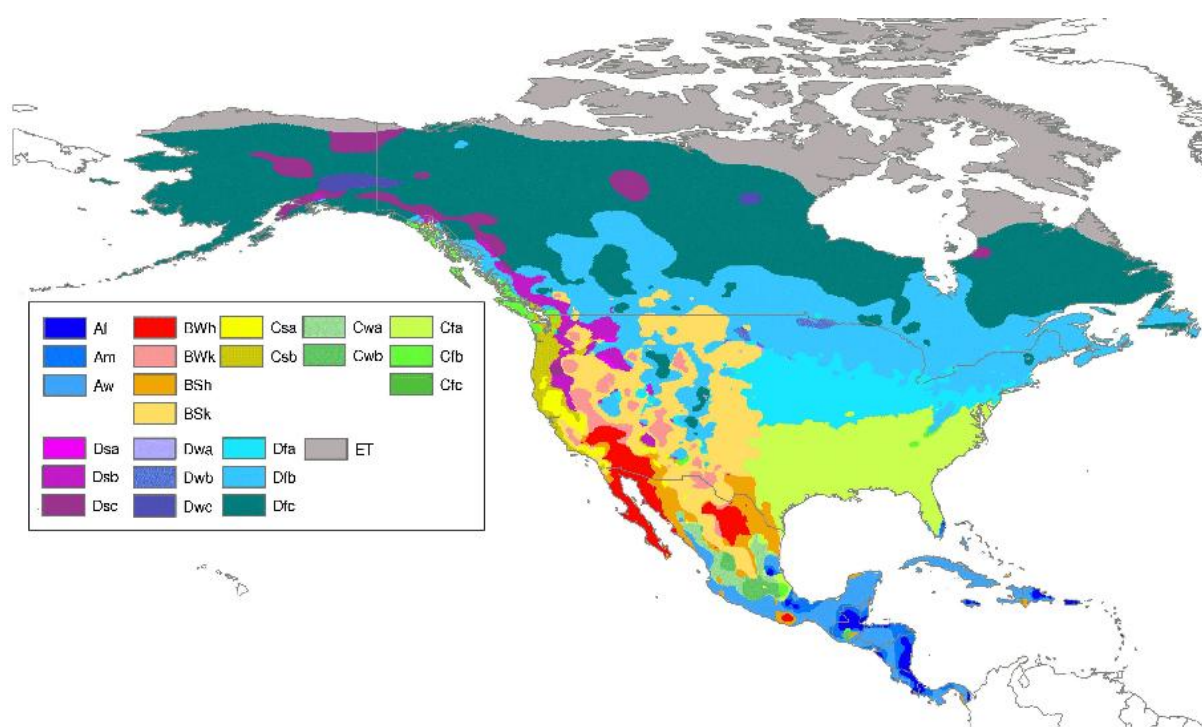


Ilustração 3-7 – Representação da classificação de Köppen-Geiger para os Estados Unidos da América (extraído de Peel, 2011)

Analisando a Ilustração 3-7 é possível verificar uma parcela a Oeste (desenhada a uma cor amarelada) que apresenta um clima semelhante ao de Faro, “Csa”. Verificando a Ilustração 2-7 é possível afirmar que esta parcela é corresponde à parcela “3b” e que por sua vez é referenciada na Tabela 2.

Assim a Norma ASHRAE 90.1-2004 afirma que um género climático 3b é melhor controlado por:

- HLS controlado pela temperatura seca de 24°C.
- HLS controlado por temperatura diferencial, onde a temperatura do ar novo é superior à temperatura do ar de extração.

Numa primeira análise ambos os dois tipos de controlo são plausíveis uma vez que é possível fazer controlo diferencial até aos 24°C. A partir deste valor, o controlador irá fechar os registos até ao valor mínimo de caudal sendo a climatização feita pela bateria de frio. De realçar que as instalações em estudo não requerem equipamentos de elevada potência/custo e por isso a leitura por entalpia é rejeitada, não sendo justificável o custo dos sensores e respetiva manutenção, por um lado, e por outro lado o facto de o clima em questão ser quente e seco, invalida a escolha da utilização de controlo por entalpia.

Será então adotado o método de temperatura de bolbo seco fixa e temperatura diferencial, exemplificando:

- No caso onde a temperatura interior requerida seja de 22 ± 3 ;
- A temperatura exterior varie entre 16°C a 25°C;

Num determinado período do dia onde se verifiquem temperaturas de 16°C até 23.9°C o controlo é feito pela temperatura diferencial. No caso de se verificar concretamente 19°C no exterior e 22°C no interior o Economizador encontra-se ativo. No caso de se verificarem 23°C exteriores e 22°C interiores, será atingido o ponto de HLS imposto pela condição de temperatura diferencial. Finalmente caso sejam verificados 24°C exteriores e, por exemplo 25°C de temperatura no interior o ponto de HLS não é atingido pelo controlo diferencial, mas será limitado pela temperatura máxima fixa de HLS, impedindo que ar a 24°C seja insuflado no espaço em estudo.

3.1.3 Análise das condições exteriores

Nesta fase do trabalho será desenvolvido um estudo do desenvolvimento horário de temperaturas ao longo de todos os meses do ano. Isto permitirá avaliar a justificação da implementação de um sistema de “Free-Cooling”, no caso onde existam meses do ano com dias onde a temperatura exterior é inferior à do HLS anteriormente escolhido, de 24°C.

Para isto, recorrendo ao Instituto Nacional de Meteorologia e Geofísica (INMG), foi possível recolher os dados meteorológicos de Faro. A partir das normais climatológicas é possível desenvolver a progressão mensal de temperaturas. A Ilustração 3-8 de acordo com (INMG 1964-1980) apresenta a leitura das temperaturas máximas, mínimas, e médias dos anos entre 1964 até 1980.

ESTACÃO FARO/AEROPORTO MÉDIAS DE 1964/1980
 $\phi = 37^{\circ}01'N$; $\lambda = 7^{\circ}58'W$; $g = 9,7992m/s^2$; $\Delta G = 0h$; $H_s = 8m$; $H_b = 2m$; $h_1 = 1,5m$; $h_2 = 2,5m$; $h_3 = 7,3m$; $h_4 = 1,5m$

Pressão atmosférica P (mb)		Temperatura do ar								Mês
		1970-1980					T (°C)			
		\bar{T} (°C)			Max	Min	Max	Min		
No local	Red. ao nível do mar	9 h	15 h	21 h	Mensal	Max	Min	Max	Min	
1018,6	1019,7	10,5	15,1	11,4	12,0	16,1	7,9	22,4	-0,8	Janeiro
1018,2	1019,3	11,5	15,9	11,9	12,6	16,8	8,4	25,6	-0,5	Fevereiro
1016,8	1017,9	12,9	16,8	12,3	13,2	18,0	8,4	25,8	1,8	Março
1014,9	1016,0	15,7	18,7	14,2	15,6	21,2	10,0	28,3	4,0	Abril
1015,2	1016,2	18,2	20,9	16,6	17,3	22,4	12,2	30,6	5,6	Maio
1015,9	1017,0	21,3	23,6	19,8	20,5	25,1	15,9	33,0	7,4	Junho
1015,3	1016,4	24,5	27,0	23,2	23,2	28,8	17,5	39,8	10,5	Julho
1015,0	1016,0	24,6	27,1	23,0	23,2	28,9	17,5	39,4	11,6	Agosto
1016,5	1017,5	22,6	25,3	20,8	21,3	26,4	16,2	35,4	10,2	Setembro
1016,7	1017,7	18,4	21,7	17,1	18,3	22,8	13,8	31,2	6,0	Outubro
1019,7	1020,7	14,2	18,5	13,6	14,6	19,1	10,2	28,8	2,2	Novembro
1019,2	1020,3	11,2	15,8	11,7	12,2	16,6	7,9	25,4	-1,4	Dezembro
1016,8	1017,9	17,1	20,5	16,3	17,0	21,8	12,2	39,8	-1,4	Ano

Ilustração 3-8 – Normal Climatológica de Faro com médias de 1964-1980 (extraído de INMG, 1964-1980)

Verifica-se que os valores da normal climatológica de 1964 – 1980 são algo antigos, mas de acordo com a publicação das anomalias de 1980-2010 é possível afirmar que a diferença máxima foi de menos 1°C no ano de 1993, o que não permite invalidar os dados da normal anteriormente referida, como demonstra a Ilustração 3-9 de acordo com (INMG 1964-1980).

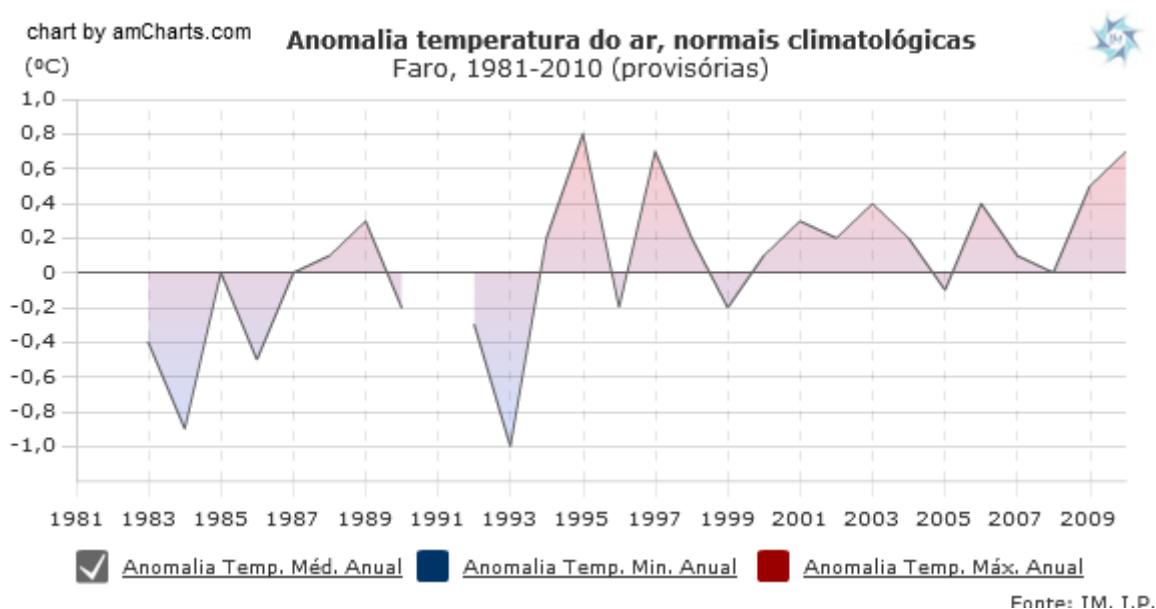


Ilustração 3-9 – Representação das anomalias da temperatura do ar no período de 1980 a 2010 (extraído de INMG, 2012)

Utilizando os valores médios máximos e médios mínimos de todos os meses, é possível determinar a amplitude térmica de cada mês.

Como demonstrado na Tabela 4, os valores das temperaturas máximas mensais servem de ponto de partida para a determinação das temperaturas mínimas de bolbo seco, subtraindo a amplitude térmica. Todos os valores foram retirados da normal climatológica representada na Ilustração 3-8.

Tabela 4 – Temperaturas médias máximas/mínimas e absolutas máximas/mínimas

	Média			Máxima Absoluta	Mínima Absoluta
	Max	Min	Max-Min		
Janeiro	16,1	7,9	8,2	22,4	14,2
Fevereiro	16,8	8,4	8,4	25,6	16
Março	18	8,4	9,6	25,8	16,2
Abril	21,2	10	11,2	28,3	17,1
Mai	22,4	12,2	10,2	30,6	20,4
Junho	25,1	15,9	9,2	33	23,8
Julho	28,8	17,5	11,3	39,8	28,5
Agosto	28,9	17,5	11,4	39,4	28
Setembro	26,4	16,2	10,2	35,4	25,2
Outubro	22,8	13,8	9	31,2	22,2
Novembro	19,1	10,2	8,9	28,8	19,9
Dezembro	16,6	7,9	8,7	25,4	16,7

Com a Tabela 4 como ponto de partida para representar a evolução mensal de temperaturas, foi utilizado o programa disponibilizado pela Carrier®, *Hourly Analysis Program* (HAP).

Este programa utiliza um método relacionado com a temperatura máxima e mínima do mês em estudo juntamente com um desenvolvimento da temperatura ao longo do dia recomendado pela associação ASHRAE. O método consiste no desenvolvimento da equação 1 de acordo com (Carrier Corporation®, HAP 4.50).

(1)

$$T_{a,h} = T_{db,m} \cdot \Delta T \cdot F_h$$

Onde:

$T_{a,h}$ - Temperatura de Bolbo Seco numa determinada hora (°C)

$T_{db,m}$ – Temperatura de Bolbo Seco seleccionada para o mês em questão (°C)

ΔT – Diferença entre a temperatura máxima e mínima (°C)

F_h - Factor de Temperatura horário, adimensional. Representado na Tabela 5 de acordo com (Carrier Corporation®, HAP 4.50).

Tabela 5 – Representação da variação do fator F_h com a variação da hora (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)

Time	Fh	Time	Fh	Time	Fh	Time	Fh
0030	0.82	0630	0.98	1230	0.23	1830	0.21
0130	0.87	0730	0.93	1330	0.11	1930	0.34
0230	0.92	0830	0.84	1430	0.03	2030	0.47
0330	0.96	0930	0.71	1530	0.00	2130	0.58
0430	0.99	1030	0.56	1630	0.03	2230	0.68
0530	1.00	1130	0.39	1730	0.10	2330	0.76

Inserindo os dados da Normal Climatológica no HAP, os resultados obtidos foram os demonstrados na

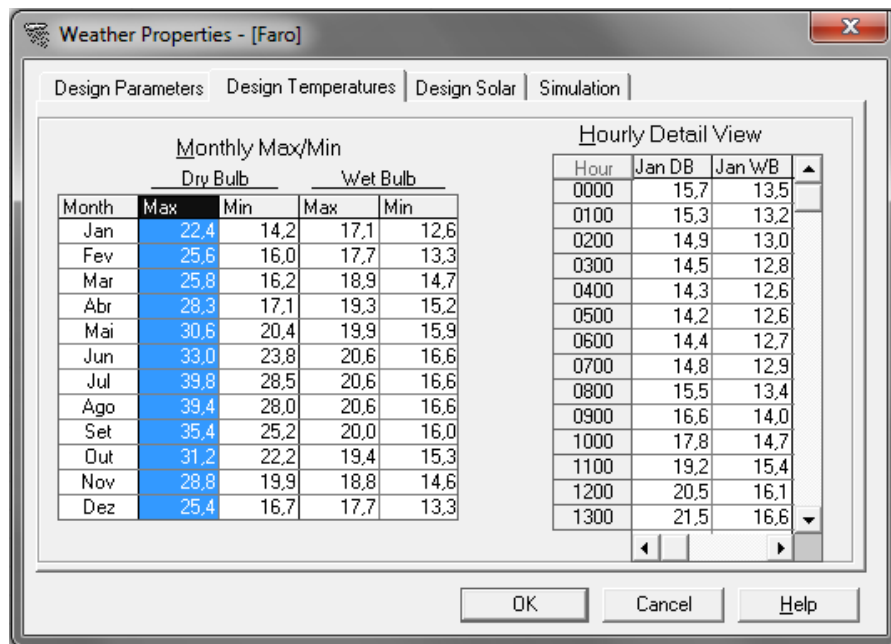


Ilustração 3-10 - Representação da janela de introdução dos dados relativos ao clima do local em estudo (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)

Posto isto, o programa elaborou a simulação do desenvolvimento das temperaturas ao longo do ano, como representado na Tabela 6.

Tabela 6 – Representação das temperaturas horárias mensais

Horas	Temperaturas diárias de Faro											
	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maió	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
0	15,7	17,7	17,9	19,1	22,2	25,5	30,5	30,1	27,0	23,8	21,5	18,3
1	15,3	17,2	17,4	18,6	21,7	25,0	30,0	29,5	26,5	23,4	21,1	17,8
2	14,9	16,8	17,0	18,0	21,2	24,5	29,4	28,9	26,0	22,9	20,6	17,4
3	14,5	16,4	16,6	17,5	20,8	24,2	29,0	28,5	25,6	22,6	20,3	17,0
4	14,3	16,1	16,3	17,2	20,5	23,9	28,6	28,1	25,3	22,3	20,0	16,8
5	14,2	16,0	16,2	17,1	20,4	23,8	28,5	28,0	25,2	22,2	19,9	16,7
6	14,4	16,2	16,4	17,3	20,6	24,0	28,7	28,2	25,4	22,4	20,1	16,9
7	14,8	16,7	16,9	17,9	21,1	24,4	29,3	28,8	25,9	22,8	20,5	17,3
8	15,5	17,5	17,7	18,9	22,0	25,3	30,3	29,8	26,8	23,6	21,3	18,1
9	16,6	18,8	19,0	20,3	23,4	26,5	31,8	31,3	28,2	24,8	22,5	19,2
10	17,8	20,2	20,4	22,0	24,9	27,8	33,5	33,0	29,7	26,2	23,8	20,5
11	19,2	21,9	22,1	23,9	26,6	29,4	35,4	35,0	31,4	27,7	25,3	22,0
12	20,5	23,4	23,6	25,7	28,3	30,9	37,2	36,8	33,1	29,1	26,8	23,4
13	21,5	24,5	24,7	27,1	29,5	32,0	38,6	38,1	34,3	30,2	27,8	24,4
14	22,2	25,3	25,5	28,0	30,3	32,7	39,5	39,1	35,1	30,9	28,5	25,1
15	22,4	25,6	25,8	28,3	30,6	33,0	39,8	39,4	35,4	31,2	28,8	25,4
16	22,2	25,3	25,5	28,0	30,3	32,7	39,5	39,1	35,1	30,9	28,5	25,1
17	21,6	24,6	24,8	27,2	29,6	32,1	38,7	38,3	34,4	30,3	27,9	24,5
18	20,7	23,6	23,8	25,9	28,5	31,1	37,4	37,0	33,3	29,3	26,9	23,6
19	19,6	22,3	22,5	24,5	27,1	29,9	36,0	35,5	31,9	28,1	25,8	22,4
20	18,5	21,1	21,3	23,0	25,8	28,7	34,5	34,0	30,6	27,0	24,6	21,3
21	17,6	20,0	20,2	21,8	24,7	27,7	33,2	32,8	29,5	26,0	23,6	20,4
22	16,8	19,1	19,3	20,7	23,7	26,7	32,1	31,6	28,5	25,1	22,7	19,5
23	16,2	18,3	18,5	19,8	22,8	26,0	31,2	30,7	27,6	24,4	22,0	18,8
												Abaixo de 24°C
												Acima de 24°C

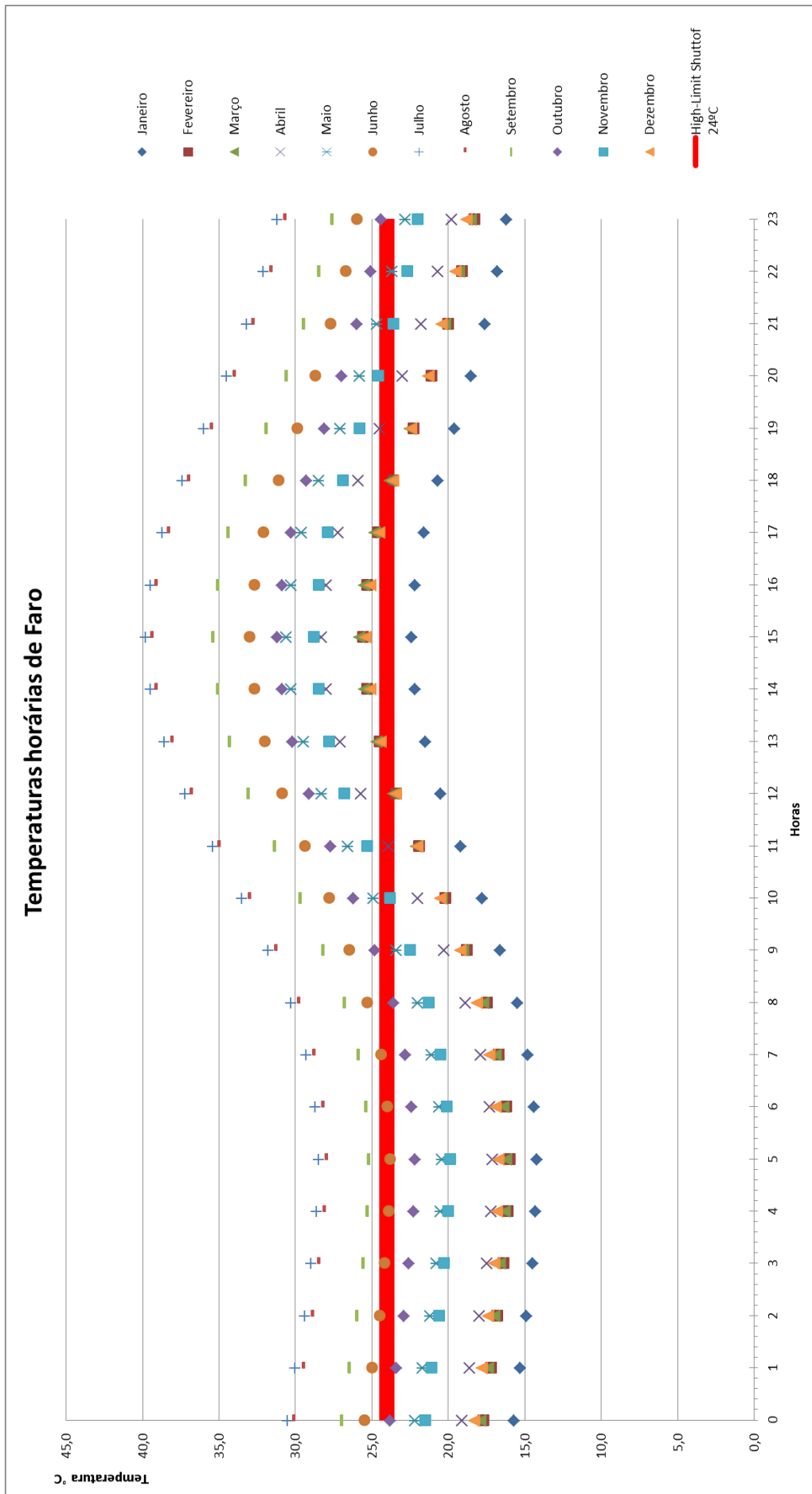


Ilustração 3-11 – Representação gráfica do desenvolvimento de temperaturas anual para Faro

A Ilustração 3-11 representa o gráfico elaborado a partir da Tabela 6. Abaixo da linha vermelha (Pontos de HLS de 24°C de Bolbo Seco) encontram-se as horas dos meses nos quais é possível utilizar Economizador, e acima da linha vermelha estão os pontos onde a temperatura é superior ao HLS e conseqüente fecho do Economizador.

Analisando os pontos do gráfico verifica-se que de 288 pontos de temperatura por hora no ano, 137 pontos estão abaixo do valor HLS, o que implica 47% de possibilidade para utilização de Economizador. De salientar que as temperaturas retiradas da normal climatológica, para a elaboração deste estudo são temperaturas máximas, registadas no período de aquisição. É possível então afirmar que 47% de possibilidade para a utilização de FC numa zona onde os pontos são considerados desfavoráveis, é uma premissa favorável para eventuais poupanças energéticas.

3.2 Cargas

O Cálculo das cargas permite quantificar a quantidade de arrefecimento necessário para garantir a temperatura interior pretendida. Para isso é necessário estudar o comportamento das cargas interiores e exteriores, assim como as cargas existentes no ar novo.

3.2.1 Condições de Projeto de Ar Novo

Como visto em 3.1.3 é fundamental determinar as condições exteriores para conhecer a evolução horária das temperaturas.

Em 3.1.3, foram utilizadas as temperaturas máximas (apresentadas pela normal climatológica) como base para o cálculo das condições exteriores.

Pelo *Diário da República – I Série A N.º 67 – 4 de Abril de 2006* a temperatura externa do Projeto para Faro é de 32 °C com uma Amplitude térmica de 12 °C de acordo com o Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios (RCCTE) (DR, DL N.º 80/2006)

Concelho	Zona climática de Inverno	Número de graus-dias (GD) (°C.dias)	Duração da estação de aquecimento (meses)	Zona climática de Verão	Temperatura externa do projeto (°C)	Amplitude térmica (°C)
Castro Marim	I ₁	1 100	4,7	V ₃	34	13
Castro Verde	I ₁	1 230	5,7	V ₃	36	17
Celorico da Beira	I ₃	2 240	7,7	V ₁	30	12
Celorico de Basto	I ₂	1 950	7	V ₂	33	13
Chamusca	I ₂	1 550	6	V ₃	35	16
Chaves	I ₃	2 560	7,3	V ₂	33	17
Cinfães	I ₃	2 350	7	V ₂	33	13
Coimbra	I ₁	1 460	6	V ₂	33	13
Condeixa-a-Nova	I ₂	1 560	6	V ₂	32	13
Constância	I ₂	1 590	6	V ₃	36	16
Coruche	I ₁	1 350	5,7	V ₃	35	16
Covilhã	I ₃	2 250	7,3	V ₂	32	13
Crato	I ₁	1 460	6,3	V ₃	35	15
Cuba	I ₁	1 320	5,7	V ₃	36	18
Elvas	I ₁	1 410	6	V ₃	36	17
Entroncamento	I ₁	1 470	6	V ₃	35	15
Espinho	I ₂	1 530	6,7	V ₁	29	9
Esposende	I ₂	1 610	6,7	V ₁	31	10
Estarreja	I ₁	1 420	6,3	V ₁	29	10
Estremoz	I ₁	1 460	6	V ₃	36	16
Évora	I ₁	1 390	5,7	V ₃	35	17
Fafe	I ₂	2 090	7	V ₂	32	13
Faro	I ₁	1 060	4,3	V ₂	32	12

Ilustração 3-12 – Representação das temperaturas de projecto segundo o RCCTE-RSECE

Deste modo as temperaturas introduzidas no programa HAP serão as apresentadas na Tabela 7.

Tabela 7 – Representação do Registo de Temperaturas de Faro corrigidas para Projeto

Registo de Temperaturas anuais de Faro Corrigidas para Projecto						
	Média			MAX	BS MAX a usar	BS MIN a usar
	Max	Min	Max-Min	Absolutas		
Janeiro	16,1	7,9	8,2	22,4	22,4	14,2
Fevereiro	16,8	8,4	8,4	25,6	25,6	16
Março	18	8,4	9,6	25,8	25,8	16,2
Abril	21,2	10	11,2	28,3	28,3	17,1
Mai	22,4	12,2	10,2	30,6	30,6	20,4
Junho	25,1	15,9	9,2	33	32	23,8
Julho	28,8	17,5	11,3	39,8	32	28,5
Agosto	28,9	17,5	11,4	39,4	32	28
Setembro	26,4	16,2	10,2	35,4	32	25,2
Outubro	22,8	13,8	9	31,2	31,2	22,2
Novembro	19,1	10,2	8,9	28,8	28,8	19,9
Dezembro	16,6	7,9	8,7	25,4	25,4	16,7

Verifica-se que os meses com temperaturas máximas superiores a 32°C tiveram o seu máximo alterado, a fim de garantir o não sobredimensionamento das instalações. Naturalmente uma instalação dimensionada para 39,8°C requereria uma potência de arrefecimento muito superior, quando muito provavelmente essa temperatura apenas se iria verificar poucas vezes num ano. Foram admitidos 22°C de Bolbo Húmido correspondentes aos 32°C de Bolbo Seco. A evolução horária de temperaturas corrigida é apresentada na Ilustração 3-13.

Após esta análise determina-se que o mês de projeto será Julho às 16 horas, com uma temperatura exterior de 32°C de bolbo seco máximo.

Location: Faro, Portugal

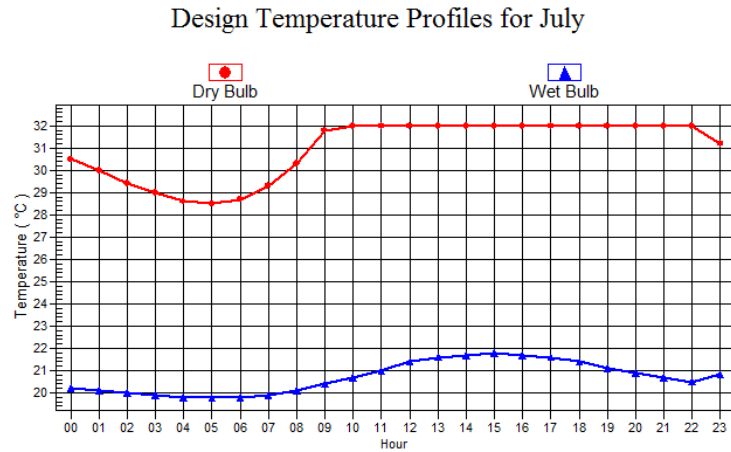


Ilustração 3-13 – Representação da evolução horária das temperaturas de Julho com correção (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)

O Decreto de Lei não apresenta as condições de projeto para o Inverno. O mesmo pode ser calculado segundo o que é apresentado no mesmo: “*Temperaturas exteriores de projecto*” é a temperatura exterior que não é ultrapassada inferiormente, em média, durante mais do que 2,5% do período correspondente à estação de aquecimento, ou excedida, em média, durante mais do que 2,5% do período correspondente à estação de arrefecimento, sendo portanto as temperaturas convencionais para o dimensionamento corrente de sistemas de climatização”. De acordo com o RCCTE (DR, DL N.º 80/2006)

Segundo o referido, foi utilizado o quadro de Quantis Empíricos para a temperatura mínima do ar como representado na Ilustração 3-14 de acordo com (INMG 1970-1985).

INSTITUTO NACIONAL DE METEOROLOGIA E GEOFISICCA
 DIVISAO DE CLIMATOLOGIA
 TEMPERATURA MINIMA DIARIA DO AR (GRAU C)
 VALORES DE: QUANTIS EMPIRICOS, MEDIA, DESVIU PADRAO E EXTREMOS
 FARO/AEROPORTO (554)
 LAT: 37 01N; LONG: 07 58W; ALT: 8M
 PERIODO: 1970-1985

QUAN. (%)	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ	ANU
1.0	1.0	1.0	2.5	4.8	6.5	8.9	12.8	12.4	11.3	6.5	2.6	1.3	2.4
2.5	1.9	2.0	3.2	5.0	7.0	9.6	13.3	13.4	11.6	7.5	3.6	2.0	3.6
5.0	2.6	3.0	4.2	6.0	7.8	10.6	13.8	14.0	12.2	8.8	5.0	3.0	4.6

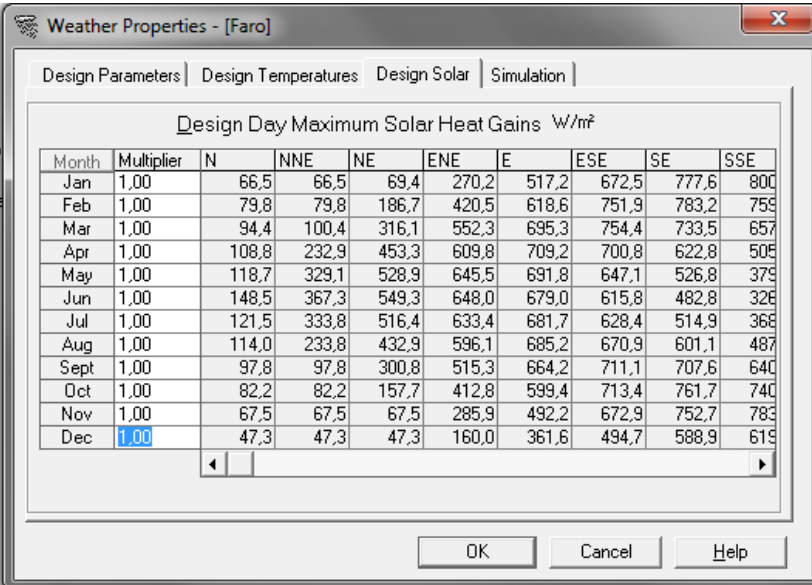
Ilustração 3-14 – Representação do quadro de Quantis Empíricos para a temperatura mínima do ar (extraído de INMG, 1970-1985)

A temperatura exterior de projeto de Inverno foi então de 3,6°C para bolbo seco e de 3°C para bolbo húmido.

3.2.2 Radiação

A Radiação Solar é uma das cargas que interfere no espaço em estudo. É necessário o seu cálculo para quantificar o Calor Sensível do local. Para isto, utilizando os mapas da radiação solar global em Portugal Continental, segundo o Instituto de Meteorologia, é possível determinar a quantidade de energia fornecida pela radiação solar.

O programa HAP permite fazer a simulação do cálculo da quantidade de energia irradiada, segundo a Ilustração 3-15.



Month	Multiplier	N	NNE	NE	ENE	E	ESE	SE	SSE
Jan	1,00	66,5	66,5	69,4	270,2	517,2	672,5	777,6	800
Feb	1,00	79,8	79,8	186,7	420,5	618,6	751,9	783,2	759
Mar	1,00	94,4	100,4	316,1	552,3	695,3	754,4	733,5	657
Apr	1,00	108,8	232,9	453,3	609,8	709,2	700,8	622,8	509
May	1,00	118,7	329,1	528,9	645,5	691,8	647,1	526,8	379
Jun	1,00	148,5	367,3	549,3	648,0	679,0	615,8	482,8	328
Jul	1,00	121,5	333,8	516,4	633,4	681,7	628,4	514,9	368
Aug	1,00	114,0	233,8	432,9	596,1	685,2	670,9	601,1	487
Sept	1,00	97,8	97,8	300,8	515,3	664,2	711,1	707,6	640
Oct	1,00	82,2	82,2	157,7	412,8	599,4	713,4	761,7	740
Nov	1,00	67,5	67,5	67,5	285,9	492,2	672,9	752,7	783
Dec	1,00	47,3	47,3	47,3	160,0	361,6	494,7	588,9	619

Ilustração 3-15 – Representação da simulação da energia irradiada segundo o programa HAP (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)

Os valores pré-definidos não são os correspondentes ao local, e foi necessário proceder à sua correção. Foram recolhidos, portanto, os valores pré-definidos gerados pelo programa e comparando-os com os valores oficiais do INMG foi possível determinar a energia real fornecida ao local de projeto.

Seguidamente será exemplificado o anterior procedimento para o mês de Janeiro.

Cálculos Radiação Solar						
Horas	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maior	Junho
0						
1						
2						
3						
4						
5					0,2	3,7
6				66,5	158,7	174,4
7		0,4	132,8	285,6	371,8	381,8
8	91,6	91,2	356,6	497,5	570,5	575,6
9	278,1	267,2	554,8	679,3	739,6	741,5
10	429,7	420,9	709,6	817,9	867,5	868,6
11	529,8	521,6	809,7	903,6	945,7	948,2
12	570,5	564	848,2	930,7	968,8	975
13	548,8	546,1	822,2	897,2	935,3	947,3
14	466,4	468,7	733,7	805,5	847,5	866,8
15	329,4	335,3	588,8	661,8	711,2	739
16	150,5	160,6	398	476	535,7	572,5
17		17,7	177	261,9	333	378,4
18			0,1	45,8	120	171
19						2,9
20						
21						
22						
23						
Total diário (W/m2)	3394,8	3393,7	6131,5	7329,3	8105,5	8346,7
Total Mensal (W/m2)	105238,8	95023,6	190077	219879	251270,5	250401

Ilustração 3-16 – Representação da simulação da energia irradiada segundo o programa HAP (fonte própria)

Verifica-se que a radiação total mensal para Janeiro é de 105238,8 W/m² segundo o programa HAP.

A Publicação do INMG afirma que para Janeiro a radiação total mensal, para valores médios, é de 75000 W/m², como apresenta a Ilustração 3-17 de acordo com (Rocha, 1981).

