



ADAPTAÇÃO DE UM SISTEMA DE AVAC À RESPOSTA CONTRA DOENÇAS INFECCIOSAS TRANSMITIDAS PELO AR

PAULO JORGE MARTINS CAMPOS

julho de 2021

ADAPTAÇÃO DE UM SISTEMA DE AVAC À RESPOSTA CONTRA DOENÇAS INFECCIOSAS TRANSMITIDAS PELO AR

Paulo Jorge Martins Campos
1120630

2021

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO
DO PORTO

isep

ADAPTAÇÃO DE UM SISTEMA DE AVAC À RESPOSTA CONTRA DOENÇAS INFECCIOSAS TRANSMITIDAS PELO AR

Paulo Jorge Martins Campos
1120630

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação da Doutora Olga Sobral Castro

2021

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica

POLITÉCNICO
DO PORTO

isep

JÚRI

Presidente

Professora Doutora Ana Maria Raposo João
Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Orientador

Professora Doutora Olga dos Remédios Sobral Castro
Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Arguente

Professor Doutor Armando Carlos Figueiredo Coelho de Oliveira
Professor Catedrático, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha família pelo apoio constante e paciência demonstrada ao longo do meu percurso académico.

Ao Eng.º João Paulo Pinto pelas oportunidades de aprendizagem disponibilizadas nos últimos dois anos, imprescindíveis para o desenvolvimento desta tese de mestrado.

A todos os elementos da SKK e da RACE que, de alguma forma, contribuíram para o desenvolvimento deste trabalho e para o meu crescimento profissional.

A todos os meus colegas do ISEP pelos momentos de companheirismo e aprendizagem vividos.

À Doutora Olga Sobral Castro pela orientação científica disponibilizada, e por ser uma fonte de motivação para a conclusão deste trabalho.

A todos os outros nomes não mencionados, mas que contribuíram para o meu sucesso académico, o meu sincero obrigado.

PALAVRAS-CHAVE

AVAC, ventilação, modelo de Wells-Riley, risco de infecção por via aérea, aerossóis, qualidade do ar interior

RESUMO

Atualmente, e face à ocorrência da pandemia global do novo coronavírus, existe uma forte preocupação na forma como os sistemas de AVAC devem ser sujeitos a adaptações. O contínuo funcionamento de edifícios de comércio e serviços durante um período de pandemia é fundamental para manter a economia global, podendo evitar efeitos negativos drásticos a nível de produção, de empregabilidade e de produtividade de um setor de atividade. Considerando que a maior parte dos casos de infecção de SARS-CoV-2 tiveram origem na partilha de espaços interiores, a correta avaliação da redução do risco de contágio obtida através de alterações dos sistemas de AVAC permite perceber se a utilização dos espaços dos edifícios deve ser efetuada com algumas restrições, ou, se é ser necessária a implementação de medidas drásticas, como o encerramento completo dos edifícios.

Com este trabalho, pretende-se a avaliação da diminuição do risco de contágio de doenças infecciosas transmitidas pelo ar através da implementação de medidas de prevenção aplicáveis a sistemas de AVAC. De forma a calcular a probabilidade de infecção dos espaços, foi utilizado o modelo de Wells-Riley adaptado para o vírus SARS-CoV-2. Através da implementação de estratégias de melhoria de filtragem e purificação do ar nos espaços interiores, foi possível obter uma redução da probabilidade de infecção de 47% relativamente à estratégia de aumento do caudal de ar novo para o dobro do valor mínimo regulamentar. Esta conclusão contraria as publicações mais recentes das maiores sociedades relevantes do AVAC relativas à situação de pandemia, que propõem o aumento do caudal de ar novo sem o aumento do nível de filtragem existente.

As alterações dos sistemas de AVAC propostas neste trabalho traduzem-se num aumento do consumo elétrico global do edifício e, conseqüentemente, num aumento do custo de exploração anual. Foi definido um rácio entre o aumento do custo de exploração anual e a redução da probabilidade de infecção global do edifício em relação a um sistema de AVAC existente dimensionado para o caudal mínimo de ar novo regulamentar. O objetivo deste rácio é a avaliação da viabilidade das adaptações propostas. Verificou-se que, com a instalação de lâmpadas UV-C em unidades terminais de conduta, consegue-se o rácio mais baixo, tornando-se na melhor adaptação. Relativamente à instalação da Unidades Purificadores de Ar em espaços interiores, verificou-se um rácio superior à estratégia de instalação de lâmpadas UV-C. Quanto à estratégia de aumento do caudal de ar novo, verificou-se o maior rácio entre todas as soluções, tornando-se a pior adaptação do sistema de AVAC.

KEYWORDS

HVAC, ventilation, Wells-Riley model, airborne infection risk, aerosol, indoor air quality

ABSTRACT

Currently, and given the occurrence of the global pandemic due to the new coronavirus, there is a strong concern in the way that HVAC systems should be subject to adaptations. The continuous operation of commercial and service buildings during a pandemic is essential to maintain the global economy and can avoid drastic negative effects on the levels of production, employability, and productivity of a complete sector of activity. Considering that most cases of SARS-CoV-2 infections originated from the sharing of indoor spaces, the correct assessment of the reduction of the infection risk obtained through changes in HVAC systems allows us to understand whether the use of these establishments should be carried out with some restrictions, or, if it is necessary to implement drastic measures, such as the complete closure of buildings.

With this work, it is intended to evaluate the reduction of the infection risk of infectious diseases transmitted by air through the implementation of preventive measures applicable to HVAC systems. In order to calculate the probability of infection in indoor spaces, the Wells-Riley model calibrated for the SARS-CoV-2 virus was used. Through the implementation of strategies to improve filtering and air purification in indoor spaces, a reduction in the probability of infection of 47% was obtained comparatively to the strategy of increasing the outdoor air flow to twice the minimum regulatory value. This conclusion contradicts the most recent publications of the major relevant HVAC societies concerning the pandemic situation, which recommend increasing the outdoor air flow without increasing the existing filtration levels.

The changes in the HVAC systems proposed in this work bring an increase to the building's overall electrical consumption and, consequently, an increase in the annual operating costs. A ratio was defined between the increase in the annual operating costs and the reduction in the building's overall probability of infection relative to an existing HVAC system sized for the minimum regulatory values of outdoor air flow. The purpose of this ratio is to assess the viability of the proposed adaptations. It was found that with the installation of UV-C lamps in ductable fancoil units, the lowest ratio is achieved, making it the best adaptation. Regarding the installation of portable air cleaners, a higher ratio than the UV-C lamp installation strategy was achieved. As for the strategy of increasing the outdoor air flow, the biggest ratio was obtained, making it the worst adaptation of HVAC systems relative to the others.

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Lista de Abreviaturas

AN	Ar Novo
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
AVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado
CO ₂	Dióxido de Carbono
COP	<i>Coefficient of Performance</i>
COVID-19	<i>Coronavirus Disease 2019</i>
DCV	<i>Demand Controlled Ventilation</i>
DPEST	Dissertação/Projeto/Estágio
GES	Grande Edifício de Comércio e Serviços
HAP	<i>Hourly Analysis Program</i>
HEPA	<i>High Efficiency Particulate Arrestance</i>
ISEP	Instituto Superior de Engenharia do Porto
MEM	Mestrado de Engenharia Mecânica
NUTS III	Nomenclatura das Unidades Territoriais para Fins Estatísticos de Nível III
OMS	Organização Mundial de Saúde
PI	Probabilidade de Infecção
QAI	Qualidade do Ar Interior
REHVA	<i>Representatives of European Heating and Ventilating Associations</i>
RPH	Renovação por hora
SARS-CoV-2	<i>Severe Acute Respiratory Syndrome Coronavirus 2</i>
SHASE	<i>Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan</i>
UPA	Unidade Purificadora de Ar
UTA	Unidade de Tratamento de Ar
UTAN	Unidade de Tratamento de Ar Novo
UV	Ultravioleta
UVGI	<i>Ultraviolet Germicidal Irradiation</i>
VAC	Volume de Ar Constante
VAV	Volume de Ar Variável
VC	Ventiloconvector
VRF	<i>Variable Refrigerant Flow</i>
VRV	<i>Variable Refrigerant Volume</i>
VTV	Volume e Temperatura Variável

 Lista de Unidades

°C	Grau Celsius
h	Hora
J	Joule
kg	Quilograma
km	Quilómetro
kW	Quilowatt
kWh	Quilowatt-hora
m	Metro
m ²	Metro quadrado
m ³	Metro cúbico
nm	Nanómetro
Pa	Pascal
ppm	Parte por milhão
s	Segundo
W	Watt
µm	Micrómetro

 Lista de Símbolos

D	Duração de contacto com fonte de infeção [h]
E	Dose de partículas virais emitidas [quanta/h]
h	Entalpia [J/kg]
k_d	Taxa de decadência viral por hora [h ⁻¹]
k_f	Taxa de partículas virais filtradas por hora [h ⁻¹]
\dot{m}	Caudal mássico [kg/h]
n	Dose de partículas virais [quanta/h]
η_f	Eficácia de filtragem [-]
p	Caudal volúmico respiratório [m ³ /h]
P	Probabilidade de infeção [%]
\dot{Q}	Potência térmica [W]
Q_f	Caudal filtrado [m ³ /h]
q	Concentração de partículas [m ³ /h]
V	Volume [m ³]
\dot{W}	Trabalho [W]
λ	Coeficiente de perdas [-]
λ_d	Taxa de partículas virais depositadas por hora [h ⁻¹]
λ_v	Renovações por hora [h ⁻¹]
€	Euro

GLOSSÁRIO DE TERMOS

GES	Edifício de comércio e serviços cuja área interior útil de pavimento, descontando os espaços complementares, igual e ou ultrapasse 1000 m ² , ou 500 m ² no caso de centros comerciais, hipermercados, supermercados e piscinas cobertas
UV-C	Luz ultravioleta com comprimento de onda entre os 100 e os 280 nm

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 - OS TRÊS CICLOS DA ESPIRAL ACTION RESEARCH [1]	3
FIGURA 2 - VC DE CASSETE [5]	8
FIGURA 3 - DIFUSOR DE INSTALAÇÃO EM TETO FALSO [6]	8
FIGURA 4 - SISTEMA DE AR CONDICIONADO DO TIPO SPLIT [8]	9
FIGURA 5 - CICLO DE COMPRESSÃO DE VAPOR EM MODO DE ARREFECIMENTO [10]	12
FIGURA 6 - CICLO DE COMPRESSÃO IDEAL DE VAPOR REPRESENTADO NUM GRÁFICO PRESSÃO- ENTALPIA, ADAPTADO [11]	13
FIGURA 7 - DIAGRAMA SIMPLIFICADO DE UMA BOMBA DE CALOR REVERSÍVEL [10]	15
FIGURA 8 - EXEMPLO DE UM CHILLER AR-ÁGUA [14]	16
FIGURA 9 - EXEMPLO DE UM CHILLER ÁGUA-ÁGUA [16]	16
FIGURA 10 – DIAGRAMA SIMPLIFICADO DE UM SISTEMA COM UM CHILLER ÁGUA-ÁGUA [18]	17
FIGURA 11 - DIAGRAMA DE FUNCIONAMENTO DE UMA UTA EM CONFIGURAÇÃO DOUBLE-DECK, ADAPTADO [21]	20
FIGURA 12 - DIAGRAMA DE FUNCIONAMENTO DE UM RECUPERADOR DE CALOR DO TIPO FLUXOS CRUZADOS [20]	20
FIGURA 13 - DIAGRAMA DE FUNCIONAMENTO DE UMA RODA TÉRMICA [21]	21
FIGURA 14 - EXEMPLO DE APLICAÇÃO DE LUZ UV EM UTA [27]	23
FIGURA 15 - LÂMPADA UV-C DE APLICAÇÃO EM UTA OU CONDUTA [28]	23
FIGURA 16 - EXEMPLO DE MÓDULO COMPACTO DE FILTRAGEM UV [29]	23
FIGURA 17 - UNIDADE DE FILTRAGEM PORTÁTIL [30]	24
FIGURA 18 - FLUXO DE AR TENDENCIALMENTE VERTICAL DE UMA UPA [30]	24
FIGURA 19 – EVOLUÇÃO DA PI EM FUNÇÃO DO TEMPO PARA DIFERENTES SISTEMAS DE AVAC	30
FIGURA 20 - CLASSIFICAÇÕES DOS ESPAÇOS E RESPECTIVA LEGENDA	39
FIGURA 21 - DISTRIBUIÇÃO DA CARGA TÉRMICA NAS ESTAÇÕES DE ARREFECIMENTO E AQUECIMENTO	45
FIGURA 22 - VARIAÇÃO DA PI COM O AUMENTO DE AN	52
FIGURA 23 - PI GLOBAL DO EDIFÍCIO EM FUNÇÃO DO TEMPO DE CONTACTO PARA DIVERSAS CONFIGURAÇÕES	57
FIGURA 24 - CONSUMO ELÉTRICO MENSAL EM KWH PARA AS DIFERENTES CONFIGURAÇÕES	59
FIGURA 25 - CONSUMO ELÉTRICO ANUAL EM KWH PARA AS DIFERENTES CONFIGURAÇÕES	60
FIGURA 26 – CUSTO DE EXPLORAÇÃO ANUAL EM EUROS PARA AS DIFERENTES CONFIGURAÇÕES	61
FIGURA 27 - PI GLOBAL EM FUNÇÃO DO CUSTO DE EXPLORAÇÃO ANUAL EM EUROS PARA OITO HORAS DE CONTACTO	61