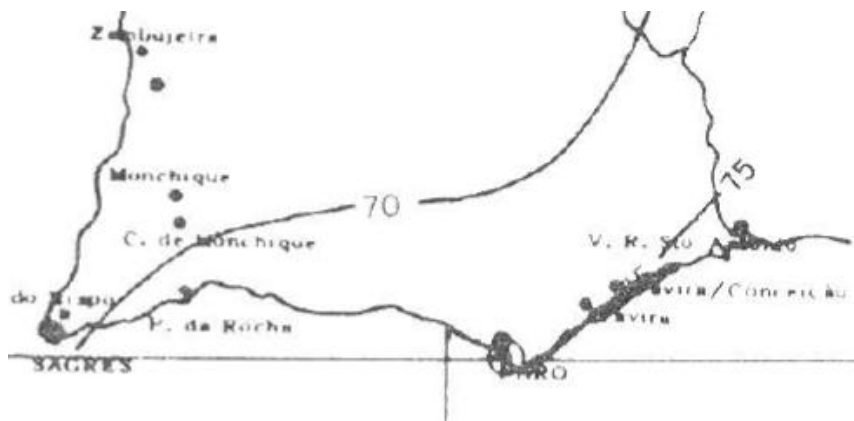


Ilustração 3-17 – Representação da energia total mensal para o sul de Portugal Continental (extraído de Rocha, 1981)

O que resulta num rácio calculado na Equação 2.

$$\frac{75000 \text{ W/m}^2}{105238,8 \text{ W/m}^2} = 0,71 \quad (2)$$

Valor que foi devidamente introduzido no HAP, representado na Ilustração 3-18.

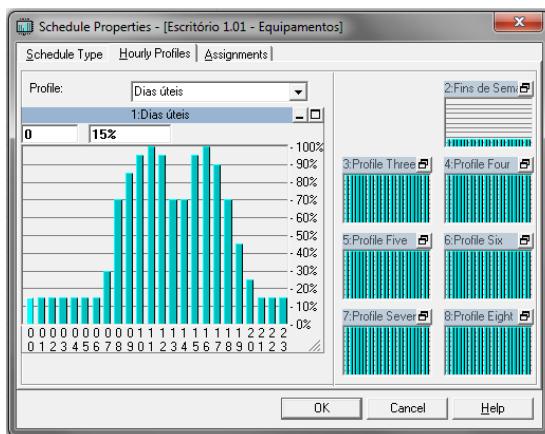
Month	Multiplier	N	NNE	NE	ENE	E	ESE	SE	SSE
Jan	0,71	47,2	47,2	49,2	191,8	367,2	477,5	552,1	568,8
Feb	1,00	79,8	79,8	186,7	420,5	618,6	751,9	783,2	759,8
Mar	0,71	67,0	71,3	224,4	392,1	493,7	535,6	520,8	466,8
Apr	0,84	91,4	195,7	380,7	512,2	595,8	588,7	523,2	424,8
May	0,90	106,8	296,2	476,0	581,0	622,6	582,4	474,1	341,8
Jun	0,94	139,6	345,2	516,3	609,1	638,3	578,9	453,8	306,8
Jul	1,00	121,5	333,8	516,4	633,4	681,7	628,4	514,9	366,8
Aug	0,98	111,8	229,1	424,2	584,1	671,5	657,5	589,1	477,8
Sept	0,96	93,9	93,9	288,7	494,7	637,6	682,7	679,3	614,8
Oct	0,84	69,0	69,0	132,4	346,7	503,5	599,2	639,8	621,8
Nov	0,79	53,3	53,3	53,3	225,9	388,8	531,6	594,6	619,8
Dec	0,78	47,3	47,3	47,3	160,0	361,6	494,7	588,9	619,8

Ilustração 3-18 – Representação dos perfis de radiação solar corrigidos (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)

A disposição anual dos rácios anuais encontra-se apresentada no Anexo B -Representação dos perfis de radiação solar corrigidos.

3.2.3 Introdução de Horários de utilização

Em qualquer projeto as cargas interiores apresentam variações ao longo do tempo. Para quantificar a evolução das cargas internas ao longo dos dias é necessário representar a sua evolução horária. O programa HAP permite elaborar esta evolução permitindo escolher a percentagem de utilização de um determinado equipamento, ocupação ou iluminação. Utilizando o regulamento que apresenta perfis de utilização pré-definidos para um determinado tipo de utilização, foi possível elaborar os perfis de acordo com as instalações em estudo como demonstrado da Ilustração 3-19 à Ilustração 3-21.



horas	% de equipamento	
	Segunda a sexta	Fins de semana
0h as 1h	15	15
1h as 2h	15	15
2h as 3h	15	15
3h as 4h	15	15
4h as 5h	15	15
5h as 6h	15	15
6h as 7h	30	15
7h as 8h	70	15
8h as 9 h	85	15
9h as 10h	95	15
10h as 11h	100	15
11h as 12h	95	15
12h as 13h	70	15
13h as 14h	70	15
14h as 15h	95	15
15h as 16h	100	15
16h as 17h	90	15
17h as 18h	70	15
18h as 19h	45	15
19h as 20h	25	15
20h as 21h	15	15
21h as 22h	15	15
22h as 23h	15	15
23h as 24h	15	15

Ilustração 3-19 – Representação dos horários de utilização de equipamentos

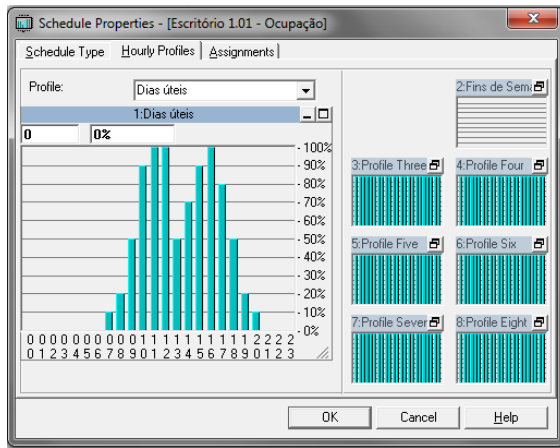


Ilustração 3-20 – Representação dos horários de ocupação

horas	% de Ocupação	
	Segunda a sexta	Fins de semana
0h as 1h	0	0
1h as 2h	0	0
2h as 3h	0	0
3h as 4h	0	0
4h as 5h	0	0
5h as 6h	0	0
6h as 7h	10	0
7h as 8h	20	0
8h as 9h	50	0
9h as 10h	90	0
10h as 11h	100	0
11h as 12h	100	0
12h as 13h	50	0
13h as 14h	70	0
14h as 15h	90	0
15h as 16h	100	0
16h as 17h	80	0
17h as 18h	50	0
18h as 19h	20	0
19h as 20h	10	0
20h as 21h	0	0
21h as 22h	0	0
22h as 23h	0	0
23h as 24h	0	0

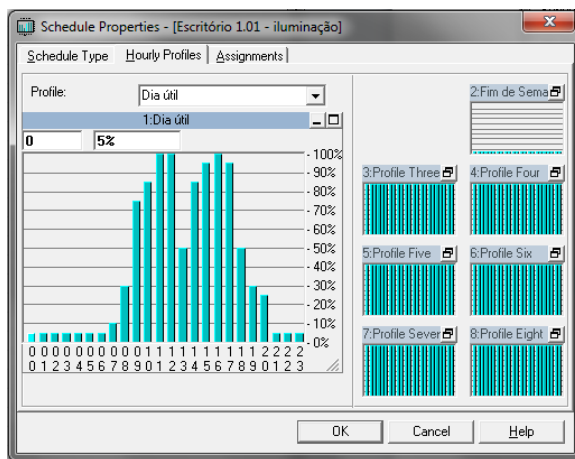


Ilustração 3-21 – Representação dos horários de utilização de iluminação

horas	% de Iluminação	
	Segunda a sexta	Fins de semana
0h as 1h	5	5
1h as 2h	5	5
2h as 3h	5	5
3h as 4h	5	5
4h as 5h	5	5
5h as 6h	5	5
6h as 7h	10	5
7h as 8h	30	5
8h as 9h	75	5
9h as 10h	85	5
10h as 11h	100	5
11h as 12h	100	5
12h as 13h	50	5
13h as 14h	85	5
14h as 15h	95	5
15h as 16h	100	5
16h as 17h	95	5
17h as 18h	50	5
18h as 19h	30	5
19h as 20h	25	5
20h as 21h	5	5
21h as 22h	5	5
22h as 23h	5	5
23h as 24h	5	5

Verifica-se que em de acordo com o Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios (RSECE) (DR, DL N.º 79/2006) todos os horários se encontram baixas utilizações nos fins de semana, uma vez que como se trata de um escritório este não opera ao sábado e domingo. Nos dias úteis verifica-se um aumento de utilização desde as primeiras horas da manhã até à hora de almoço, um abaixamento durante essa fase e um novo acréscimo até cerca das 16 horas. A partir deste valor ocorre um novo decréscimo correspondendo à hora de saída do trabalho.

De salientar que em horário não laboral tanto a iluminação como os equipamentos apresentam uma baixa percentagem de utilização, derivado à iluminação de emergência e equipamentos que se encontrem em utilização mínima.

3.2.4 Aspetos Construtivos

O modelo de estudo apresenta diversos pontos construtivos que alteram as trocas de calor entre as variadas interfaces.

Nesta fase do trabalho serão abordados os seguintes pontos:

- Escolha da constituição das paredes interiores/exteriores e tetos/telhados e acordo com o Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios (RCCTE) (DR, DL N.º 80/2006)
- Cálculo do coeficiente Global de Transmissão de Calor;
- Escolha da constituição dos vãos a utilizar na estrutura;

A constituição das paredes exteriores é representada na Ilustração 3-22.

Constituinte	Espessura (m)
Resistência Interior	-
Estuque Projectado	0,010
Alvenaria de Tijolo Cerâmico	0,110
Isolamento em Poliestireno Extrudido	0,060
Caixa de Ar	0,015
Alvenaria de Tijolo Cerâmico	0,110
Reboco Tradicional	0,010
Resistência Exterior	-

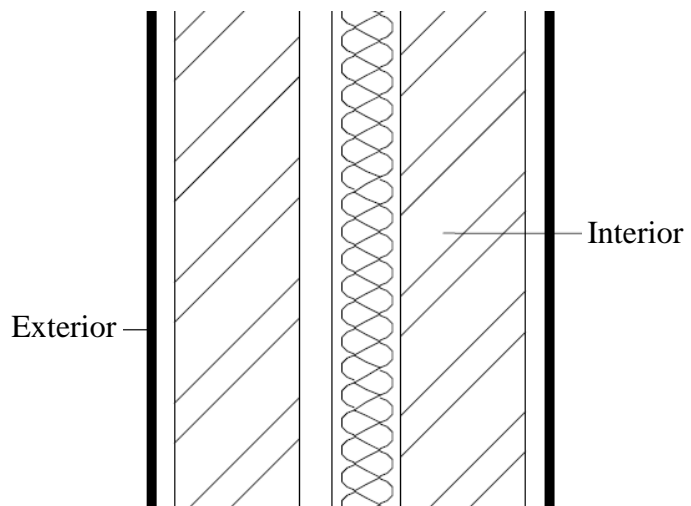


Ilustração 3-22 – Representação da constituição das paredes exteriores da estrutura (fonte própria)

Seguidamente irá ser calculado a coeficiente de transmissão de calor para a parede representada na Ilustração 3-22.

O coeficiente global de transmissão de calor é dado pela equação 5.

$$\dot{Q} = UA \cdot \Delta T \quad (3)$$

$$R_{total} \cdot A = \frac{e}{\lambda} \quad (4)$$

$$UA = \frac{1}{R_{total}} \quad (5)$$

Onde:

U – Coeficiente global de transmissão de calor (W/K)

A – Área (m²)

R_{total} – Somatório das resistências térmicas dos vários elementos da parede (K/W)

λ – Coeficiente de condutibilidade térmica (W/m.K) de acordo com (Santos, Matias, 2006)

Tabela 8 – Representação do cálculo do coeficiente global de calor para a parede exterior

Parede Exterior						
Constituinte	Espessura (m)	λ (W/m.K)	R (m ² .K/W)	U (W/m ² .K)	mti (kg/m ³)	mt (kg/m ²)
Resistência Interior	-	-	0,130	0,393	-	224
Estuque Projectado	0,010	0,300	0,033		900	
Alvenaria de Tijolo Cerâmico	0,110		0,270		1950	
Isolamento em Poliestireno Extrudido	0,060	0,037	1,622		30	
Caixa de Ar	0,015	-	0,170		-	
Alvenaria de Tijolo Cerâmico	0,110		0,270		1950	
Reboco Tradicional	0,010	1,300	0,008		2000	
Resistência Exterior	-	-	0,040		-	

A constituição das paredes interiores é representada na Ilustração 3-23.

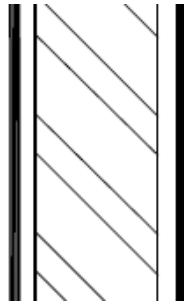


Ilustração 3-23 – Representação da constituição das paredes interiores da estrutura (fonte própria)

Tabela 9 – Representação do cálculo do coeficiente global de calor para a parede interior

Parede Interior						
Constituinte	Espessura (m)	λ (W/m.K)	R (m ² .KW)	U (W/m ² .K)	mti (kg/m ³)	mt (kg/m ²)
Resistência Interior	-	-	0,130	1,676	-	277
Estuque Projectado	0,010	0,300	0,033		900	
Alvenaria de Tijolo Furado	0,110		0,270		2350	
Estuque Projectado	0,010	0,300	0,033		900	
Resistência Interior	-	-	0,130		-	

Após o cálculo dos coeficientes globais de transmissão de calor, os mesmos foram inseridos no programa HAP como representado na Ilustração 3-24.

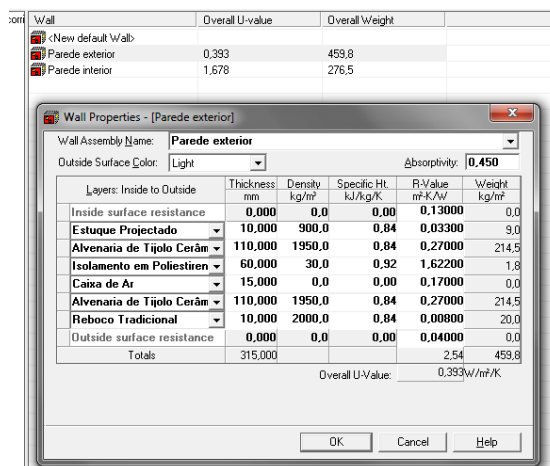


Ilustração 3-24 – Introdução do cálculo do coeficiente global de transmissão de calor no programa HAP (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)

A constituição do Cobertura com Laje que suporta a área técnica é representada na Ilustração 3-25.

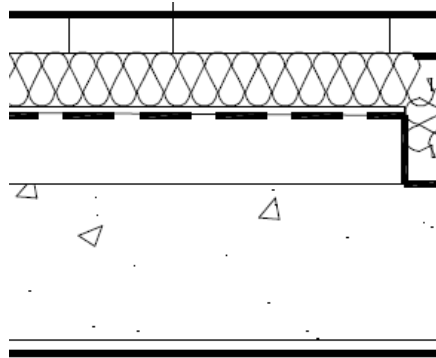


Ilustração 3-25 – Representação da constituição da cobertura de suporte para a área técnica (fonte própria)

Tabela 10 – Representação do cálculo do coeficiente global de calor para a Cobertura com Laje

Cobertura com Laje						
Constituinte	Espessura (m)	λ (W/m.K)	R (m ² .KW)	U (W/m ² .K)	mti (kg/m ³)	mt (kg/m ²)
Resistência Exterior	-	-	0,040	0,404	-	583
Lajetas Térmicas - Camada de Betão	0,020	0,160	0,125		1700	
Lajetas Térmicas - Camada de Isolamento	0,050	0,035	1,429		35	
Tela de Impermeabilização (betume)	0,005	0,230	0,022		1000	
Betão Celular com Pendente	0,100	0,160	0,625		450	
Betão Armado	0,230	2,300	0,100		2300	
Estuque Projectado	0,010	0,300	0,033		900	
Resistência Interior	-	-	0,100		-	

A constituição da Cobertura com Telha que suporta a área técnica é representada na Ilustração 3-26.

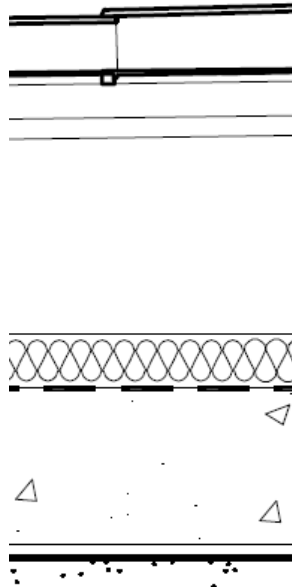


Ilustração 3-26 – Representação da constituição da cobertura com telha da estrutura (fonte própria)

Tabela 11 – Representação do cálculo do coeficiente global de calor para a Cobertura com Telha

Cobertura com telha						
Constituinte	Espessura (m)	λ (W/m.K)	R (m ² .K/W)	U (W/m ² .K)	mti (kg/m ³)	mt (kg/m ²)
Resistência Exterior	-	-	0,040	0,378	-	543
Telha Cerâmica	0,015	0,600	0,025		1600	
Desvão não Ventilado	0,270	-	0,160		-	
Isolamento em Poliestireno Extrudido	0,080	0,037	2,162		35	
Tela de Impermeabilização (betume)	0,005	0,230	0,022		1000	
Betão Armado	0,230	2,300	0,100		2300	
Estuque Projectado	0,010	0,300	0,033		900	
Resistência Interior	-	-	0,100		-	

As coberturas foram inseridas no programa HAP como demonstrado na Ilustração 3-27.

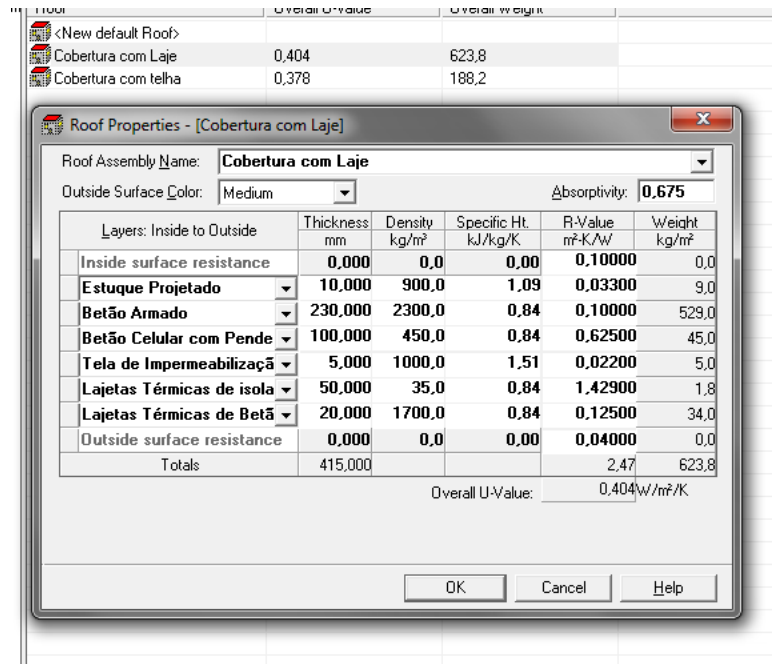
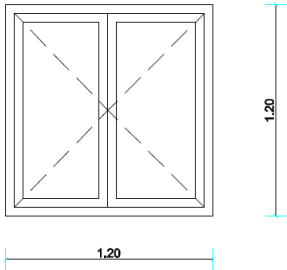
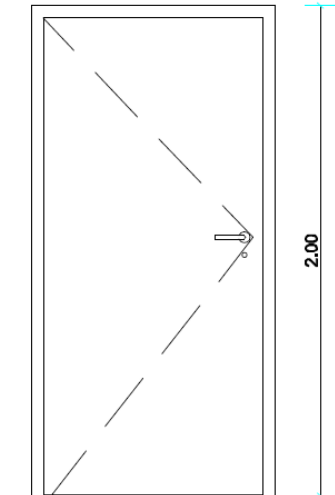
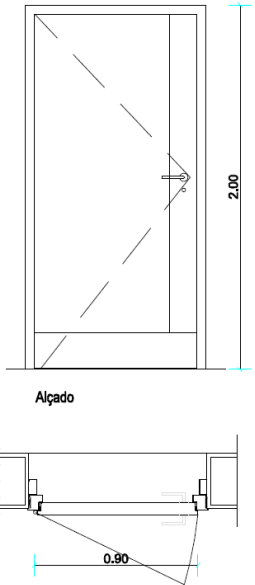


Ilustração 3-27 – Introdução do cálculo do coeficiente global de transmissão de calor no software HAP (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)

Os vãos interiores/exteriores escolhidas para este edifício apresentam as características enunciadas pela Tabela 12.

Tabela 12 – Representação das características dos vãos escolhidos para o edifício

Janela	Porta Exterior	Porta Interior
		
<ul style="list-style-type: none"> • 1,20 m x 1,20 m • Área: 1,44 m² • 2 Folhas de batente • Caixilharia em alumínio com vidro duplo incolor de 6 mm + caixa de 13 mm + vidro de 5 mm 	<ul style="list-style-type: none"> • 0,9 m x 2 m • Área: 1,8 m² • 1 Folha de batente • Porta metálica com espessura total de 60 mm e acabamento da folha e aro pintados a esmalte cinzento 	<ul style="list-style-type: none"> • 0,9 m x 2 m • Área: 1,8 m² • Porta em aglomerado de madeira com 45 mm de espessura e acabamento em Verniz transparente

O programa HAP tem também em consideração as trocas de calor entre as diferentes divisões da estrutura, nomeadamente entre divisões climatizadas e não climatizadas. Pela equação 6 é calculada a quantidade de calor trocada entre as diferentes interfaces.

$$Q = UA.(T_{adj.} - T_r) \quad (6)$$

Onde:

Q – Energia trocada (W).

U – Coeficiente global de transmissão de calor (W/m².K) - valor anteriormente calculado.

A – Área da parede (m²).

T_{adj.} – Temperatura do espaço adjacente (°C).

T_r – Temperatura do espaço (°C).

O cálculo da radiação solar, é devido exclusivamente à radiação solar sobre a superfície exposta aos raios solares, e da transmissão de calor entre a temperatura exterior e interior da parede são assegurados no programa.

O programa HAP utiliza os valores anteriormente calculados em 3.2.2 – Radiação, juntamente com os perfis de temperatura para determinar a energia incidente na sala de estudo. A mesma varia ao longo do dia, uma vez que a posição solar é alterada, a temperatura exterior varia, e a temperatura da superfície de uma determinada parede numa determinada hora será diferente de uma outra.

A energia transmitida pela radiação incidente nas janelas é determinada pela soma entre a radiação transmitida pela mesma de acordo com (Çengel,2003) – que depende da transmissividade da janela – pela energia absorvida pela janela – que depende da sua absorvidade. A transmissividade é determinada pela fração entre a parte sombreada e não sombreada da janela e pelas características físicas do próprio vidro. A absorvidade é determinada também pelas características do vidro, e a mesma pode induzir a uma transferência de energia a partir da que foi absorvida.

Relativamente às portas, o programa HAP considera a transferência de energia entre os meios adjacentes às mesmas, segundo o coeficiente global de transmissão de calor e segundo a diferença de temperatura entre divisões.

De acordo com as características mostradas na Tabela 12, foram introduzidos no HAP os vãos do edifício.

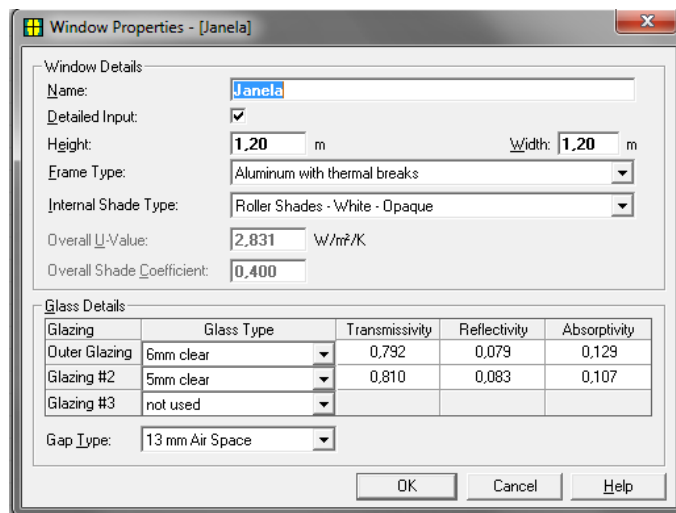


Ilustração 3-28 – Introdução das características das janelas no programa HAP (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)

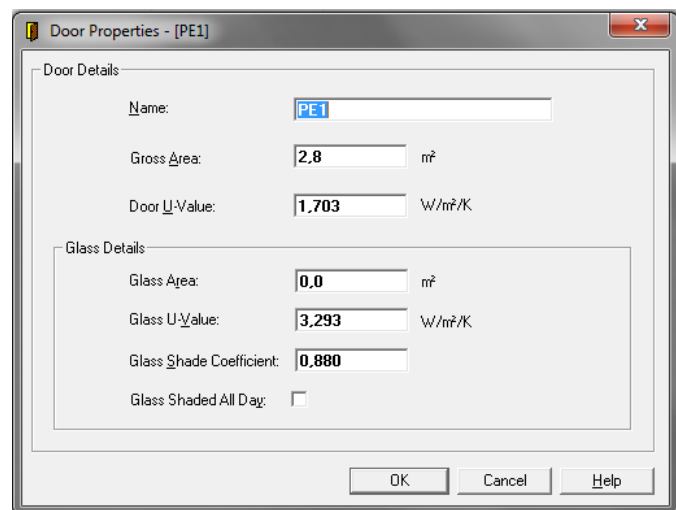


Ilustração 3-29 – Introdução das características das portas no programa HAP (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)

3.2.5 Cargas interiores

Como cargas interiores foram considerados os equipamentos de trabalho apresentados na Ilustração 3-30 e listados na Tabela 13.

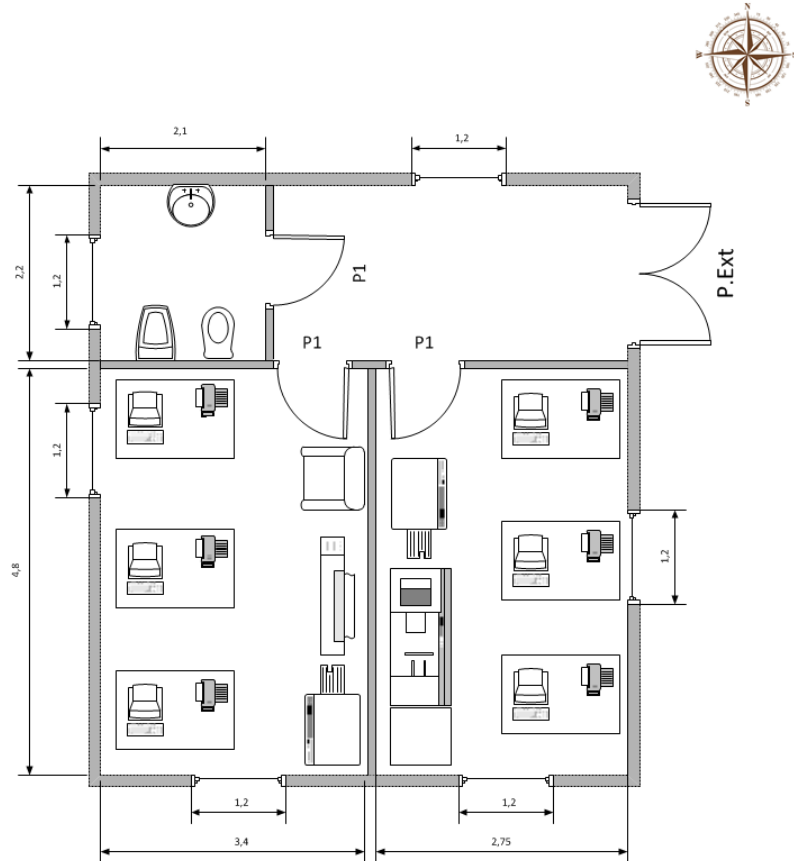


Ilustração 3-30 – Representação da planta do edifício com os equipamentos instalados (fonte própria)

Tabela 13 – Designação do equipamento utilizado no edifício em estudo

Sala	Número	Designação	Equipamento	Potência Nominal (W)	Simultaneidade
1.01	Escritório 1		3X Computador com 3.0 GHz de processador e 2 GB de RAM	2070	
			3X Monitor	1149	
			3X Impressora Lazer com velocidade de impressão de 35 páginas por minuto	2670	
			Máquina Fotocopiadora	1750	
			Plotter	400	
			Total divisão	8039	0,3
1.02	Escritório 2		3X Computador com 3.0 GHz de processador e 2 GB de RAM	2070	
			3X Monitor	1149	
			3X Impressora Lazer com velocidade de impressão de 35 páginas por minuto	2670	
			Máquina Fotocopiadora	1750	
			Plotter de alte velocidade de impressão	456	
			Total divisão	8095	0,3
Total				16134	4840,2

Os dados apresentados como Potência nominal são valores retirados das fontes de potência dos equipamentos de acordo com (ASHRAE®, ANSI/ASHRAE/IESNA 09.1-2004), não querendo dizer que os mesmos consumam essa ordem de grandeza. Por isso mesmo foi escolhido um coeficiente de simultaneidade que permita levar os consumos energéticos a um estado de utilização normal (cerca de 30% do valor nominal).

A iluminação interior foi estimada de acordo com as densidades de acordo com (ASHRAE®, ANSI/ASHRAE/IESNA 09.1-2004), dependendo do género de operação. Para uma utilização normal de escritório, a norma afirma que 12 W/m² como densidade de iluminação é o valor que deverá ser utilizado. Para a casa de banho foi utilizado 10 W/m² e para o corredor 5 W/m³ como densidade de iluminação.

A ocupação do edifício baseia-se em 3 pessoas por escritório, e não foram contabilizadas as ocupações da casa de banho e corredor.

Em suma é possível verificar todas as cargas interiores na Tabela 14.

Tabela 14 – Resumo das cargas interiores do edifício

Sala Número	Piso	Designação	Densidade de iluminação (W/m ²)	Dissipação equipamento			Número de pessoas por Sala
				Equip (W)	Simult.	Carga(W)	
1.00	0	Casa de Banho	10	-	-	-	-
1.01	0	Escritório 1	12	8039	0,30	2411,7	3
1.02	0	Escritório 2	12	8095	0,30	2428,5	3
1.03	0	Corredor	5	-	-	-	-

Na Ilustração 3-31 é possível verificar-se a introdução dos valores da Tabela 14 calculados no programa HAP.

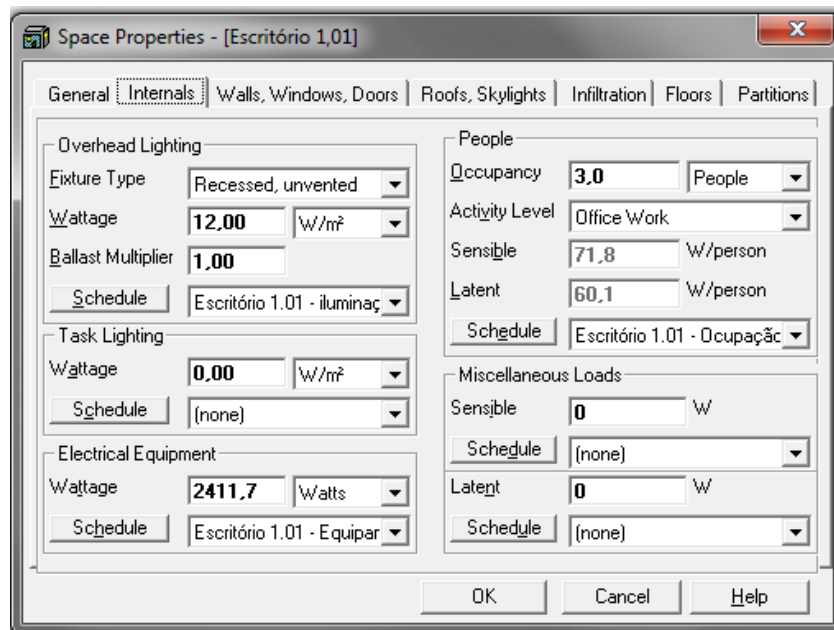


Ilustração 3-31 – Representação da introdução dos valores no programa HAP (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)

3.3 Caudais mínimos de ar novo

Neste trabalho o cálculo dos caudais mínimos de ar novo foi feito usando a norma Europeia EN 15251:2007 juntamente com o Decreto de Lei nº80/2006 sendo escolhido o método do qual resultar um maior caudal, com o fim de assegurar uma boa qualidade do ar interior.

3.3.1 Norma Europeia EN 15251:2007

A norma Europeia EN 15251:2007 é baseada em 2 componentes:

- Ventilação para a poluição dos ocupantes (bio influência);
- Ventilação para a poluição do próprio edifício e seus sistemas.

A ventilação para a diluição das emissões dos ocupantes é feita pela seleção da categoria que assenta na percentagem de pessoas insatisfeitas. Isto é, quanto maior a categoria maior será a percentagem de pessoas insatisfeita, uma vez que o caudal por pessoa será menor, de acordo com (CEN, EN 15251:2007:E).

Tabela 15 – Representação dos diferentes valores de caudal por categoria, por pessoa (extraído de CEN, EN 15251:2007:E)

Category	Expected Percentage Dissatisfied	Airflow per person l/s/pers
I	15	10
II	20	7
III	30	
IV	> 30	< 4

A ventilação para a diluição das emissões pelo edifício é feita por três categorias e por três níveis de poluição. Quanto maior for a emissão (*Non low*) e maior a categoria menor será o caudal insuflado.

Tabela 16 – Representação dos diferentes valores de caudal por categoria, dependendo das emissões (extraído de CEN, EN 15251:2007:E)

	Very low polluting building	Low polluting building	Non low-polluting building
Category I:	0,5 l/s, m ²	1,0 l/s, m ²	2,0 l/s, m ²
Category II:	0,35 l/s, m ²	0,7 l/s, m ²	1,4 l/s, m ²
Category III:	0,3 l/s, m ²	0,4 l/s, m ²	0,8 l/s, m ²

Após a escolha dos níveis pretendidos o caudal mínimo será calculado pela equação 7 de acordo com (CEN, EN 15251:2007:E)

$$q_{\text{mínimo}} = n \cdot q_p + A \cdot q_b \quad (7)$$

Onde:

$q_{\text{mínimo}}$, Caudal mínimo para a seção (l/s).

n, Número de pessoas na seção.

q_p , Caudal por pessoa, retirado da Tabela 15 (l/s).

A, Área da seção (m²).

q_b , Caudal para emissões do edifício, retirado da Tabela 16 (l/s).

3.3.2 Decreto de Lei nº79/2006

O Decreto de Lei nº80/2006 – Anexo VI afirma que os caudais mínimos de ar novo são calculados tendo em consideração o tipo de atividade do projeto em estudo, como representado na Tabela 17 de acordo com (DR, DL N.º 80/2006).

Para este trabalho especificamente, o tipo de atividade considerado foi Serviços – Gabinetes, apresentando $35 \text{ m}^3/\text{h.ocupante}$, ou $5 \text{ m}^3/\text{h.m}^2$.

Tabela 17 – Representação dos caudais mínimos de acordo com o Decreto de Lei nº80/2006 (extraído de DR, DL N.º 80/2006)

ANEXO VI
Caudais mínimos de ar novo

Tipo de actividade		Caudais mínimos de ar novo	
		[m ³ /(h.ocupante)]	[m ³ /(h.m ²)]
Residencial	Salas de estar e quartos	30	
Comercial	Salas de espera	30	5
	Lojas de comércio		5
	Áreas de armazenamento		10
	Vestiários	30	5
	Supermercados		
Serviços de refeições	Salas de refeições	35	35
	Cafetarias	35	35
	Bares, salas de <i>cocktail</i>	30	
	Sala de preparação de refeições		
Empreendimentos turísticos	Quartos/suites	30	5
	Corredores/átrios		
Entretenimento	Corredores/átrios		5
	Auditório	30	
	Zona do palco, estúdios	35	35
	Café/ <i>foyer</i>		10
	Ginásio	35	
Serviços	Gabinetes	35	5
	Salas de conferências	30	20
	Salas de assembleia	30	20

3.3.3 Cálculo dos caudais mínimos de ar novo

Como referido anteriormente neste trabalho foram utilizados os dois métodos, para fazer a comparação entre os caudais mínimos sugeridos.

A Tabela 18 foi elaborada de acordo com os seguintes pontos:

- Número de pessoas por divisão – 3 pessoas;
- Eficiência de ventilação, Ev – Valor de 1; (Seleção exposta no Anexo 3);
- Categoria de emissões do edifício, segundo a norma EN 15251:2007 – 2ª Categoria;
- Emissões consideradas – Low – Implicando 7 l/s.p e 0,7 l/s.m²;
- Tipo de atividade – Serviços – Gabinetes - 35 m³/h.ocupante, ou 5 m³/h.m²;
- Seleção do maior caudal entre os anteriormente calculados e valor final arredondado para múltiplos de 5 por excesso.

Analisando a Tabela 18 o valor de caudal de acordo com a norma EN 15251:2007 para o escritório 1 foi de 32 l/s e para o escritório 2 de 30 l/s. O DL 79/2006 afirma que para o tipo de atividade em questão são necessários 29 l/s para ambas as salas.

De acordo com os pontos de resolução o caudal mínimo para ambos os escritórios será de 35 litros por segundo.

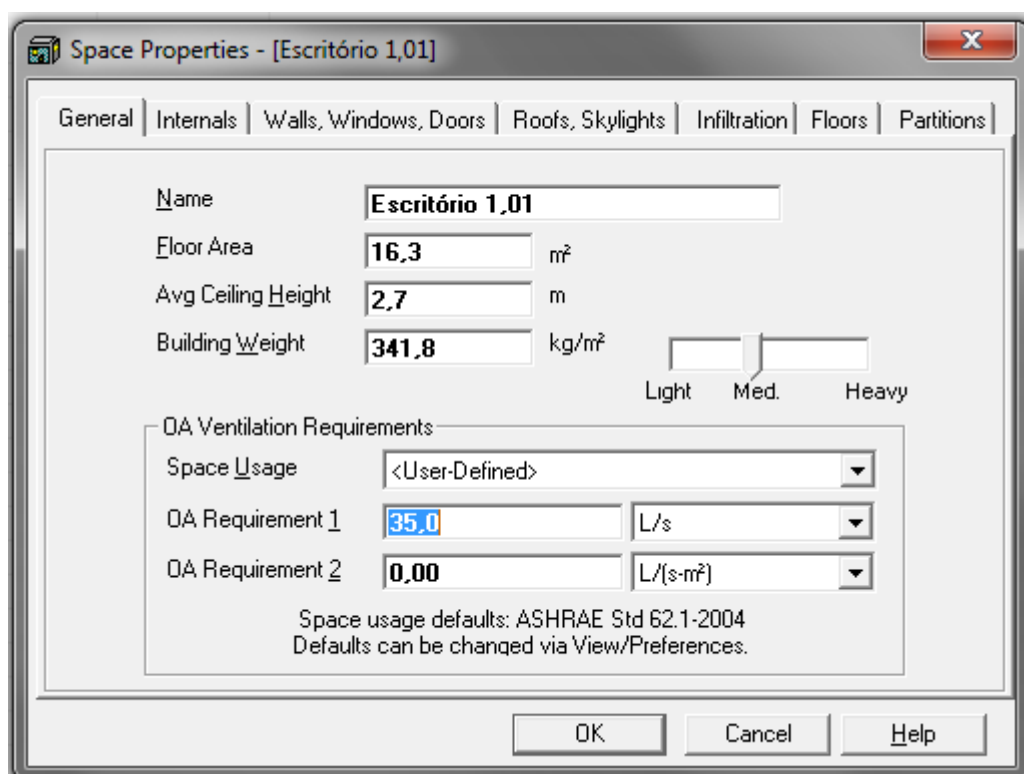


Ilustração 3-32 – Representação da introdução do valor de ar novo no programa HAP (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)

3.4 Seleção do sistema de climatização

Neste trabalho o sistema de climatização escolhido foi de Volume de Ar Constante de zona singular de acordo com (Carrier Corporation®, HAP 4.50). Este sistema é indicado para situações de menor carga térmica, onde apenas seja necessário climatizar uma zona, sendo sistema melhor adaptado para o caso de estudo. O esquema dos elementos deste sistema é mostrado na Ilustração 3-33 de acordo com (Carrier Corporation®, HAP 4.50).

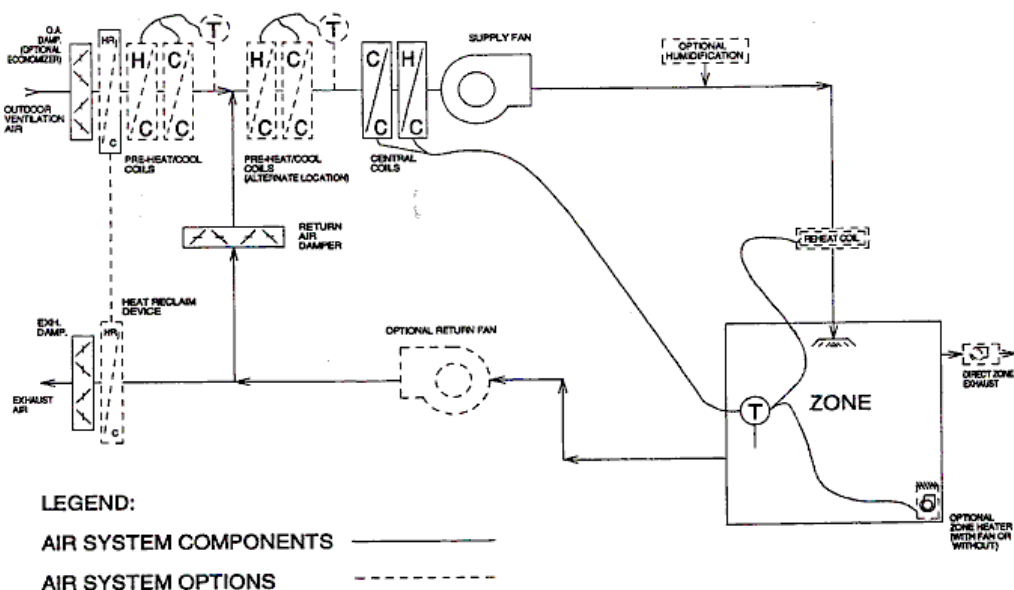


Ilustração 3-33 – Esquema representativo de um sistema CAV de zona singular (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)

No programa HAP os elementos gerais de seleção estão representados pela Ilustração 3-34.

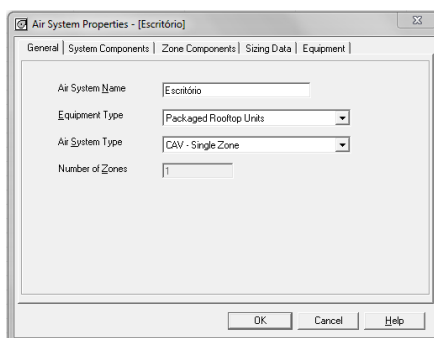


Ilustração 3-34 – Representação da introdução de dados no programa HAP do sistema (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)

Neste sistema foram escolhidos os seguintes componentes:

- Economizador;
- Humidificador;
- Desumidificador;
- Bateria de Frio;
- Bateria de Aquecimento;

Inicialmente foi escolhido o economizador com um HLS de 24°C e controlo de condição de temperatura diferencial, como escolhido anteriormente em 3.1.2 Seleção do Tipo de Controlo. O cálculo da potência da bateria de frio foi feito com o economizador desligado e ligado, com a finalidade de poder ser possível fazer a comparação de poupança energética.

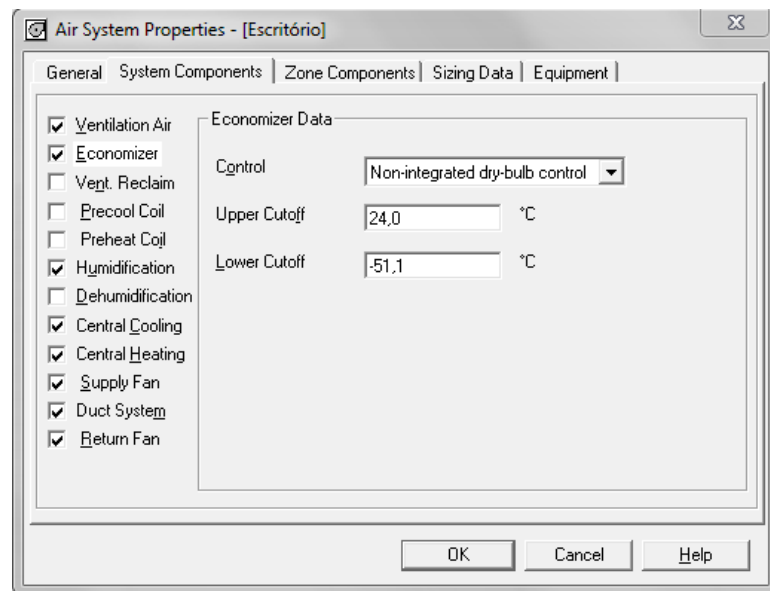


Ilustração 3-35 – Representação da seleção do economizador do sistema (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)

Seguidamente foi considerada a colocação de um humidificador e desumidificador a fim de aumentar ou diminuir a humidade do ar caso seja necessário. Na Ilustração 3-36 é possível verificar a sua seleção. Estes componentes foram considerados nos cálculos como um opcional, não tendo sido considerado no dimensionamento da potência do equipamento.

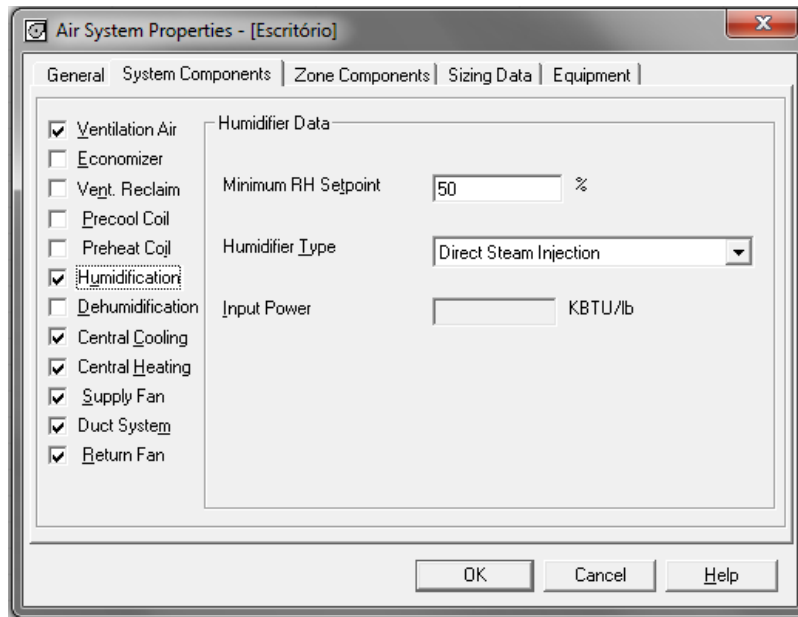


Ilustração 3-36 – Representação da seleção do humidificador do sistema (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)

Pretende-se que a bateria de frio ou *Chiller* (bateria de frio escolhida para este projeto) tenha como temperatura de funcionamento de projeto cerca de 16°C e um fator de *Bypass* de 0,1. Na Ilustração 3-37 é possível verificar a introdução dos dados escolhidos.

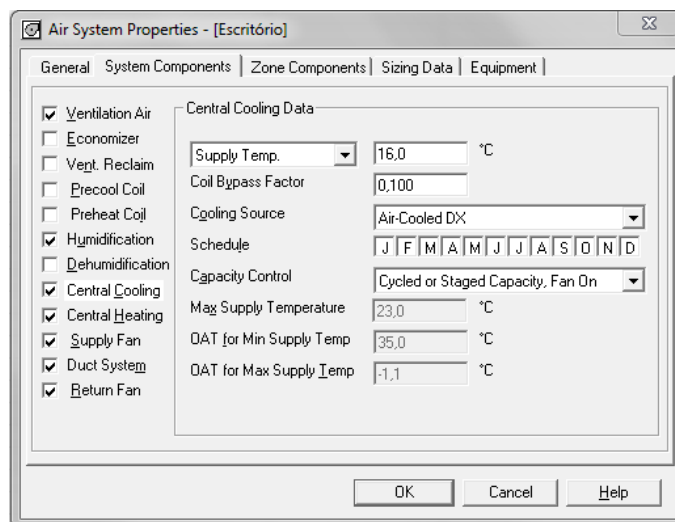


Ilustração 3-37 – Representação da seleção da bateria de frio do sistema (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)

A bateria de aquecimento será composta por uma resistência elétrica. A sua seleção e dimensionamento não têm teor representativo neste projeto, uma vez que o FC é apenas utilizado para situações de arrefecimento.

Capítulo 4 - Análise do Balanço Térmico e implementação do Economizador

Após a introdução de todos os dados fundamentais para a determinação do balanço térmico máximo (Verão), no programa HAP, neste capítulo ir-se-á fazer a sua análise e comparação com o sistema no caso da presença de FC.

Neste capítulo será abordada a poupança energética por parte do novo sistema, e será quantificada poupança monetária.

4.1 Resultados do estudo das cargas do projeto

Os resultados obtidos para os dados introduzidos no Capítulo 3, nas condições de projeto de Verão encontram-se expostos na Tabela 19.

Tabela 19 – Representação do somatório de todas as cargas envolvidas no edifício em estudo (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)

	DESIGN COOLING			DESIGN HEATING		
	COOLING DATA AT Jul 1600 COOLING OA DB / WB 32,0 °C / 21,7 °C			HEATING DATA AT DES HTG HEATING OA DB / WB 3,6 °C / 3,0 °C		
ZONE LOADS	Details	Sensible (W)	Latent (W)	Details	Sensible (W)	Latent (W)
Window & Skylight Solar Loads	6 m²	483	-	6 m²	-	-
Wall Transmission	76 m²	1353	-	76 m²	1391	-
Roof Transmission	63 m²	363	-	63 m²	419	-
Window Transmission	6 m²	142	-	6 m²	284	-
Skylight Transmission	0 m²	0	-	0 m²	0	-
Door Loads	4 m²	53	-	4 m²	107	-
Floor Transmission	30 m²	0	-	30 m²	0	-
Partitions	15 m²	23	-	15 m²	0	-
Ceiling	0 m²	0	-	0 m²	0	-
Overhead Lighting	354 W	273	-	0	0	-
Task Lighting	0 W	0	-	0	0	-
Electric Equipment	4840 W	4422	-	0	0	-
People	6	294	360	0	0	0
Infiltration	-	0	0	-	0	0
Miscellaneous	-	0	0	-	0	0
Safety Factor	0% / 0%	0	0	0%	0	0
>> Total Zone Loads	-	7405	360	-	2200	0
Zone Conditioning	-	8126	360	-	2180	0
Plenum Wall Load	0%	0	-	0	0	-
Plenum Roof Load	0%	0	-	0	0	-
Plenum Lighting Load	0%	0	-	0	0	-
Return Fan Load	877 L/s	0	-	877 L/s	0	-
Ventilation Load	70 L/s	657	164	70 L/s	1456	0
Supply Fan Load	877 L/s	0	-	877 L/s	0	-
Space Fan Coil Fans	-	0	-	-	0	-
Duct Heat Gain / Loss	0%	0	-	0%	0	-
>> Total System Loads	-	8783	524	-	3637	0
Central Cooling Coil	-	8783	524	-	0	0
Central Heating Coil	-	0	-	-	3637	-
>> Total Conditioning	-	8783	524	-	3637	0
Key:	Positive values are clg loads Negative values are htg loads			Positive values are htg loads Negative values are clg loads		

No Anexo 4 encontram-se em detalhe os cálculos para todos os meses do ano efetuados pelo programa HAP.

Verifica-se que a carga sensível total do local é de 7405 W, dos quais 483 W são transmitidos pelas janelas devido à radiação solar, 1353 W pelas paredes, 363 W pela cobertura, 142 W pelas janelas devido à diferença de temperatura interior/exterior, 53 W transmitidos pelas portas, 273 W relativamente à iluminação interior, 4422 W originados pela carga do equipamento interior e cerca de 294 de carga sensível devido à ocupação para 6 pessoas.

A Carga total latente do local é de 360 W originada pela ocupação, sendo esta a única fonte de carga latente. Pelo teor deste valor é possível afirmar que o ganho de humidade final irá ser muito baixo.

Seguidamente no cálculo da carga sensível total verifica-se que a carga sensível induzida pelo ar novo é de 657 W para o dia de projeto, no mês de Julho às 16 horas. A carga latente introduzida no local é de 164 W.

Na seção *Zone Conditioning* o programa HAP adicionou um fator de segurança do qual passou a ser considerada uma carga de 8126 Watt. Este fator é aplicado para fins de correção do programa sendo que é usada a carga sensível total local como ponto de partida sendo adicionada carga para corrigir a eventual dinâmica de trocas de calor devido à mudança de períodos de não ocupação para períodos de ocupação.

A carga total local corrigida é depois somada com a carga sensível do ar novo que gera uma carga total sensível de 8783 W. A carga total latente corresponde à soma da latente total do local com a carga latente do ar novo, resultando em 524 W onde foram somados eventuais acertos por parte do programa.

A carga total do processo será a soma da carga total sensível, com a soma total latente, correspondendo assim aos 9307 Watt como carga total de projeto, calculados pelo programa.

4.1.1 Cálculo das condições de projeto

Seguidamente será apresentado em detalhe o cálculo das condições de projeto.

As condições de projeto referem-se ao mês de Julho às 16 horas e são caracterizadas por:

- Temperatura exterior T_e de 32°C de BS e 21,7°C de BH;
- Admitindo uma temperatura interior T_i de 24°C e 60% de Humidade Relativa – ponto máximo de inicialização de arrefecimento para o termóstato;
- Ganhos de calor sensível do local – $Q_{SL} = 7405$ W;
- Ganhos de calor latente do local – $Q_{LL} = 360$ W;
- Débito de ar novo – 70 l/s;
- Factor de *by-pass*, BF – 0,1

Segundo os dados de projeto apresentados, primeiramente será calculado o calor sensível do ar novo insuflado, de acordo com (Frade, Severo, 2006), representado pela equação 8.

$$Q_{SAN} = l/s_{ar\ novo} \times 1,23 \times (T_e - T_i) \quad (8)$$

$$Q_{SAN} = 70 \times 1,23 \times (32 - 24) = 688,8 \text{ W}$$

O calor latente de ar novo é dado pela equação 9.

$$Q_{LAN} = l/s_{ar\ novo} \times 3 \times (\omega_e - \omega_i) \quad (9)$$

$$Q_{LAN} = 70 \times 3 \times (12,2 - 11,3) = 189 \text{ W}$$

A relação entre calor total e calores parciais é dada pelas equações 10, 11 e 12.

$$Q_{SL} + Q_{SAN} = Q_{ST} \quad (10)$$

$$Q_{LL} + Q_{LAN} = Q_{LT} \quad (11)$$

$$Q_{tL} + Q_{tAN} = Q_T \quad (12)$$

$$7405 \text{ W} + 688,8 \text{ W} = 8093,8 \text{ W} = Q_{ST}$$

$$360 \text{ W} + 189 \text{ W} = 549 \text{ W} = Q_{LT}$$

$$7755 \text{ W} + 877,8 \text{ W} = 8645,8 \text{ W} = Q_T$$

O fator de calor sensível efetivo do local é dado pela equação 13.

$$f_{cseL} = \frac{Q_{seL}}{Q_{teL}} = \frac{Q_{sL} + Q_{sAN} \times BF}{Q_{tL} + Q_{tAN} \times BF} = \frac{7405 + 688,8 \times 0,1}{7755 + 877,8 \times 0,1} = 0,953 \quad (13)$$

Com a inclinação de 0,953 foi traçada a reta que passa pelas condições interiores até à temperatura ADP de 15,5°C.

A equação 14 determina o caudal de ar de projeto da instalação.

$$l/s_{ar\ trat.} = \frac{Q_{seL}}{1,23 \times (T_i - ADP) \times (1 - BF)} = \frac{7405 + 688,8 \times 0,1}{1,23 \times (24 - 15,5) \times (1 - 0,1)} \cong 800\ l/s \quad (14)$$

A temperatura de mistura do ar novo com o ar de retorno pode ser calculada pela equação 15.

$$T_M = \frac{l/s_{AN} \times T_e + l/s_{ret} \times T_i}{l/s_{ar\ trat.}} = \frac{70 \times 32 + 730 \times 24}{800} = 24,7\ ^\circ C \quad (15)$$

A temperatura de insuflação é calculada pela equação 16.

$$T_I = T_i - \frac{Q_{sL}}{1,23 \times l/s_{ar\ trat.}} = 24 - \frac{7405}{1,23 \times 800} \cong 16,5\ ^\circ C \quad (16)$$

Finalmente verifica-se que a potência total da bateria de frio é representada pela equação 17.

$$Q_T = l/s \times 1,2 \times (h_M - h_I) = 800 \times 1,2 \times (54,5 - 45,5) = 8640\ W \quad (17)$$

Onde:

Q_{sAN} , Carga sensível de ar novo, W.

Q_T , Potência total da bateria de Frio, W.

l/s , Caudal de ar, l/s.

f_{cseL} , Fator de calor sensível, adimensional.

Q_{LAN} , Carga latente de ar novo, W.

ADP , Temperatura equivalente de superfície da serpentina de arrefecimento, °C.

ω_e e ω_i , Humidade absoluta, g/kg.

T_M , Temperatura de mistura, °C.

Q_{ST} , Calor sensível total, W.

T_I , Temperatura de insuflação, °C.

Q_{IT} , Calor sensível total, W.

h_M e h_I Entalpia dos pontos de mistura e insuflação, kJ/kg.

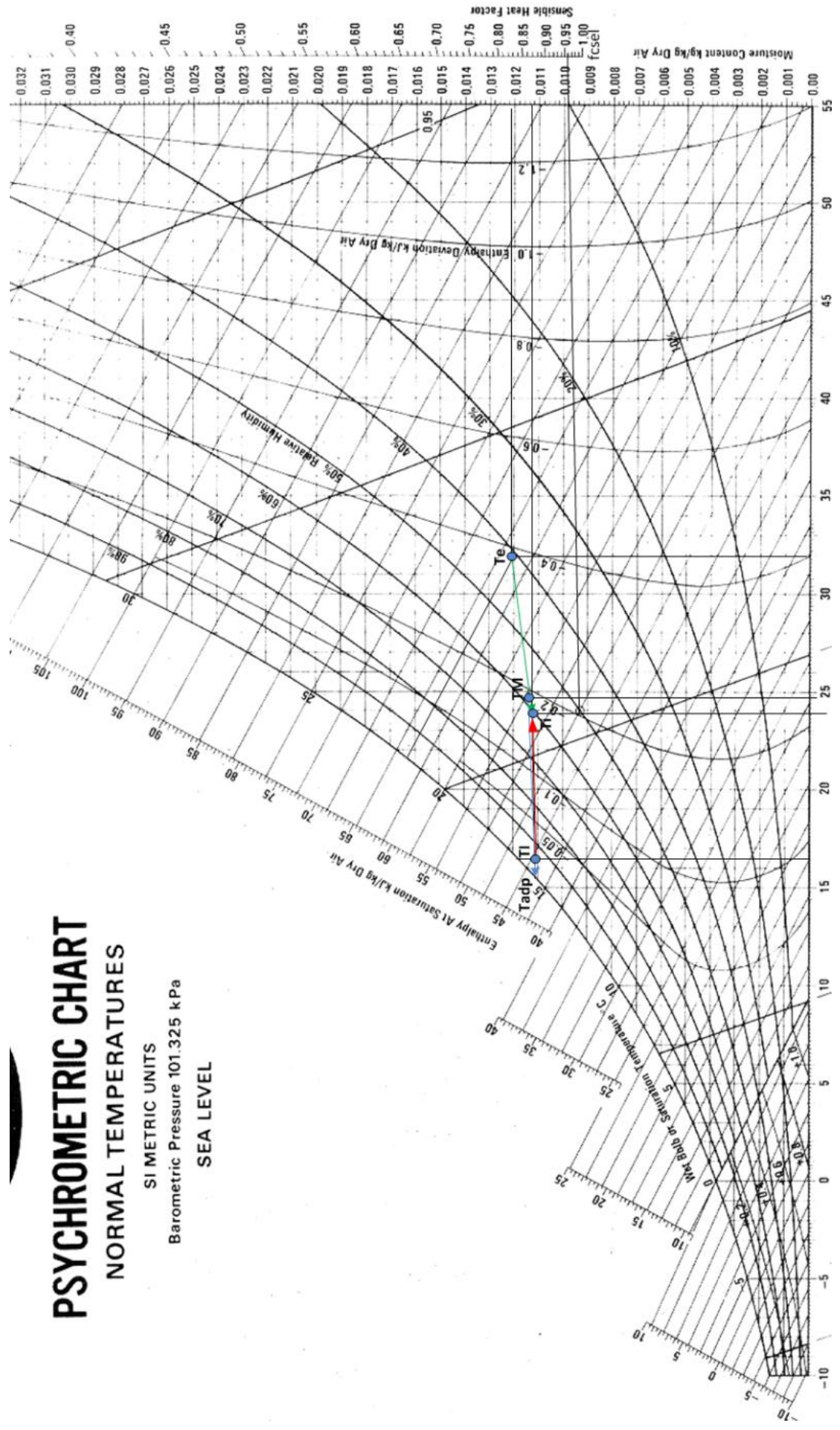


Ilustração 4-1 – Representação da evolução psicrométrica da evolução das condições de projeto

4.1.2 Cálculo das condições de projeto para cada divisão

O cálculo anteriormente realizado é correspondente à zona total de projeto, isto é, engloba todas as zonas climatizadas.

Ambas as salas 1.01 e 1.02 têm características de carga interior diferentes, e por isso o caudal a insuflar não é igual em ambas. A Tabela 20 representa as cargas para a respetiva divisão.

Tabela 20 – Representação das cargas individuais de cada divisão do projeto (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)

Escritório 1.01

TABLE 1.2.A. COMPONENT LOADS FOR SPACE "Escritório 1.01"			
DESIGN COOLING			
COOLING DATA AT Jul 1600			
COOLING OA DB / WB 32,0 °C / 21,7 °C			
OCCUPIED T-STAT 23,0 °C			
		Sensible	Latent
SPACE LOADS	Details	(W)	(W)
Window & Skylight Solar Loads	3 m²	356	-
Wall Transmission	40 m²	771	-
Roof Transmission	16 m²	91	-
Window Transmission	3 m²	71	-
Skylight Transmission	0 m²	0	-
Door Loads	2 m²	27	-
Floor Transmission	16 m²	0	-
Partitions	10 m²	14	-
Ceiling	0 m²	0	-
Overhead Lighting	196 W	151	-
Task Lighting	0 W	0	-
Electric Equipment	2412 W	2203	-
People	3	147	180
Infiltration	-	0	0
Miscellaneous	-	0	0
Safety Factor	0% / 0%	0	0
>> Total Zone Loads	-	3831	180

Escritório 1.02

TABLE 1.1.A. COMPONENT LOADS FOR SPACE "Escritório 1.02"			
DESIGN COOLING			
COOLING DATA AT Jul 1600			
COOLING OA DB / WB 32,0 °C / 21,7 °C			
OCCUPIED T-STAT 23,0 °C			
		Sensible	Latent
SPACE LOADS	Details	(W)	(W)
Window & Skylight Solar Loads	3 m²	127	-
Wall Transmission	36 m²	582	-
Roof Transmission	47 m²	271	-
Window Transmission	3 m²	71	-
Skylight Transmission	0 m²	0	-
Door Loads	2 m²	27	-
Floor Transmission	13 m²	0	-
Partitions	6 m²	8	-
Ceiling	0 m²	0	-
Overhead Lighting	158 W	122	-
Task Lighting	0 W	0	-
Electric Equipment	2429 W	2219	-
People	3	147	180
Infiltration	-	0	0
Miscellaneous	-	0	0
Safety Factor	0% / 0%	0	0
>> Total Zone Loads	-	3574	180

Para a sala 1.01 o cálculo da carga fornecida pelo ar novo insuflado - 35 l/s - é representado pela equação 8.

$$Q_{sAN} = 35 \times 1,23 \times (32 - 24) = 344,4 \text{ W}$$

O calor latente de ar novo é dado pela equação 9.

$$Q_{lAN} = 35 \times 3 \times (12,2 - 11,3) = 94,5 \text{ W}$$

A relação entre calor total e calores parciais é dada pelas equações 10, 11 e 12.

$$3831 \text{ W} + 344,4 \text{ W} = 4175,4 \text{ W} = Q_{ST}$$

$$180 W + 94,5 W = 274,5 W = Q_{IT}$$

$$4011 W + 438,9 W = 4449,9 W = Q_T$$

A equação 14 permite determinar o caudal de ar insuflado na divisão 1.01.

$$l/s_{ar\ trat.} = \frac{Q_{seL}}{1,23 \times (T_i - ADP) \times (1 - BF)} = \frac{3831 + 344,4 \times 0,1}{1,23 \times (24 - 15,5) \times (1 - 0,1)} \cong 412 l/s$$

O restante caudal é insuflado na divisão 1.02, sendo o seu valor de 388 l/s.

A potência da bateria, a temperatura de insuflação e todos os outros parâmetros anteriormente calculados são aplicados, também, a cada divisão.

4.1.3 Cálculo das perdas de carga e dimensionamento das condutas da instalação

O cálculo das perdas de carga e dimensionamento das condutas da instalação encontra-se em detalhe no Anexo 6. A perda de carga total das condutas de insuflação é de 386 Pa e a perda de carga verificada nas condutas de extração é de 364 Pa.

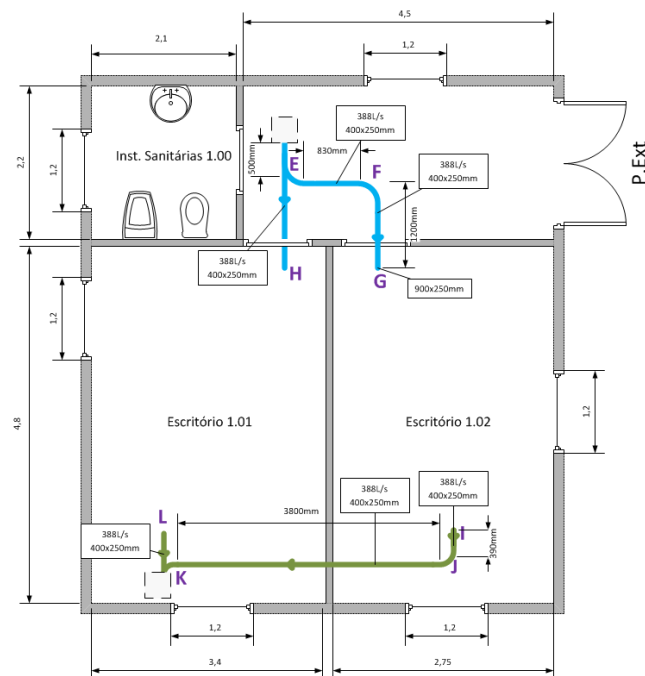


Ilustração 4-2 – Representação do sistema de condutas da instalação (fonte própria)

4.2 Implementação de um Economizador no sistema

Como visto no Capítulo 1, o economizador irá utilizar o ar exterior para proceder à climatização do edifício. Pela variação dos registos de caudal desde o ponto mínimo, 70 L/s, até ao ponto máximo projetado, cerca de 800 L/s.

Tomando como exemplo o mês de Janeiro, no período das 10 horas, será apresentado um exemplo onde é calculado o sistema para uma climatização regular, e posteriormente para a utilização do Economizador. A Tabela 21 representa o balanço térmico para o período indicado.

Tabela 21 – Representação das cargas do edifício para Janeiro às 10 horas (extraído de Carrier Corporation®, HAP 4.50, 2012)

	DESIGN COOLING			DESIGN HEATING		
	COOLING DATA AT Jan 1000 COOLING OA DB / WB 17,8 °C / 12,6 °C			HEATING DATA AT DES HTG HEATING OA DB / WB 3,6 °C / 3,0 °C		
ZONE LOADS	Details	Sensible (W)	Latent (W)	Details	Sensible (W)	Latent (W)
Window & Skylight Solar Loads	6 m ²	557	-	6 m ²	-	-
Wall Transmission	76 m ²	-372	-	76 m ²	1391	-
Roof Transmission	63 m ²	-144	-	63 m ²	419	-
Window Transmission	6 m ²	-90	-	6 m ²	284	-
Skylight Transmission	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Door Loads	4 m ²	-34	-	4 m ²	107	-
Floor Transmission	30 m ²	0	-	30 m ²	0	-
Partitions	15 m ²	23	-	15 m ²	0	-
Ceiling	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Overhead Lighting	301 W	214	-	0	0	-
Task Lighting	0 W	0	-	0	0	-
Electric Equipment	4598 W	4083	-	0	0	-
People	5	227	324	0	0	0
Infiltration	-	0	0	-	0	0
Miscellaneous	-	0	0	-	0	0
Safety Factor	0% / 0%	0	0	0%	0	0
>> Total Zone Loads	-	4464	324	-	2200	0
Zone Conditioning	-	4723	324	-	2180	0
Plenum Wall Load	0%	0	-	0	0	-
Plenum Roof Load	0%	0	-	0	0	-
Plenum Lighting Load	0%	0	-	0	0	-
Return Fan Load	877 L/s	0	-	877 L/s	0	-
Ventilation Load	70 L/s	-494	-303	70 L/s	1456	0
Supply Fan Load	877 L/s	0	-	877 L/s	0	-
Space Fan Coil Fans	-	0	-	-	0	-
Duct Heat Gain / Loss	0%	0	-	0%	0	-
>> Total System Loads	-	4229	21	-	3637	0
Central Cooling Coil	-	4229	0	-	0	0
Central Heating Coil	-	0	-	-	3637	-
>> Total Conditioning	-	4229	0	-	3637	0
Key:	Positive values are clg loads Negative values are htg loads			Positive values are htg loads Negative values are clg loads		

Verifica-se que a carga sensível total é de 4464 W, mas a Potência total da bateria é de 4229 W, ou seja, com um valor mais reduzido e menor que apenas a carga sensível. Isto acontece porque a entalpia do ar exterior é menor que a do ar interior, resultando numa absorção de calor por parte do ar exterior. Sendo este o ponto de partida para o estudo do Economizador.

4.2.1 Dimensionamento do sistema de climatização sem Economizador

Seguidamente será apresentado em detalhe o cálculo para as condições anteriormente referidas.

- Temperatura exterior T_e de 17,8°C de BS e 12,6°C de BH;
- Admitindo uma temperatura interior T_i de 21°C e 45% de Humidade Relativa;
- Ganhos de calor sensível do local – $Q_{SL} = 4464$ W;
- Ganhos de calor latente do local – $Q_{IL} = 324$ W;
- Débito de ar novo – 70 l/s;
- Fator de *by-pass*, BF – 0,1

Segundo os dados apresentados, primeiramente será calculado o calor sensível do ar novo insuflado, representado pela equação 8.

$$Q_{sAN} = l/s_{ar\ novo} \times 1,23 \times (T_e - T_i)$$

$$Q_{sAN} = 70 \times 1,23 \times (17,8 - 21) = -275,5\ W$$

O calor latente de ar novo é dado pela equação 9.

$$Q_{LAN} = l/s_{ar\ novo} \times 3 \times (\omega_e - \omega_i)$$

$$Q_{LAN} = 70 \times 3 \times (7,2 - 7,3) = -21\ W$$

A relação entre calor total e calores parciais é dada pelas equações 10, 11 e 12.

$$Q_{sL} + Q_{sAN} = Q_{ST}$$

$$Q_{IL} + Q_{LAN} = Q_{IT}$$

$$Q_{tL} + Q_{tAN} = Q_T$$

$$4464\ W - 275,5\ W = 4188,5\ W = Q_{ST}$$

$$324\ W - 21\ W = 303\ W = Q_{IT}$$

$$4788\ W - 296,5\ W = 4491,5\ W = Q_T$$

O fator de calor sensível efetivo do local é dado pela equação 13.

$$f_{cseL} = \frac{Q_{seL}}{Q_{teL}} = \frac{Q_{sL} + Q_{sAN} \times BF}{Q_{tL} + Q_{tAN} \times BF} = \frac{4464 - 275,5 \times 0,1}{4788 - 296,5 \times 0,1} = 0,932$$

Com a inclinação de 0,932 foi traçada a reta que passa pelas condições interiores até à temperatura ADP de 8,2°C.