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1 - CLASSIFICAÇÃO DO AR QUE CIRCULA NOS SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO [19]	18
TABELA 2 – TIPOS DE UNIDADES DE TRATAMENTO DE AR	19
TABELA 3 - DIFERENTES CONFIGURAÇÕES DE UTA'S/UTAN'S.....	19
TABELA 4 - RECOMENDAÇÕES DE MEDIDAS DE PREVENÇÃO A INCORPORAR EM SISTEMAS DE AVAC EXISTENTES	26
TABELA 5 - VALORES DE TAXA DE DECADÊNCIA DO VÍRUS SARS-COV-2.....	28
TABELA 6 – CAUDAL VOLÚMICO RESPIRATÓRIO EM FUNÇÃO DA ATIVIDADE FÍSICA [53, 60, 61]	29
TABELA 7 - TAXA DE EMISSÃO DE QUANTA EM FUNÇÃO DA ATIVIDADE FÍSICA [53, 62]	29
TABELA 8 - EFEITO DOS SISTEMAS DE AVAC NA PROPAGAÇÃO DE DOENÇAS INFECIOSAS.....	31
TABELA 9 - NUTS III, ADAPTADO [65]	35
TABELA 10 - VALORES DE REFERÊNCIA E DECLIVES PARA AJUSTES EM ALTITUDE PARA A ESTAÇÃO DE AQUECIMENTO, ADAPTADO [65].....	36
TABELA 11 - PARÂMETROS CLIMÁTICOS DE INVERNO	36
TABELA 12 - CRITÉRIOS PARA A DETERMINAÇÃO DA ZONA CLIMÁTICA DE INVERNO, ADAPTADO [65] ...	36
TABELA 13 - VALORES DE REFERÊNCIA E DECLIVES PARA AJUSTES EM ALTITUDE PARA A ESTAÇÃO CONVENCIONAL DE ARREFECIMENTO, ADAPTADO [65]	37
TABELA 14 - PARÂMETROS CLIMÁTICOS DE ARREFECIMENTO	37
TABELA 15 - CRITÉRIOS PARA A DETERMINAÇÃO DA ZONA CLIMÁTICA DE VERÃO, ADAPTADO [65].....	37
TABELA 16 - CONDIÇÕES EXTERIORES DE PROJETO	38
TABELA 17 - CONDIÇÕES INTERIORES DE PROJETO	38
TABELA 18 - COEFICIENTES DE TRANSMISSÃO TÉRMICA DAS DIFERENTES ENVOLVENTES.....	40
TABELA 19 - DENSIDADE DE OCUPAÇÃO EM FUNÇÃO DO TIPO DE ESPAÇO	40
TABELA 20 - GANHOS TÉRMICOS POR OCUPAÇÃO EM FUNÇÃO DO TIPO DE ESPAÇO POR OCUPANTE ...	41
TABELA 21 - DENSIDADE DE EQUIPAMENTO EM FUNÇÃO DO TIPO DE ESPAÇO	41
TABELA 22 - CAUDAL MÍNIMO DE AN DETERMINADO EM FUNÇÃO DA CARGA POLUENTE DEVIDA À OCUPAÇÃO.....	42
TABELA 23 - CAUDAL MÍNIMO DE AN DETERMINADO EM FUNÇÃO DA CARGA POLUENTE DEVIDA AO EDIFÍCIO	43
TABELA 24 - VALORES GLOBAIS DE CARGA TÉRMICA OBTIDOS PARA O EDIFÍCIO EM ESTUDO.....	44
TABELA 25 - CONFIGURAÇÕES E RESPECTIVAS DESCRIÇÕES.....	49
TABELA 26 - PARÂMETROS UTILIZADOS NO MODELO DE WELLS-RILEY PARA TODAS AS CONFIGURAÇÕES	49
TABELA 27 - VARIAÇÃO DA PI COM O AUMENTO DO CAUDAL DE AN PARA UMA HORA DE CONTACTO .50	
TABELA 28 - VARIAÇÃO DA PI COM O AUMENTO DO CAUDAL DE AN PARA OITO HORAS DE CONTACTO	51
TABELA 29 - VARIAÇÃO DA PI COM A FILTRAGEM DO AR ATRAVÉS DE UPA'S PARA UMA HORA DE CONTACTO	53
TABELA 30 - VARIAÇÃO DA PI COM A FILTRAGEM DO AR ATRAVÉS DE UPA'S PARA OITO HORAS DE CONTACTO	54
TABELA 31 - VARIAÇÃO DA PI COM O AUMENTO DO NÍVEL DE FILTRAGEM NAS UNIDADES TERMINAIS PARA UMA HORA DE CONTACTO	55

TABELA 32 - VARIAÇÃO DA PI COM O AUMENTO DO NÍVEL DE FILTRAGEM NAS UNIDADES TERMINAIS PARA OITO HORAS DE CONTACTO.....	56
TABELA 33 - VALORES OBTIDOS DE PI PARA AS DIVERSAS CONFIGURAÇÕES.....	56
TABELA 34 - AUMENTO DA POTÊNCIA TÉRMICA NECESSÁRIA EM FUNÇÃO DO AUMENTO DO CAUDAL DE AN	57
TABELA 35 - AUMENTO DA PERDA DE CARGA EM FUNÇÃO DO CAUDAL DE AN	58
TABELA 36 - VARIAÇÃO DA VELOCIDADE DO AR EM CONDUTA EM FUNÇÃO DO CAUDAL DE AN	58
TABELA 37 - AUMENTO DO CAUDAL DE ÁGUA E DA ALTURA MANOMÉTRICA EM FUNÇÃO DO CAUDAL DE AN	59
TABELA 38 - CUSTOS POR KWH ELÉTRICO CONSIDERADOS PARA O EDIFÍCIO	60
TABELA 39 - DIFERENÇA ABSOLUTA DO CUSTO DE EXPLORAÇÃO EM EUROS PARA AS DIFERENTES CONFIGURAÇÕES	61
TABELA 40 - RÁCIO ENTRE O CUSTO DE EXPLORAÇÃO ANUAL EM EUROS E A DIMINUIÇÃO DE PI EM FUNÇÃO DA CONFIGURAÇÃO AN-1	62

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO	1
1.2	OBJETIVOS.....	2
1.3	METODOLOGIA.....	2
1.4	ESTRUTURA DO RELATÓRIO	3
1.5	APRESENTAÇÃO DA EMPRESA	4
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	7
2.1	CONSTITUIÇÃO DOS SISTEMAS DE AVAC.....	7
2.1.1	<i>Equipamentos das Instalações.....</i>	7
2.1.2	<i>Caraterização dos sistemas de climatização</i>	8
2.1.2.1	Classificação dos sistemas em função da área climatizada	9
2.1.2.2	Classificação dos sistemas em função do fluido térmico	9
2.2	PRODUÇÃO DE ÁGUA REFRIGERADA E AQUECIDA.....	12
2.2.1	<i>Ciclo ideal de compressão de vapor.....</i>	12
2.2.2	<i>Tipos de chiller/bomba de calor.....</i>	15
2.3	EQUIPAMENTOS DE TRATAMENTO DE AR.....	18
2.3.1	<i>Unidade de Tratamento de Ar</i>	18
2.3.2	<i>Lâmpadas Ultravioleta</i>	22
2.3.3	<i>Unidade Purificadora de Ar.....</i>	24
2.4	MEIOS DE REDUÇÃO DO RISCO DE CONTÁGIO	25
2.4.1	<i>Recomendações para sistemas de AVAC</i>	25
2.4.2	<i>Modelo de Wells-Riley</i>	27
2.4.3	<i>Efeitos dos sistemas de AVAC na propagação de doenças infecciosas</i>	30
3	CASO DE ESTUDO.....	35
3.1	APRESENTAÇÃO DO EDIFÍCIO	35
3.2	ZONAMENTO CLIMÁTICO DO EDIFÍCIO	35
3.2.1	<i>Estação de aquecimento.....</i>	36
3.2.2	<i>Estação de arrefecimento.....</i>	37
3.3	TEMPERATURAS DE PROJETO	38
3.3.1	<i>Temperaturas exteriores</i>	38
3.3.2	<i>Temperaturas interiores</i>	38
3.4	CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA DO EDIFÍCIO	38
3.4.1	<i>Caraterização dos espaços</i>	38
3.4.2	<i>Caraterização Física da Envolvente</i>	39
3.4.3	<i>Ocupação.....</i>	40
3.4.4	<i>Iluminação.....</i>	41
3.4.5	<i>Equipamentos.....</i>	41
3.4.6	<i>Renovação de ar</i>	42

3.4.7	<i>Perfis de ocupação e utilização</i>	43
3.4.8	<i>Valor da Carga Térmica</i>	44
3.5	SISTEMA DE AVAC EXISTENTE	45
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	49
4.1	ANÁLISE DA PROBABILIDADE DE INFEÇÃO GLOBAL	50
4.1.1	<i>Aumento do caudal de ar novo</i>	50
4.1.2	<i>Instalação de UPA's</i>	52
4.1.3	<i>Instalação de lâmpadas UV-C nas unidades terminais</i>	54
4.2	ANÁLISE ENERGÉTICA DO EDIFÍCIO	57
4.3	ANÁLISE ECONÓMICA DOS VÁRIOS CENÁRIOS	60
5	CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS	65
5.1	CONCLUSÕES.....	65
5.2	PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS	67
	REFERÊNCIAS E OUTROS ELEMENTOS BIBLIOGRÁFICOS	71
	ANEXOS	79
	ANEXO A. PARÂMETROS UTILIZADOS NO MODELO DE WELLS-RILEY	79
	ANEXO B. LEGENDA DOS ESPAÇOS ÚTEIS E GANHOS TÉRMICOS POR OCUPAÇÃO	80
	ANEXO C. COEFICIENTE DE TRANSMISSÃO TÉRMICA (RELATÓRIO DO HAP)	81
	ANEXO D. GANHOS TÉRMICOS POR ILUMINAÇÃO NAS LOJAS ATÍPICAS	82
	ANEXO E. GANHOS TÉRMICOS POR ILUMINAÇÃO E POR EQUIPAMENTOS	83
	ANEXO F. GANHOS TÉRMICOS POR EQUIPAMENTOS NAS LOJAS ATÍPICAS.....	84
	ANEXO G. CAUDAIS MÍNIMOS DE AR NOVO REGULAMENTAR	85
	ANEXO H. PERFIS DE OCUPAÇÃO.....	86
	ANEXO I. PERFIS DE UTILIZAÇÃO DE ILUMINAÇÃO	87
	ANEXO J. PERFIS DE UTILIZAÇÃO DE EQUIPAMENTO	88
	ANEXO K. FICHA TÉCNICA DA UPA SELECIONADA.....	89
	ANEXO L. SELEÇÃO DOS VC'S DE CONDUTA	91
	ANEXO M. SELEÇÃO DAS LÂMPADAS UV-C PARA INSTALAÇÃO EM CONDUTA.....	92
	ANEXO N. POTÊNCIA ELÉTRICA TOTAL DOS EQUIPAMENTOS PARA AS DIVERSAS CONFIGURAÇÕES	93

INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

1.2 OBJETIVOS

1.3 METODOLOGIA

1.4 ESTRUTURA DO RELATÓRIO

1.5 APRESENTAÇÃO DA EMPRESA

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

O trabalho apresentado neste documento insere-se no âmbito da unidade curricular Dissertação/Projeto/Estágio (DPEST) do Mestrado de Engenharia Mecânica (MEM) – Ramo de Energia, do Instituto Superior de Engenharia do Porto (ISEP), e utilizou como base um projeto real de Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado (AVAC) desenvolvido e executado na empresa *Race - Refrigeration & Air Conditioning Engineering, S.A.*

Durante o desenvolvimento deste trabalho um fenómeno global nunca presenciado aconteceu, a pandemia do novo coronavírus. Este acontecimento provocou uma grande incerteza nas capacidades dos sistemas de AVAC em relação à propagação de doenças infecciosas. É neste sentido que surge o tema deste trabalho, que tem como objeto de estudo a implementação de novas medidas de prevenção à propagação de doenças infecciosas que possam ser transmitidas pela circulação do ar num sistema de AVAC, aplicadas a um Grande Edifício de Comércio e Serviços (GES).