A temperatura de mistura do ar novo com o ar de retorno pode ser calculada pela equação 15.

$$T_M = \frac{l/s_{AN} \times T_e + l/s_{ret} \times T_i}{l/s_{ar\ trat.}} = \frac{70 \times 17,8 + 730 \times 21}{800} = 20,72 \text{ } ^\circ\text{C}$$

A temperatura de insuflação é calculada pela equação 16.

$$T_I = T_i - \frac{Q_{sL}}{1,23 \times l/s_{ar\ trat.}} = 21 - \frac{4467}{1,23 \times 800} \cong 16,46 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Finalmente verifica-se que a potência total da bateria de frio é representada pela equação 17.

$$Q_T = l/s \times 1,2 \times (h_M - h_I) = 800 \times 1,2 \times (39 - 34,5) = 4320 \text{ W}$$

Verifica-se que a potência da bateria de frio é de 4320 W, para as condições de climatização apresentadas.

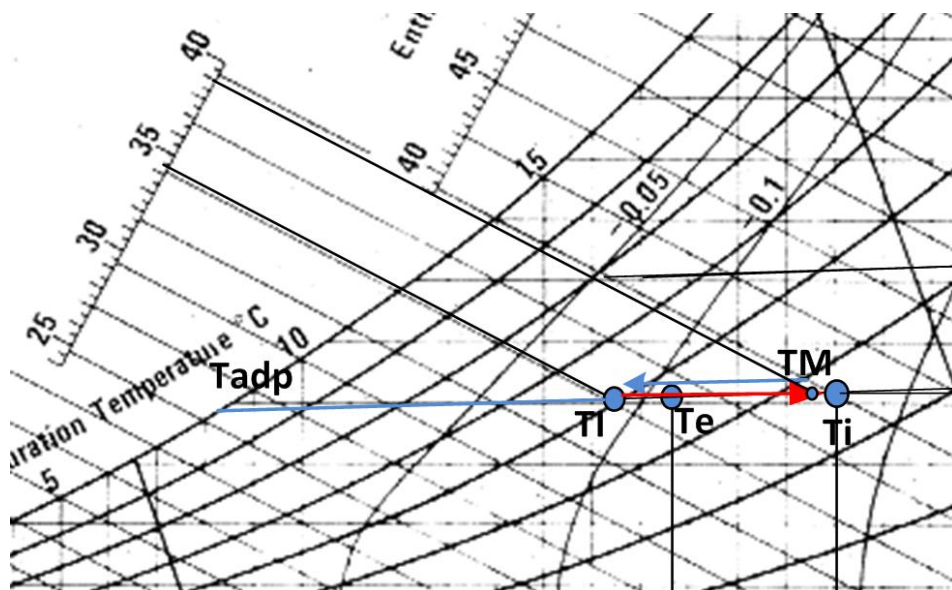


Ilustração 4-3 – Representação da evolução psicrométrica para as 10 horas de Janeiro

4.2.2 Dimensionamento do sistema de climatização com Economizador

Utilizando os mesmos dados da situação em 4.2.1, foi elaborado o cálculo do Economizador.

- Temperatura exterior T_e de 17,8°C de BS e 12,6°C de BH;
- Admitindo uma temperatura interior T_i de 21°C e 45% de Humidade Relativa;
- Ganhos de calor sensível do local – $Q_{sL} = 4464$ W;
- Ganhos de calor latente do local – $Q_{lL} = 324$ W;
- Débito mínimo de ar novo – 70 l/s;
- Factor de *by-pass*, BF – 0,1

Inicialmente é fundamental calcular o caudal necessário para remover a carga interior, segundo a equação 17.

$$Q_{sL} = 1,23 \times l/s_{AN} \times (T_i - T_e)$$

$$l/s_{AN} = \frac{Q_{sL}}{1,23 \times (T_i - T_e)} = \frac{4464}{1,23 \times (21 - 17,8)} \cong 1134,1 \text{ l/s}$$

O caudal de ar novo obtido é superior ao valor máximo de projeto, isto é, 800 l/s. Isto é um indica que o Economizador não tem capacidade por climatizar o espaço apenas utilizando o ar exterior, sendo requerida, portanto, a introdução da bateria de frio no cálculo do sistema.

Considera-se então que o registo de ar novo está completamente aberto, e a insuflar 800 l/s de ar exterior a 17,8°C, e o registo de ar de retorno apresenta-se completamente fechado. Para 800 l/s de ar insuflado a 17,8°C a quantidade de calor absorvida pelo ar novo é calculada pela equação 17.

$$Q_{sL} = 1,23 \times l/s_{AN} \times (T_i - T_e)$$

$$Q_{sL} = 1,23 \times 800 \times (21 - 17,8) = 3148,8 \text{ W}$$

A carga removida por FC tem o valor de 3148,8 W, sendo que para remover a carga total, é necessário ainda a utilização da bateria de frio, para remover a restante carga de 1315,2 W. Pela equação 17, a potência a utilizar pela bateria de frio será:

$$Q_T = l/s \times 1,2 \times (h_M - h_I) = 800 \times 1,2 \times (36 - 34,5) = 1440 \text{ W}$$

O aumento do caudal de ar novo não é suficiente para climatizar o espaço para a temperatura pretendida, e portanto é necessário ativar a utilização da bateria de frio.

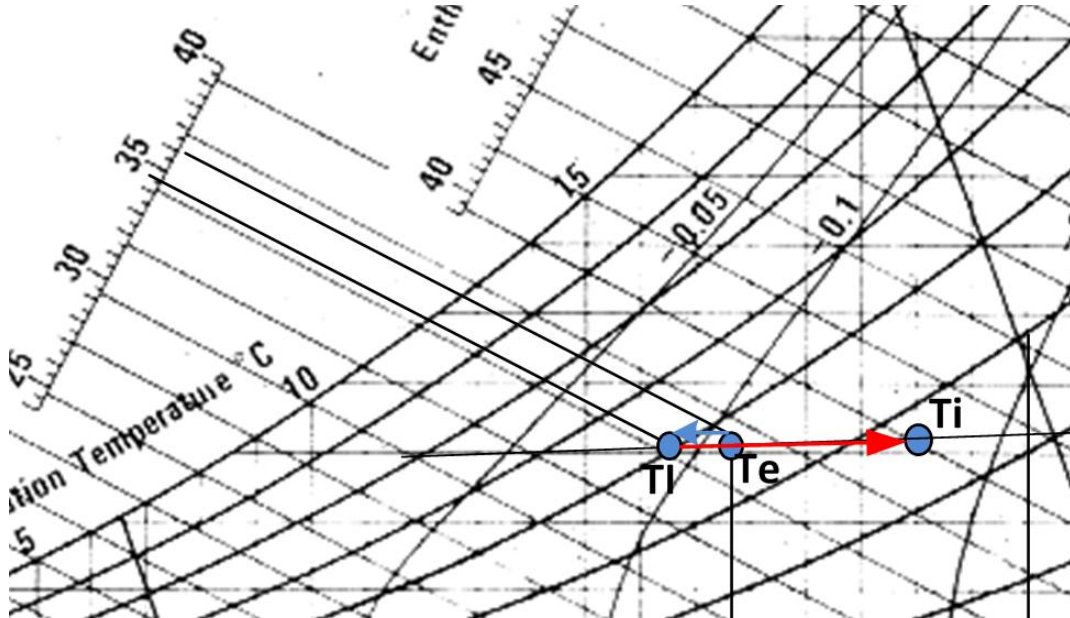


Ilustração 4-4 – Representação da evolução psicrométrica para as 10 horas de Janeiro

A redução de gastos energéticos neste exemplo é dada pela equação 18.

$$\text{Redução de gastos energéticos} = \frac{Q_{sL} - Q_{BF}}{Q_{sL}} \times 100 \quad (18)$$

$$\text{Redução de gastos energéticos} = \frac{4464 - 1315,2}{4464} \times 100 = 70,5\%$$

Neste caso a redução de gastos energéticos é de 70,5%, sendo que utilizando apenas o economizador – no caso de as condições assim o permitirem - a mesma redução seria de 100%.

O mesmo procedimento foi feito para as restantes horas de Janeiro, e também para os restantes meses do ano, como representa a Tabela 22.

Tabela 22 – Representação do cálculo de cargas da bateria de frio e Economizador para todas as horas e meses do ano

Aplicação de Economizador para o mês de Janeiro											
Hora	A.N.	A.M.	A.R.	Caudal l/s	Carga S.L.	Caudal Econ. l/s	Carga extraída	Ar Retorno l/s	Carga restante bat frio	T.I. °C	Reduc. Gastos energéticos
	°C	°C	°C		W		Q		W		%
7	14,8	18,9	20	800	1098,8	171,8	-1098,8	628,2	-	-	100
8	15,5	17,0	20	800	2905,6	525,0	-2905,6	275,0	-	-	100
9	16,6	17,1	21	800	3843,5	710,2	-3843,5	89,8	-	-	100
10	17,8	-	21	800	4464,3	800	-3148,8	0	1315,5	16,5	70,5
11	19,2	-	21	800	4817	800	-1771,2	0	3045,8	16,1	36,8
12	20,5	-	22	800	4727,4	800	-1476,0	0	3251,4	17,2	31,2
13	21,5	-	22	800	3696,3	800	-492,0	0	3204,3	18,2	13,3
14	22,2	22	22	800	3888,6	800	-	730	3905,8	18,0	0,0
15	22,4	22	22	800	4945,2	800	-	730	4979,6	17,0	0,0
16	22,2	22	22	800	5121,5	800	-	730	5138,7	16,8	0,0
17	21,6	-	22	800	4468,8	800	-393,6	0	4075,2	17,5	8,8
18	20,7	-	22	800	3609,3	800	-1279,2	0	2330,1	18,3	35,4
19	19,6	-	21	800	2552,6	800	-1377,6	0	1175,0	18,4	54,0
										Tot. P.	42,31

A Tabela 22 foi elaborada de acordo com o procedimento de cálculo anteriormente descrito.

Durante o dia verifica-se a variação da temperatura exterior e a variação de carga – consoante os horários descritos em 3.2.3. Foram considerados entre 21°C e 23°C de temperatura de bolbo seco para o interior para meses mais frios, uma vez que este estudo é considerado apenas para arrefecimento, e são consideradas situações onde a temperatura interior está longe do alcance da região de aquecimento. Foram também considerados 24°C de temperatura interior para meses mais quentes, uma vez que esta temperatura se encontra na fronteira da temperatura de projeto considerada - 22±2 °C.

Salienta-se o facto de que por vezes o caudal de projeto não chega para fazer a climatização das instalações, e é necessário utilizar a bateria de frio. A restante carga da bateria de frio é calculada subtraindo a carga sensível local pela carga que é efetivamente removida pelo Economizador. A partir do valor calculado para a bateria de frio, é feito o cálculo da temperatura de insuflação respetiva.

Finalmente a relação de poupança é feita segundo a relação entre a carga sensível do local, e a potência consumida pela bateria de frio.

Numa situação onde a bateria de frio não seja utilizada, e a climatização do espaço seja garantida pelo Economizador a poupança será de 100%. Mas em casos onde a climatização é feita por ambos os métodos, a quantificação da redução dos gastos energéticos é feita pela Equação 18.

A quantificação mensal de redução de gastos energéticos é apresentada pela Tabela 23.

Tabela 23 – Representação da redução de gastos energéticos por cada mês do ano

Mês	Tot.Reduc.%	Somatório %
Janeiro	42,31	14
Fevereiro	24,57	
Março	26,22	
Abril	22,87	
Maió	8,23	
Junho	0	
Julho	0	
Agosto	0	
Setembro	0	
Outubro	1,33	
Novembro	12,16	
Dezembro	30,06	

Verifica-se que a implementação do sistema pode reduzir os gastos energéticos de climatização em cerca de 14%.

4.3 Seleção da UTA e Bateria de arrefecimento

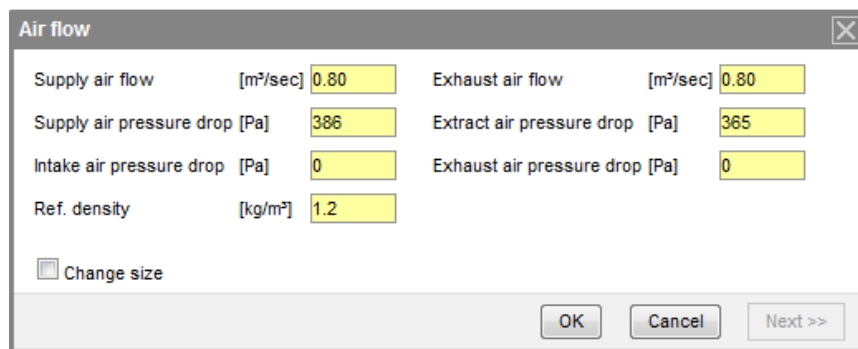
Após a realização do cálculo da potência da bateria de arrefecimento para o dia de projeto, a próxima fase deste trabalho de dissertação é a seleção dos componentes fundamentais do processo.

É considerada a seleção de uma UTA já com a implementação de registos de caudal motorizados, sendo o seu controlo feito pelo programa desenvolvido no Capítulo 5 - Algoritmo de operação.

4.3.1 Unidade de tratamento de ar

A UTA implementada neste projeto foi selecionada a partir do programa de selecionamento da empresa *Fläkt Woods® - ACON®*. No dimensionamento da Unidade de Tratamento de Ar o programa utilizado pretende conhecer os dados fundamentais do processo, nomeadamente o caudal de insuflação/extração e as perdas de carga máximas das condutas de insuflação e extração. Após a introdução dos mesmos é apresentada uma unidade com capacidade para as características de projeto pretendidas.

Após a introdução dos dados requisitados, o modelo da UTA gerado pode ser observado na Ilustração 4-6 de acordo com (ACON®, 2012). O cálculo da perda de carga nas condutas de insuflação e retorno é elaborado no Anexo 6.



Parameter	Value	Unit
Supply air flow	0.80	m³/sec
Exhaust air flow	0.80	m³/sec
Supply air pressure drop	386	Pa
Extract air pressure drop	365	Pa
Intake air pressure drop	0	Pa
Exhaust air pressure drop	0	Pa
Ref. density	1.2	kg/m³

Ilustração 4-5 – Representação da introdução de dados para a seleção da UTA (extraído de (ACON®, 2012))

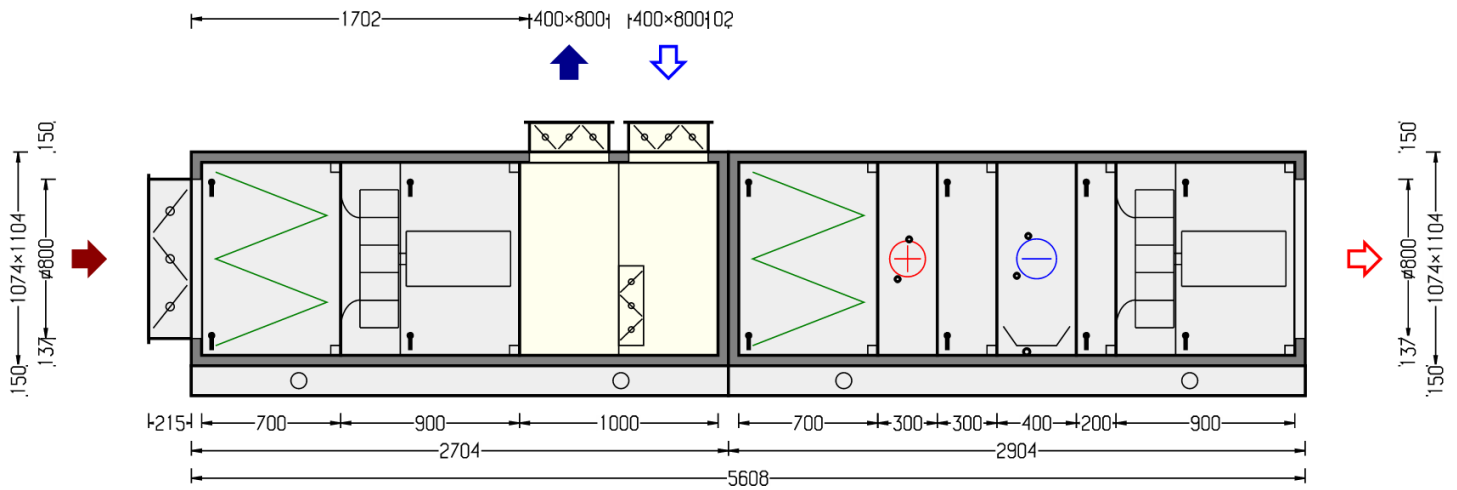


Ilustração 4-6 – Representação da UTA selecionada para o projeto (extraído de (ACON®, 2012))

O modelo e dimensões respectivas são representados na Ilustração 4-7.

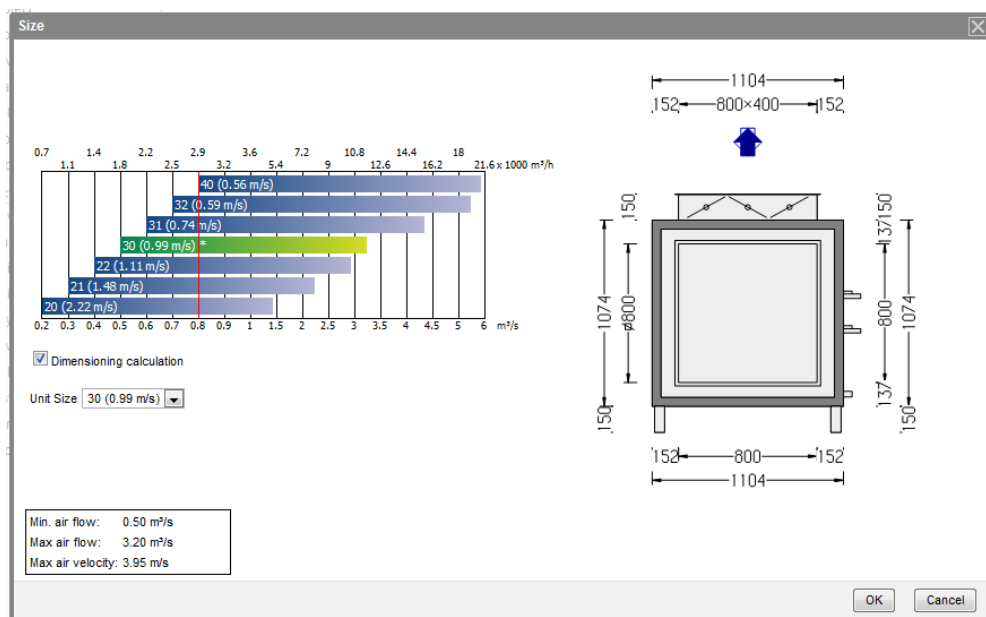


Ilustração 4-7 – Representação da seleção do modelo da UTA (extraído de (ACON®, 2012))

O modelo selecionado é o modelo 30, para cerca de 1 metro por segundo de velocidade de insuflação.

4.3.2 Registos reguladores de caudal

Os registos reguladores de caudal presentes na unidade são semelhantes aos apresentados na Ilustração 4-8 de acordo com (TROX,2012).

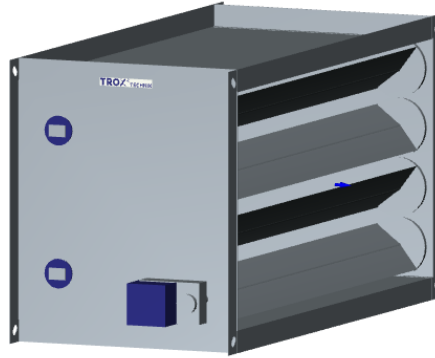


Ilustração 4-8 – Representação de um modelo semelhante ao dos registos implementados na UTA do projeto (extraído de TROX, 2012)

A leitura dos sensores e a carga presente na sala irão ditar o ângulo de abertura dos mesmos, com a finalidade de garantir a máxima eficiência no processo.

4.3.3 Bateria de Arrefecimento – Chiller

Para garantir o Arrefecimento foi selecionado um *Chiller* da empresa *Climaveneta*®, e caracteriza-se por ser refrigerado a ar e por incorporar R410A como gás refrigerante.

Como visto em 4.1, a potência total requerida pela bateria de frio do projeto era de cerca de 8,7 kW. Neste caso, segundo a Ilustração 4-9 de acordo com (CLIMAVENETA, 2012), o modelo de 11 kW – modelo *0041* - é o melhor indicado para o projeto, uma vez que o modelo *0031* poderia apresentar limitações no caso de o sistema estar a plena carga.

TECHNICAL DATA BRAT						
BRAT FF		0011	0021	0025	0031	0041
Power supply	V/ph/Hz	230/1/50	230/1/50	230/1/50	230/1/50	230/1/50
PERFORMANCE						
COOLING ONLY (GROSS VALUE)						
Cooling capacity	(1) kW	4,90	5,60	6,90	8,60	11,0
Total power input	(1) kW	1,90	2,10	2,50	3,40	4,10
EER	(1)	2,58	2,67	2,76	2,53	2,68
ESEER	(1)	3,11	3,35	3,33	3,28	3,17
COOLING ONLY (EN14511 VALUE)						
Cooling capacity	(1)(2) kW	4,89	5,59	6,89	8,58	11,0
EER	(1)(2)	2,41	2,52	2,63	2,44	2,61
ESEER	(1)(2)	2,86	3,11	3,14	3,13	3,06
Cooling energy class		E	D	D	E	D
EXCHANGERS						

Ilustração 4-9 – Representação do quadro de seleção do Chiller do projeto (extraído de CLIMAVENETA, 2012)

4.4 Quantificação da redução de custos energéticos

Anteriormente, neste trabalho, foi quantificada a redução da utilização da bateria de frio por parte do Economizador.

Em termos de redução de gastos energéticos a Tabela 24 mostra a diferença entre a energia total gasta pelo sistema com e sem economizador.

Tabela 24 – Representação da comparação entre a energia utilizada com e sem Economizador

Mês	Energia Utilizada c/ Economizador (kWh)	Energia Utilizada s/ Economizador (kWh)	
Janeiro	927,86		
Fevereiro	1384,72		
Março	1417,18		
Abril	1593,79		
Maiο	2115,55		
Junho	2387		
Julho	2728,41044		
Agosto	2687,75549		
Setembro	2457,0585		
Outubro	2206,69		
Novembro	1777,83		
Dezembro	1321,84		
Total	23005,43		26226,19

Os valores da Tabela 24 foram obtidos através do somatório da potência utilizada pela bateria de frio numa determinada hora, multiplicando o mesmo valor pelo número de dias do mês.

Verifica-se que no caso de ser utilizado uma bateria de arrefecimento com uma eficiência nominal de 2,68 – valor correspondente ao da bateria selecionada na Ilustração 4-9 – a energia total anual utilizada será representada pela equação 19.

$$COP = \frac{Q_{BF\ s.\ Eco.}}{Q_{consumido}} \leftrightarrow 2,68 = \frac{26226,19}{Q_{consumido}} \leftrightarrow Q_{consumida} = 9786\ kWh \quad (19)$$

$$COP = \frac{Q_{BF\ c.\ Eco.}}{Q_{consumido}} \leftrightarrow 2,68 = \frac{23005,43}{Q_{consumido}} \leftrightarrow Q_{consumida} = 8584,1\ kWh$$

Onde:

COP, Eficiência nominal de uma bomba de calor.

$Q_{BF\ C. ECO.}$, Energia utilizada com economizador, kWh.

$Q_{BF\ S. ECO.}$, Energia utilizada sem economizador, kWh.

$Q_{consumido}$, Energia consumida, kWh

Fazendo a diferença entre os valores anteriormente calculados é possível verificar que a redução da energia utilizada é cerca de 1201,9 kWh por ano.

Sabendo que a energia tem como preço médio de 0,1393€ por kWh, as reduções energéticas resultam em cerca de 170 euros de poupança anual.

As instalações estudadas neste trabalho apresentam uma área de utilização com espaços climatizados com cerca de 32 m². No caso da aplicação de este estudo para instalações de maior área, com proporcionalidade de equipamento/ocupação, e proporcional caudal de insuflação (uma vez que ambos se relacionam), e para as mesmas condições exteriores, o resultado da razão de redução energética será muito semelhante à obtida em 4.2.2. Mas a principal diferença reside no montante de poupança anual. Para a mesma razão energética, e para uma área, por exemplo, dez vezes maior, a poupança iria ser muito provavelmente 1700 euros anuais. Ainda assim a diferença de custos energéticos pode garantir que:

- Quanto maior a área das instalações maior a poupança energética anual;
- Quanto maior a poupança mais rapidamente o investimento num sistema de UTA com Economizador é revertido, uma vez que o preço/potência de um equipamento de climatização não é proporcional, e para instalações de pequena dimensão o tempo de compensação do investimento em FC pode ser maior.

Capítulo 5 - Algoritmo de operação

Nesta fase do trabalho pretende-se desenvolver um algoritmo de operação do processo de climatização, segundo a formulação matemática que coordene a operação.

5.1 Modelo matemático de controlo do processo

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{aqueci.} = l/s_T \times 1,23(T_I - T_i) + l/s_{an} \times 1,23 \times (T_i - T_e) + l/s_{an} \times 3 \times (\omega_i - \omega_e) , t_i \leq T_{Aq}. \\ \\ l/s_{an} = \frac{Q_{sL}}{1,23 \times (T_e - T_i)} , T_{aq.} < t_i < T_{arre.} \\ \\ Q_{BF} = Q_{sL} + l/s_T \times 1,23 \times (T_i - T_e) , l/s_{an} > l/s_T \\ \\ Q_t = l/s_T \times 2 \times (h_M - h_I) , t_i \geq T_{arre.} \end{array} \right. \quad (19)$$

Onde:

l/s_T , Caudal de ar do projeto, l/s.

Q_T , Potência total da bateria de Frio, W.

l/s_{an} , caudal de ar novo, l/s.

T_I , Temperatura de insuflação, °C.

ω_e e ω_i , Humidade absoluta, g/kg.

h_M e h_I Entalpia dos pontos de mistura e insuflação, kJ/kg.

Q_{sL} , Calor sensível do local, W.

T_i , Temperatura interior, °C.

Q_{BF} , Potência da bateria de frio, W.

T_e , Temperatura exterior, °C.

$Q_{aqueci.}$, Potência de Aquecimento, W.

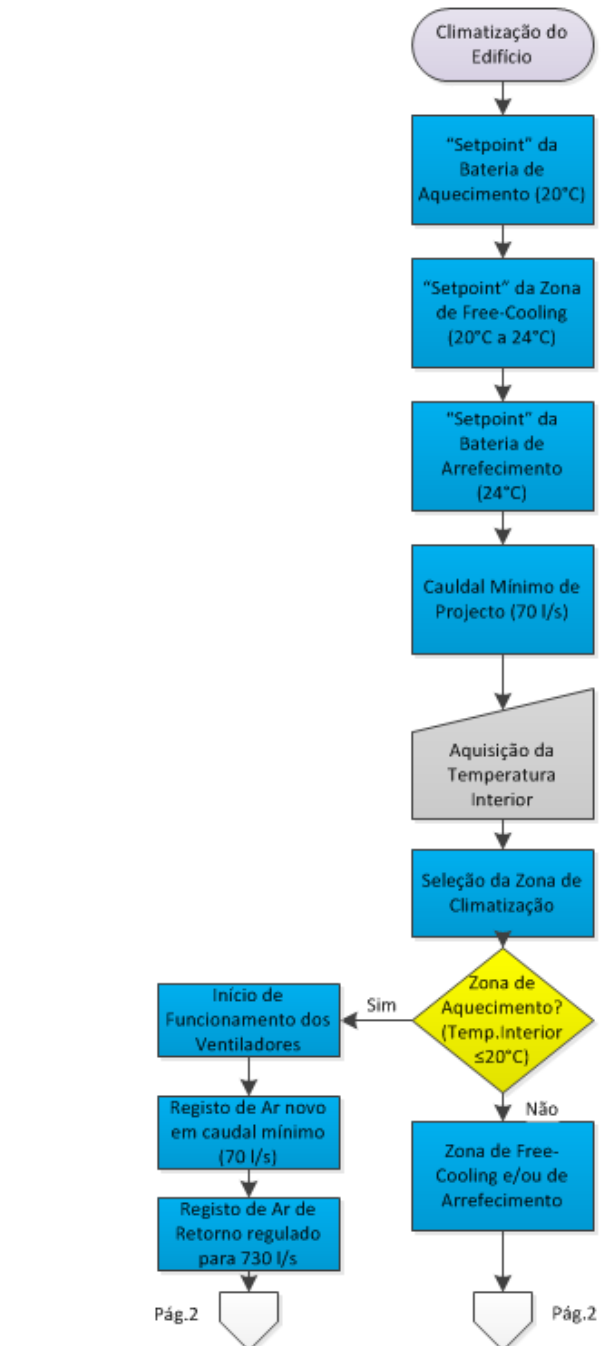
$T_{arre.}$, Temperatura de “Setpoint” de arrefecimento, °C.

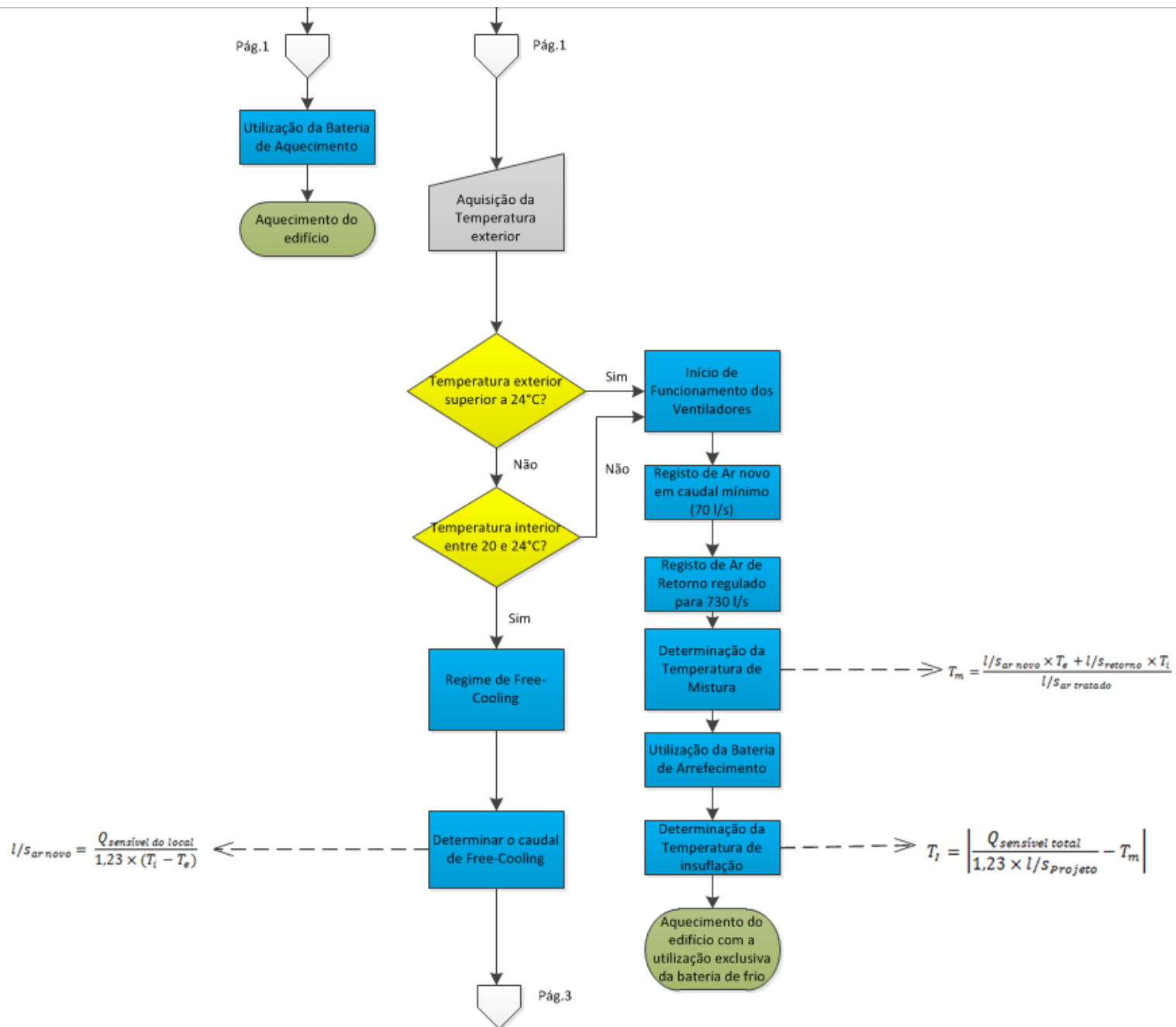
$T_{aq.}$, Temperatura de “Setpoint” de aquecimento, °C.

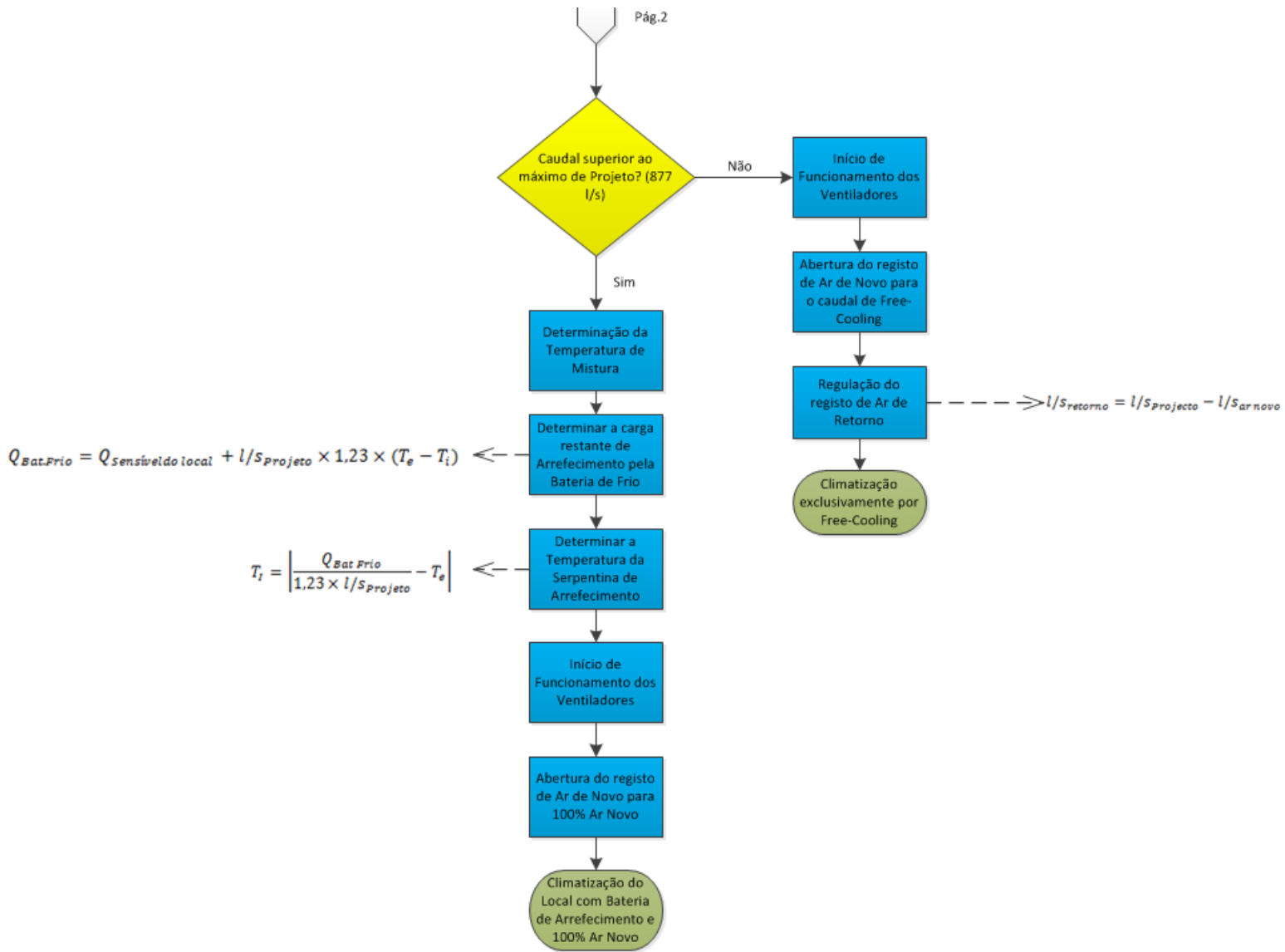
O sistema de equações 19 representa o modelo matemático que coordena o processo em estudo. A primeira equação é aplicada pelo controlador quando a temperatura interior é baixa e o edifício requer aquecimento; a segunda equação é utilizada quando a temperatura interior está dentro do intervalo de flutuação de temperaturas de acionamento das baterias. A terceira equação tem a finalidade de compensar o facto de a segunda equação não garantir por si só o arrefecimento, necessitando da bateria de frio; a quarta e última equação surge no cálculo quando a temperatura interior é demasiado alta e o edifício requer arrefecimento.