Atualmente, é assumido que a aplicação de filtros do tipo *High Efficiency Particulate Arrestance* (HEPA) de classe H13 ou H14 em conjunto com a presença de uma luz *Ultraviolet Germicidal Irradiation* (UVGI) reduz em 99,99% a existência de vírus e bactérias no ar. É também assumido que o aumento do caudal de ar novo (AN) insuflado no espaço reduz a quantidade de partículas virais em suspensão no ar interior. A integração destas adaptações num sistema de AVAC implicam um custo de exploração anual maior para o dono de obra, devido ao consumo elétrico suplementar, sendo este último devido ao conseqüente aumento suplementar das necessidades energéticas. Por outro lado, verifica-se o benefício de uma redução da probabilidade de propagação das doenças infecciosas transmitidas pelo ar.

Este trabalho pretende contribuir para o estudo aprofundado de soluções sustentáveis aplicáveis aos sistemas de AVAC de um GES, com vista à obtenção de índices quantitativos de redução da probabilidade de contágio de doenças infecciosas e da variação do consumo energético.

1.2 Objetivos

O principal objetivo deste trabalho é a análise técnica, energética e económica da implementação de sistemas de prevenção à propagação de doenças infecciosas transmitidas pelo ar aplicáveis a sistemas de AVAC.

Para isso, numa primeira fase, será apresentada uma revisão dos conceitos básicos aplicados no setor do AVAC, tendo em vista a categorização clássica dos sistemas de climatização, as diferentes fontes térmicas, os diferentes tipos de distribuição de energia térmica e também, a existência de centralização de equipamentos de tratamento de ar.

Posteriormente, serão apresentadas as soluções e medidas existentes para redução da propagação de doenças infecciosas transmitidas pelo ar aplicáveis a sistemas de AVAC, e será também apresentado um modelo matemático que permite o cálculo da Probabilidade de Infecção (PI) deste tipo de doenças em espaços interiores.

De seguida, serão apresentadas as recomendações indicadas por três organizações e associações relevantes da área de AVAC, no que toca às medidas de prevenção a incorporar em sistemas de AVAC existentes.

Após a revisão bibliográfica, será apresentado o caso de estudo de um edifício real. Para o GES em causa será apresentado o valor da carga térmico do edifício e todos os parâmetros utilizados para cálculos intermédios. Posteriormente, serão aplicadas ao projeto de AVAC real várias soluções técnicas com vista à avaliação de sua eficácia para esta tipologia de edifício. Para cada solução serão identificadas e avaliadas as alterações a nível mecânico das instalações, assim como o impacto a nível da diminuição da PI.

Por fim, será efetuada a análise energética e económica das diferentes adaptações do sistema de AVAC, e avaliado o impacto sobre o aumento dos consumos energéticos anuais esperados. Será também definido um indicador, que é um rácio entre o aumento do custo anual de exploração e a diminuição da PI global para este GES, e que permite analisar a viabilidade das diversas adaptações.

1.3 Metodologia

As várias fases deste trabalho terão como base a metodologia de investigação *Action Research*. Resumidamente, esta metodologia consiste num processo iterativo que é utilizado para desenvolver soluções de problemas organizacionais reais através de uma abordagem participativa e colaborativa [1]. O objetivo desta metodologia de investigação é promover a aprendizagem organizacional de forma a produzir resultados através da identificação de problemas, planeamento de ações, tomada de ações e avaliação de ações.

Uma estratégia *Action Research* começa dentro de um contexto específico e com um alvo de investigação. Como se desenvolve através de várias fases ou iterações, o foco da investigação pode ser alterado no decorrer do trabalho. Cada fase de investigação envolve quatro processos: diagnóstico, planeamento de ações, tomada de ações e avaliação de ações (Figura 1). A avaliação de ação provoca uma alteração das questões de investigação no fim de cada ciclo, fornecendo assim uma nova direção ou foco para o próximo ciclo.

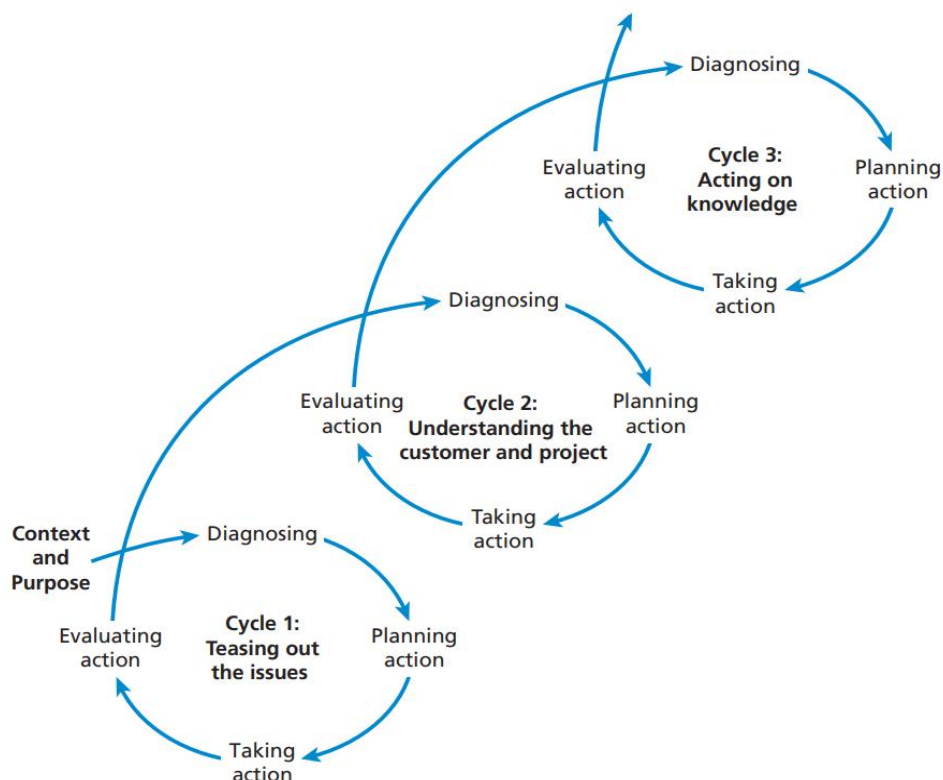


Figura 1 - Os três ciclos da espiral *Action Research* [1]

1.4 Estrutura do Relatório

O presente documento encontra-se dividido em sete capítulos principais de forma a facilitar a consulta da informação.

No primeiro capítulo é exposta a contextualização do trabalho e a introdução ao restante documento, composta pela definição dos objetivos, estrutura do relatório e a apresentação da empresa acolhedora.

No segundo capítulo está presente uma revisão bibliográfica, na qual são abordados os temas de apoio para o desenvolvimento desta dissertação.

No capítulo três são apresentados o caso de estudo e o método de cálculo utilizado para a obtenção de um valor de carga térmico do edifício em estudo.

No capítulo quatro são apresentadas diversas configurações do sistema de AVAC, e consequentes adaptações técnicas, que visam a redução da PI global do edifício. Primeiramente são avaliados os efeitos a nível mecânico resultantes das adaptações do sistema existente. De seguida são apresentados os resultados obtidos para a redução da PI através do modelo de Wells-Riley. As diversas configurações são também avaliadas em termos de consumos energéticos e custos de exploração anuais, com recurso à análise energética do *software Hourly Analysis Program* (HAP).

No capítulo cinco é exposta uma conclusão do trabalho realizado e várias sugestões de possíveis trabalhos futuros.

Por fim são apresentadas as referências consultadas para o desenvolvimento deste trabalho e anexos complementares.

1.5 Apresentação da Empresa

O presente trabalho foi desenvolvido, em contexto empresarial, na empresa RACE - Refrigeration & Air Conditioning Engineering, S.A.

A marca RACE surgiu em 2017 através da união de duas empresas: a Selfrio S.A., criada em 1985 com o objetivo de prestar serviços de assistência técnica, conceção, fabrico e construção de instalações de refrigeração, e a Sistavac S.A. criada em 1992, uma empresa de cariz tecnológico e vocacionada para a conceção/construção de instalações de climatização, hidráulicas e gestão técnica centralizada.

O seu foco centra-se em encontrar soluções de engenharia de valor acrescentado para o cliente, contribuindo para o conforto, segurança e bem-estar, com tecnologias inovadoras e sustentáveis. Possui um legado de mais de 5000 instalações realizadas nacional e internacionalmente com o auxílio de uma equipa de engenheiros e projetistas altamente qualificados. Tem como visão tornar-se uma marca de referência internacional no que conta à engenharia de Refrigeração, AVAC e *Building Efficiency*.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 CONSTITUIÇÃO DOS SISTEMAS DE AVAC

2.2 PRODUÇÃO DE ÁGUA REFRIGERADA E AQUECIDA

2.3 EQUIPAMENTOS DE TRATAMENTO DE AR

2.4 MEIOS DE REDUÇÃO DO RISCO DE CONTÁGIO

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo serão mencionados os vários temas relevantes para o desenvolvimento do trabalho e apresentada uma revisão dos conceitos básicos dos sistemas de AVAC, incluindo os diferentes tipos de fontes térmicas, tipos de distribuição, e equipamentos dos sistemas de tratamento ar. Será também apresentado o estado da arte relativo às soluções e medidas existentes para redução da propagação de doenças infecciosas transmitidas pelo ar aplicáveis a sistemas de AVAC.

2.1 Constituição dos sistemas de AVAC

Os sistemas de AVAC são compostos por equipamento capaz de fornecer aquecimento, arrefecimento, e têm a habilidade de controlar a humidade e filtrar o ar exterior de forma a providenciar as condições de conforto térmico dentro de um edifício [2]. O principal objetivo destes sistemas é satisfazer a maior parte dos ocupantes de um edifício através do controlo das condições térmicas internas e da qualidade do ar interior (QAI).

O aquecimento tem como objetivo adicionar energia térmica ao espaço de forma a manter um determinado *setpoint* de temperatura do ar interior que não conseguiria ser atingido devido as perdas de calor através da envolvente térmica do edifício. O processo de ventilação assegura a renovação de ar no espaço interior através da insuflação de AN, que por sua vez diminui a concentração de poluentes nocivos [3] como por exemplo o dióxido de carbono (CO₂). O ar condicionado tem como objetivo tratar o ar interior, aumentando ou diminuindo a sua temperatura, e/ou controlando a sua humidade.

2.1.1 Equipamentos das Instalações

De forma a cumprir os objetivos previamente referidos, os sistemas de AVAC dispõem tradicionalmente de um conjunto de equipamentos e fluidos, integrados em redes complexas de distribuição.

Os equipamentos podem ser divididos em quatro classes principais [4]:

Equipamentos Centralizados: têm o objetivo de preparar os fluidos primários que serão posteriormente distribuídos aos equipamentos terminais. Estes podem estar instalados:

- Numa central técnica própria, exterior aos espaços ou edifício a climatizar;
- Próximo dos espaços a climatizar, por exemplo em teto falso;
- Dentro do espaço a climatizar, sendo visíveis, nas situações de climatização individual.

Os fluidos primários tratados nestes equipamentos centralizados podem ser o ar quente e/ou refrigerado, a água quente e/ou refrigerada, o ar e a água simultaneamente ou um fluido frigorigéneo.

Equipamentos Terminais: são instalados dentro ou próximo do local a climatizar. Estes recebem os fluidos provenientes do equipamento centralizado e utilizam-nos para tratar termicamente o ar do respetivo espaço. Os aparelhos podem ser unidades interiores, como um ventiloconvetor (VC), ou um simples difusor de insuflação, conforme apresentado na Figura 2 e Figura 3.



Figura 2 - VC de cassete [5]



Figura 3 - Difusor de instalação em teto falso [6]

Equipamentos de Distribuição: situam-se entre os equipamentos centralizados e os equipamentos terminais. Os fluidos primários são distribuídos por tubagens ou condutas. Estes necessitam de um certo número de acessórios de funcionamento, como por exemplo, válvulas, registos, filtros.

Equipamentos de Regulação e Controlo: incluem os equipamentos de controlo, de medição, de regulação e de segurança, como por exemplo, termostatos, sondas, controladores.

2.1.2 Caracterização dos sistemas de climatização

Os diferentes tipos de sistemas de climatização podem ser classificados de duas formas: tendo em conta o tipo de área de afetação do sistema, ou tendo em conta o tipo de fluido térmico utilizado [7].

2.1.2.1 Classificação dos sistemas em função da área climatizada

Considerando a área servida pelo sistema, e o local de produção de energia térmica, os sistemas podem ser agrupados em quatro formas [7].

Sistema centralizado: serve uma grande parte ou a totalidade de um edifício e é composto por:

- Um circuito primário, onde é efetuada a produção de energia térmica, que se encontra numa zona técnica com restrições de acesso;
- Um circuito secundário, onde circula o mesmo, ou diferente fluido térmico, que efetua a distribuição e climatização dos diversos espaços.