5.2 Fluxograma do processo

Foi desenvolvido um fluxograma representativo do algoritmo do processo, de acordo com (ISO, ISO 5807:1985:E).







5.3 Programa de Controlo

Após a elaboração do fluxograma representativo do processo foi elaborado um programa de controlo em base de *Labview*®.

Como visto em 2.1.4, o programa do controlador apresenta os seguintes parâmetros de entrada:

- “Setpoint” interior para a Bateria de Frio;
- “Setpoint” interior para a Bateria de Aquecimento;
- “Setpoint” interior máximo para “Free-Cooling”;
- “Setpoint” interior mínimo para “Free-Cooling”;
- Leitura do Sensor de Temperatura Exterior;
- Leitura do Sensor de Temperatura Interior;
- Regulação do caudal mínimo de projeto;
- Caudal de projeto;
- Carga Sensível².

Os parâmetros de saída do programa representam-se nos seguintes:

- Quantificação do caudal de ar novo em regime de “Free-cooling”;
- Quantificação do caudal de retorno;
- Quantificação da abertura dos registos de ar novo/retorno;
- Temperatura da Serpentina de Arrefecimento e mistura;
- Carga de “Free-Cooling”;
- Carga da Bateria de Arrefecimento;

² A Carga sensível foi utilizada como dado de entrada, uma vez que não foi possível quantificar uma evolução da carga apenas por meio de aumento de temperatura interior. Assim, mesmo que exista uma flutuação das condições interiores ou exteriores (neste caso um aumento de temperatura interior por meio de um aumento de carga) as cargas anteriormente estudadas para o projeto servem como pontos de referência que quantificam a carga espectável numa determinada hora de um determinado mês.

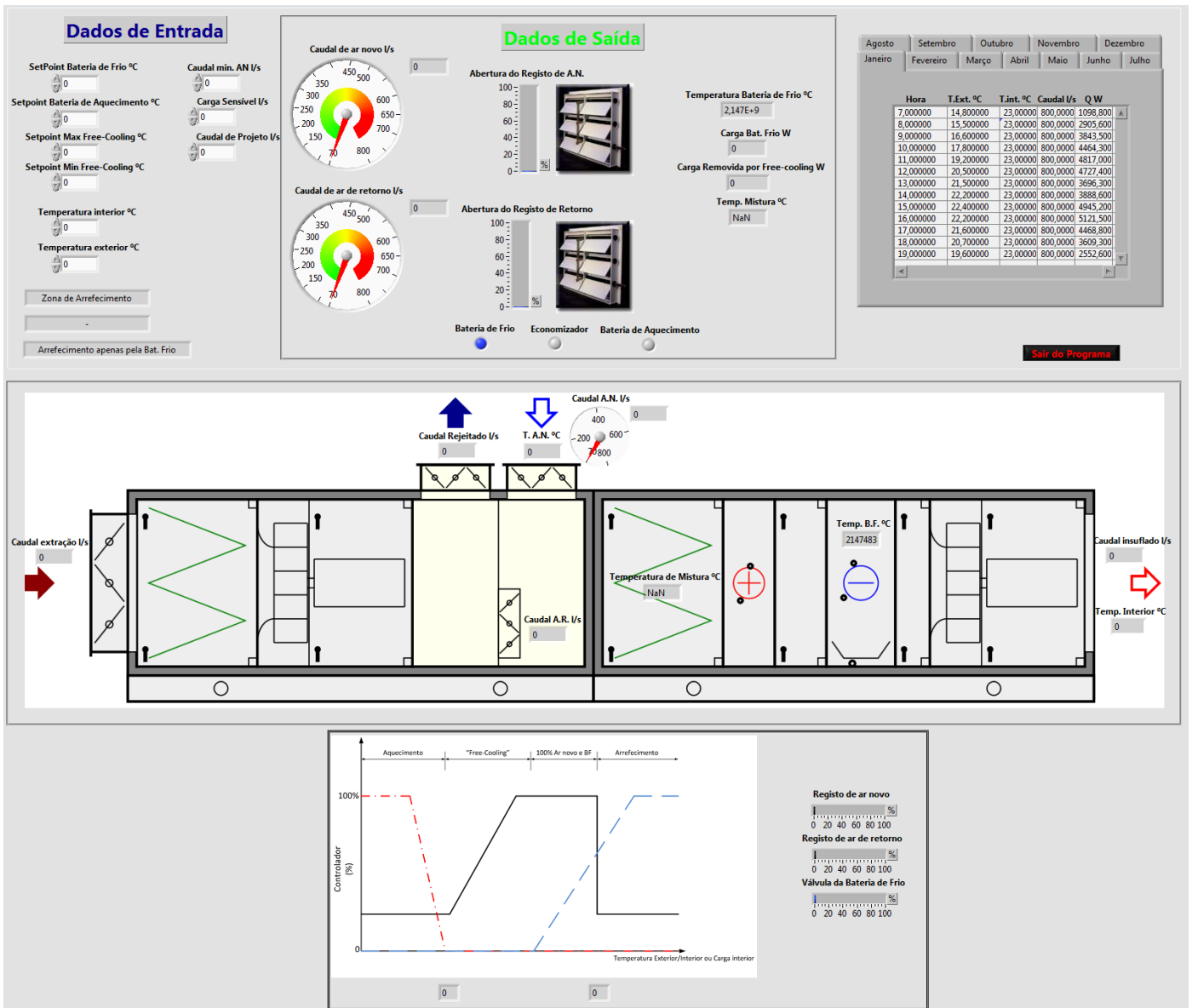


Ilustração 5-1 – Representação do programa de controlo do processo de climatização das instalações (fonte própria)

De seguida será apresentado um exemplo da utilização do programa para o projeto em estudo.

Inicializando o programa por escolher o mês de Fevereiro, às 10 horas (dados do cálculo apresentados no Capítulo 4):

Hora	T.Ext. °C	T.int. °C	Caudal l/s	Q W
7,000000	16,700000	23,000000	800,0000	1612,400
8,000000	17,500000	23,000000	800,0000	3576,900
9,000000	18,800000	23,000000	800,0000	4505,800
10,000000	20,200000	23,000000	800,0000	5149,500
11,000000	21,900000	23,000000	800,0000	5522,100
12,000000	23,400000	24,000000	800,0000	5445,700
13,000000	24,500000	24,000000	800,0000	4448,900
14,000000	25,300000	24,000000	800,0000	4683,000
15,000000	25,600000	24,000000	800,0000	5767,900
16,000000	25,300000	24,000000	800,0000	5978,100
17,000000	24,600000	24,000000	800,0000	5372,500
18,000000	23,600000	24,000000	800,0000	4306,000
19,000000	22,300000	23,000000	800,0000	3267,400

Ilustração 5-2 – Representação da introdução de dados no programa relativamente ao mês em estudo (fonte própria)

- Temperatura Exterior de 20,2°C;
- Temperatura Interior de 23°C;
- Caudal de Projeto de 800 l/s;
- Carga Sensível total de 5149,5 W.

Dados de Entrada

SetPoint Bateria de Frio: 24

Setpoint Bateria de Aquecimento: 20

Setpoint Max Free-Cooling: 23,9

Setpoint Min Free-Cooling: 20,1

Temperatura interior: 23

Temperatura exterior: 20,2

Caudal min. AN: 70

Carga Sensível: 5149,5

Caudal de Projeto: 800

Zona de Arrefecimento: -

Zona de Free-Cooling: -

Ilustração 5-3 – Representação da introdução dos dados de entrada no programa (fonte própria)

Foi escolhida como temperatura de controlo da zona de climatização (Arrefecimento, aquecimento ou FC) para aquecimento 20°C e 24°C para o arrefecimento. Os valores a meio deste intervalo são qualificados por ativar o Economizador caso as suas condições de funcionamento se verifiquem propícias.

De salientar que o programa automaticamente determina a zona de climatização e que bateria utilizar em determinada situação. Neste caso como a temperatura interior do edifício se encontra dentro do intervalo de FC o programa permite que o caudal de ar novo transite do regime mínimo de projeto até ao regime máximo, no caso de se verificar necessidade da utilização da bateria de frio.

Após a introdução dos valores anteriormente referidos no programa os resultados obtidos são os apresentados na Ilustração 5-4.

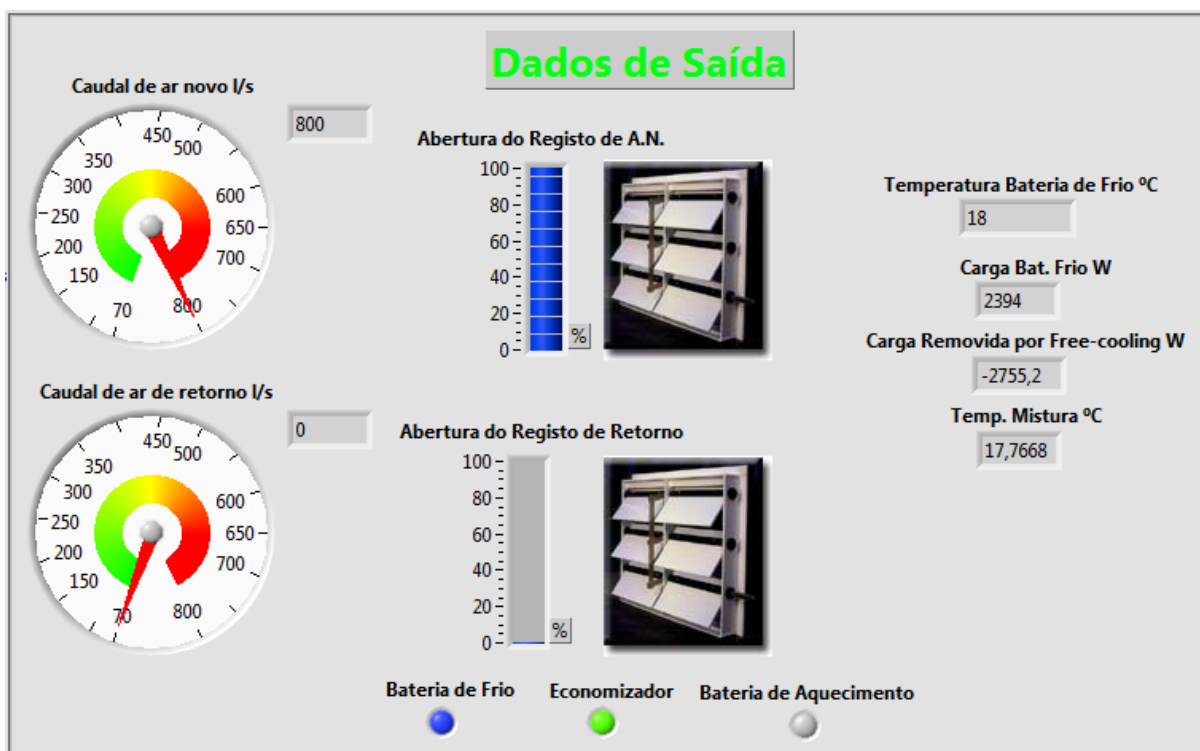


Ilustração 5-4 – Representação dos resultados obtidos pelo programa de controlo do sistema de climatização (fonte própria)

Com o registo de ar novo aberto a 100% e o registo de retorno completamente fechado, são removidos 2755,2 W pelo Economizador sendo que os restantes 2394 W são assegurados pela bateria de frio, sendo temperatura de insuflação cerca de 18 °C.

Após os resultados obtidos os principais pontos representativos na UTA são apresentados na Ilustração 5-5.

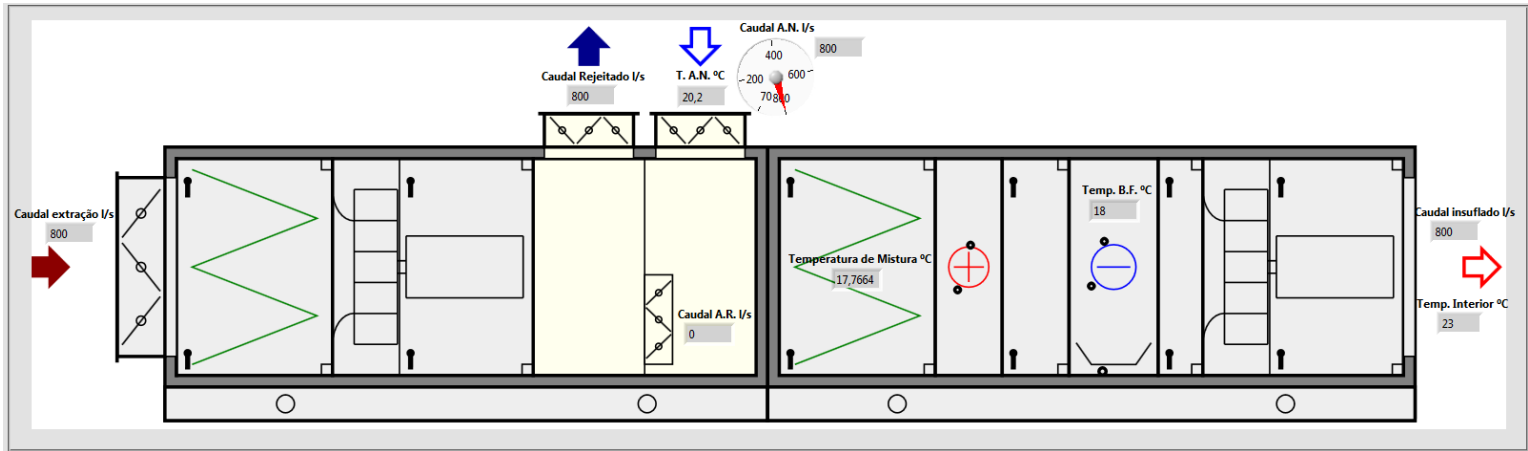


Ilustração 5-5 – Representação dos pontos representativos na UTA do projeto (fonte própria)

A Ilustração 5-6 representa o esquema de controlo do sistema. Verifica-se que o registo de ar novo encontra-se totalmente aberto e o registo de retorno totalmente fechado. Considera-se a existência de um encravamento mecânico entre o registo do ar de retorno e o registo do ar de rejeição, de modo a simplificar o processo. Isto porque na situação onde o registo de retorno se encontra totalmente fechado, o registo de rejeição encontrar-se-á totalmente aberto.

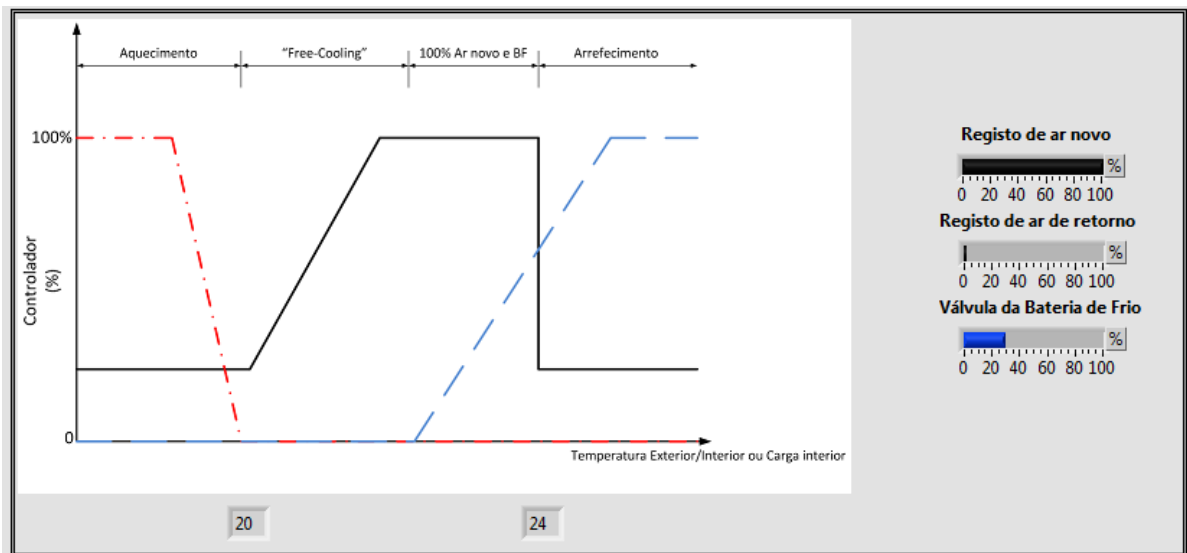


Ilustração 5-6 – Representação do sinal de saída do controlador (fonte própria)

Verifica-se que a válvula de controlo da bateria de frio está posicionada a cerca de 34% da sua capacidade total. Foi considerado o valor de 100% de abertura da válvula para a carga de projeto, isto é, 8640 W.

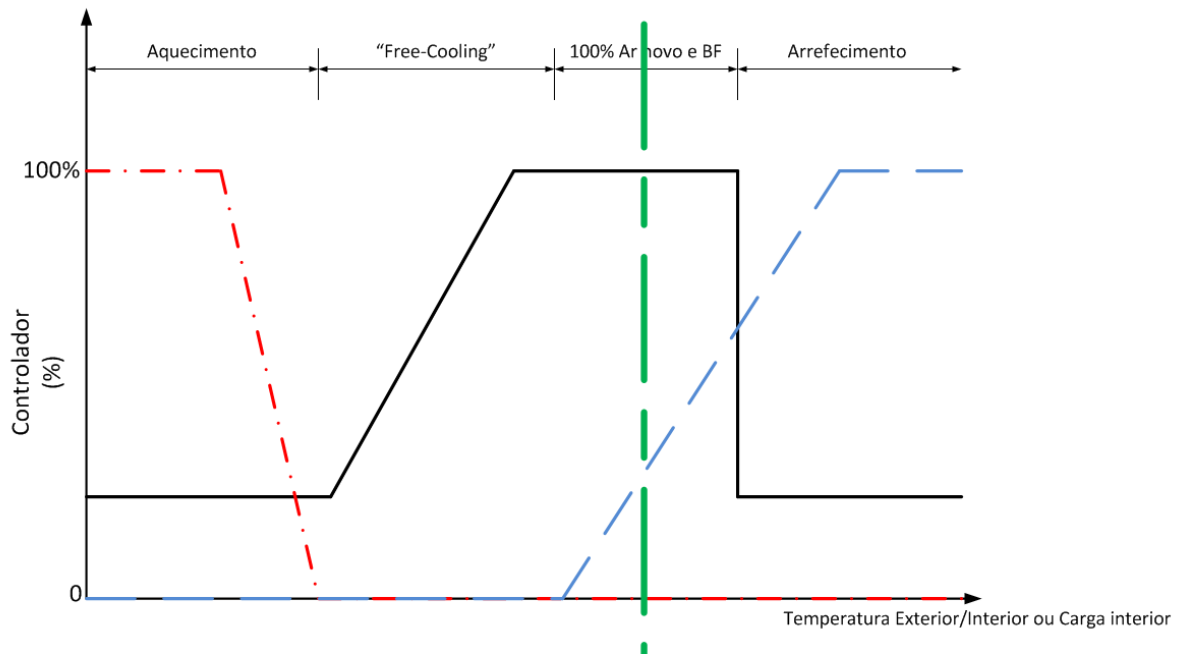


Ilustração 5-7 – Representação do estado do controlador para o exemplo referido (fonte própria)

A linha tracejada a verde na Ilustração 5-7 representa a posição das diferentes válvulas orientadas pelo controlador. A linha vermelha representa a bateria de aquecimento, que se encontra fechada, a preto encontra-se representada a posição do registo de ar novo que se encontra totalmente aberto, e a azul representa-se a posição da válvula da bateria de frio. O regime de funcionamento do exemplo, é portanto, 100% de ar novo com a utilização da bateria de frio.

Capítulo 6 - Conclusões e desenvolvimento futuro

6.1 Aplicabilidade do sistema de “Free-Cooling”

6.1.1 Comparação dos sistemas estudados

Após a comparação em 4.2 - Implementação de um Economizador no sistema – verifica-se que a sua implementação pode ser justificável numa instalação deste género, uma vez que a redução da utilização da bateria de frio foi cerca de 14%. As condições estudadas foram condições assumidas como arrefecimento para todo o ano, e ainda foram consideradas as temperaturas máximas – exceto em meses que ultrapassam a temperatura máxima de projeto, mas estes pouco influenciam o funcionamento do Economizador, pois ultrapassam o HLS – por outro lado, não foram consideradas condições de aquecimento nem condições de elevada humidade exterior – dias com a presença de precipitação. Posto isto, poderia ocorrer uma maior redução da utilização da bateria de frio considerando temperaturas médias, mas essa redução seria anulada no caso de nos meses de Inverno ocorrer a impossibilidade de arrefecimento.

Pode ser considerada a introdução de um humidificador e/ou desumidificador para dias de elevada ou muito baixa humidade, a fim de garantir as condições ideais no interior da sala, que só serão obtidas no caso da insuflação de ar em condições representadas pelo fator de calor sensível da sala, respeitando, portanto, a proporção entre cargas sensível e latente. Isto poderá ser considerado em dias de elevada precipitação, ou dias onde a humidade relativa seja menor que, por exemplo, 30%.

O correto funcionamento do Economizador é assegurado pela seleção do tipo de controlo mais adequado para o clima em questão, que no caso de Faro, é quente e seco. Para esta classificação climática o método mais adequado foi aquele selecionado durante este trabalho de dissertação, HLS controlado por temperatura seca de 24°C e controlo por temperatura diferencial, onde o HLS é atingido quando a temperatura do ar novo é superior à temperatura do ar de extração. Este sistema foi também escolhido pela reduzida dimensão das instalações de climatização, não sendo justificável os custos dos sensores de humidade e sua manutenção.

6.1.2 Redução do consumo energético

A redução de gastos de climatização após a introdução do economizador no sistema foi cerca de 1201,9 kWh por ano. Em meses de Verão a poupança energética não é possível uma vez que a temperatura exterior é quase sempre maior que o HLS, mas em meses com temperaturas mais reduzidas, como o caso de Janeiro, Fevereiro, Novembro ou Dezembro, verificou-se uma acentuada redução energética. Todavia, no caso de ser instalado este sistema em meses mais quentes mas noutro horário, isto é, em horas de pouca ou nenhuma exposição solar os resultados já poderão ser diferentes.

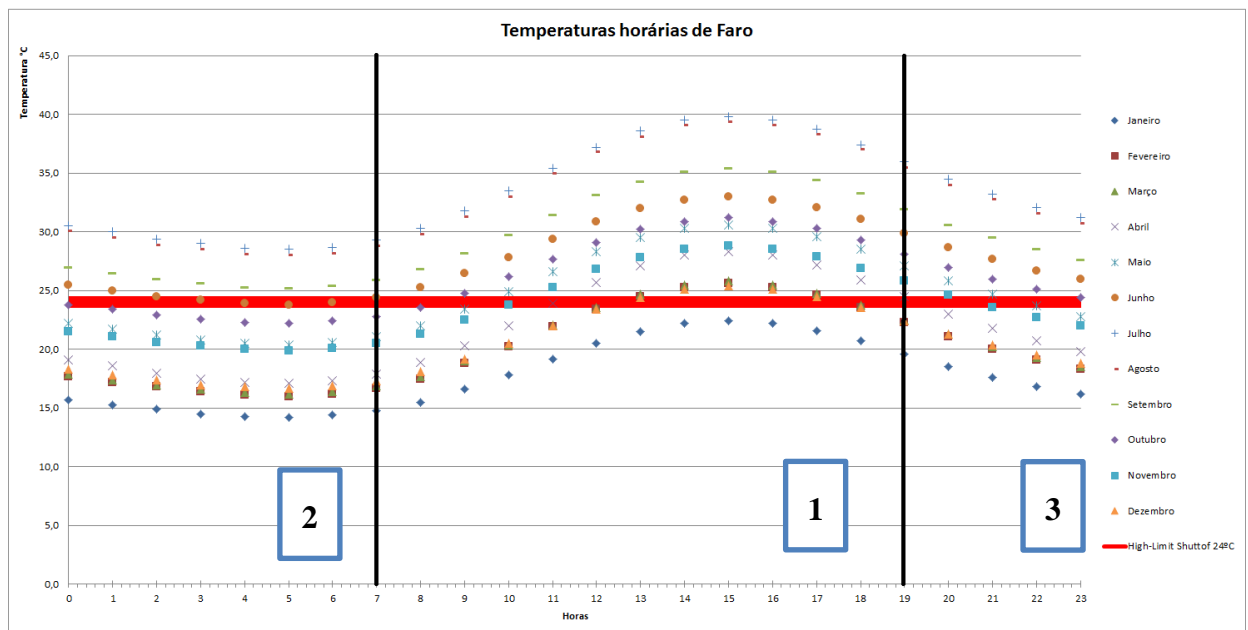


Ilustração 6-1 – Representação das temperaturas horárias para todos os meses do ano (fonte própria)

A Ilustração 6-1 encontra-se dividida em 3 secções: a secção 1 que foi a considerada neste no estudo do local – entre as 7 e as 19 horas; a secção 2 simboliza o início do dia, e a secção 3 simboliza o início da noite. Analisando os pontos presentes na secção 1 verifica-se que aqueles abaixo da reta vermelha - representativa do HLS a 24°C – são em menor número do que os pontos acima da mesma. Isto significa que durante o dia e durante a exposição solar, a aplicabilidade do FC decai e consequentemente a sua inoperação durante algumas horas. Analisando a zona 2 e 3 verifica-se que os pontos encontram-se distribuídos acima e abaixo do limite HLS. Em algumas horas os pontos favoráveis a FC são em maior número do que os pontos desfavoráveis.

Esta análise permite concluir que, de facto, a escolha da utilização de FC para um local que necessite de arrefecimento para horários noturnos é ainda mais vantajosa, uma vez que permite uma maior utilização do Economizador e uma menor utilização da bateria de frio.

6.1.3 Algoritmo de Controlo

O algoritmo do processo da utilização de um sistema de climatização, com a finalidade de reduzir os custos de operação com FC, assentou em quatro pontos principais: Zona de Aquecimento, Regime de FC, Climatização por FC e pela Bateria de Frio e Zona de Arrefecimento apenas por bateria de frio. A temperatura exterior e a comparação entre a mesma e a temperatura interior do edifício é o principal motor para a escolha do regime mais correto para o sistema de climatização. A Zona de Aquecimento inicializou-se quando a temperatura interior se verificou inferior a um determinado valor pré-definido – de uma gama de $22\pm 2^{\circ}\text{C}$ – com o registo de ar novo na posição de caudal mínimo, o registo de ar de retorno na posição de caudal máximo garantiu-se o aquecimento do edifício. Considerou-se uma flutuação de temperatura interior de 4°C como ponto de funcionamento do Economizador, sendo que quando igualado ou ultrapassado o valor máximo do intervalo - 24°C – ou quando a carga for muito elevada impedindo apenas a utilização do Economizador, a Bateria de Arrefecimento entra no processo, e a partir do ponto máximo de temperatura interior e HLS a climatização é garantida apenas pela Bateria de Frio.

Utilizou-se o algoritmo anterior para o desenvolvimento do programa de controlo que permitiu obter as condições ao longo de vários pontos da UTA, nomeadamente a abertura dos registos, temperatura de mistura e temperatura de insuflação.

6.1.4 Relação entre redução de custos energéticos e investimento

Analisando os gastos anuais do local em estudo, foi possível concluir que a redução de custos seria de aproximadamente 170 euros. Neste caso específico o investimento inicial seria global, ou seja, foi considerada a aquisição de todo o equipamento de climatização numa primeira fase. Desta forma os custos de preparação da UTA com FC são mais reduzidos. No mesmo caso mas com uma UTA já existente o investimento nos três registos de caudal e sensores poderá ser algo dispendiosa e a poupança num ano poderá não garantir, só por si, a cobertura total do investimento.

O tempo requerido para o retorno do investimento depende em grande parte do montante monetário correspondente à redução de custos energéticos, e por exemplo, no caso deste estudo ser aplicado a um local com o dobro da carga, a redução de custos irá ser muito provavelmente duplicada, encurtando assim o tempo de retorno do investimento.

6.2 Desenvolvimento Futuro

Num futuro desenvolvimento deste trabalho de dissertação seria interessante o estudo de uma situação real, de um edifício com excessivos gastos energéticos e com a necessidade de reduzir os custos de climatização. Comparar os gastos energéticos e concluir sobre o investimento de um Economizador numa situação real poderiam vir a ser novos objetivos para este trabalho.

Por outro lado, implementar o programa de controlo elaborado neste trabalho numa situação real, adaptar o programa para fazer a recolha concreta dos dados de temperatura interior/exterior e controlar diretamente os registos seria um desenvolvimento interessante. O presente programa necessita de um estudo prévio do comportamento das cargas influentes no edifício para proceder aos cálculos da situação de climatização. Este fator poderia ser trabalhado, com o fim de automatizar o cálculo de cargas, seja pela introdução no programa da ocupação, iluminação e equipamentos, seja pelo cálculo do aumento de carga numa hora, dependendo do aumento de temperatura interior mas sempre com o objetivo de maximizar o desempenho da instalação de climatização, reduzindo os custos de operação.

Seria interessante fazer o desenvolvimento do estudo do controlo numa fase mais detalhada, incorporando elementos concretos de eletrónica, estudando o comportamento real dos atuadores e faze-los operar dependendo do sinal emitido pelo controlador.

Outra questão que se verifica é também a localização do espaço a climatizar. Ao fazer a recolha de dados de vários locais e compara-los entre si - escolhendo depois o que apresenta melhores condições para “Free-Cooling” – poderia determinar com melhor rigor a aplicabilidade do FC numa determinada região.

Seria interessante fazer o mesmo estudo para outro tipo de atividades - no presente trabalho de dissertação o caso de estudo incidiu num escritório – com a finalidade de tecer uma comparação relativamente à atividade/hora/local e concluir sobre qual o mais favorável.

Bibliografia

ACON®, Fläkt Woods Configurator. *AHU Selection Tools*. Data de acesso 20-03-2012. Informação disponível em <http://www.flaktwoods.com/products-services/buildings/selection-tools/air-handling-units/>.

ASHRAE®. (2004). *Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings*. Edição I-P. ANSI/ASHRAE/IESNA 09.1-2004. ISSN 1041-2336.

Carrier Corporation®, 1999-2010. *Hourly Analysis Program Version 4.50*. International Edition. Menu de Ajuda.

Carrier Corporation®. (2004). *Installation Instructions - Packaged Air-Handling Unit 6 to 30 Tons Economizer Accessory 50/60 Hz*. Data de acesso 15-11-2012. Documento disponibilizado em <http://xpedio.carrier.com/idc/groups/public/documents/techlit/40rm-24si.pdf>.

CEN, Norma Europeia. (2007). *Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics*. EN 15251:2007:E. Bruxelas, Maio 2007.

Çengel, Yunus A. (2003). *Heat Transfer a Pratical Approach*. 2ª Edição, McGraw-Hill, Cap. Fundamentals of Thermal Radiation, (pp. 592-605).

CLIMAVENETA. (2012). *Mini chiller range – Hydronic Residential*. Catálogo Seleção Chiller (pp. 4-5). Data de acesso 20-03-2012. Informação disponibilizada em <http://www.climaveneta.com/GLOBAL/download/view.asp?id=200>.

Diário da República. Série I-A N.º 67. Decreto-Lei n.º 79/2006, de 4 de Abril.

Diário da República. Série I-A N.º 67. Decreto-Lei n.º 80/2006, de 4 de Abril.

Frade, João; Severo, Francisco. (2006). *Climatização Geral*. ISEL-DEM. Revisão 06/2006.

Fresh Air Manufacturing Co. (FAMCO). (1989-2012). *Multi-Blade Motorized Damper*. Data de acesso 15-11-2012. Informação disponível em <http://www.famcomfg.com/hvac-damper/multi-blade-motorized-damper.html>.

Honeywell. (2011). *Air Handling System Control Applications – Section of engineering manual of automatic control (pp.77-1100)*. Revisão 1-98.

Instituto de Meteorologia, IP Portugal. (2012). *Normais Climatológicas*. Data acesso 20-06-2012. Artigo disponibilizado em <http://www.meteo.pt/pt/oclima/normais.clima/>.

Instituto de Meteorologia, IP Portugal. (2012). *Normais Climatológicas – 1981-2010 (provisórias) – Faro*. Data acesso 20-06-2012. Artigo disponibilizado em <http://www.meteo.pt/pt/oclima/normais.clima/1981-2010/008/>.

Instituto Nacional de Meteorologia e Geofísica. *Normais Climatológicas de Faro*. INMG 1964-1980.

Instituto Nacional de Meteorologia e Geofísica. *Temperatura Mínima Diária do Ar*. INMG 1970-1985.

ISO, Norma Internacional. (1985). *Information processing – Documentation symbols and conventions for data, program and system flowcharts, program network charts and system resources charts*. ISO 5807:1985:E.

Liescheidt, Steven. *Economizers in Air Handling Systems*. Energy Design Resources – CED Engineering.com. Data de acesso 20-06-2012. Documento disponibilizado em <http://www.cedengineering.com/upload/Economizers%20In%20Air%20Handling%20System%20s.pdf>.

Macintyre, Archibald J. (2008). *Ventilação Industrial e Controle da Poluição*. 2ª Edição, LTC Editora. Rio de Janeiro. ISBN 978-85-216-1123-3.

Marcos, Rui C. (2012). *Economizadores de Energia do lado do ar – Noções sobre o regime de free-cooling*. Documento disponibilizado pelo autor.

Peel, Murray C. (2011). *Updated Köppen-Geiger climate map of the world*. Universidade de Melbourne, Austrália. Data acesso 10-05-2012. Artigo disponibilizado em <http://people.eng.unimelb.edu.au/mpeel/koppen.html>.

Rocha, M. Silva. (1981). Radiação solar global em Portugal Continental. *Revista do Instituto Nacional de Meteorologia e Geofísica*, Volume 4-3/4. Julho/Dezembro 1981.

Santos, Carlos A. Pina; Matias, Luís. (2006). *Coeficientes de Transmissão Térmica de Elementos da Envolvente dos Edifícios* – ICT Informação Técnica Edifícios - ITE50. 2ª Edição, LNEC. Lisboa. ISBN 972-49-2065-8.

Trane®. (2006). Keeping cool with outdoor air... Airside Economizers. *Engineers Newsletter*, Volume 35-2: Providing insights for today's hvac system designer, Maio 2006.

TROX®, Easy Product Finder. Data de acesso 20-03.2012. Informação disponível em <http://www.troxtechnik.com/favicon.ico>

Anexos

Anexo 1. Normal climatológica de Faro 1964-1980

ESTACÃO FARO/AEROPORTO MÉDIAS DE 1964/1980
 $\phi = 37^{\circ} 01' N$; $\lambda = 7^{\circ} 58' W$; $g = 9,7992 m/s^2$; $\lambda G = 0$; $H_s = 8$; $H_b = 9$; $h_t = 1,5$; $h_u = 7,5$; $h_d = 7,3$; $h_r = 1,5$

Pressão atmosférica P (mb)		Temperatura do ar								Mês
		\bar{T} (°C)					T (°C)			
No local	Red. ao nível do mar	1970-1980					Max	Min		
		9 h	15 h	21 h	Mensal	Max	Min	Max	Min	
1018,6	1019,7	10,5	15,1	11,4	12,0	16,1	7,9	22,4	-0,8	Janeiro
1018,2	1019,3	11,5	15,9	11,9	12,6	16,8	8,4	25,6	-0,5	Fevereiro
1016,8	1017,9	12,9	16,8	12,3	13,2	18,0	8,4	25,8	1,8	Março
1014,9	1016,0	15,7	18,7	14,2	15,6	21,2	10,0	28,3	4,0	Abril
1015,2	1016,2	18,2	20,9	16,6	17,3	22,4	12,2	30,6	5,6	Maio
1015,9	1017,0	21,3	23,6	19,8	20,5	25,1	15,9	33,0	7,4	Junho
1015,3	1016,4	24,5	27,0	23,2	23,2	28,8	17,5	39,8	10,5	Julho
1015,0	1016,0	24,6	27,1	23,0	23,2	28,9	17,5	39,4	11,6	Agosto
1016,5	1017,5	22,6	25,3	20,8	21,3	26,4	16,2	35,4	10,2	Setembro
1016,7	1017,7	18,4	21,7	17,1	18,3	22,8	13,8	31,2	6,0	Outubro
1019,7	1020,7	14,2	18,5	13,6	14,6	19,1	10,2	28,8	2,2	Novembro
1019,2	1020,3	11,2	15,8	11,7	12,2	16,6	7,9	25,4	-1,4	Dezembro
1016,8	1017,9	17,1	20,5	16,3	17,0	21,8	12,2	39,8	-1,4	Ano

Humidade relativa do ar U (%)			Nebulosidade N (0-10)			Insolação I		Precipitação R (mm)		Evaporação (mm)	Mês
1970-1980											
9 h	15 h	21 h	9 h	15 h	21 h	Total (h)	Percent. (%)	Total	Max (diária)		
84	72	83	6	6	4	162,0	53	88,6	59,5	79,8	Janeiro
80	66	81	5	6	4	165,1	54	83,2	50,5	85,5	Fevereiro
74	62	79	5	6	4	223,3	61	45,6	36,6	122,3	Março
67	60	76	5	5	4	259,5	66	37,1	44,5	135,3	Abril
65	60	74	4	5	3	316,3	73	23,9	24,9	161,7	Maio
64	61	71	4	4	2	336,4	77	12,1	28,1	171,2	Junho
59	56	65	2	2	1	374,0	84	0,3	1,5	224,5	Julho
57	55	65	2	2	1	362,0	87	4,8	20,2	228,3	Agosto
63	59	72	3	4	2	273,2	74	14,3	54,1	165,6	Setembro
71	63	78	5	5	4	219,3	64	64,0	58,9	128,5	Outubro
75	63	79	4	5	4	187,6	62	56,3	60,0	101,4	Novembro
80	68	81	5	6	4	176,2	59	83,4	118,5	90,6	Dezembro
70	62	75	4	4	3	3055,4	68	513,6	118,5	1694,7	Ano

Ilustração A 1 – Representação da normal climatológica de Faro de 1964-1980 de acordo com (INMG 1964-1980)

Anexo 2. Representação dos perfis de radiação solar corrigidos

Cálculos Radiação Solar												
Horas	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maio	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
0												
1												
2												
3												
4												
5						0,2	3,7					
6					66,5	158,7	174,4	127,9	55,6	0,9		
7			0,4	132,8	285,6	371,8	381,8	338,3	269,9	182,6	93,8	2,6
8	91,6	91,2	356,6	497,5	570,5	570,5	575,6	537,2	478,9	396,9	301,6	168,9
9	278,1	278,1	267,2	554,8	679,3	739,6	741,5	708,7	658,9	580,1	481	343,3
10	429,7	429,7	420,9	709,6	817,9	867,5	868,6	841,4	797,2	717,6	613,4	474,4
11	529,8	529,8	521,6	809,7	903,6	945,7	948,2	926,3	884,4	799,8	688,7	550,5
12	570,5	570,5	564	848,2	930,7	968,8	975	957,8	914,6	820,8	701,6	565,8
13	548,8	548,8	546,1	822,2	897,2	935,3	947,3	933,8	885,7	779,2	651,1	519,2
14	466,4	466,4	468,7	733,7	805,5	847,5	866,8	855,8	799,8	678	540,8	414,1
15	329,4	329,4	335,3	588,8	661,8	711,2	739	729,2	662,6	524,1	378,7	259
16	150,5	150,5	160,6	398	476	535,7	572,5	562,3	483,4	328,7	178,7	72,6
17			17,7	177	261,9	333	378,4	366,4	274,9	109,9	1,1	
18				0,1	45,8	120	171	156,1	60			
19							2,9	0,2				
20												
21												
22												
23												
Total diário (W/m2)	3394,8	3393,7	6131,5	7329,3	8105,5	8346,7	8041,4	7225,9	5918,6	4630,5	3370,4	2888,8
Total Mensal (W/m2)	105238,8	95023,6	190076,5	219879	251270,5	250401	249283,4	224002,9	177558	143545,5	101112	89552,8
INMG Total Mensal (W/m2)	75000	95000	135000	185000	225000	235000	250000	220000	170000	120000	80000	70000
Rádios	0,71	1,00	0,71	0,84	0,90	0,94	1,00	0,98	0,96	0,84	0,79	0,78

Ilustração A 2 – Representação do cálculo da radiação solar incidente no edifício

Anexo 3. Representação de valores típicos de eficácia de ventilação

In Table E.1 some typical ranges for ventilation effectiveness are presented. Because the ventilation effectiveness in real installations depends on many parameters, case by case calculation is recommended. Further advice can be found in literature. REHVA Guidebook no.2 gives basic information and guidance for further information.

Table E.1 - Typical values for ventilation effectiveness

Air Diffusion	Cold jet $\Delta\theta < 0K$		Hot jet		
	Effective velocity	Ventilation effectiveness	$\Delta\theta$ (supply-indoor)	Low ceiling	High ceiling
Mixing Horizontal jet	$> 1,5$ m/s	0,9 – 1,1	< 10 °C	0,8 - 1	Not advised
	$< 0,5$ m/s	0,7 – 0,9	> 15 or 20 °	0,4 – 0,8	Not advised
Mixing Vertical jet	All diffusers	0,9 – 1,1	< 10 °C	0,6 – 0,8	0,8 – 1 ^a
			> 15 °C	0,4 – 0,8	
Displacement ventilation		1,0 - 2		0,2 – 0,7	Not advised

^a applying this value intends that the diffusers used are powered geometry or swirling. If fixed geometry diffusers are used, it's restricted to heating only (no cooling) and appropriate and careful selection taking into account $\Delta\theta$.

Ilustração A 3 – Representação de valores típicos de eficácia de ventilação de acordo com (CEN, EN 15251:2007:E)

Anexo 4. Representação do cálculo das cargas ao longo dos meses

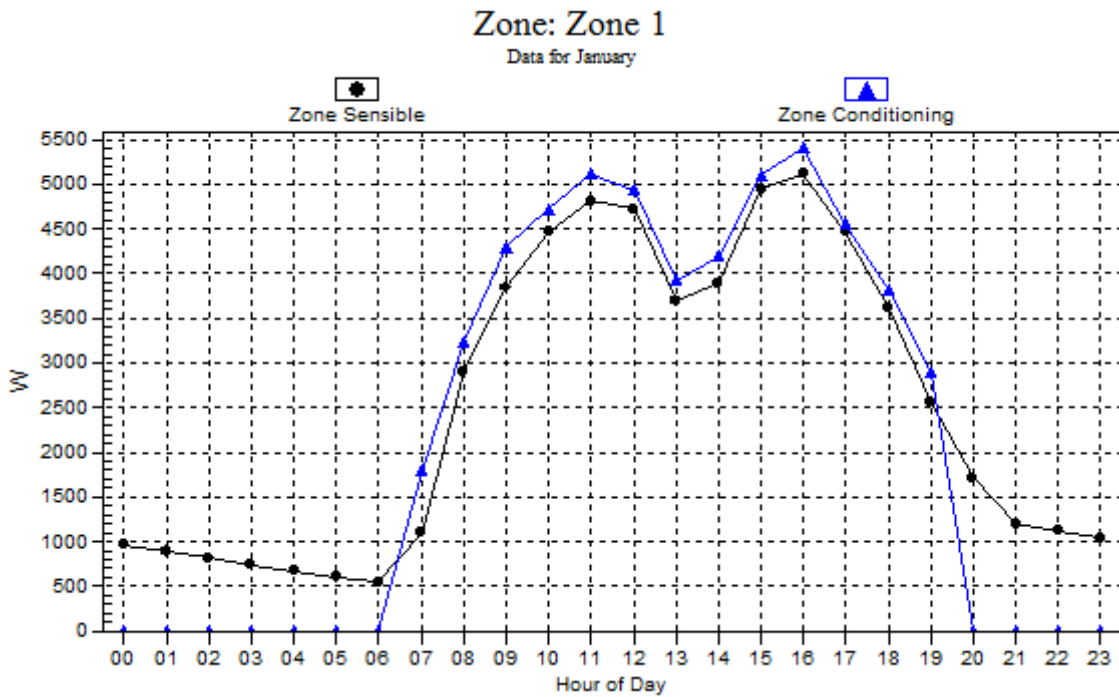


Ilustração A 4 – Representação da evolução das cargas interiores do edifício de Janeiro

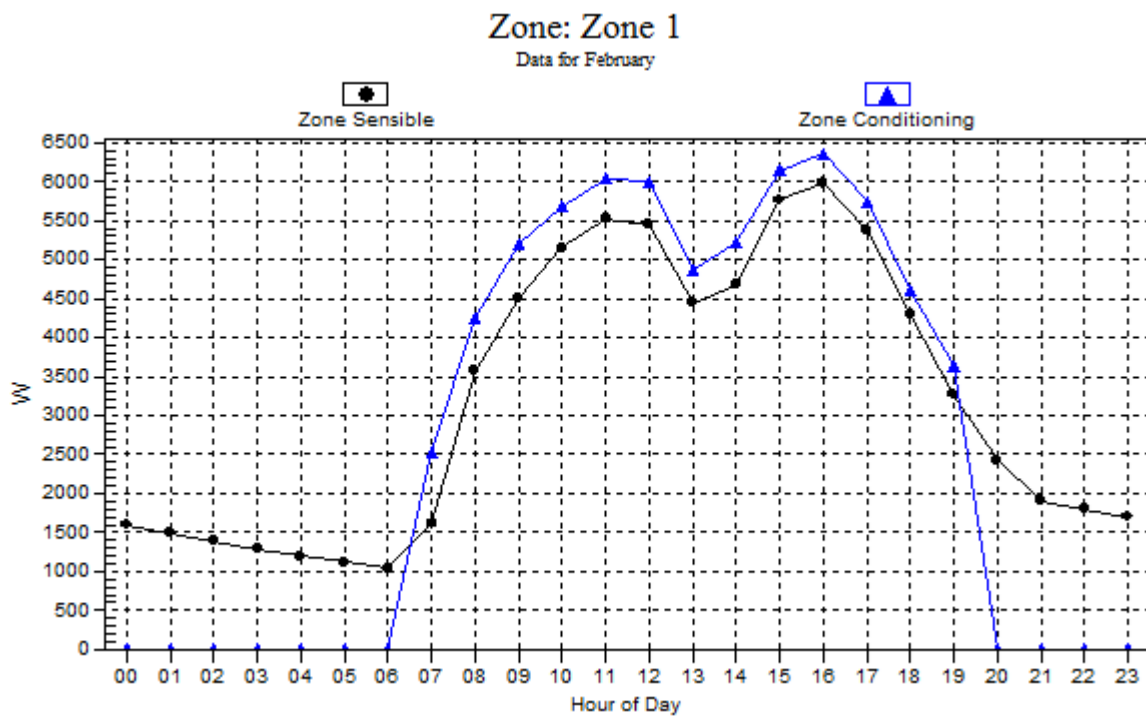


Ilustração A 5 – Representação da evolução das cargas interiores do edifício de Fevereiro

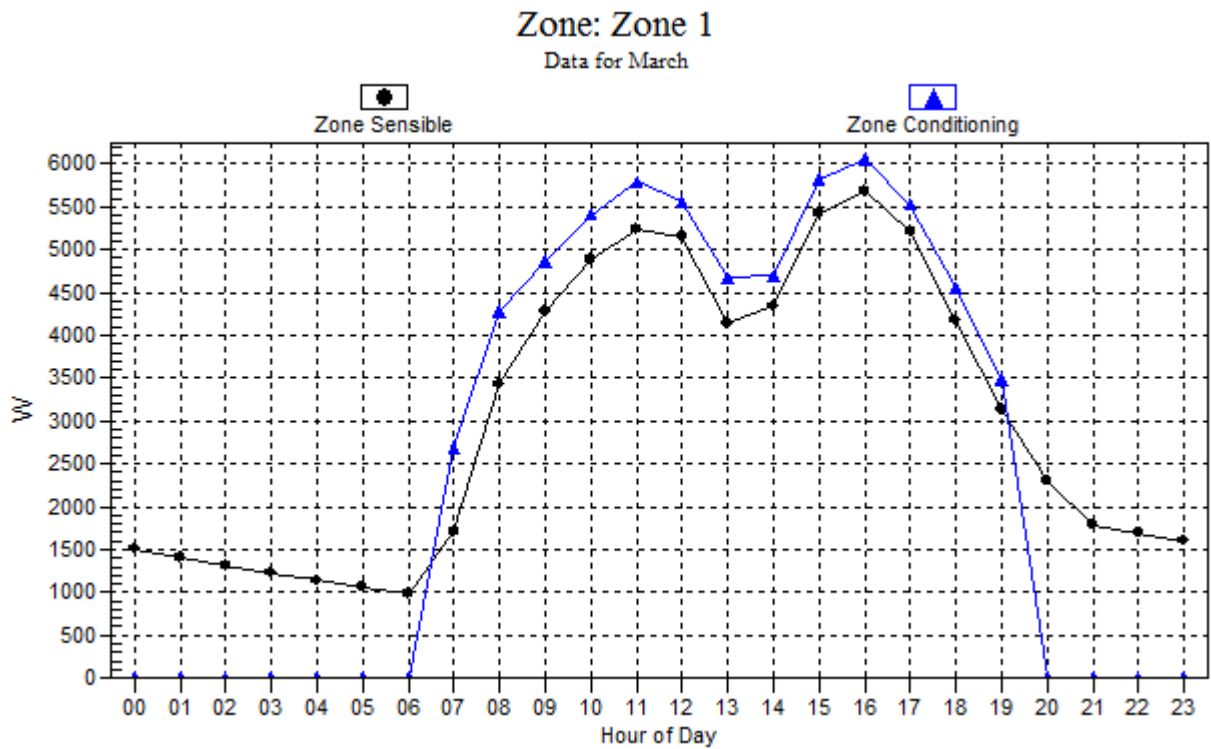


Ilustração A 6 – Representação da evolução das cargas interiores do edifício de Março

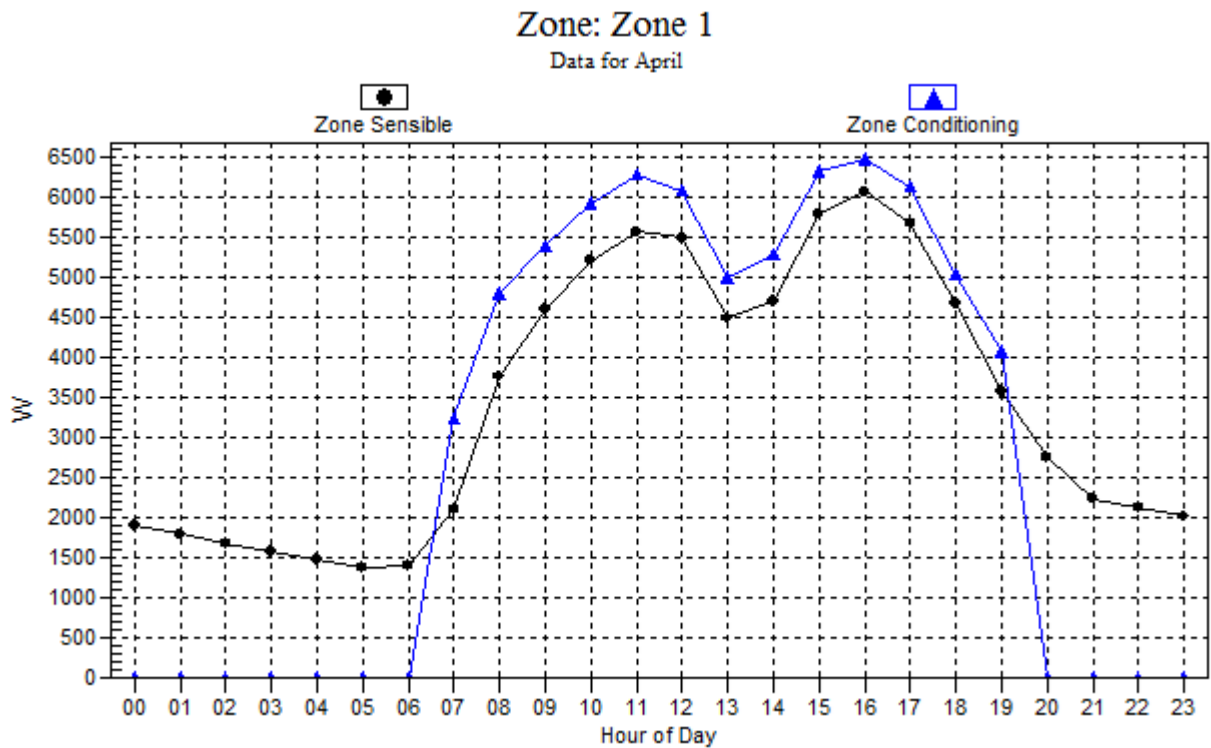


Ilustração A 7 – Representação da evolução das cargas interiores do edifício de Abril

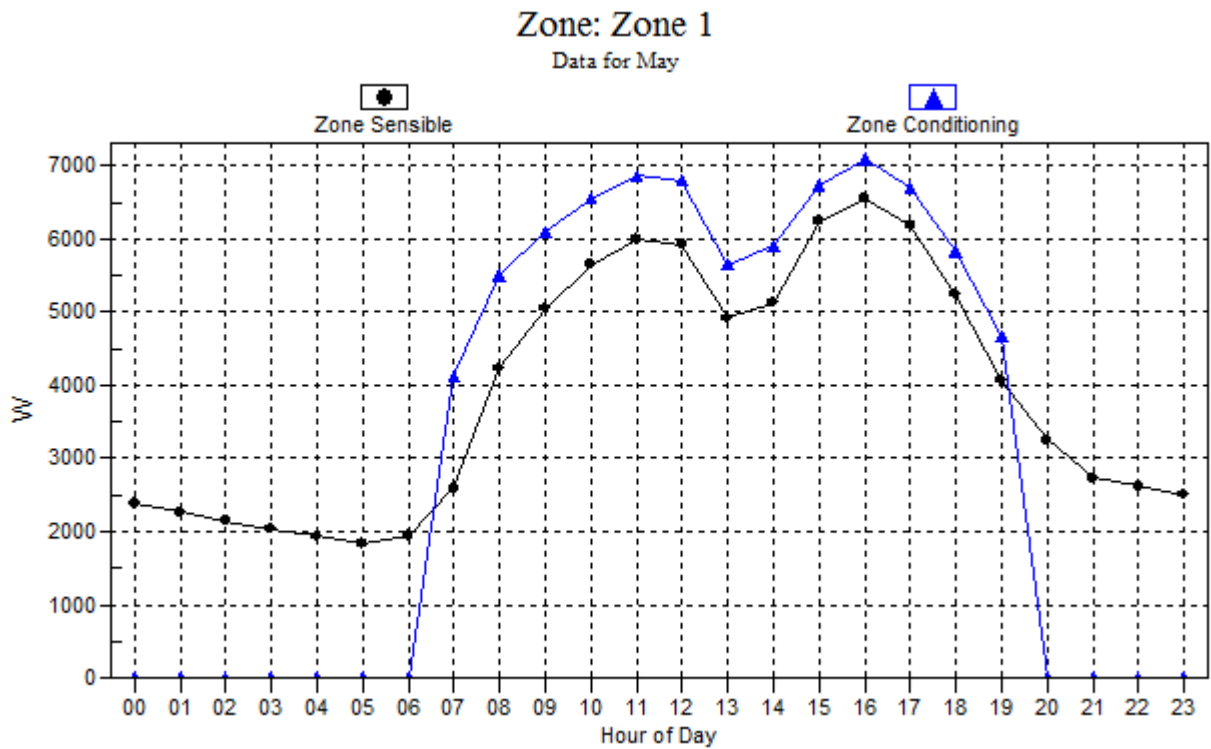


Ilustração A 8 – Representação da evolução das cargas interiores do edifício de Maio

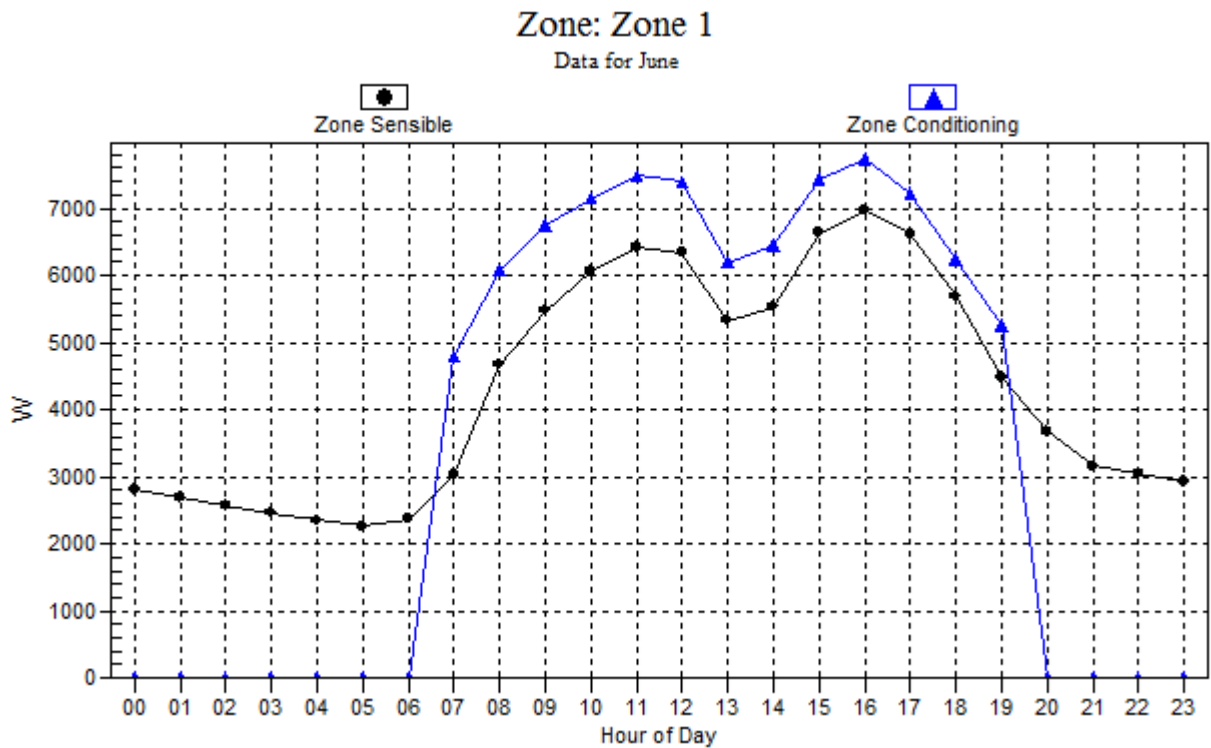


Ilustração A 9 – Representação da evolução das cargas interiores do edifício de Junho

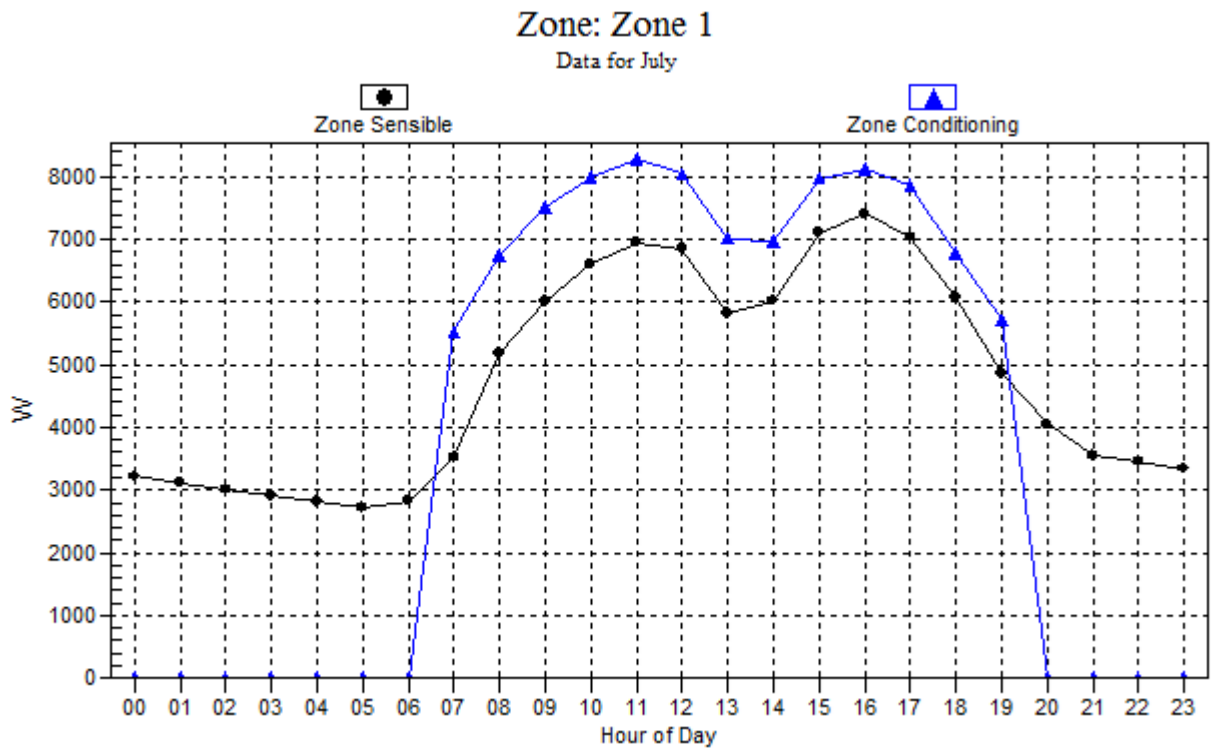


Ilustração A 10 – Representação da evolução das cargas interiores do edifício de Julho

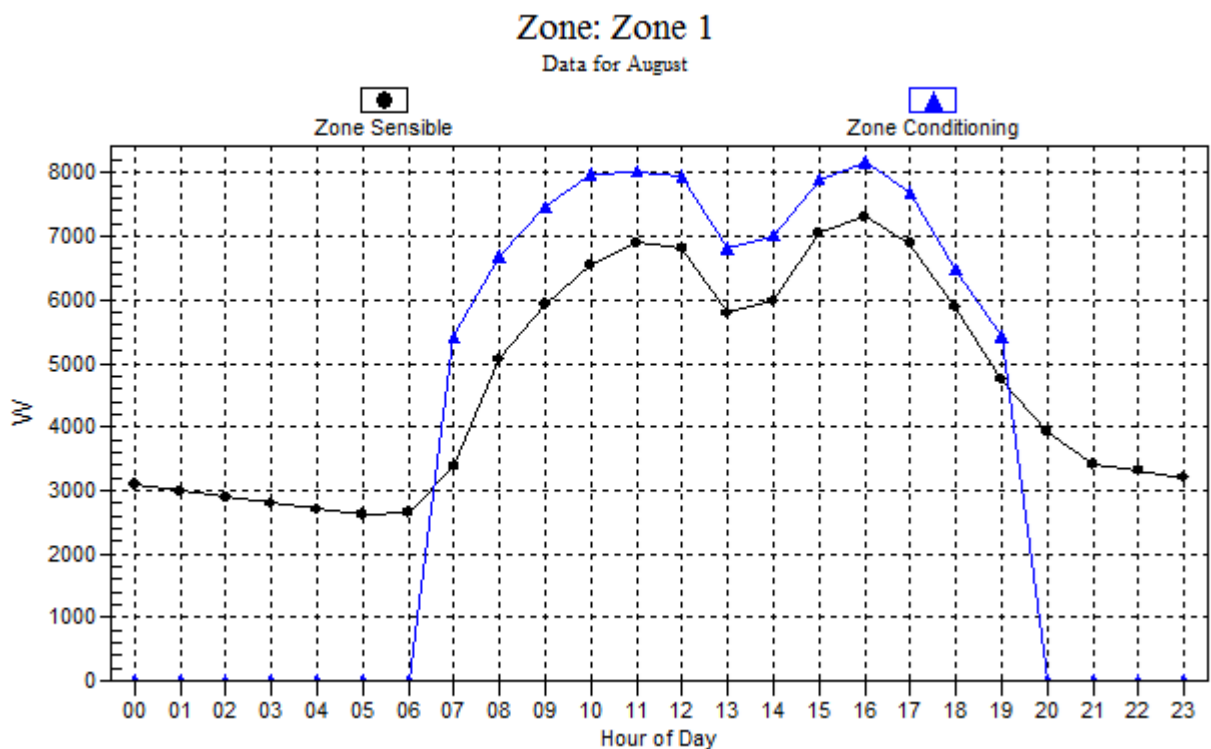


Ilustração A 11 – Representação da evolução das cargas interiores do edifício de Agosto

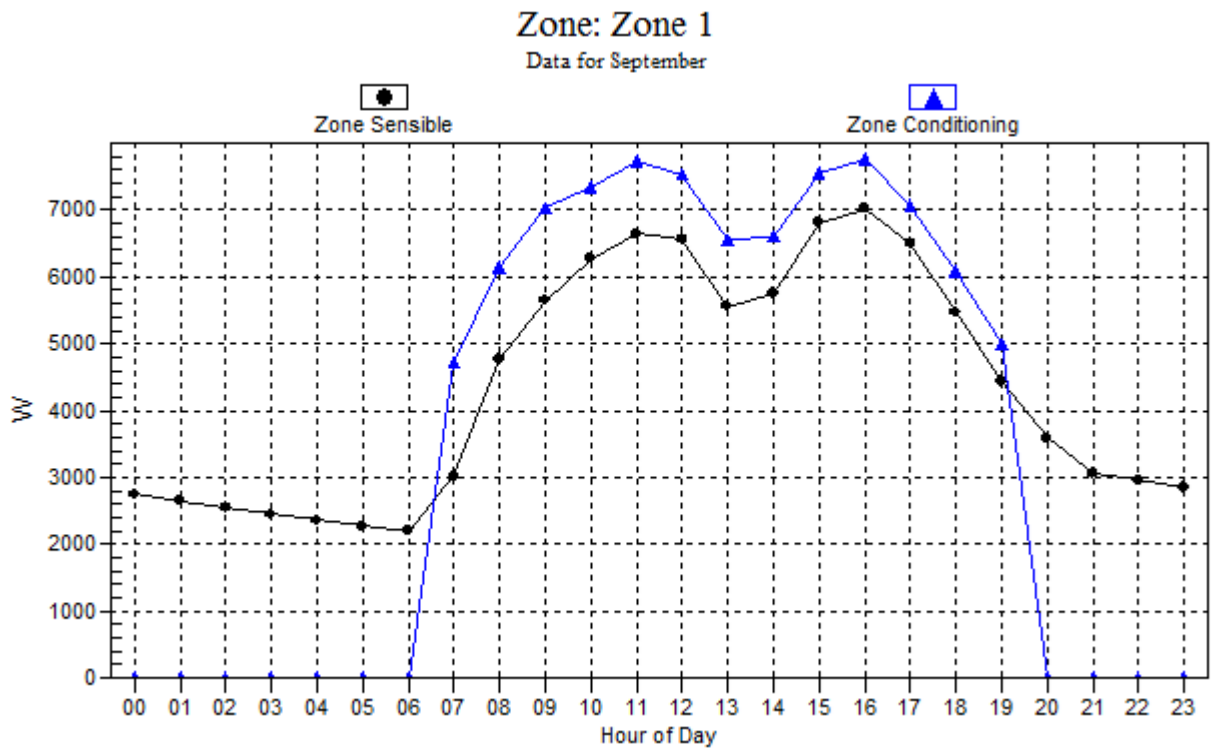


Ilustração A 12 – Representação da evolução das cargas interiores do edifício de Setembro

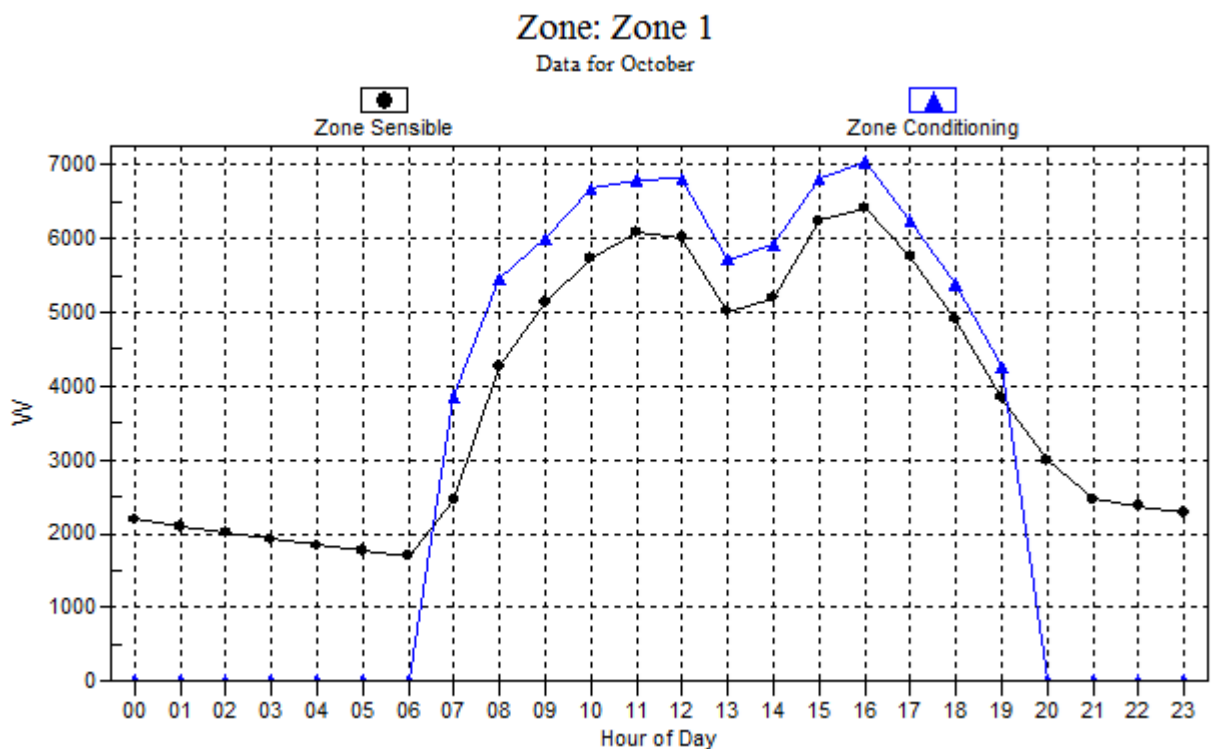


Ilustração A 13 – Representação da evolução das cargas interiores do edifício de Outubro

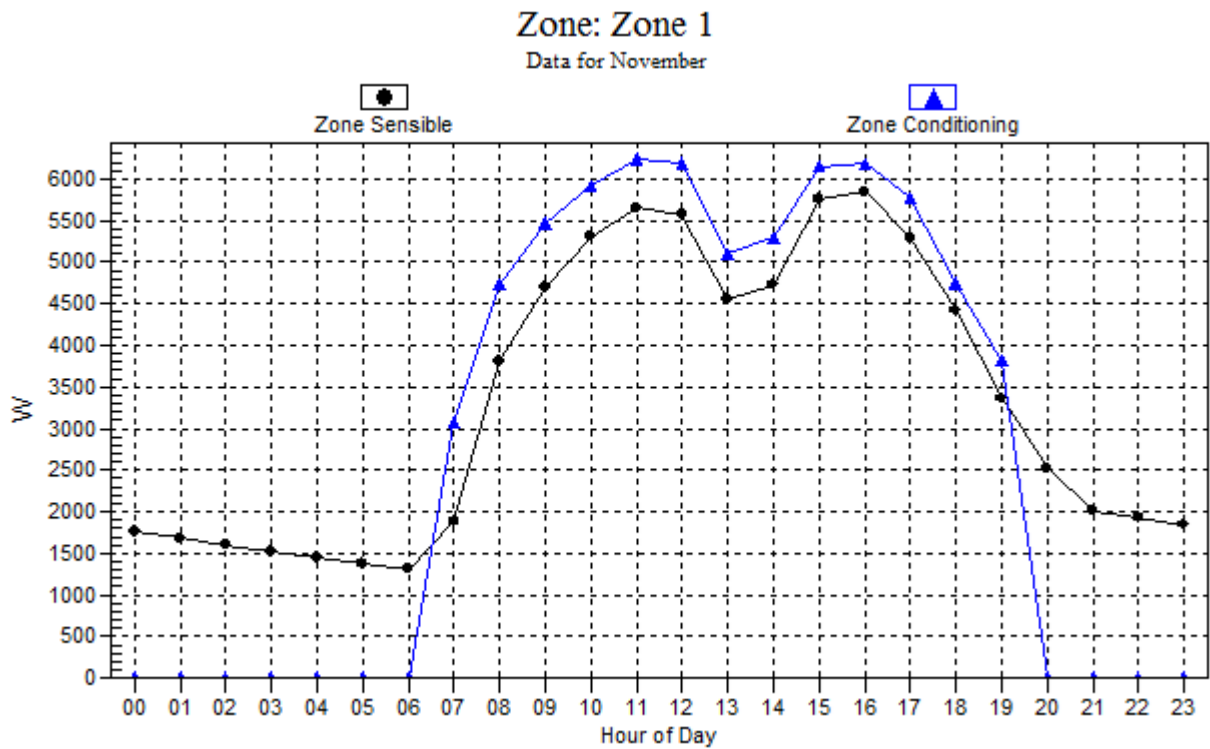


Ilustração A 14 – Representação da evolução das cargas interiores do edifício de Novembro