Sistema individual: consiste num, ou vários, equipamentos instalados no interior ou próximo do espaço a climatizar, servindo apenas um espaço do edifício. Um exemplo deste tipo de sistemas são os *splits*, que são constituídos por uma unidade interior e uma unidade exterior, conforme ilustrado na Figura 4.



Figura 4 - Sistema de ar condicionado do tipo *split* [8]

Sistema modular: consiste em sistemas em que a instalação também é efetuada localmente, mas têm a possibilidade de climatizar vários espaços, como por exemplo, os sistemas *variable refrigerant volume* (VRV) ou *variable refrigerant flow* (VRF), onde uma única unidade produtora de energia térmica é capaz de fornecer energia a várias unidades interiores.

2.1.2.2 Classificação dos sistemas em função do fluido térmico

Considerando o fluido térmico utilizado, os sistemas de climatização podem ser categorizados da seguinte forma [7]:

Sistemas tudo-ar: são sistemas onde a energia térmica é transportada para o local a climatizar através do ar. O aquecimento ou arrefecimento ocorre através da mistura do ar insuflado com o ar existente na sala. Existem duas subcategorias deste sistema:

- **Conduta simples:** o ar insuflado é distribuído através de uma conduta principal, transportando apenas ar aquecido ou arrefecido. Este sistema é o mais utilizado dentro dos sistemas tudo-ar;
- **Dupla conduta:** este sistema é composto por duas condutas, uma de ar aquecido e outra de ar arrefecido, sendo a temperatura de insuflação ajustada através da correta mistura dos dois caudais numa caixa de mistura. Para o caso de o sistema estar a funcionar apenas em regime de aquecimento, o ar frio é apenas filtrado e não arrefecido, designado por vezes como “ar neutro”. O inverso acontece no regime de arrefecimento.

Dentro dos sistemas de conduta simples, os sistemas mais comuns são os de volume de ar constante (VAC), os de volume de ar variável (VAV) e os de volume e temperatura variável (VTV).

- **Sistema VAC:** o caudal a insuflar é constante e o sistema permite alterar as condições de temperatura de insuflação de ar de forma a superar a carga térmica existentes nos respetivos espaços. Este sistema é mais simples, mas traz uma desvantagem devido aos elevados consumos elétricos de ventilação;
- **Sistema VAV:** neste caso a temperatura de insuflação é constante, tendo a possibilidade de variar o caudal de ar insuflado consoante as necessidades dos espaços a climatizar. Este sistema, apesar de ser energeticamente mais eficiente, tem uma falha para situações em que a carga térmica do espaço é muito reduzida, pois conseqüentemente, terá de insuflar caudais de ar muito baixos. Além disso, a aplicação de este tipo de sistemas em edifícios com vários espaços com cargas térmicas inconstantes torna-se difícil, devido ao controlo e ao equilíbrio do sistema;
- **Sistema VTV:** estes sistemas têm a habilidade de variar o caudal de ar insuflado até um limite mínimo, a partir do qual a temperatura de insuflação começa a ser reduzida. Isto permite sempre a existência um valor mínimo de caudal de AN, mesmo quando a carga térmica do espaço nesse momento for muito baixa.

Sistemas tudo-água: são sistemas onde o fluido que transporta a energia térmica para o local a climatizar é a água. Dentro destes sistemas, existem dois tipos de soluções mais comuns:

- **Sistema a dois tubos:** neste caso são instalados um tubo de ida e um tubo de retorno, ou seja, um circuito único, onde apenas pode circular ou água quente ou água fria, permitindo apenas o aquecimento ou o arrefecimento dos espaços;
- **Sistema a quatro tubos:** neste caso existem dois circuitos independentes com um tubo de ida e um tubo de retorno, permitindo a simultaneidade de aquecimento ou arrefecimento para diferentes espaços.

Na grande parte destes sistemas, a climatização é feita localmente através da circulação de ar, utilizando normalmente um ventilador que força o ar através de baterias a água de quente e/ou de frio, ou seja, um VC. Semelhante aos sistemas tudo ar, o espaço é climatizado através da mistura de ar tratado com o ar existente. Dentro destes sistemas existe também uma variante de 2 + 4 tubos. Nesta variante existe uma separação entre os circuitos principais de transporte de água. Nas unidades terminais existe apenas uma bateria, permitindo aquecer ou arrefecer.

Sistemas ar-água: neste tipo de sistemas, são utilizados em simultâneo o ar e a água como fluidos térmicos. O princípio de funcionamento mais comum deste tipo de sistema consiste em superar a carga térmica de um espaço através do circuito de água e remover ou fornecer a energia necessária ao ar exterior a insuflar no espaço para o colocar a uma temperatura próxima das condições interiores. Na prática, a solução mais comum é colocar o ar a insuflar ligeiramente mais frio ou mais quente ($\pm 2^{\circ}\text{C}$) dependendo se o sistema está a funcionar no estado de aquecimento ou de arrefecimento.

Sistemas de expansão direta: por fim, existe um tipo de sistema onde o fluido que transporta a energia térmica é um fluido frigorigéneo. Neste grupo estão incluídos os sistemas *split*, *multi-split* e *VRV*.

A descrição dos sistemas apresentada neste capítulo demonstra que existe um elevado número de soluções para sistemas de climatização. Efetuar uma classificação genérica entre as várias soluções existentes é errado do ponto de visto teórico. Um sistema que seja mais eficiente que outro para um certo edifício, pode não o ser para outro edifício semelhante, devido às atividades que se realizem nos espaços e devido aos perfis de utilização do edifício. A solução a implementar num edifício deve ser analisada tendo em conta as suas vantagens e desvantagens.

2.2 Produção de água refrigerada e aquecida

Um dos equipamentos mais comuns utilizados nos sistemas de AVAC para a produção de água refrigerada é a máquina frigorífica, que tem a denominação de *chiller*. O seu princípio baseia-se no ciclo frigorífico de compressão de vapor, onde são utilizados fluidos frigorígenos.

2.2.1 Ciclo ideal de compressão de vapor

O ciclo de compressão de vapor tem como objetivo retirar calor dum espaço que se pretenda refrigerar e rejeitá-lo para o espaço exterior ou espaço não útil. Este tira proveito de um fluido frigorígeno em mudança de fase que absorve ou rejeita o calor em circuito fechado (Figura 5). O circuito é composto por quatro componentes principais: um evaporador, um compressor, um condensador e uma válvula de expansão [9].

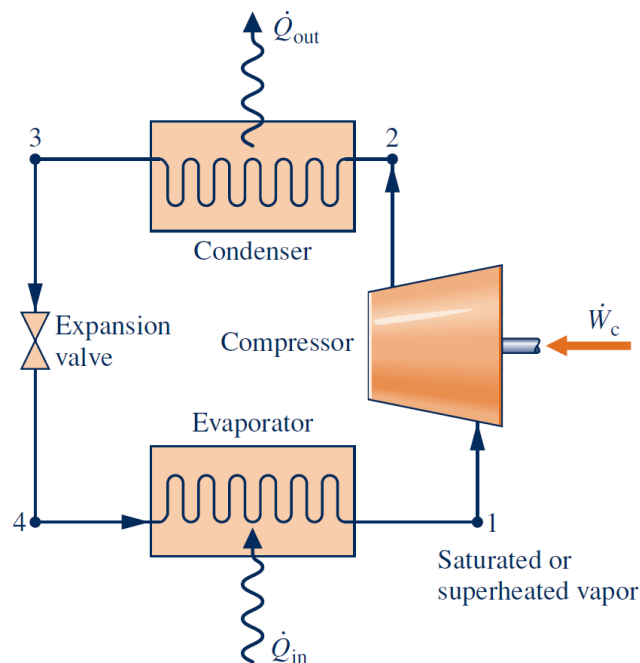


Figura 5 - Ciclo de compressão de vapor em modo de arrefecimento [10]

No evaporador, o fluido entra no estado de líquido (Ponto 4) a uma temperatura inferior à temperatura do espaço que se pretende refrigerar. Como o fluxo de calor ocorre das temperaturas mais altas para as mais baixas, o calor do espaço é absorvido pelo fluido. Durante esta fase o frigorígeno passa do estado de líquido saturado para o estado de vapor saturado seco (Ponto 1).

De seguida o fluido é comprimido com recurso a um compressor onde ocorre uma compressão isentrópica (adiabática e reversível). O fluido frigorígeno sai do compressor no estado de vapor sobreaquecido com uma temperatura e pressão mais elevadas (Ponto 2).

Seguidamente, o fluido atravessa o condensador onde o fluido passa do estado de vapor sobreaquecido para o estado de líquido saturado (Ponto 3). Nesta fase, é rejeitado o calor absorvido previamente para um espaço externo, normalmente a atmosfera. Inversamente ao evaporador, a temperatura no condensador tem de ser maior que a temperatura do exterior de forma que o calor seja libertado para o ambiente.

Por fim, à saída do condensador, o fluido é expandido isentalpicamente através de uma válvula de expansão onde a sua pressão desce bruscamente e ocorre evaporação parcial voltando então ao estado de líquido (Ponto 4) para a entrada do evaporador completando o ciclo.

Na Figura 6 está representado um ciclo de compressão ideal e os respetivos processos termodinâmicos num diagrama pressão-entalpia:

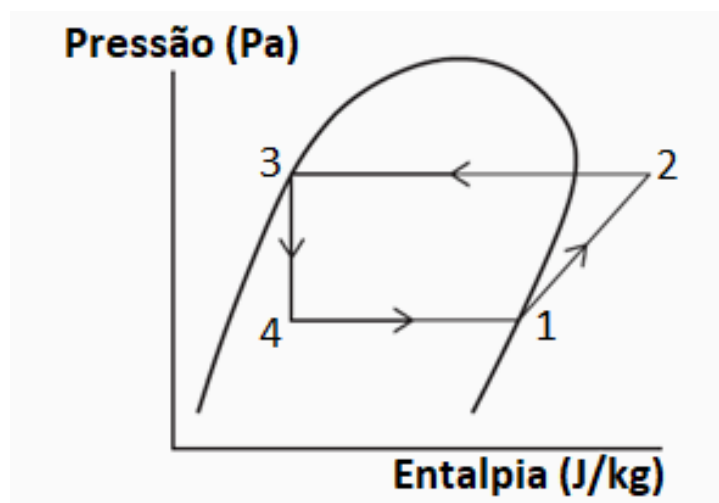


Figura 6 - Ciclo de compressão ideal de vapor representado num gráfico pressão-entalpia, adaptado [11]

A potência térmica, \dot{Q} [W], rejeitada no condensador para o exterior pode ser determinada através da Equação 1:

$$\dot{Q}_{condensador} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (1)$$

em que \dot{m} [kg/h] representa o caudal mássico de fluido e h [J/kg] a entalpia de um certo ponto. Quanto maior este valor, mais calor irá ser rejeitado para o espaço exterior.

A potência térmica absorvida no evaporador, ou efeito frigorífico, é dada pela diferença de entalpias entre o ponto 1 e 4 (Equação 2):

$$\dot{Q}_{evaporador} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (2)$$

Quanto maior esta diferença melhor é o sistema, pois mais calor irá ser absorvido pelo frigorígeno do espaço a refrigerar.

O trabalho de compressão é dado pela diferença de entalpias entre o ponto 2 e 1 (Equação 3):

$$\dot{W}_{compressor} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3)$$

Este valor representa a potência de compressão necessária para produzir o efeito frigorífico do ciclo, logo, quanto menor este valor, melhor é o sistema.

O *Coefficient of Performance* (COP) é um parâmetro adimensional que serve para quantificar o rendimento de um ciclo frigorífico. Para o caso específico da máquina frigorífica, COP é dado pela razão entre o efeito frigorífico útil e a potência gasta para obter esse efeito conforme a Equação 4:

$$COP_R = \dot{Q}_{evaporador} / \dot{W}_{compressor} \quad (4)$$

O ciclo frigorífico pode ser também utilizado para aquecimento. Quando o efeito útil do ciclo frigorífico é o calor libertado no condensador, o equipamento tem a denominação de bomba de calor. Neste caso, o COP passa a ser (Equação 5):

$$COP_{HP} = \dot{Q}_{condensador} / \dot{W}_{compressor} \quad (5)$$

Aplicando a 1ª Lei da Termodinâmica a este ciclo obtém-se a Equação 6:

$$\dot{Q}_{condensador} = \dot{Q}_{evaporador} + \dot{W}_{compressor} \quad (6)$$

A partir das Equações 4, 5 e 6, obtém-se a Equação 7:

$$COP_{HP} = COP_R + 1 \quad (7)$$

Ou seja, isto implica que, em modo de aquecimento, o COP do ciclo é sempre superior a um. Por outras palavras, no pior dos casos, fornece tanta energia térmica como energia elétrica que consome [12]. Verifica-se também que, para a mesmo equipamento, o COP em modo de aquecimento é sempre superior ao COP em modo de arrefecimento.

Visto que o mesmo ciclo pode ser usado para aquecimento e arrefecimento, em casos que existem estas duas necessidades térmicas, o mesmo sistema pode ser aproveitado. Um equipamento que tenha a capacidade de efetuar este processo tem o nome de *chiller*/bomba de calor ou bomba de calor reversível. Este processo é conseguido através da instalação de uma válvula de quatro vias na saída do compressor (Figura 7).

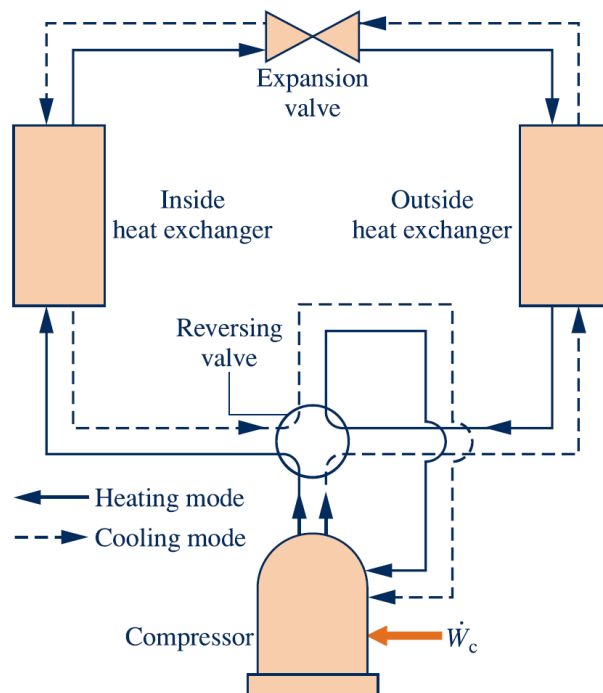


Figura 7 - Diagrama simplificado de uma bomba de calor reversível [10]

Com esta modificação é possível superar as necessidades de aquecimento durante o inverno e as necessidades de arrefecimento durante o verão com o mesmo equipamento.

2.2.2 Tipos de *chiller*/bomba de calor

A aplicação de um *chiller* num sistema de climatização baseia-se num arrefecimento indireto [13]. Por outras palavras o arrefecimento ou aquecimento do fluido primário (fluido frigorígeno) é utilizado para arrefecer ou aquecer um fluido secundário. No caso de instalações de AVAC este fluido secundário pode ser a água. No condensador destas máquinas, a fonte de calor de elevada temperatura é normalmente o ar ambiente exterior, ou em circuito fechado, a água que circula num anel fechado.

Para os *chillers* de condensação a ar, o calor é rejeitado no condensador para o ar exterior. No evaporador o fluido frigorígeno absorve o calor da água que circula até às diferentes unidades de climatização, como por exemplo, Unidades de Tratamento de Ar (UTA's) ou VC's. A este tipo de *chiller* dá-se o nome de *chiller* ar-água (Figura 8).



Figura 8 - Exemplo de um *chiller* ar-água [14]

Dependendo do fabricante, estes equipamentos podem apresentar uma gama de potência térmica entre os 25 e os 1.800 kW [15].

Para edifícios com maiores necessidades térmicas, podem ser utilizados para a produção de energia térmica *chillers* água-água (Figura 9), cuja gama de potência térmica é mais elevada, e pode variar entre os 35 e os 10.500 kW [15].



Figura 9 - Exemplo de um *chiller* água-água [16]

Para os *chillers* água-água, no evaporador é absorvido o calor da água que circula até às unidades de climatização. Por outro lado, no condensador o calor é rejeitado do circuito frigorífico para outro circuito de água.

Tipicamente, este tipo de máquinas é inserido num circuito fechado de água. Na Figura 10 é apresentado um circuito que utiliza uma torre de arrefecimento para rejeitar o calor do condensador do *chiller* para a atmosfera [17].

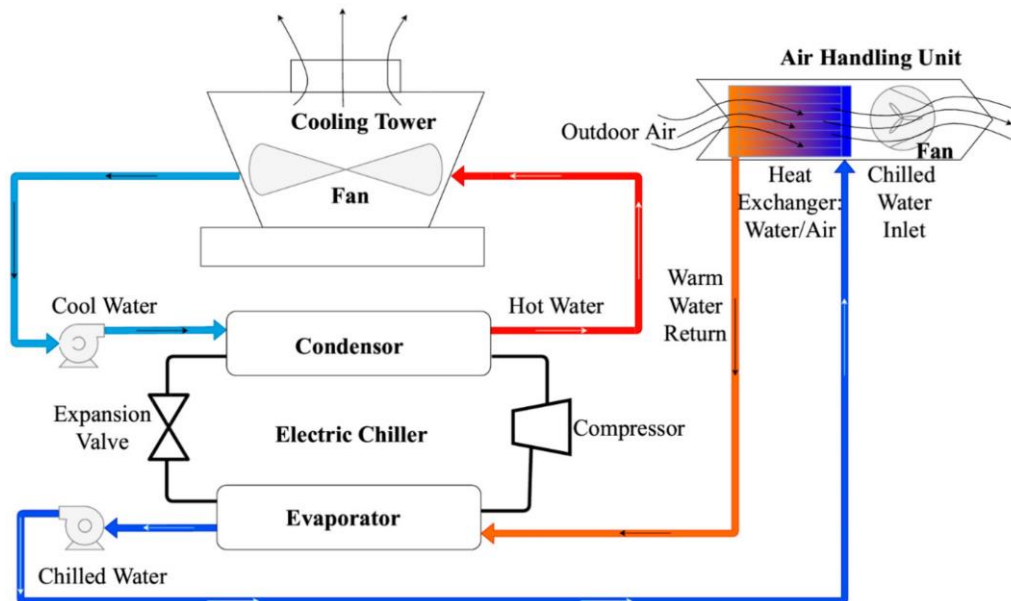


Figura 10 – Diagrama simplificado de um sistema com um *chiller* água-água [18]

O circuito primário de água é composto por uma torre de arrefecimento, um condensador água-água e uma bomba circuladora. Neste circuito o calor do condensador do circuito frigorífico é rejeitado para o circuito primário de água. Na torre de arrefecimento, este calor é rejeitado para a atmosfera, o que provoca uma diminuição da temperatura da água. Entre os dois circuitos de água, existe um circuito de compressão de vapor, onde circular um fluido frigorigéneo. No circuito secundário de água o calor é rejeitado no evaporador. A água agora refrigerada circula até uma bateria de arrefecimento de uma unidade de climatização. Aqui o calor existente no ar é absorvido pela água mais fria. Por fim este ar tratado é insuflado para um espaço que se queira climatizar.

A principal diferença entre a utilização dos *chillers* apresentados na Figura 9 e na Figura 10 está na condensação. Num caso típico de temperatura exterior de 35°C no verão, a temperatura de condensação de um *chiller* ar-água é de sensivelmente 40°C. Para o caso do sistema ilustrado na Figura 10, a água proveniente da torre de arrefecimento chegaria ao condensador do *chiller* a 30°C. Esta diminuição de temperatura da fonte quente, permite reduzir a temperatura de condensação do *chiller* água-água para 35°C. A redução de temperatura de condensação do *chiller* traduz-se numa redução do trabalho necessário do compressor. Isto, por sua vez, resulta num aumento significativo do COP do sistema para *chillers* água-água [17].

Uma das vantagens da utilização de um *chiller* ar-água está no facto de ser um equipamento do tipo *plug & play* de fácil instalação e de maior fiabilidade. Por outro lado, a implementação de um *chiller* água-água requer maior número de equipamentos como tubagem e bomba circuladora adicional, uma torre de arrefecimento e controlos associados, tornando-se numa instalação mais complexa, mais cara, e com mais necessidades de manutenção [15].

Os *chillers* água-água têm um tempo de vida mais longo do que os *chillers* ar-água. Isto deve-se ao facto de que o *chiller* água-água pode ser instalado no interior. Além disso, as pressões de funcionamento do *chiller* água-água são menores do que no *chiller* ar-água. Em média, um *chiller* ar-água opera durante quinze a vinte anos, enquanto um *chiller* água-água tem um ciclo de vida entre vinte e trinta anos [15].

2.3 Equipamentos de Tratamento de Ar

Os equipamentos de tratamento de ar são do tipo modular e os respetivos módulos podem ser dimensionados com o objetivo de satisfazer as necessidades de aquecimento, arrefecimento, humidificação e QAI através do ar insuflado no ambiente interior dos edifícios.

2.3.1 Unidade de Tratamento de Ar

Os sistemas de tratamento de ar têm como equipamento centralizado as UTA's, onde ocorre a filtragem e o tratamento térmico do ar. Posteriormente, o ar tratado termicamente é distribuído através de uma rede de condutas, de forma a poder ser repartido pelos diversos espaços a climatizar. Em cada espaço, o ar é insuflado através de uma grelha ou de um difusor.

Para cada tipo de fluxos de ar de um sistema de tratamento de ar, existe uma abreviação normalizada [19]. Na Tabela 1 são apresentadas estas abreviações e o respetivo tipo de ar.

Tabela 1 - Classificação do ar que circula nos sistemas de climatização [19]

Tipo de ar	Abreviatura	Cor
Ar exterior	ODA	Verde
Insuflação	SUP	Azul
Ar interior	IDA	Cinzento
Ar transferido	TRA	Cinzento
Extração	ETA	Amarelo
Retorno	RCA	Laranja
Exaustão	EHA	Castanho
Fuga	LEA	Cinzento
Infiltração	INF	Verde
Exfiltração	EXT	Cinzento
Mistura	MIA	-
Recirculação	SEC	Laranja

Estes tipos de máquinas são modulares, podendo ser adaptáveis em função do tipo do sistema de AVAC. A principal subdivisão do tipo de UTA's está no facto de existir mistura do ar de retorno ou não (Tabela 2):

Tabela 2 – Tipos de Unidades de Tratamento de Ar

Designação	Descrição
Unidade de Tratamento de Ar (UTA)	O ar a insuflar no edifício consiste numa mistura de AN obtido do exterior e de ar de retorno do interior do edifício
Unidade de Tratamento de Ar Novo (UTAN)	O ar a insuflar no edifício consiste na sua totalidade em ar obtido do exterior, ou AN

Estes dois tipos de UTA's podem ser também divididos em função da sua configuração:

Tabela 3 - Diferentes configurações de UTA's/UTAN's

Designação	Descrição
Em linha	A UTA/UTAN contém apenas um ventilador de insuflação ou de extração. Pode ser do tipo 100% de AN ou com mistura do ar interior através de uma caixa de mistura.
<i>Double-deck</i>	A UTA/UTAN contém duas secções distintas, uma de insuflação e outra de extração, sendo no fundo duas unidades em linha. Pode ser do tipo 100% de AN ou com mistura do ar interior através de uma caixa de mistura. Também pode conter uma secção de recuperação onde é recuperado o calor do ar de extração que vem a uma temperatura superior/inferior em relação ao ar exterior, dependendo se em modo de aquecimento ou arrefecimento.

Na Figura 11 é ilustrada uma UTA em configuração *double-deck* com caixa de mistura e com recuperação de calor.

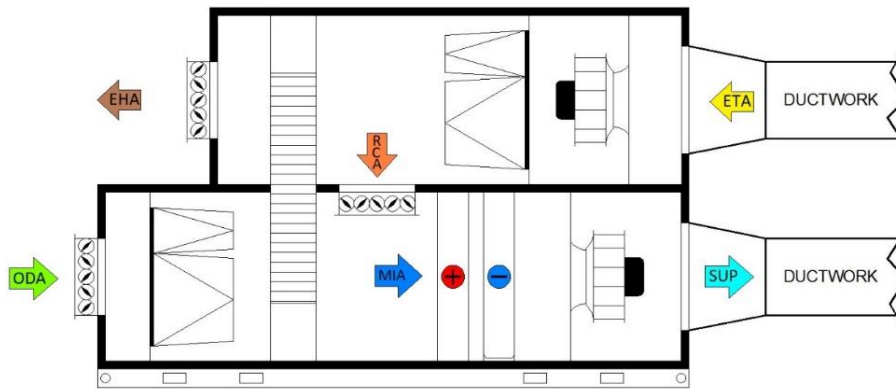


Figura 11 - Diagrama de funcionamento de uma UTA em configuração *double-deck*, adaptado [21]

Admissão/extração de ar: em cada entrada/saída de ar existe uma grelha para prevenir que objetos e/ou animais consigam entrar no interior da máquina.

Registos de caudal: são constituídos por várias placas em metal que podem abrir ou fechar, regulando o caudal que entra ou sai da UTA.

Filtros: servem para filtrar o ar que entra na UTA e no espaço a climatizar de partículas e poeira. Isto permite aumentar a qualidade do ar a insuflar. Associado a cada filtro existe um sensor de pressão. Este sensor permite determinar o estado de cada filtro e permite avisar aos técnicos se o filtro precisa de ser trocado.