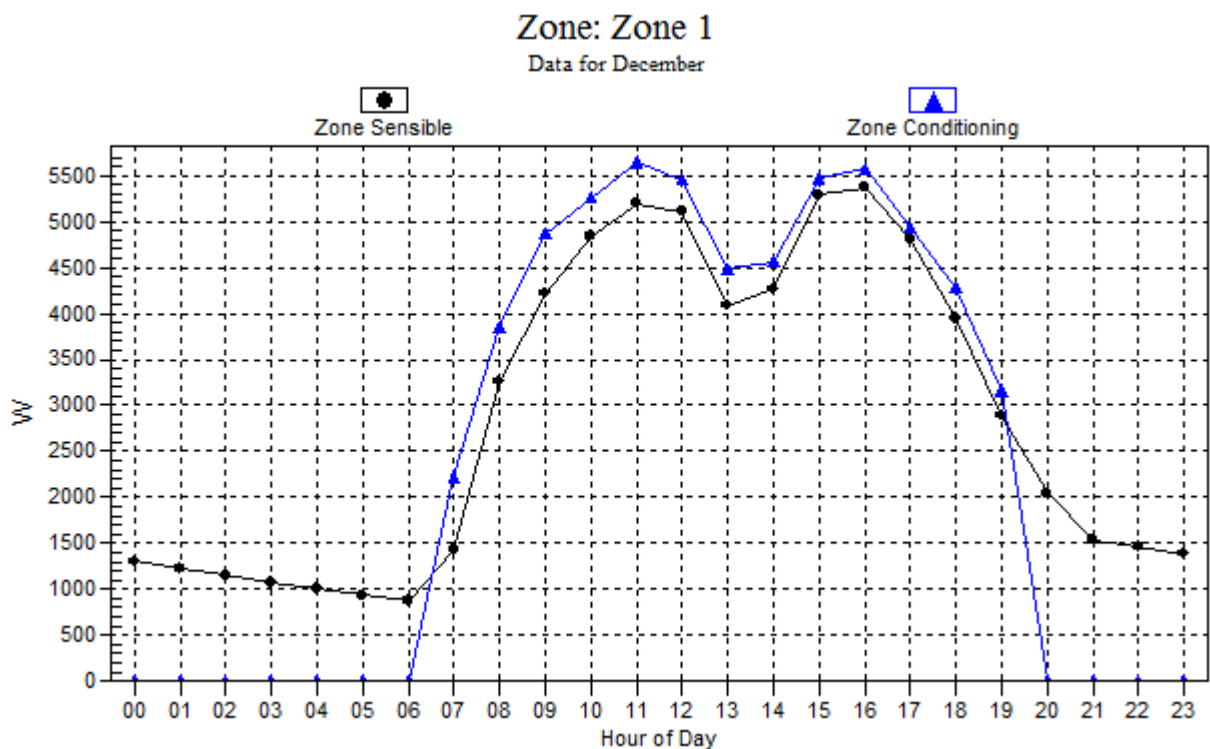


Ilustração A 15 – Representação da evolução das cargas interiores do edifício de Dezembro

Anexo 5. Representação do cálculo das condições de “Free-Cooling” do local

Tabela 25 – Representação do cálculo da redução de gastos energéticos, caudais e potência da bateria de frio para Janeiro

Aplicação de Economizador para o mês de Janeiro											
Hora	A.N.	A.M.	A.R.	Caudal	Carga S.L.	Caudal Econ.	Carga extraída	Ar Retorno	Carga restante bat frio	T.I.	Reduc. Gastos energéticos
	°C	°C	°C	l/s	W	l/s	Q	l/s	W	°C	%
7	14,8	18,9	20	800	1098,8	171,8	-1098,8	628,2	-	-	100
8	15,5	17,0	20	800	2905,6	525,0	-2905,6	275,0	-	-	100
9	16,6	17,1	21	800	3843,5	710,2	-3843,5	89,8	-	-	100
10	17,8	-	21	800	4464,3	800	-3148,8	0	1315,5	16,5	70,5
11	19,2	-	21	800	4817	800	-1771,2	0	3045,8	16,1	36,8
12	20,5	-	22	800	4727,4	800	-1476,0	0	3251,4	17,2	31,2
13	21,5	-	22	800	3696,3	800	-492,0	0	3204,3	18,2	13,3
14	22,2	22	22	800	3888,6	800	-	730	3905,8	18,0	0,0
15	22,4	22	22	800	4945,2	800	-	730	4979,6	17,0	0,0
16	22,2	22	22	800	5121,5	800	-	730	5138,7	16,8	0,0
17	21,6	-	22	800	4468,8	800	-393,6	0	4075,2	17,5	8,8
18	20,7	-	22	800	3609,3	800	-1279,2	0	2330,1	18,3	35,4
19	19,6	-	21	800	2552,6	800	-1377,6	0	1175,0	18,4	54,0
										Tot. P.	42,31

Tabela 27 – Representação do cálculo da redução de gastos energéticos, caudais e potência da bateria de frio para Fevereiro

Aplicação de Economizador para o mês de Fevereiro											
Hora	A.N.	A.M.	A.R.	Caudal	Carga S.L.	Caudal Econ.	Carga extraída	Ar Retorno	Carga restante bat frio	T.I.	Reduc. Gastos energéticos
	°C	°C	°C	l/s	W	l/s	Q	l/s	W	°C	%
7	16,7	18,4	20	800	1612,4	397,2	-1612,4	402,8	-	-	100
8	17,5	-	21	800	3576,9	800,0	-3444,0	0,0	132,9	17,4	96,3
9	18,8	-	21	800	4505,8	800,0	-2164,8	0,0	2341,0	16,4	48,0
10	20,2	-	22	800	5149,5	800,0	-1771,2	0,0	3378,3	16,8	34,4
11	21,9	-	23	800	5522,1	800,0	-1082,4	0	4439,7	17,4	19,6
12	23,4	23,0	23	800	5445,7	800,0	-	730	5480,1	17,5	0,0
13	24,5	23,1	23	800	4448,9	800,0	-	730	4578,1	18,5	0,0
14	25,3	24,1	24	800	4683	800,0	-	730	4794,9	19,2	0,0
15	25,6	24,1	24	800	5767,9	800,0	-	730	5905,7	18,1	0,0
16	25,3	24,1	24	800	5978,1	800,0	-	730	6090,0	17,9	0,0
17	24,6	23,1	23	800	5372,5	800,0	-	730	5510,3	17,5	0,0
18	23,6	23,1	23	800	4306	800,0	-	730	4357,7	18,6	0,0
19	22,3	22,9	23	800	3267,4	800,0	-688,8	0	2578,6	19,7	21,1
										Tot. P.	24,57

Tabela 26 – Representação do cálculo da redução de gastos energéticos, caudais e potência da bateria de frio para Março

Aplicação de Economizador para o mês de Março											
Hora	A.N.	A.M.	A.R.	Caudal	Carga S.L.	Caudal Econ.	Carga extraída	Ar Retorno	Carga restante bat frio	T.I.	Reduc. Gastos energéticos
	°C	°C	°C	l/s	W	l/s	Q	l/s	W	°C	%
7	16,9	19,3	21	800	1707,4	338,6	-1707,4	461,4	-	-	100
8	17,7	-	21	800	3428,4	800,0	-3247,2	0,0	181	17,5	94,7
9	19	-	22	800	4276,9	800,0	-2952,0	0,0	1325	17,7	69,0
10	20,4	-	22	800	4885,5	800,0	-1574,4	0,0	3311	17,0	32,2
11	22,1	-	23	800	5238	800,0	-885,6	0,0	4352	17,7	16,9
12	23,6	-	24	800	5152,2	800,0	-393,6	0	4759	18,8	7,6
13	24,7	24,1	24	800	4135,3	800,0	-	730	4196	19,8	0,0
14	25,5	24,1	24	800	4344,3	800,0	-	730	4473	19,6	0,0
15	25,8	24,2	24	800	5427,7	800,0	-	730	5583	18,5	0,0
16	25,5	24,1	24	800	5677,7	800,0	-	730	5807	18,2	0,0
17	24,8	24,1	24	800	5218,8	800,0	-	730	5288	18,7	0,0
18	23,8	-	24	800	4173	800,0	-196,8	0	3976	19,8	4,7
19	22,5	-	23	800	3138,2	800,0	-492,0	0	2646	19,8	15,7
										Tot. P.	26,22

Tabela 28 – Representação do cálculo da redução de gastos energéticos, caudais e potência da bateria de frio para Abril

Aplicação de Economizador para o mês de Abril											
Hora	A.N.	A.M.	A.R.	Caudal	Carga S.L.	Caudal Econ.	Carga extraída	Ar Retorno	Carga restante bat frio	T.I.	Reduc. Gastos energéticos
	°C	°C	°C	l/s	W	l/s	Q	l/s	W	°C	%
7	17,9	19,9	22	800	2099,9	416,4	-2099,9	383,6	-	-	100,0
8	18,9	19,2	23	800	3761,8	745,9	-3761,8	54,1	-	-	100,0
9	20,3	-	23	800	4600,6	800,0	-2656,8	0,0	1944	18,3	57,7
10	22	-	24	800	5213	800,0	-1968,0	0,0	3245	18,7	37,8
11	23,9	-	24	800	5569,1	800,0	-98,4	0	5471	18,3	1,8
12	25,7	24,1	24	800	5496,5	800,0	-	730	5643	18,4	0,0
13	27,1	24,3	24	800	4494,5	800,0	-	730	4761	19,4	0,0
14	28	24,4	24	800	4707,9	800,0	-	730	5052	19,2	0,0
15	28,3	24,4	24	800	5797,5	800,0	-	730	6168	18,1	0,0
16	28	24,4	24	800	6072,9	800,0	-	730	6417	17,8	0,0
17	27,2	24,3	24	800	5678,7	800,0	-	730	5954	18,2	0,0
18	25,9	24,2	24	800	4685,3	800,0	-	730	4849	19,2	0,0
19	24,5	24,0	24	800	3579,2	800,0	-	730	3622	20,4	0,0
										Tot. P.	22,87

Tabela 29 – Representação do cálculo da redução de gastos energéticos, caudais e potência da bateria de frio para Maio

Aplicação de Economizador para o mês de Maio											
Hora	A.N.	A.M.	A.R.	Caudal	Carga S.L.	Caudal Econ.	Carga extraída	Ar Retorno	Carga restante bat frio	T.I.	Reduc. Gastos energéticos
	°C	°C	°C	l/s	W	l/s	Q	l/s	W	°C	%
7	21,1	-	23	800	2594,5	800,0	-1869,6	0,0	725	20,4	72,1
8	22	-	23	800	4230,9	800,0	-984,0	0,0	3247	18,7	23,3
9	23,4	-	24	800	5046,2	800,0	-590,4	0,0	4456	18,9	11,7
10	24,9	24,1	24	800	5646,6	800,0	-	730	5724	18,3	0,0
11	26,6	24,2	24	800	5996,7	800,0	-	730	6221	17,9	0,0
12	28,3	24,4	24	800	5923,3	800,0	-	730	6294	18,0	0,0
13	29,5	24,5	24	800	4917,8	800,0	-	730	5391	19,0	0,0
14	30,3	24,6	24	800	5131,8	800,0	-	730	5674	18,8	0,0
15	30,6	24,6	24	800	6235,8	800,0	-	730	6804	17,7	0,0
16	30,3	24,6	24	800	6548,2	800,0	-	730	7091	17,3	0,0
17	29,6	24,5	24	800	6184,3	800,0	-	730	6666	17,7	0,0
18	28,5	24,4	24	800	5236,1	800,0	-	730	5624	18,7	0,0
19	27,1	24,3	24	800	4060,7	800,0	-	730	4328	19,9	0,0
									2115,55377	Tot. P.	8,23

Tabela 30 – Representação do cálculo da redução de gastos energéticos, caudais e potência da bateria de frio para Junho

Aplicação de Economizador para o mês de Junho											
Hora	A.N.	A.M.	A.R.	Caudal	Carga S.L.	Caudal Econ.	Carga extraída	Ar Retorno	Carga restante bat frio	T.I.	Reduc. Gastos energéticos
	°C	°C	°C	l/s	W	l/s	Q	l/s	W	°C	%
7	24,4	24,0	24	800	3025,8	800,0	-	730	3060	20,9	0,0
8	25,3	24,1	24	800	4669	800,0	-	730	4781	19,3	0,0
9	26,5	24,2	24	800	5472,5	800,0	-	730	5688	18,4	0,0
10	27,8	24,3	24	800	6065,5	800,0	-	730	6393	17,8	0,0
11	29,4	24,5	24	800	6414,6	800,0	-	730	6880	17,5	0,0
12	30,9	24,6	24	800	6336,8	800,0	-	730	6931	17,6	0,0
13	32	24,7	24	800	5326,8	800,0	-	730	6016	18,6	0,0
14	32	24,7	24	800	5533,8	800,0	-	730	6223	18,4	0,0
15	32	24,7	24	800	6643	800,0	-	730	7332	17,2	0,0
16	32	24,7	24	800	6970	800,0	-	730	7659	16,9	0,0
17	32	24,7	24	800	6617,5	800,0	-	730	7306	17,3	0,0
18	31,1	24,6	24	800	5689,3	800,0	-	730	6301	18,2	0,0
19	29,9	24,5	24	800	4481,7	800,0	-	730	4990	19,4	0,0
									2387	Tot. P.	0,00

Tabela 31 – Representação do cálculo da redução de gastos energéticos, caudais e potência da bateria de frio para Julho

Aplicação de Economizador para o mês de Julho												
Hora	A.N.	A.M.	A.R.	Caudal	Carga S.L.	Caudal Econ.	Carga extraída	Ar Retorno	Carga restante bat frio	T.I.	Reduc. Gastos energéticos	
	°C	°C	°C	l/s	W	l/s	Q	l/s	W	°C	%	
7	29,3	24,5	24	800	3517,7	800,0	-	730	3974	20,4	0,0	
8	30,3	24,6	24	800	5177,3	800,0	-	730	5720	18,7	0,0	
9	31,8	24,7	24	800	6006,7	800,0	-	730	6678	17,9	0,0	
10	32	24,7	24	800	6606,4	800,0	-	730	7295	17,3	0,0	
11	32	24,7	24	800	6948,7	800,0	-	730	7638	16,9	0,0	
12	32	24,7	24	800	6853,7	800,0	-	730	7543	17,0	0,0	
13	32	24,7	24	800	5827,5	800,0	-	730	6516	18,1	0,0	
14	32	24,7	24	800	6027,5	800,0	-	730	6716	17,9	0,0	
15	32	24,7	24	800	7112,8	800,0	-	730	7802	16,8	0,0	
16	32	24,7	24	800	7405,1	800,0	-	730	8094	16,5	0,0	
17	32	24,7	24	800	7029,3	800,0	-	730	7718	16,9	0,0	
18	32	24,7	24	800	6080	800,0	-	730	6769	17,8	0,0	
19	32	24,7	24	800	4862,2	800,0	-	730	5551	19,1	0,0	
										2728,41044	Tot. P.	0,00

Tabela 32 – Representação do cálculo da redução de gastos energéticos, caudais e potência da bateria de frio para Agosto

Aplicação de Economizador para o mês de Agosto												
Hora	A.N.	A.M.	A.R.	Caudal	Carga S.L.	Caudal Econ.	Carga extraída	Ar Retorno	Carga restante bat frio	T.I.	Reduc. Gastos energéticos	
	°C	°C	°C	l/s	W	l/s	Q	l/s	W	°C	%	
7	28,8	24,4	24	800	3382,6	800,0	-	730	3796	20,6	0,0	
8	29,8	24,5	24	800	5066,3	800,0	-	730	5566	18,9	0,0	
9	31,3	24,6	24	800	5928,6	800,0	-	730	6557	18,0	0,0	
10	32	24,7	24	800	6551	800,0	-	730	7240	17,3	0,0	
11	32	24,7	24	800	6898,1	800,0	-	730	7587	17,0	0,0	
12	32	24,7	24	800	6807,9	800,0	-	730	7497	17,1	0,0	
13	32	24,7	24	800	5790,2	800,0	-	730	6479	18,1	0,0	
14	32	24,7	24	800	5986,9	800,0	-	730	6676	17,9	0,0	
15	32	24,7	24	800	7052,9	800,0	-	730	7742	16,8	0,0	
16	32	24,7	24	800	7304	800,0	-	730	7993	16,6	0,0	
17	32	24,7	24	800	6886,8	800,0	-	730	7576	17,0	0,0	
18	32	24,7	24	800	5874,5	800,0	-	730	6563	18,0	0,0	
19	32	24,7	24	800	4742,8	800,0	-	730	5432	19,2	0,0	
										2687,75549	Tot. P.	0,00

Tabela 33 – Representação do cálculo da redução de gastos energéticos, caudais e potência da bateria de frio para Setembro

Aplicação de Economizador para o mês de Setembro												
Hora	A.N.	A.M.	A.R.	Caudal	Carga S.L.	Caudal Econ.	Carga extraída	Ar Retorno	Carga restante bat frio	T.I.	Reduc. Gastos energéticos	
	°C	°C	°C	l/s	W	l/s	Q	l/s	W	°C	%	
7	25,9	24,2	24	800	3016	800,0	-	730	3180	20,9	0,0	
8	26,8	24,2	24	800	4768,5	800,0	-	730	5010	19,2	0,0	
9	28,2	24,4	24	800	5646,4	800,0	-	730	6008	18,3	0,0	
10	29,7	24,5	24	800	6272,5	800,0	-	730	6763	17,6	0,0	
11	32	24,7	24	800	6641,6	800,0	-	730	7330	17,3	0,0	
12	32	24,7	24	800	6557,7	800,0	-	730	7247	17,3	0,0	
13	32	24,7	24	800	5554,9	800,0	-	730	6244	18,4	0,0	
14	32	24,7	24	800	5753,9	800,0	-	730	6443	18,2	0,0	
15	32	24,7	24	800	6810,8	800,0	-	730	7500	17,1	0,0	
16	32	24,7	24	800	7022,2	800,0	-	730	7711	16,9	0,0	
17	32	24,7	24	800	6497,5	800,0	-	730	7186	17,4	0,0	
18	32	24,7	24	800	5472,2	800,0	-	730	6161	18,4	0,0	
19	31,9	24,7	24	800	4440,1	800,0	-	730	5120	19,5	0,0	
										2457,0585	Tot. P.	0,00

Tabela 34 – Representação do cálculo da redução de gastos energéticos, caudais e potência da bateria de frio para Outubro

Aplicação de Economizador para o mês de Outubro											
Hora	A.N.	A.M.	A.R.	Caudal	Carga S.L.	Caudal Econ.	Carga extraída	Ar Retorno	Carga restante bat frio	T.I.	Reduc. Gastos energéticos
	°C	°C	°C	l/s	W	l/s	Q	l/s	W	°C	%
7	22,8	-	23	800	2459,2	800,0	-196,8	0,0	2262	20,5	8,0
8	23,6	-	24	800	4263,2	800,0	-393,6	0,0	3870	19,7	9,2
9	24,8	24,1	24	800	5132,8	800,0	-	730	5202	18,8	0,0
10	26,2	24,2	24	800	5738,1	800,0	-	730	5928	18,2	0,0
11	27,7	24,3	24	800	6083,4	800,0	-	730	6402	17,8	0,0
12	29,1	24,4	24	800	6015,8	800,0	-	730	6455	17,9	0,0
13	30,2	24,5	24	800	5010,9	800,0	-	730	5545	18,9	0,0
14	30,9	24,6	24	800	5199,4	800,0	-	730	5793	18,7	0,0
15	31,2	24,6	24	800	6244	800,0	-	730	6864	17,7	0,0
16	30,9	24,6	24	800	6411,4	800,0	-	730	7005	17,5	0,0
17	30,3	24,6	24	800	5762	800,0	-	730	6304	18,1	0,0
18	29,3	24,5	24	800	4902,6	800,0	-	730	5359	19,0	0,0
19	28,1	24,4	24	800	3841,5	800,0	-	730	4195	20,1	0,0
									2206,69067	Tot. P.	1,33

Tabela 35 – Representação do cálculo da redução de gastos energéticos, caudais e potência da bateria de frio para Novembro

Aplicação de Economizador para o mês de Novembro											
Hora	A.N.	A.M.	A.R.	Caudal	Carga S.L.	Caudal Econ.	Carga extraída	Ar Retorno	Carga restante bat frio	T.I.	Poupança
	°C	°C	°C	l/s	W	l/s	Q	l/s	W	°C	Reduc. Gastos energéticos
7	20,5	21,1	23	800	1881,9	612,0	1881,9	188,0	-	-	100,0
8	21,3	-	23	800	3804,9	800,0	-1672,8	0,0	2132	19,1	44,0
9	22,5	-	23	800	4700,7	800,0	-492,0	0,0	4209	18,2	10,5
10	23,8	-	24	800	5306	800,0	-196,8	0,0	5109	18,6	3,7
11	25,3	24,1	24	800	5650,5	800,0	-	730	5762	18,3	0,0
12	26,8	24,2	24	800	5576	800,0	-	730	5817	18,3	0,0
13	27,8	24,3	24	800	4557,6	800,0	-	730	4885	19,4	0,0
14	28,5	24,4	24	800	4733,3	800,0	-	730	5121	19,2	0,0
15	28,8	24,4	24	800	5755,2	800,0	-	730	6168	18,2	0,0
16	28,5	24,4	24	800	5845,4	800,0	-	730	6233	18,1	0,0
17	27,9	24,3	24	800	5291,3	800,0	-	730	5627	18,6	0,0
18	26,9	24,3	24	800	4427,5	800,0	-	730	4677	19,5	0,0
19	25,8	24,2	24	800	3365,4	800,0	-	730	3520	20,6	0,0
									1777,8309	Tot. P.	12,16

Tabela 36 – Representação do cálculo da redução de gastos energéticos, caudais e potência da bateria de frio para Dezembro

Aplicação de Economizador para o mês de Dezembro											
Hora	A.N.	A.M.	A.R.	Caudal	Carga S.L.	Caudal Econ.	Carga extraída	Ar Retorno	Carga restante bat frio	T.I.	Poupança
	°C	°C	°C	l/s	W	l/s	Q	l/s	W	°C	Reduc. Gastos energéticos
7	17,3	20,2	21	800	1429,4	314,1	1429,4	485,9	-	-	100,0
8	18,1	21,6	22	800	3256,5	678,9	3256,5	121,1	-	-	100,0
9	19,2	-	22	800	4217,5	800,0	-2755,2	0,0	1462	17,7	65,3
10	20,5	-	22	800	4842,8	800,0	-1476,0	0,0	3367	17,1	30,5
11	22	-	23	800	5194,1	800,0	-984,0	0,0	4210	17,7	18,9
12	23,4	-	24	800	5111,8	800,0	-590,4	0,0	4521	18,8	11,5
13	24,4	24,0	24	800	4086	800,0	-	730	4120	19,8	0,0
14	25,1	24,1	24	800	4264,2	800,0	-	730	4359	19,7	0,0
15	25,4	24,1	24	800	5287,9	800,0	-	730	5408	18,6	0,0
16	25,1	24,1	24	800	5371,2	800,0	-	730	5466	18,5	0,0
17	24,5	24,0	24	800	4813,4	800,0	-	730	4856	19,1	0,0
18	23,6	-	24	800	3948,9	800,0	-393,6	0	3555	20,0	10,0
19	22,4	-	24	800	2888,5	800,0	-1574,4	0	1314	21,1	54,5
										Tot. P.	30,06

Anexo 6. Representação do cálculo das perdas de carga das condutas da instalação

O cálculo das perdas de carga da instalação é fundamental para dimensionar a UTA a utilizar nas instalações.

O processo de dimensionamento inicia-se com a representação de um esboço - Ilustração A 16 - de como a instalação das condutas de ar deverá ser disposta.

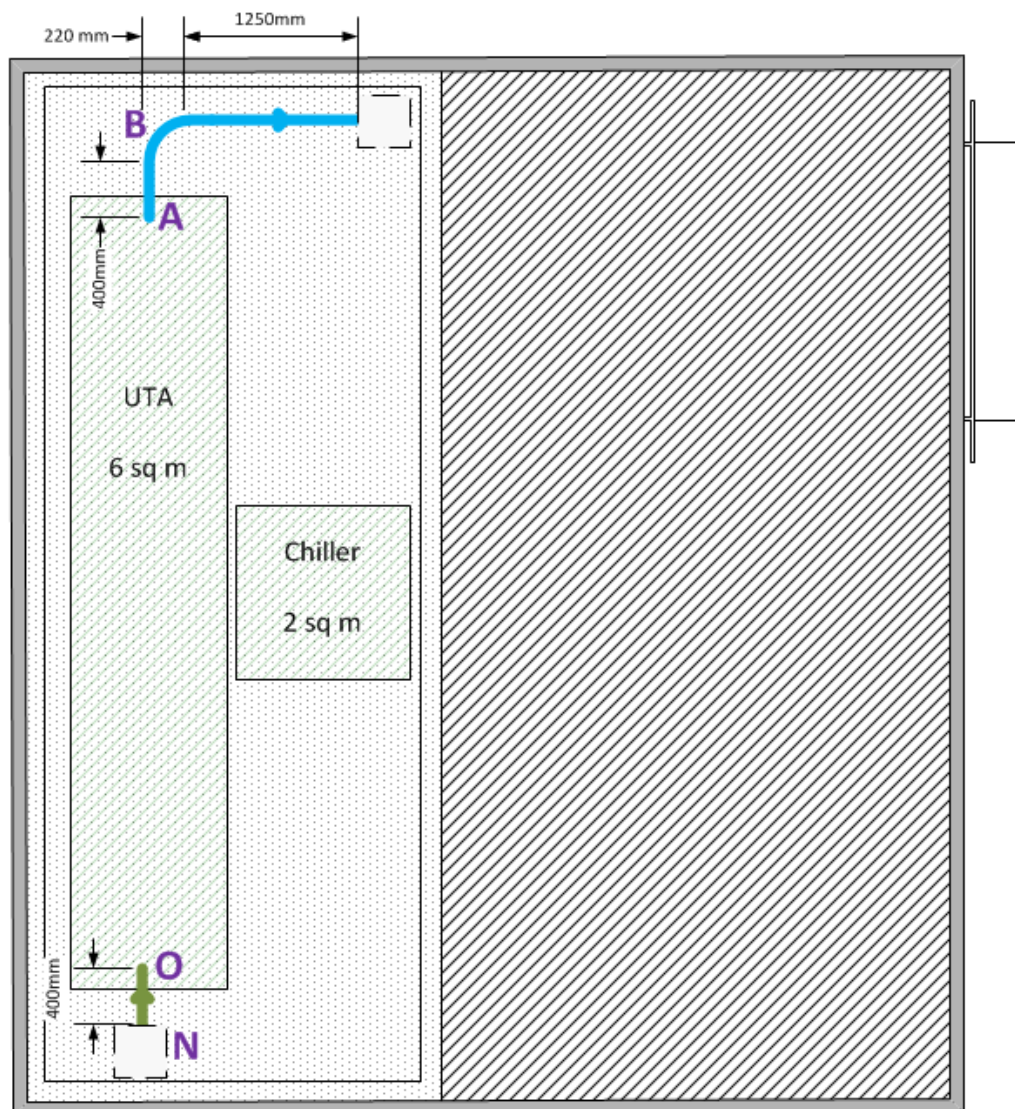


Ilustração A 16 – Representação da cobertura das instalações com esquema das condutas, UTA e Chiller

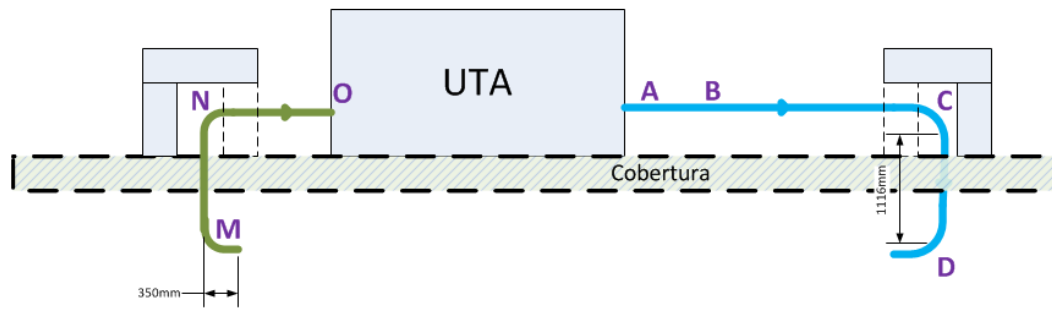


Ilustração A 17 – Representação da solução apresentada para proceder à climatização do piso 0

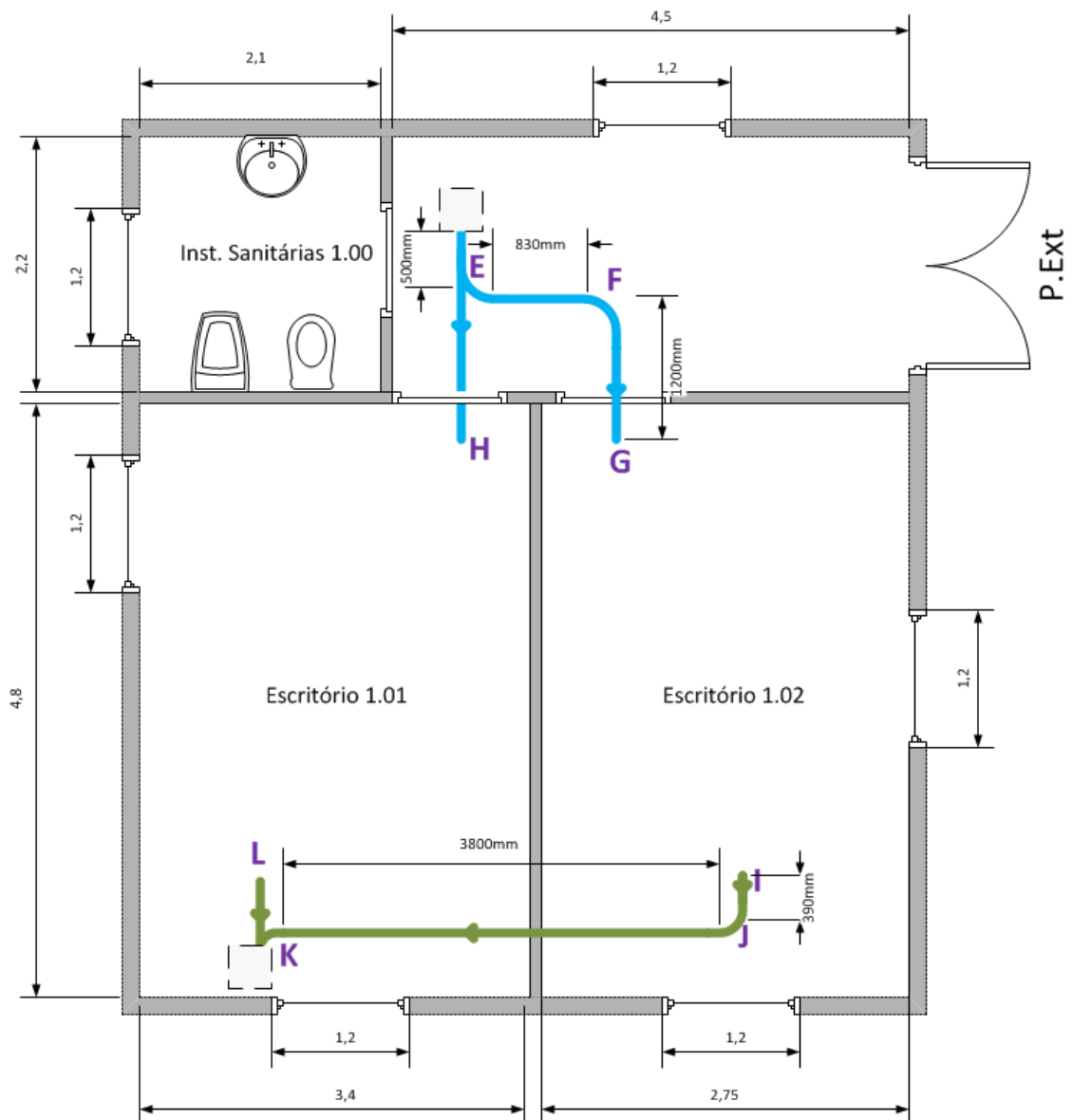


Ilustração A 18 – Representação do piso 0 das instalações, com o esquema das condutas instaladas

A transição das condutas de ar entre a cobertura e as divisões é feita através de duas caixas de transição entre os dois pisos, impermeabilizadas.

Foram considerados 3 metros de pé direito das salas, mas 30 centímetros estão reservados para a instalação das condutas e difusores/grelhas de insuflação.

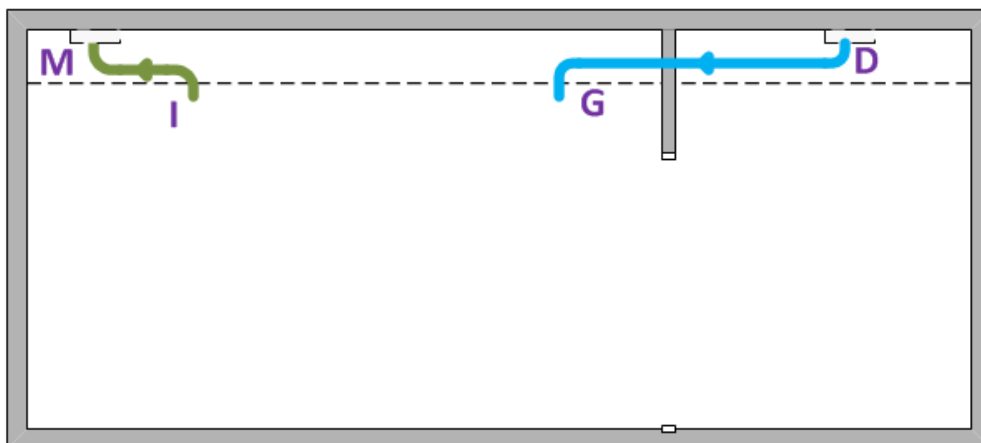


Ilustração A 19 – Representação do piso 0 das instalações, com o esquema das condutas, vista laretal

Admite-se, portanto, um espaço não maior do que 30 centímetros para a instalação das condutas de ar.

As características das condutas de ar de insuflação são representadas pela Tabela 37.