Recuperador de calor: nesta secção é aproveitado o ar de retorno que vem a uma temperatura superior do AN. Os meios de recuperação de calor mais utilizados são: os recuperadores de fluxos cruzados e as rodas térmica. No caso dos fluxos cruzados o calor é recuperado sem a mistura de caudais. Este recuperador é constituído por várias camadas finas de alumínio. O fluxo de ar ocorre em direções contrárias. O calor do fluxo de ar de temperatura maior é transferido por convecção para as camadas de alumínio, dentro da camada é transferido por condução até ao lado oposto, e por fim é transferido novamente por convecção para o fluxo de ar mais frio (Figura 12).

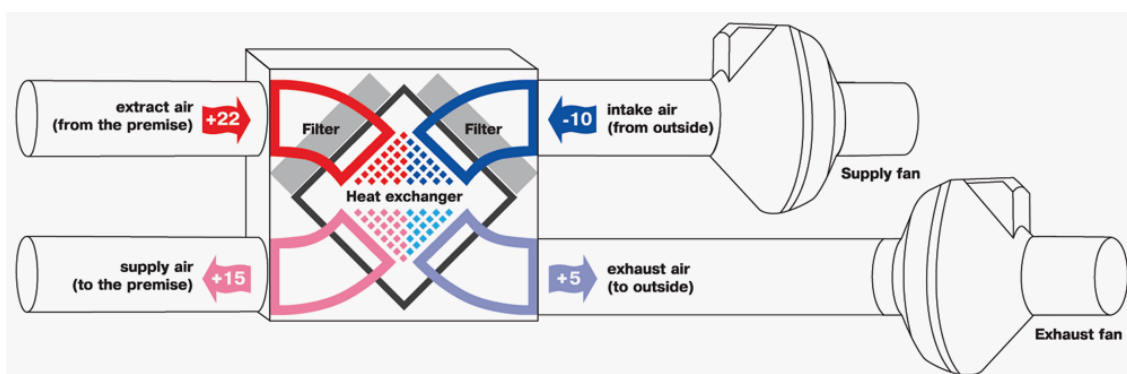


Figura 12 - Diagrama de funcionamento de um recuperador de calor do tipo fluxos cruzados [20]

No caso da recuperação por roda térmica, existe um pequeno motor elétrico que gera uma lenta rotação da roda. O ar de retorno entra em contacto com a roda térmica, que absorve o calor do ar por convecção. Após meia rotação, o calor é rejeitado da roda para o AN (Figura 13).

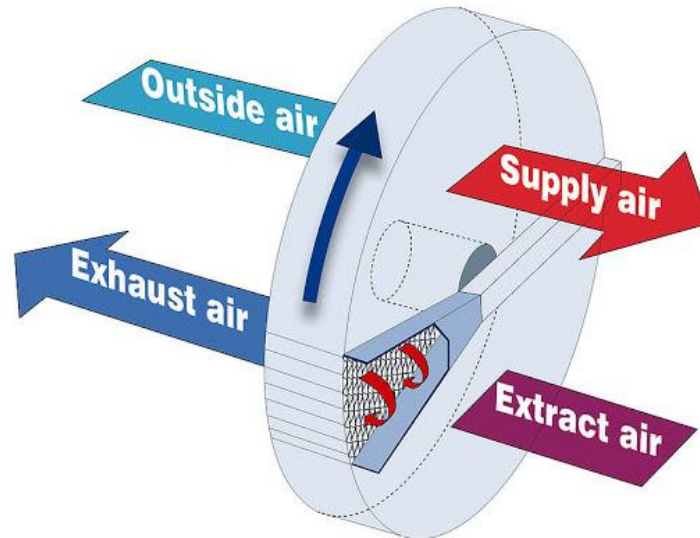


Figura 13 - Diagrama de funcionamento de uma roda térmica [21]

As rodas térmicas podem ser classificadas em rodas térmicas sensíveis, onde apenas é recuperado calor sensível, ou em rodas térmicas entálpicas, onde é recuperado calor sensível e calor latente [22].

A maior desvantagem deste tipo de recuperador é a existência de mistura de ar de retorno com o AN. A percentagem de caudal de fugas é de aproximadamente 1 a 5% do caudal de retorno [23]. Para sistemas em que o retorno contenha odores ou contaminantes, é recomendável a utilização de um recuperador de fluxos cruzados ao invés de roda térmica. Por outro lado, as rodas térmicas conseguem aproximadamente mais 5% de eficiência de recuperação de calor sensível do que os recuperadores de fluxos cruzados, e têm a vantagem de conseguirem também a recuperação de calor latente [2].

Baterias de aquecimento/arrefecimento: têm o objetivo de aquecer ou arrefecer o ar a insuflar. Na secção de admissão e na secção de insuflação existem sondas de temperatura. Isto permite à UTA comutar entre modo de aquecimento ou arrefecimento consoante o diferencial de temperatura. O fluido que transporte a energia térmica pode ser a água ou um fluido frigorígeno.

Humidificador: nos casos em que é necessário um controlo de humidade é necessário adicionar água ao ar a insuflar. Para isso injeta-se, ou gotículas de água no estado líquido, ou vapor de água num módulo de humificação. O controlo deste tipo de processo é feito através de um sensor de humidade instalado em conduta, imediatamente a seguir à UTA [24].

Ventilador: tem a função de insuflar o ar do exterior até às unidades terminais, ou extrair o ar interior viciado do edifício para o exterior. O controlo de velocidade destes ventiladores mais utilizado é denominado por DCV (*Demand Controlled Ventilation*). Neste tipo de controlo, o balanço de caudal insuflado e extraído é regulado em função do número de ocupantes ou em função da concentração de CO₂ no espaço [2]. A grande vantagem da utilização deste controlo é a poupança energética que é conseguida, em função da carga de ocupação, mantendo os níveis de QAI.

2.3.2 Lâmpadas Ultravioleta

As lâmpadas UVGI utilizam energia de luz ultravioleta de baixa radiação (UV-C) para inativar vírus, bactérias e organismos fúngicos de forma que percam a capacidade de se replicar e potencialmente causar a propagação de doenças [25]. A eficácia deste tipo de equipamento depende principalmente da dose de UV emitida aos microrganismos. A dose de UV (D_{UV} , J/m²) pode ser calculada através da Equação 8 [25]:

$$D_{UV} = I \cdot t \quad (8)$$

Onde I é a irradiação média em W/m² e t é o tempo de exposição em segundos.

Após obtida a dose de UV, é possível calcular a taxa de sobrevivência da população de microrganismos exposta à luz UV através da Equação 9 [25]:

$$S = e^{-k \cdot D_{UV}} \quad (9)$$

Onde k é a taxa de inativação associada a cada espécie de microrganismo em m²/J. No momento de desenvolvimento deste trabalho, os estudos incidentes no efeito da radiação UV no vírus SARS-CoV-2 (*Severe Acute Respiratory Syndrome Coronavirus 2*) eram escassos. Um único trabalho científico, incidente neste tema, mostra que a taxa de inativação para o SARS-CoV-2 tem um valor de 0,1867 m²/J [26].

A eficácia de inativação para uma passagem única de ar pode ser obtida através da Equação 10:

$$\eta = 1 - S \quad (10)$$

As lâmpadas UV são aplicadas em equipamentos de tratamento de ar de duas formas: incidência direta no ar a insuflar ou incidência nos filtros (Figura 14).

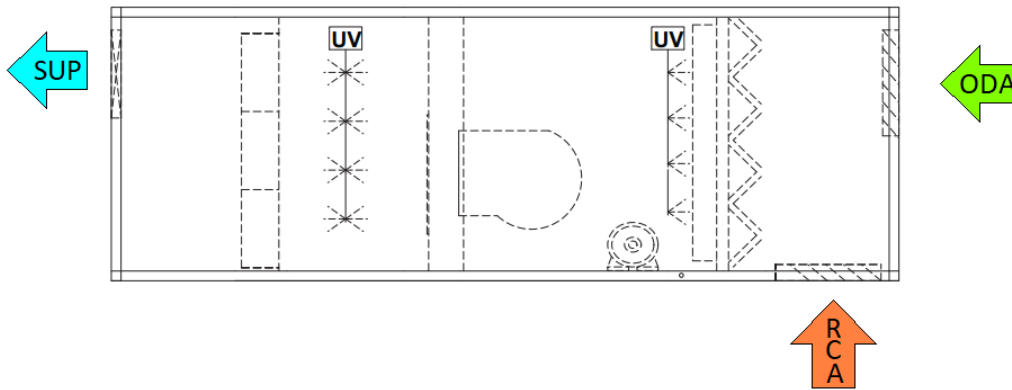


Figura 14 - Exemplo de aplicação de luz UV em UTA [27]

Além de purificar o ar circulado, a luz UV, também atua com um efeito descontaminante de superfície [27]. Ao aplicar a luz UV de forma a incidir diretamente num filtro é aumentado o seu tempo de vida útil significativamente. Na Figura 15 está ilustrado um exemplo de uma lâmpada UV-C aplicável em UTA ou em conduta.



Figura 15 - Lâmpada UV-C de aplicação em UTA ou conduta [28]

Além de aplicação em UTA's, existem também soluções mais compactas que permitem a instalação de luz UV em equipamentos terminais como VC's de conduta (Figura 16).

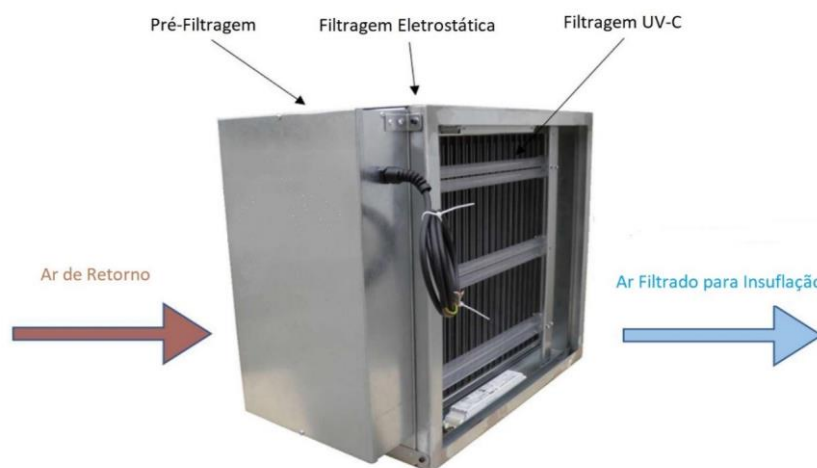


Figura 16 - Exemplo de módulo compacto de filtragem UV [29]

Este tipo de solução permite a adaptação de sistemas existentes sem intervenções de grande escala.

2.3.3 Unidade Purificadora de Ar

Uma Unidade Purificadora de Ar (UPA) é uma máquina modular do estilo *plug & play* instalada em espaços interiores (Figura 17) que tem como objetivo a filtragem e purificação do ar.



Figura 17 - Unidade de filtragem portátil [30]

O funcionamento deste equipamento baseia-se num fluxo de ar tendencialmente vertical, onde o ar contaminado é admitido na máquina pela secção inferior e o ar limpo é insuflado no espaço, no sentido vertical, a partir da secção superior (Figura 18).

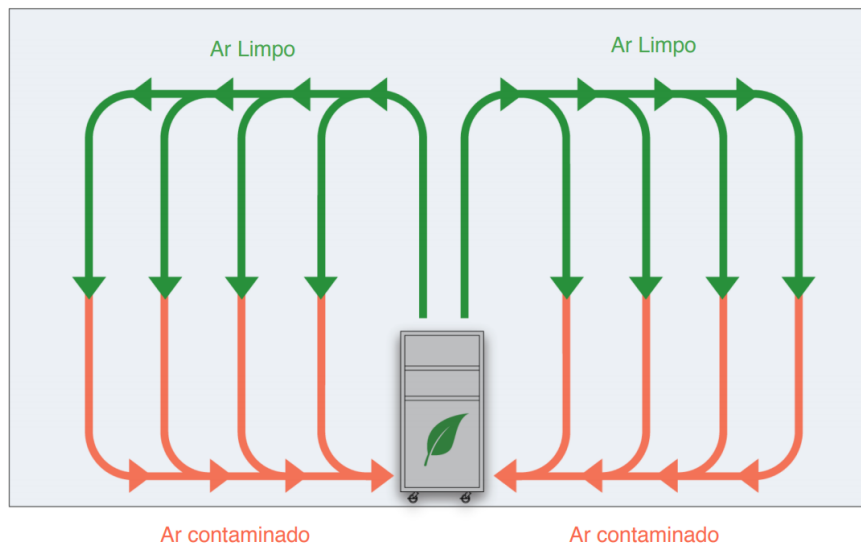


Figura 18 - Fluxo de ar tendencialmente vertical de uma UPA [30]

Isto garante que as partículas virais em suspensão no ar sejam removidas do nível de inalação, forçando o seu movimento para o nível do solo numa direção vertical. Este tipo de distribuição de ar é mais eficiente em espaços com o pé direito até três metros

A filtragem do ar tem como base a utilização de filtros de HEPA de classe H14, cuja eficiência é superior a 99,99% até partículas com diâmetro de 0,01 μm [31]. Além do filtro, existe a possibilidade de incluir uma lâmpada UVGI. O seu funcionamento baseia-se na emissão de luz com um comprimento de onda na ordem dos 265 nm. Este é o comprimento de onda mais eficaz para a destruição de microrganismos, incluindo vírus [2]. Além disso, a colocação desta luz junto ao filtro HEPA, permite aumentar o tempo de vida do filtro por três anos.

2.4 Meios de redução do risco de contágio

O mundo, no momento de escrita deste trabalho, enfrenta uma pandemia causada por um novo vírus, denominado *Severe Acute Respiratory Syndrome Coronavirus 2* (SARS-CoV-2). A doença provocada por este tipo de vírus foi designada de *Coronavirus Disease 2019* (COVID-19) pela Organização Mundial de Saúde (OMS) [32]. O contágio desta doença pode ocorrer de duas formas [33, 34]:

- **transmissão direta:** disseminação de gotículas respiratórias que contêm partículas virais libertadas pelo nariz ou boca de um indivíduo infetado e que são inaladas ou entram em contacto com a boca, nariz ou olhos de pessoas que estão próximas;
- **transmissão indireta:** as gotículas transmitidas por uma pessoa infetada podem depositar-se em objetos ou superfícies. Desta forma, podem infetar outras pessoas quando tocam com as mãos nestes objetos ou superfícies, que, em seguida, entram em contacto com a boca, nariz ou olhos.

Atualmente é sabido que grande parte dos casos de infeção deste vírus tiveram origem na partilha de espaços interiores [35]. Além disso, existe uma clara relação entre a ventilação e o controlo direcional de fluxo do ar, e o aumento da transmissão deste tipo de vírus por via de aerossóis [36, 37, 38, 39]. O mesmo conceito aplica-se não só ao caso mais recente do SARS-CoV-2, mas também a outros vírus como *rhinovírus* [40], *influenzavírus* [41, 42] e também à bactéria *mycobacterium tuberculosis*, responsável pela doença tuberculose [43].

2.4.1 Recomendações para sistemas de AVAC

Na Tabela 4 são apresentadas as diversas recomendações de medidas de prevenção aplicáveis a sistemas de AVAC existentes, indicadas pela *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers* (ASHRAE) [44, 45, 46, 47, 48], *Representatives of European Heating and Ventilating Associations* (REHVA) [49] e *Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan* (SHASE) [50, 51]:

Tabela 4 - Recomendações de medidas de prevenção a incorporar em sistemas de AVAC existentes

Aplicação	ASHRAE	REHVA	SHASE
Ar exterior	1. Aumentar o caudal de AN	1. Aumentar o caudal de AN; 2. Abrir as janelas regularmente	1. Aumentar o caudal de AN; 2. Abrir as janelas regularmente
Funcionamento dos sistemas de AVAC	1. Manter o funcionamento do sistema 24 horas por dia se possível; 2. Caso contrário, manter a ventilação ligada duas horas antes e após a ocupação normal; 3. Desativar o DCV	1. Manter a ventilação ligada duas horas antes e após ocupação normal; 2. Manter a extração dos WC's ligada 24 horas por dia; 3. Em sistemas DCV, mudar o <i>setpoint</i> de CO ₂ para 400 ppm	1. Manter o funcionamento do sistema 24 horas por dia se possível; 2. Manter a extração dos WC's ligada 24 horas por dia; 3. Em sistemas DCV, baixar o <i>setpoint</i> de concentração de CO ₂
Setpoint de temperatura e humidade	1. Controlar a temperatura e humidade é benéfica, mas deve ser analisado caso a caso	1. Não é necessário ajustar a temperatura e a humidade	1. A temperatura deve ser mantida entre os 17 e 28°C e a humidade relativa deve ser mantida entre os 40 e os 70%
Diferencial de pressão	1. O fluxo de ar deve ser feito das áreas de uso pessoal para áreas públicas	1. Deve ser garantida uma subpressão nas instalações sanitárias	1. Deve ser garantida uma subpressão nas instalações sanitárias
Filtragem do ar	1. Filtragem HEPA e UVGI são recomendados	1. Os filtros devem ter a manutenção usual	1. Para sistemas com 100% de AN a filtragem não precisa de alterações. 2. Para sistemas com retorno a troca de filtros deve ser feita mais vezes que o normal
Recuperadores de calor	1. Verificar regularmente as fugas das rodas térmicas	1. Se a percentagem de fugas num permutador de calor for inferior a 5%, deve-se aumentar o caudal de AN; 2. Caso contrário, aumentar o caudal de insuflação	1. Para o caso de rodas térmicas, se a pressão de retorno for inferior que a pressão de insuflação, aumentar o caudal de insuflação

A partir da análise das recomendações resumidas na Tabela 4, observam-se algumas divergências:

- A ASHRAE recomenda o uso de filtragem HEPA e UVGI enquanto que a REHVA e a SHASE não recomendam alterações no nível de filtragem instalada;
- De acordo com a REHVA, não deve existir um controlo de temperatura e humidade específico, mas as outras duas sociedades sugerem que o mesmo controlo tem benefícios no combate à propagação do vírus;
- O aumento do caudal de AN sugerido pelas três entidades pode não ser aplicável em todos os sistemas de AVAC, devido à limitação de potência instalada das unidades produtoras de energia térmica, e devido à limitação dos ventiladores existentes dos sistemas de tratamento de ar.

2.4.2 Modelo de Wells-Riley

De forma a quantificar o risco de infeção de doenças transmitidas pelo ar, Riley desenvolveu um modelo matemático capaz de prever a PI em espaços interiores [52]. Este modelo tem o nome de modelo de Wells-Riley e trata-se de um modelo simplificado onde são consideradas as renovações por hora e caudal filtrado de um espaço. Neste modelo, a dose de partículas virais emitidas é expressa em função da taxa de emissão de unidades de *quanta* (*quanta/h*) [53]. Uma unidade de *quanta* tem como definição a dose de gotículas respiratórias que contêm partículas virais transmitidas pelo ar necessárias para infetar 63% dos ocupantes suscetíveis [54]. De acordo com este modelo, a PI pode ser calculada através da Equação 11 [55]:

$$PI = 1 - e^{-n} \quad (11)$$

Onde n é a dose de partículas virais inalada por uma pessoa suscetível em *quanta/h*.

A dose de partículas virais inalada pode ser obtida através da Equação 12:

$$n = q_{\text{médio}} p D \quad (12)$$

Onde $q_{\text{médio}}$ é a concentração média de partículas virais do espaço durante um período de tempo em *quanta/m³*, p é o caudal volúmico respiratório de um ocupante não infetado em *m³/h* e D é a duração do contacto com uma fonte de contágio em horas.

Este modelo tem por base quatro suposições:

- É atribuído para os ocupantes apenas um indivíduo infetado e a quantidade de partículas virais emitida é constante ao longo do tempo;
- É considerado que as partículas virais libertadas estão distribuídas uniformemente pelo espaço, logo, o risco de contágio é também uniforme em toda a área do espaço;
- O modelo apenas considera as partículas virais que estão em suspensão nos aerossóis do espaço. O risco de infeção por contacto direto de partículas virais não é considerado, ou seja, o modelo tem em conta que existe um distanciamento social de 1,5 metros;
- A concentração de partículas virais de um espaço em função do tempo tem o valor inicial de zero.

Assumindo a uniformidade da distribuição de partículas no espaço, a concentração de partículas pode ser calculada através da Equação 13:

$$\frac{dq}{dt} = \frac{E}{V} - \lambda q \quad (13)$$

Onde E é a dose de partículas virais emitidas em *quanta/h*, V é o volume do espaço em *m³* e λ é o coeficiente de perdas.

Assumindo uma concentração de partículas virais inicial de zero no início da ocupação do espaço, é possível resolver a Equação 13 e obtém-se a Equação 14 e a Equação 15:

$$q(t) = \frac{E}{\lambda V} (1 - e^{-\lambda t}) \quad (14)$$

$$q_{\text{médio}} = \frac{1}{D} \int_0^D q(t) dt = \frac{E}{\lambda V} \left[1 - \frac{1}{\lambda D} (1 - e^{-\lambda D}) \right] \quad (15)$$

Trabalhando a Equação 11 e a Equação 15 obtém-se a Equação 16:

$$P = 1 - \exp\left(-\frac{EpD}{\lambda V} \left[1 - \frac{1}{\lambda D} (1 - e^{-\lambda D}) \right]\right) \quad (16)$$

O coeficiente de perdas (λ , h^{-1}) consiste em quatro componentes conforme a Equação 17:

$$\lambda = \lambda_v + \lambda_d + k_f + k_d \quad (17)$$

Onde λ_v corresponde ao número de renovações por hora (RPH's) de ar do espaço, λ_d é a taxa de partículas virais que se depositam em superfícies do espaço por hora, k_f é a taxa de partículas virais filtradas por hora e k_d é a taxa de decadência do vírus por hora.

Com base nos estudos existentes, para a taxa de partículas virais depositadas em superfícies (λ_d) pode-se assumir um valor de 0,30 [53, 56, 57].

A taxa de remoção de partículas virais devido a filtragem (k_f) pode ser obtida através da Equação 18:

$$k_f = \frac{Q_f \eta_f}{V} \quad (18)$$

Onde Q_f é o caudal de ar que atravessa o filtro em m^3/h , η_f é a eficiência do filtro na remoção das partículas virais em causa e V é o volume do espaço em m^3 .

O valor da taxa de decadência (k_d) depende do tipo de vírus. Para o caso do SARS-CoV-2 são escassos o número de estudos que refletem sobre este tema (Tabela 5):

Tabela 5 - Valores de taxa de decadência do vírus SARS-CoV-2

Referência	Valor de k_d
Fears [58]	0
Van Doremalen [59]	0,63
REHVA [53]	0,32

Face a discrepância existente entre os valores da taxa de decadência, é recomendado utilizar o valor mais pessimista, de forma a obter um cálculo mais conservador.

O caudal volúmico respiratório (p) depende do tipo de atividade física desenvolvida. Os valores adotados para atividades comuns estão disponíveis na Tabela 6.

Tabela 6 – Caudal volúmico respiratório em função da atividade física [53, 60, 61]

Tipo de Atividade	Caudal volúmico [m ³ /h]
Descanso (escritórios, salas de aula)	0,54
Falar (sala de reuniões, restaurantes)	1,10
Moderada (<i>shopping</i> , cafés, bares)	1,38
Alta (salas de musculação, ginásios)	3,30

Os valores da Tabela 6 são válidos para uma situação em que os ocupantes não utilizam máscara de proteção.

A taxa de emissão de partículas virais (E) varia em função do vírus e em função da atividade física desenvolvida. Na Tabela 7 são apresentados os valores obtidos de estudos para o caso do vírus SARS-CoV-2.

Tabela 7 - Taxa de emissão de *quanta* em função da atividade física [53, 62]

Tipo de Atividade	Taxa de emissão de partículas virais [quanta/h]
Descanso, apenas respiração	3,1
Alta, apenas respiração	21
Moderada, falar	42
Moderada, cantar	270

Os valores da Tabela 7 são válidos para uma situação em que os ocupantes não utilizam máscara de proteção.

A utilização deste modelo permite quantificar o peso que as diferentes medidas de prevenção têm no risco de contágio. Na Figura 19 está representado um gráfico com a variação da probabilidade de contágio ao longo do tempo de contacto com uma fonte de contágio para um espaço de cinquenta metros quadrados. Os parâmetros utilizados neste cálculo podem ser consultados Anexo A.