Tabela 37 – Tabela de cálculo da perda de carga das condutas de ar de insuflação

SECÇÃO		CAUDAL (m3/h)	COMPRIMENTO		VELOCIDADE / P.DIN.			PERDA CARGA / GANHO DE PRESSÃO ESTÁTICA				P. TOTAL		CONDUTA SELECCION		OBSERV.
Recta	Transform.		Real	Equivalente	Indicada	Imposta	P. Dinâmica	Distribuída		Localizada	Somatório	Somatório	Circular	Rectangular		
			(m)	(m)	(m/s)	(m/s)	(mm c.a.)	Unitária (mm c.a. / m)	Do troço (mm c.a.)	(mm c.a.)	(mm c.a.)	(mm c.a.)	mm	mm x mm		
A a B		2880	0,4		6,5		26,41	0,13	0,052		13,009	39,41	400	500x250	800 l/s	
	B	2880		6,1	6,5		26,41	0,13	0,793		12,957	39,36	400	500x250	800 l/s	
B a C		2880	1,25		6,5		26,41	0,13	0,1625		12,164	38,57	400	500x250	800 l/s	
	C	2880		6,1	6,5		26,41	0,13	0,793		12,001	38,41	400	500x250	800 l/s	
C a D		2880	1,1		6,5		26,41	0,13	0,143		11,208	37,61	400	500x250	800 l/s	
	D	2880		6,1	6,5		26,41	0,13	0,793		11,065	37,47	400	500x250	800 l/s	
D a E		2880	0,5		6,5		26,41	0,13	0,065		10,272	36,68	400	500x250	800 l/s	
	E	2880		8	6,5		26,41	0,13	1,04	6,601563	10,21	33,01	400	500x250	800 l/s	
E a F		1396,8	0,83		4,5		12,66	0,077	0,06391		2,57	12,66	350	400x250	388 l/s	
	F	1396,8		5,2	4,5		12,66	0,077	0,4004		2,50	12,66	350	400x250	388 l/s	
F a G		1396,8	1,2		4,5		12,66	0,077	0,0924		2,10	12,66	350	400x250	388 l/s	
	G	1396,8		8	2		2,50	0,0011	0,0088	2	2,01	4,50	500	900x250	388 l/s	

As condutas foram divididas em seções de modo a permitir o cálculo da perda de carga de cada troço de uma forma mais simples. Foi considerado o cálculo para o troço mais longo, uma vez que é no mesmo onde se verifica a maior perda de carga total – situação mais desfavorável.

Utilizando o método dinâmico, que é um método de determinação das seções de condutas que é caracterizado pela seleção prévia da velocidade do escoamento em cada troço, sendo que a velocidade será maior nos troços principais, e menor nos troços secundários.

No troço principal, desde o ponto A até ao ponto E a velocidade usada foi de 6,5 m/s, de acordo com a Tabela 38 de acordo com (Macintyre, 2008), que afirma que para condutas principais a velocidade recomendada deverá ser entre 390 a 480 m/min.

Tabela 38 – Representação das velocidades de escoamento características (extraído de Macintyre, 2008)

Designação	Edifícios públicos (m/min)	Indústrias (m/min) (m/s)
Entrada de ar no duto	150-270	150-360 2,5-6,0
Filtros	90-110	110-120 1,8-2,0
Lavador de ar	150-210	150-210 2,5-3,5
Aspiração do ventilador	250-300	300-430 5,0-7,2
Saída do ventilador	600-660	720-840 12-14
Dutos principais	390-480	540-600 9-10
Ramais horizontais	270-390	180-540 3-9
Ramais verticais	210-360	240-480 4-8
Difusores ou bocas de insuflamento	30-120	60-300 1-5

Nos troços secundários foram considerados 4,5 m/s de velocidade, e no troço final foram considerados 2 m/s. Esta opção deve-se ao facto de ser pretendido garantir o conforto interior dos ocupantes do edifício, fazendo a insuflação, portanto, a uma velocidade mais baixa.

A pressão dinâmica foi calculada pela Equação 20 de acordo com (Macintyre, 2008).

$$P_{din} = \frac{1}{2} \times 1,25 \times V^2 \text{ (mm. c. a)} \quad (20)$$

Após o cálculo da pressão dinâmica, foram selecionadas as dimensões das condutas de insuflação.

Utilizando um gráfico de determinação da perda de carga em função do caudal e velocidade, foi possível determinar, também, a seção das condutas.

Exemplificando para o trecho A a E, com um caudal de 2880 m³/h ou 800 l/s e uma velocidade de escoamento de 6,5 m/s.

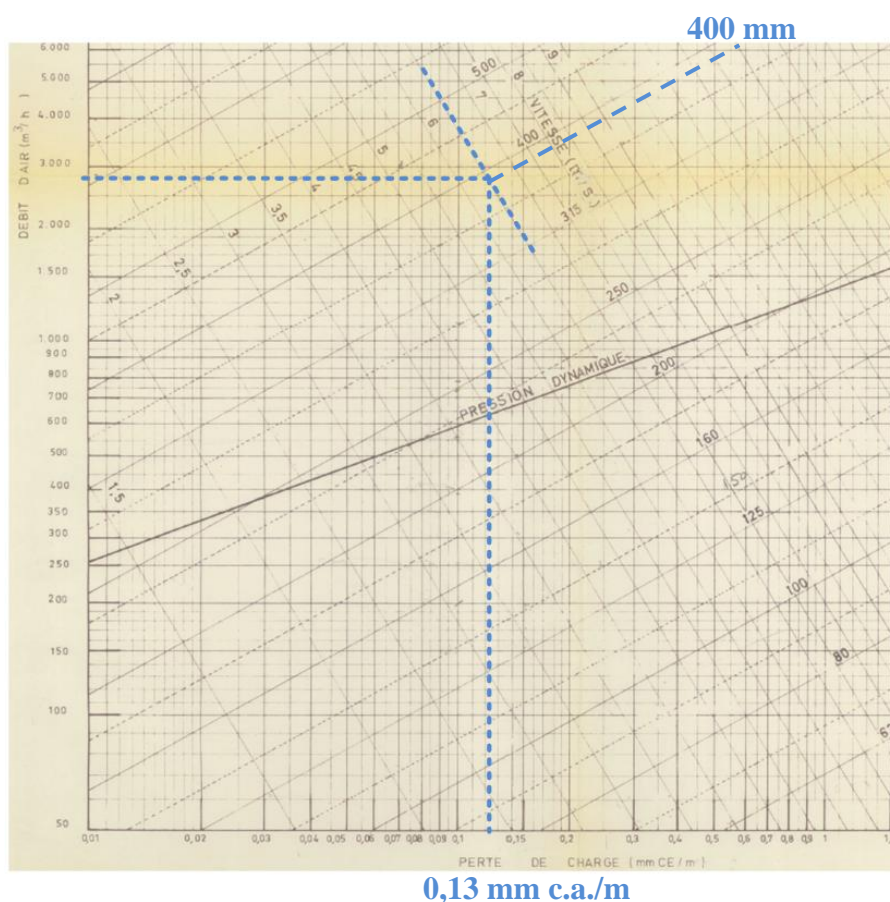


Ilustração A 20 – Representação de um gráfico de determinação de perda de carga em função do caudal e velocidade

A perda de carga para a velocidade e caudal indicados é de 0,13 mm c.a./m e a seção das condutas é de 400 mm. Este método foi considerado para todas as seções da instalação.

A seção apresentada é circular, sendo que é pretendida uma seção retângular para projeto e é, portanto, necessário fazer a sua conversão.

Utilizando a Ilustração A 21 de acordo com (Macintyre, 2008) verifica-se que uma secção de 400 mm – cerca de 15,75 polegadas – pode ser convertida para uma secção retângular de 500x250 mm, respeitando o espaço para as condutas referido anteriormente. Esta secção foi utilizada até ao ponto E, sendo que as condutas a montante deste ponto apresentam uma menor velocidade e caudal, e consequente redução de secção. De E a G a secção considerada foi de 400x250 mm, e a secção de insuflação final – onde se pretende baixa velocidade de insuflação – apresenta uma conduta de maior secção, uma vez que o caudal insuflado é o mesmo, a velocidade é menor e portanto a dimensão escolhida foi de 900x250 mm.

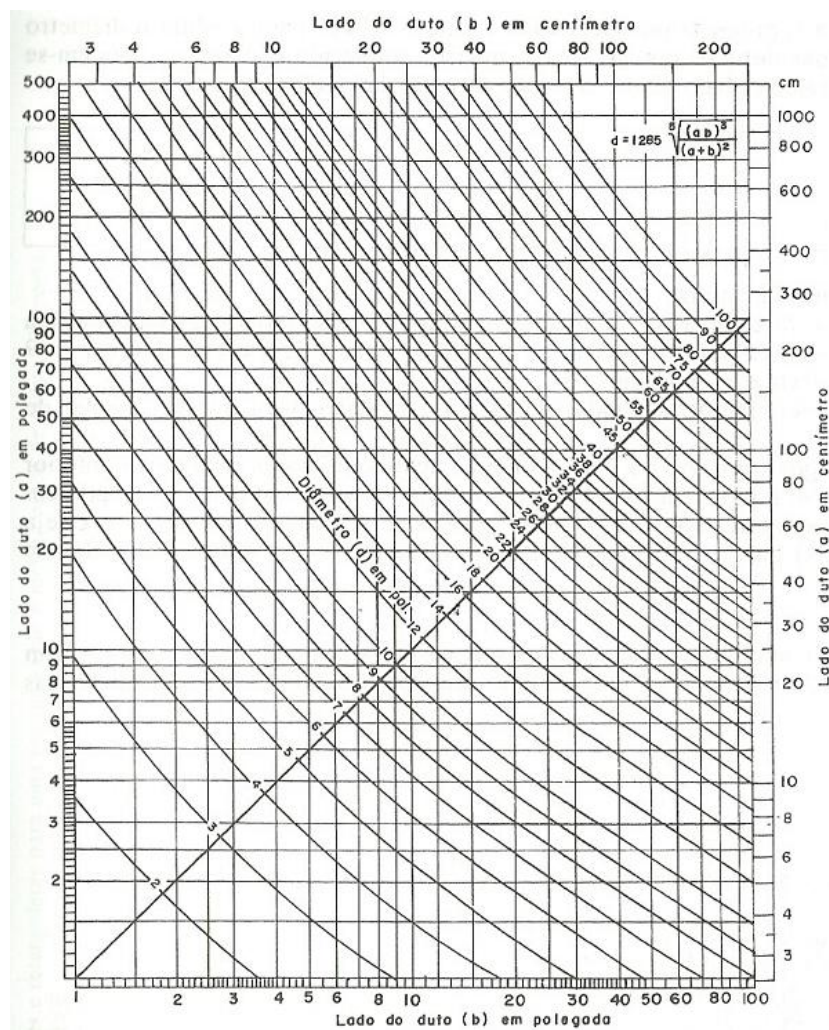


Ilustração A 21 – Representação do gráfico de conversão entre condutas circulares e retangulares (extraído de Macintyre, 2008)

O comprimento real das condutas foi medido diretamente na planta elaborada, no caso onde as condutas não apresentam transformações (curvas ou junções).

No caso da presença de pontos de condutas com curvas o comprimento equivalente foi calculado segundo a Tabela 39 de acordo com (Macintyre, 2008), sendo considerado o raio de curvatura igual a duas vezes o diâmetro da seção – $R=2.d$. No caso da seção em estudo o comprimento equivalente das curvas das condutas da planta foi considerado como 6,1 metros para as condutas principais, 5,2 metros para as condutas de ramificação e 8 metros para a conduta final. Foram considerados 8 metros de comprimento equivalente para a ramificação E.

A perda de carga distribuída dos troços foi calculada multiplicando a perda de carga unitária, pelo comprimento real ou equivalente de cada troço.

Foram consideradas duas perdas de carga localizadas. A primeira, no ponto E, onde se verifica uma ramificação da conduta principal. Para esta ramificação foi considerada uma perda de carga que é igual à pressão dinâmica vezes um fator K de 0,25 no resultou uma perda de carga localizada de 6,6 mm c.a.

No ponto G foi considerada uma perda de carga localizada devido à presença de um difusor de insuflação, que apresenta uma perda de carga localizada de 2 mm c.a.

Tabela 39 – Representação da tabela de determinação do comprimento equivalente de curvas de condutas(extraído de Macintyre, 2008)

Diâmetro <i>d</i>	Curva de 90° <i>R</i>			
	pol.	1,5 <i>d</i>	2,0 <i>d</i>	2,5 <i>d</i>
3		5 ft	3 ft	3 ft
4		6	4	4
5		9	6	5
6		12	7	6
8		15	10	8
10		20	14	11
12		25	17	14
14		30	21	17
16		36	24	20
18		41	28	23
20		46	32	26
24		57	40	32
30		74	51	41
36		93	64	51
40		105	72	59
48		130	89	73

Por fim, foi realizado o somatório de todas as perdas de carga começando pelo difusor de insuflação e acabando na UTA, de modo a calcular a pressão estática de todos os pontos da planta. A pressão total é definida pela soma da pressão dinâmica com a pressão estática, resultando numa pressão total de 39,41 mm c.a. – 386 Pa. É esta a pressão com que o ventilador de insuflação da UTA irá insuflar as instalações.

No circuito de retorno o método utilizado foi idêntico ao processo anterior, resultando na Tabela 40.

Tabela 40 – Tabela de cálculo da perda de carga das condutas de ar de extração

SECÇÃO		CAUDAL (m3/h)	COMPRIMENTO		VELOCIDADE / P. DIN.			PERDA CARGA / GANHO DE PRESSÃO ESTÁTICA				P. TOTAL		CONDUTA SELECCION		OBSERV.
Recta	Transform.		Real	Equivalente	Indicada	Imposta	P. Dinâmica	Distribuída		Localizada	Somatório	Somatório	Circular	Rectangular		
			(m)	(m)	(m/s)	(m/s)	(mm c.a.)	Unitária (mm c.a. / m)	Do troço (mm c.a.)	(mm c.a.)	(mm c.a.)	(mm c.a.)	mm	mm x mm		
O a N		2880	0,4		6,5		26,41	0,13	0,052		10,78	37,19	400	500x250	800 l/s	
	N	2880		6,1	6,5		26,41	0,13	0,793		10,73	37,14	400	500x250	800 l/s	
N a M		2880	1,25		6,5		26,41	0,13	0,1625		9,94	36,34	400	500x250	800 l/s	
	M	2880		6,1	6,5		26,41	0,13	0,793		9,77	36,18	400	500x250	800 l/s	
M a K		2880	0,35		6,5		26,41	0,13	0,0455		8,98	35,39	400	500x250	800 l/s	
	K	2880		8	6,5		26,41	0,13	1,04		8,94	35,34	400	500x250	800 l/s	
K a J		1396,8	3,8		4,5		12,66	0,077	0,2926		7,90	20,55	350	400x250	388 l/s	
	J	1396,8		5,2	4,5		12,66	0,077	0,4004	3,164063	7,60	15,82	350	400x250	388 l/s	
J a I		1396,8	0,39		4,5		12,66	0,077	0,03003		4,04	12,66	350	400x250	388 l/s	
	I	1396,8		8	2		2,50	0,0011	0,0088	4	4,01	6,50	500	900x250	388 l/s	

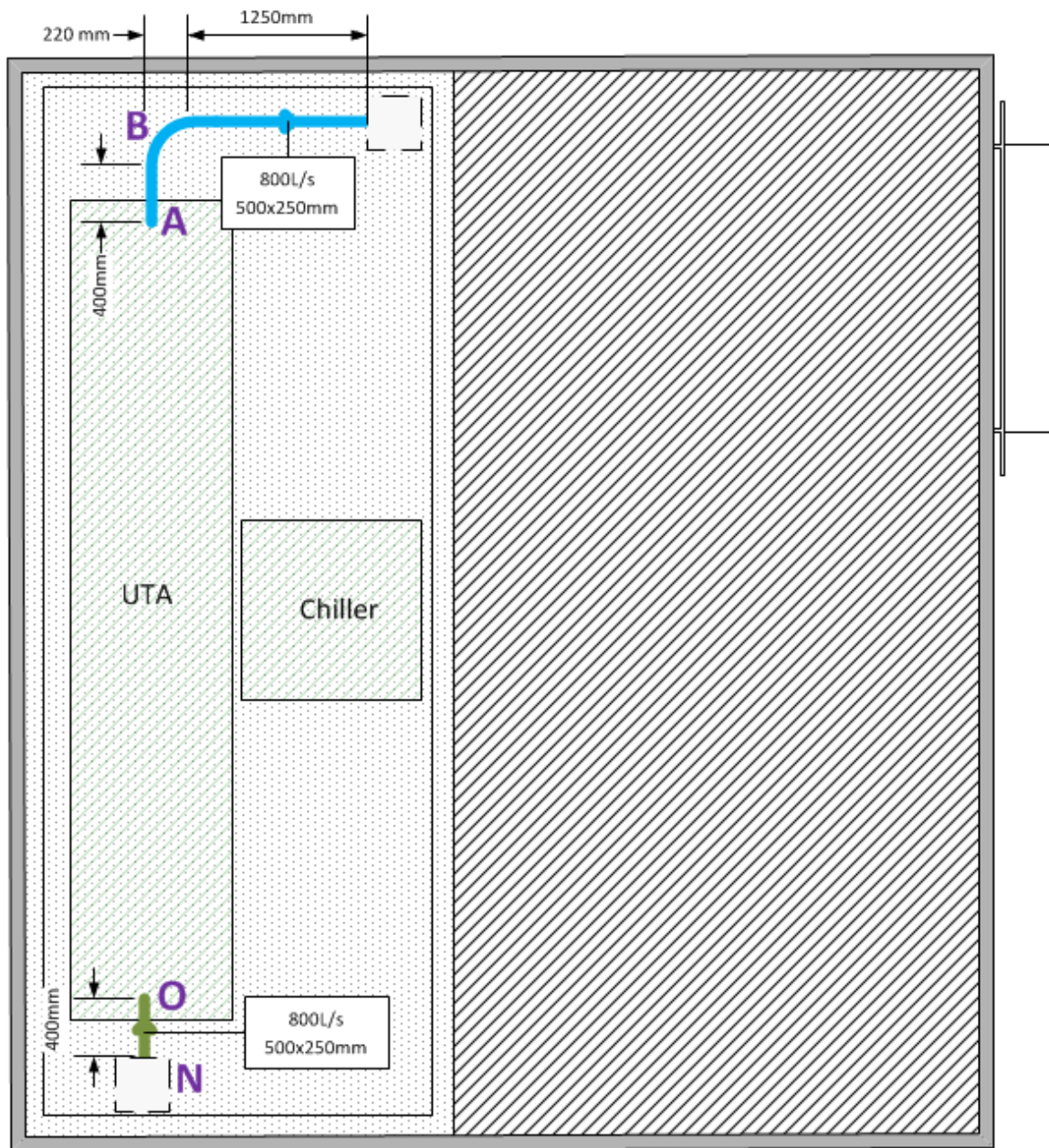


Ilustração A 23 - Representação da planta do edifício com a instalação das condutas com a respetiva dimensão e caudal

Anexo 7. Desenvolvimento do Programa de Controlo

O programa de controlo do processo é inicializado com a introdução dos dados relativos às condições exteriores do projeto, condições de carga interior e temperatura interior numa determinada hora, como é representado pela Ilustração A 24.

Hora	T. ext.	T. int	Caudal	Carga
7	14.8	20	800	1098.8
8	15.5	20	800	2905.6
9	16.6	21	800	3843.5
10	17.8	21	800	4464.3
11	19.2	21	800	4817
12	20.5	22	800	4727.4
13	21.5	22	800	3696.3
14	22.2	22	800	3888.6
15	22.4	22	800	4945.2
16	22.2	22	800	5121.5
17	21.6	22	800	4468.8
18	20.7	22	800	3609.3
19	19.6	21	800	2552.6

Ilustração A 24 – Representação do ficheiro de texto introduzido no programa

O programa *Labview*® permite a introdução de uma função que faz a leitura de um ficheiro de texto – *Read from Measurement File* – como apresentado na **Erro! A origem da referência não foi encontrada.**

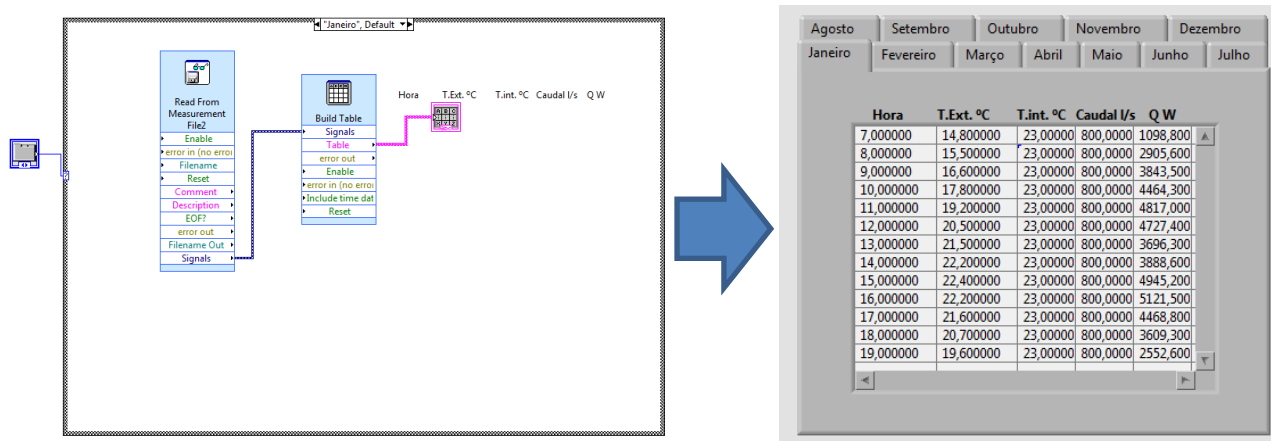


Ilustração A 25 - Representação da programação para a introdução dos dados no programa

Os dados das listas lidas serão utilizados para simular o estado dos registos de caudal. Os mesmos serão, porém, colocados manualmente nos dados de entrada pedidos pelo programa. Este processo foi desenvolvido pela utilização de um ciclo *Case* que permite, dependendo do mês, carregar o ficheiro de texto correspondente.

A interface dos parâmetros de introdução de dados foi gerada por um grupo de caixas de introdução de dados numéricos como demonstrado na Ilustração A 26. Os mesmos dados serão, posteriormente, utilizados para a lógica das operações numéricas.



- “Setpoint” interior para a Bateria de Frio;
- “Setpoint” interior para a Bateria de Aquecimento;
- “Setpoint” interior máximo para “Free-Cooling”;
- “Setpoint” interior mínimo para “Free-Cooling”;
- Leitura do Sensor de Temperatura Exterior;
- Leitura do Sensor de Temperatura Interior;
- Regulação do caudal mínimo de projeto;
- Caudal de projeto;
- Carga Sensível

Ilustração A 26 - Representação do código para introdução de dados de entrada no programa

Após a introdução dos dados de entrada é feita a lógica de seleção da zona de FC, correspondente ao caso em estudo.

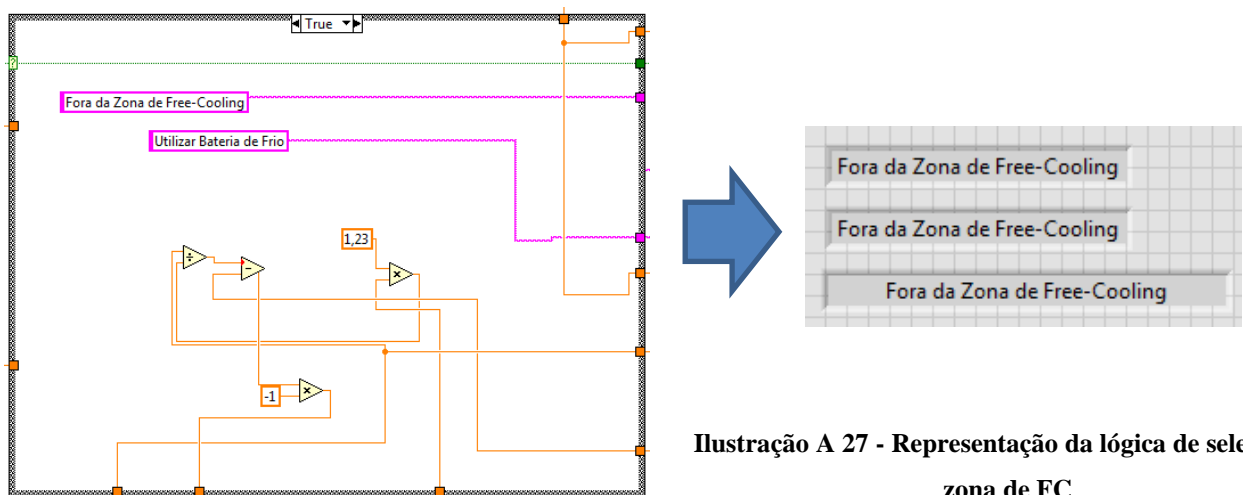


Ilustração A 27 - Representação da lógica de seleção da zona de FC

O cálculo do caudal de ar novo baseou-se na equação 17.

$$l/s_{AN} = \frac{Q_{sL}}{1,23 \times (T_i - T_e)}$$

Por meio de operadores numéricos utilizando os dados pré-introduzidos pelo utilizador, o programa calcula o caudal de ar novo e representa-o no mostrador da Ilustração A 28. O cálculo do caudal de ar de retorno é feito pela subtração entre o caudal de projeto e o caudal de ar novo. É garantido que este valor nunca é negativo ou maior que o caudal de projeto, por meio de operadores de comparação e ciclos *Case*.

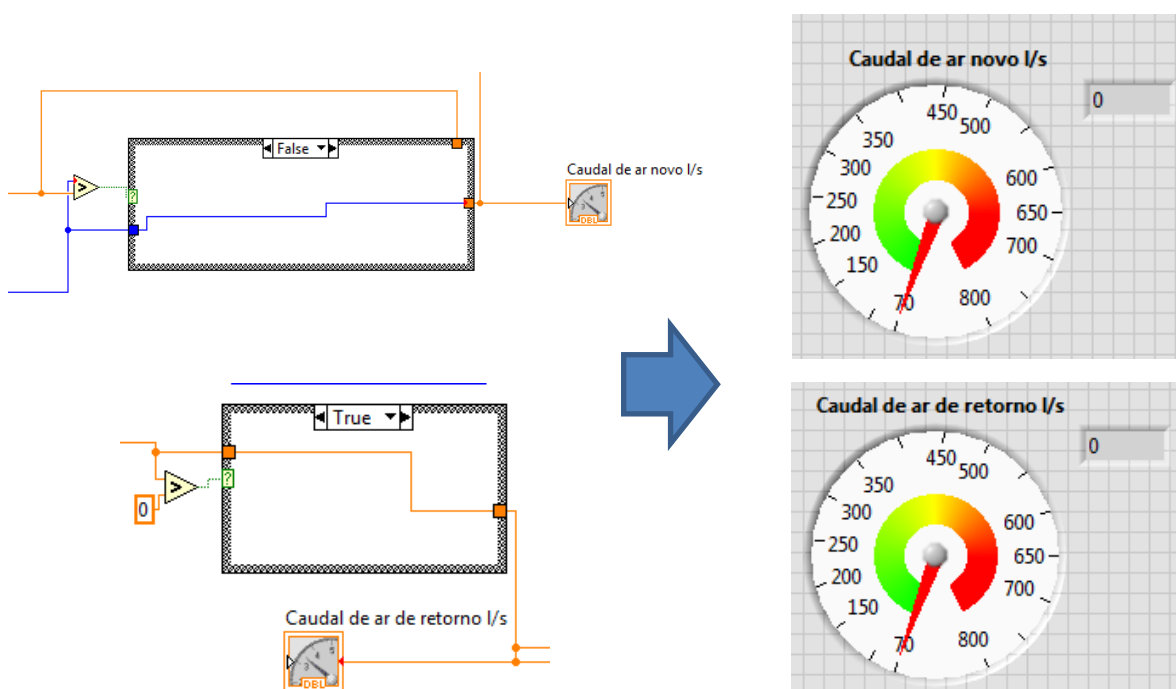


Ilustração A 28 - Representação do cálculo do caudal de ar novo e de retorno

O cálculo da abertura dos registos é feito por meio de um balanço entre a diferença entre o caudal de projeto e de ar novo.

$$\% \text{ registo A.R.} = \frac{\text{Caudal Projeto} - \text{Caudal A.N.}}{\text{Caudal Projeto}} \times 100$$

$$\% \text{ registo A.N.} = \frac{\text{Caudal Projeto} - \text{Caudal A.R.}}{\text{Caudal Projeto}} \times 100$$

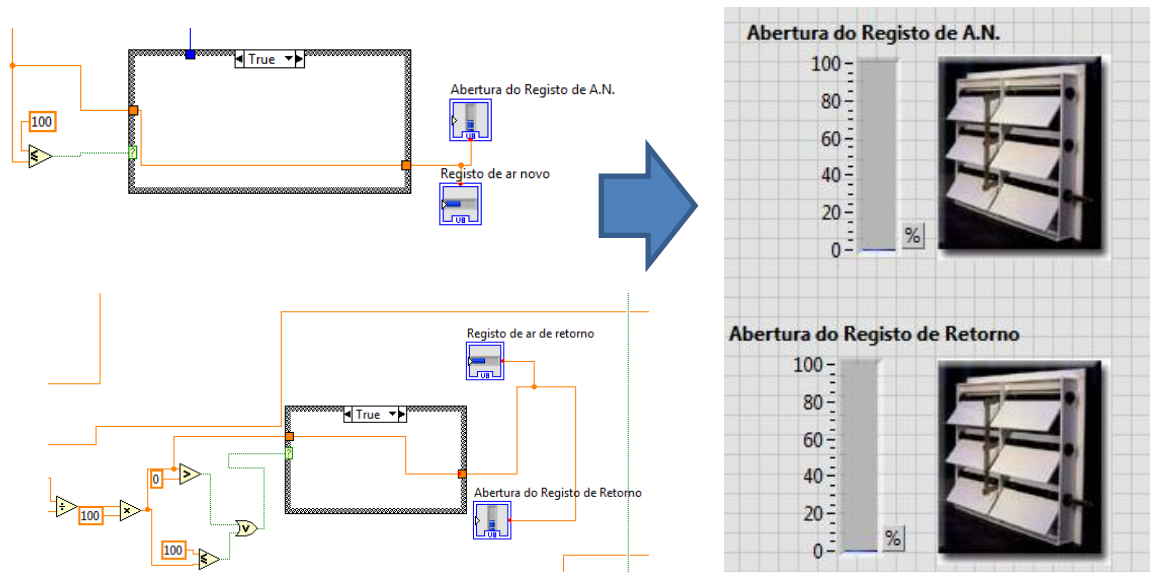


Ilustração A 29 - Representação do cálculo da abertura dos registros

Os restantes cálculos dos dados de saída como a temperatura da serpentina da bateria de frio, a carga da bateria de frio, a carga removida por FC e a temperatura de mistura entre o caudal de retorno e ar novo obedecem às equações 16, 17 e 15 respetivamente.

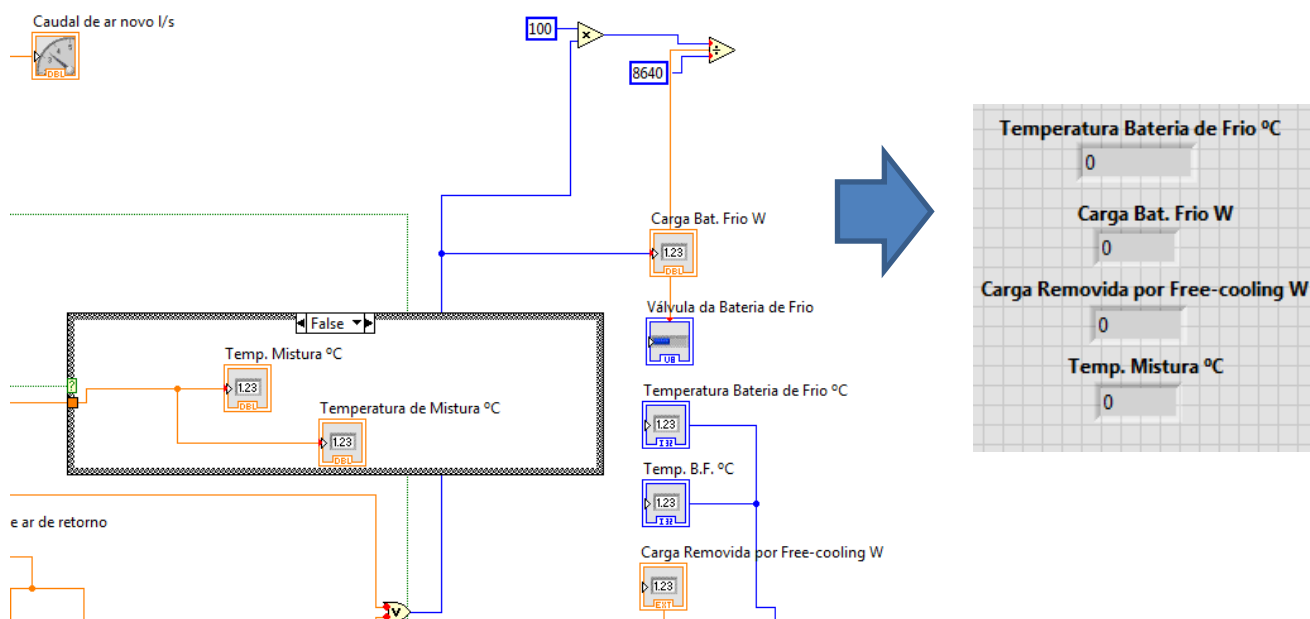


Ilustração A 30 - Representação do cálculo dos dados de saída

Os pontos ao longo da Unidade de Tratamento de Ar resultam dos pontos calculados anteriormente.

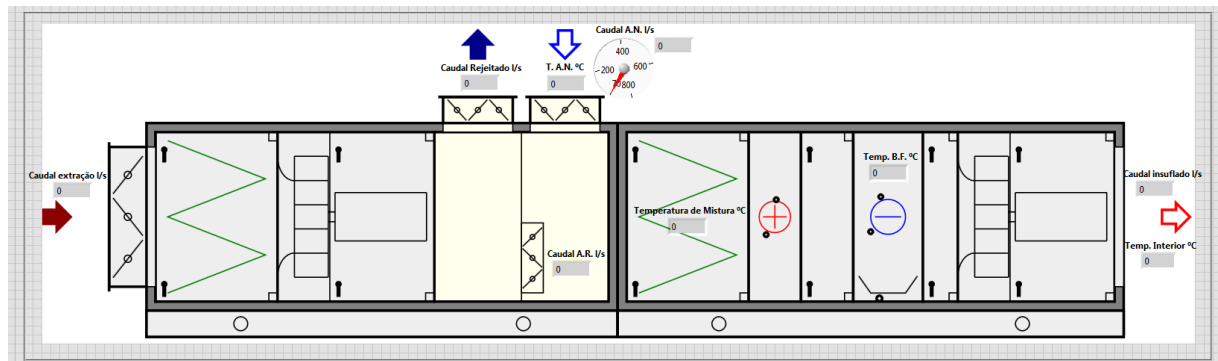


Ilustração A 31 - Representação dos pontos na UTA

O gráfico do sinal enviado ou recebido pelo controlador é calculado pelo procedimento dos registos, e também, com a adição do controlo da válvula da bateria de frio, que é máxima quando a carga é máxima, e é mínimo quando o FC por si só garante a climatização do local.

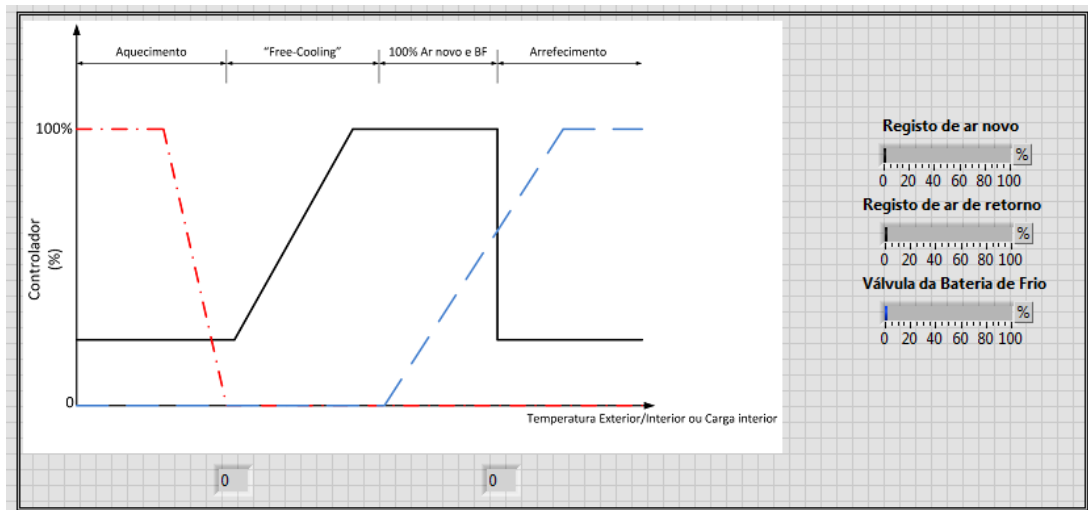


Ilustração A 32 – Representação do gráfico de controle