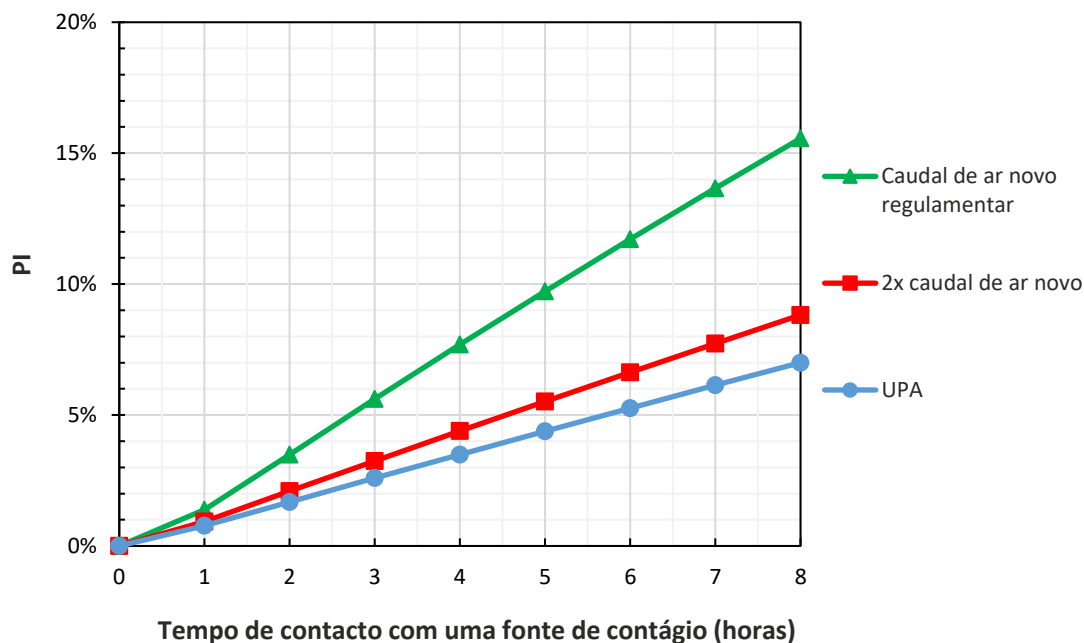


Figura 19 – Evolução da PI em função do tempo para diferentes sistemas de AVAC

Verifica-se que com a instalação de uma UPA no espaço, para uma ocupação de oito horas, a PI diminui em mais de metade em relação à configuração original. Para o caso do aumento do caudal de AN para o dobro, a PI é reduzida para aproximadamente 9%. Verifica-se também que quanto maior o tempo de utilização do espaço, maior o efeito das medidas de prevenção na PI. Para espaços utilizados entre zero e uma hora, o impacto da UPA e do aumento do caudal de AN é insignificante.

Estas alterações trazem um aumento do consumo elétrico ao sistema de AVAC. Um rácio entre o aumento do custo anual da instalação e a redução do risco de contágio é relevante para quantificar a viabilidade destas instalações.

2.4.3 Efeitos dos sistemas de AVAC na propagação de doenças infecciosas

Na comunidade científica existem estudos que relevam a importância de quantificar os efeitos que estas medidas têm na diminuição do contágio de doenças infecciosas. Na Tabela 8 são descritos dois artigos que expõem os efeitos positivos e negativos dos sistemas de AVAC na propagação deste tipo de doenças descobertos até à data de escrita deste trabalho.

Tabela 8 - Efeito dos sistemas de AVAC na propagação de doenças infecciosas

Autor	Resumo
Parham Azimi, 2013 [63]	Neste artigo é feita, para um sistema de AVAC, a comparação entre o impacto da aplicação de filtros, e o impacto do aumento de caudal de AN, no risco de contágio de doenças infecciosas transmitidas pelo ar em ambientes interiores. A metodologia utilizada baseia-se numa versão modificada do modelo Wells-Riley. Como caso de estudo é utilizado um cenário fictício de transmissão do vírus influenza a partir de um indivíduo infetado num escritório de quinhentos metros quadrados em <i>open space</i> com 25 ocupantes. Concluiu-se que com a aplicação de filtragem adicional é possível atingir menor nível de risco de contágio do que com o aumento de caudal de AN, com um custo de operação menor.
Jianyun Lu, 2020 [64]	Neste artigo foi estudado um surto de contágio do vírus SARS-CoV-2 que teve origem num restaurante. Durante um almoço em que o mesmo espaço foi partilhado por aproximadamente sessenta minutos, resultaram dez novos doentes de COVID-19. Após a análise temporal, verificou-se que apenas um dos infetados poderia ser a fonte de infeção para os restantes ocupantes. Analisando a disposição das mesas da sala, estipulou-se que a distância entre os ocupantes que acabaram por ser infetados e a fonte de contágio era superior a um metro. Concluiu-se que neste surto, a transmissão do vírus por via de gotículas respiratórias foi potencializada pela ventilação de uma unidade mural de ar condicionado. O fator-chave para a infeção foi a direção do fluxo de ar, visto que os restantes ocupantes da sala que não estavam na linha do fluxo de ar da unidade de mural não ficaram infetados.

Com base nos artigos científicos apresentados, conclui-se que, através do modelo de Wells-Riley a implementação de meios de filtragem de partículas virais têm um impacto considerável na PI em espaços interiores. Também se verifica que a correta difusão do ar influencia a forma como as partículas virais são distribuídas pelos espaços.

CASO DE ESTUDO

3.1 APRESENTAÇÃO DO EDIFÍCIO

3.2 ZONAMENTO CLIMÁTICO DO EDIFÍCIO

3.3 TEMPERATURAS DE PROJETO

3.4 CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA DO EDIFÍCIO

3.5 SISTEMA DE AVAC EXISTENTE

3 CASO DE ESTUDO

Neste capítulo será descrito o caso de estudo que este trabalho teve como base. Serão também apresentados todos os pressupostos e parâmetros utilizados no cálculo da carga térmica para cada espaço do edifício.

3.1 Apresentação do Edifício

O edifício utilizado como caso de estudo no desenvolvimento desta dissertação trata-se de um Centro Comercial situado na Área Metropolitana de Lisboa. Este Centro Comercial tem um piso e é constituído por um *Mall* de circulação com acesso ao cais do metro, dezassete lojas, incluindo lojas do ramo alimentar e uma zona de refeições.

3.2 Zonamento Climático do Edifício

Para o enquadramento do edifício na respetiva zona climática, foi seguida a metodologia presente no Despacho n.º 15793-F/2013 [65].

Conforme a Tabela 9, verifica-se que o Município de Lisboa se situa no zonamento climático de Grande Lisboa. Este zonamento baseia-se na Nomenclatura das Unidades Territoriais para Fins Estatísticos de nível III (NUTS III).

Tabela 9 - NUTS III, adaptado [65]

NUTS III	Municípios
Lezíria do Tejo	Almeirim, Alpiarça, Azambuja, Benavente, Cartaxo, Chamusca, Coruche, Golegã, Rio Maior, Salvaterra de Magos, Santarém
Grande Lisboa	Amadora, Cascais, Lisboa, Loures, Mafra, Odivelas, Oeiras, Sintra, Vila Franca de Xira
Península de Setúbal	Alcochete, Almada, Barreiro, Moita, Montijo, Palmela, Seixal, Sesimbra, Setúbal

Os valores dos parâmetros climáticos X associados a um determinado local, são obtidos a partir de valores de referência X_{REF} para cada NUTS III e ajustados com base na altitude desse local, z .

Estas correções são do tipo linear, com declive α , proporcionais à diferença entre a altitude do local e uma altitude de referência z_{REF} para a NUTS III, conforme mostra a Equação 19:

$$X = X_{REF} + \alpha (z - z_{REF}) \quad (19)$$

Para o edifício em questão, a altura z é de 78 metros.

3.2.1 Estação de aquecimento

Na Tabela 10 estão disponíveis os valores de referência e declives para ajustes em função da altitude da localização do edifício para a estação de aquecimento.

Tabela 10 - Valores de referência e declives para ajustes em altitude para a estação de aquecimento, adaptado [65]

	z REF m	M		GD		$\theta_{ext,i}$		G_{Sul} kWh/m ² por mês
		REF meses	a mês/km	REF °C	a °C/km	REF °C	a °C/km	
Lezíria do Tejo	73	5,2	3	1135	2700	10,2	-7	145
Grande Lisboa	109	5,3	3	1071	1700	10,8	-4	150
Península de Setúbal	47	4,7	0	1045	1500	10,7	-4	145

Onde GD é número de graus-dias, na base de 18°C, correspondente à estação convencional de aquecimento em graus Celsius, M é a duração da estação de aquecimento em meses, $\theta_{ext,i}$ é a temperatura exterior média do mês mais frio da estação de aquecimento em graus Celsius e G_{Sul} é a energia solar média mensal durante a estação, recebida numa superfície vertical orientada a sul [kWh/m².mês]

Aplicando a Equação 19, obtiveram-se os seguintes parâmetros climáticos de inverno (Tabela 11):

Tabela 11 - Parâmetros climáticos de inverno

Valores de Referência		Declive α		Valores Corrigidos	
Z_{REF} [km]	0,109	-	-	$Z-Z_{REF}$	-0,031
M_{REF} [meses]	5,3	3	mês/km	M	5,2
GD_{REF} [°C]	1.071	1.700	°C/km	GD	1.018
$\theta_{ext,i REF}$ [°C]	10,8	-4	°C/km	$\theta_{ext,i}$	10,9

Após obtido o valor de GD corrigido, é possível confirmar qual a zona climática de inverno (Tabela 12):

Tabela 12 - Critérios para a determinação da zona climática de inverno, adaptado [65]

Critério	$GD \leq 1300$	$1300 < GD \leq 1800$	$GD > 1800$
Zona	I1	I2	I3

Conclui-se então que, para a estação de aquecimento, o edifício enquadra-se na zona climática **I1**.

3.2.2 Estação de arrefecimento

Através da Tabela 13 retiram-se os valores de referência e declives para ajustes em função da altitude da localização do edifício para a estação de arrefecimento.

Tabela 13 - Valores de referência e declives para ajustes em altitude para a estação convencional de arrefecimento, adaptado [65]

z REF m	$\theta_{\text{ext,v}}$		I_{sol}									
	REF	a	kWh/m ² acumulados de junho a setembro									
	°C	°C/km	0°	90° N	90° NE	90° E	90° SE	90° S	90° SW	90° W	90° NW	
Grande Lisboa	109	21,7	-10	840	225	365	500	495	410	495	500	365
Península de Setúbal	47	22,8	-5	845	225	365	505	495	410	495	505	365

Onde $\theta_{\text{ext,v}}$ é a temperatura exterior média em graus Celsius e I_{sol} é a energia solar acumulada durante a estação, recebida na horizontal (inclinação 0°) e em superfícies verticais (inclinação 90°) para os quatro pontos cardeais e os quatro colaterais, [kWh/m²].

Aplicando novamente a Equação 19, obtiveram-se os seguintes parâmetros climáticos de verão:

Tabela 14 - Parâmetros climáticos de arrefecimento

Valores de Referência		Declive α		Valores Corrigidos	
Z_{REF} [km]	0,109	-		$Z-Z_{\text{REF}}$	-0,031
$\theta_{\text{ext,v REF}}$ [°C]	21,7	-10	°C/km	$\theta_{\text{ext,v}}$	22,01

Efetuada a correção, é possível agora confirmar através da Tabela 15 qual a zona climática de inverno para o valor de $\theta_{\text{ext,v}}$.

Tabela 15 - Critérios para a determinação da zona climática de verão, adaptado [65]

Critério	$\theta_{\text{ext,v}} \leq 20^{\circ}\text{C}$	$20^{\circ}\text{C} < \theta_{\text{ext,v}} \leq 22^{\circ}\text{C}$	$\theta_{\text{ext,v}} > 22^{\circ}\text{C}$
Zona	V1	V2	V3

Conclui-se então que, para a estação de aquecimento, o edifício enquadra-se na zona climática **V3**.

3.3 Temperaturas de projeto

3.3.1 Temperaturas exteriores

As temperaturas exteriores de projeto foram obtidas através dos dados disponibilizados pela ASHRAE [66]. Foi considerada uma média dos valores registados na estação meteorológica do Aeroporto de Lisboa para os anos de 2009, 2013 e 2017, visto apenas existir registo destes três anos nesta publicação de condições climáticas. Para a estação de inverno e para a estação de verão, considerou-se uma probabilidade de ocorrência de 99,6% e 0,4%, respetivamente. As condições exteriores de projeto obtidas foram as seguintes (Tabela 16):

Tabela 16 - Condições exteriores de projeto

Condições exteriores de projeto	Estação de inverno	Estação de verão
Temperatura de bolbo seco [°C]	4,5	33,9
Temperatura de bolbo húmido [°C]	3,9	20,3
Humidade relativa [%]	90,0	28,3

3.3.2 Temperaturas interiores

As temperaturas interiores de projeto e respetivas humidade relativas, foram estipuladas através na Norma 55 da ASHRAE [67] que define as temperaturas de operação aceitáveis para ocupação humana, em cenários típicos de verão e inverno. As condições interiores de projeto escolhidas foram as seguintes (Tabela 17):

Tabela 17 - Condições interiores de projeto

Condições interiores de projeto	Estação de inverno	Estação de verão
Temperatura de bolbo seco [°C]	22,0	25,0
Humidade relativa [%]	40 a 60	40 a 60

3.4 Cálculo da Carga Térmica do Edifício

Neste subcapítulo serão apresentados os diversos passos intermédios de cálculo de carga térmica. Este cálculo foi efetuado com recurso ao software HAP (versão 5.11).

3.4.1 Caracterização dos espaços

Os espaços interiores são classificados como úteis ou não-úteis, consoante a sua utilização [68]. Os espaços úteis têm ocupação permanente e são climatizados. Os espaços não úteis têm ocupação pontual e não necessitam de ser climatizados, como por exemplo, anexos ou instalações sanitárias.

De forma a classificar e a descrever o tipo de utilização de cada espaço, na Figura 20 é ilustrada a planta do edifício com um esquema de cores e a respetiva legenda:

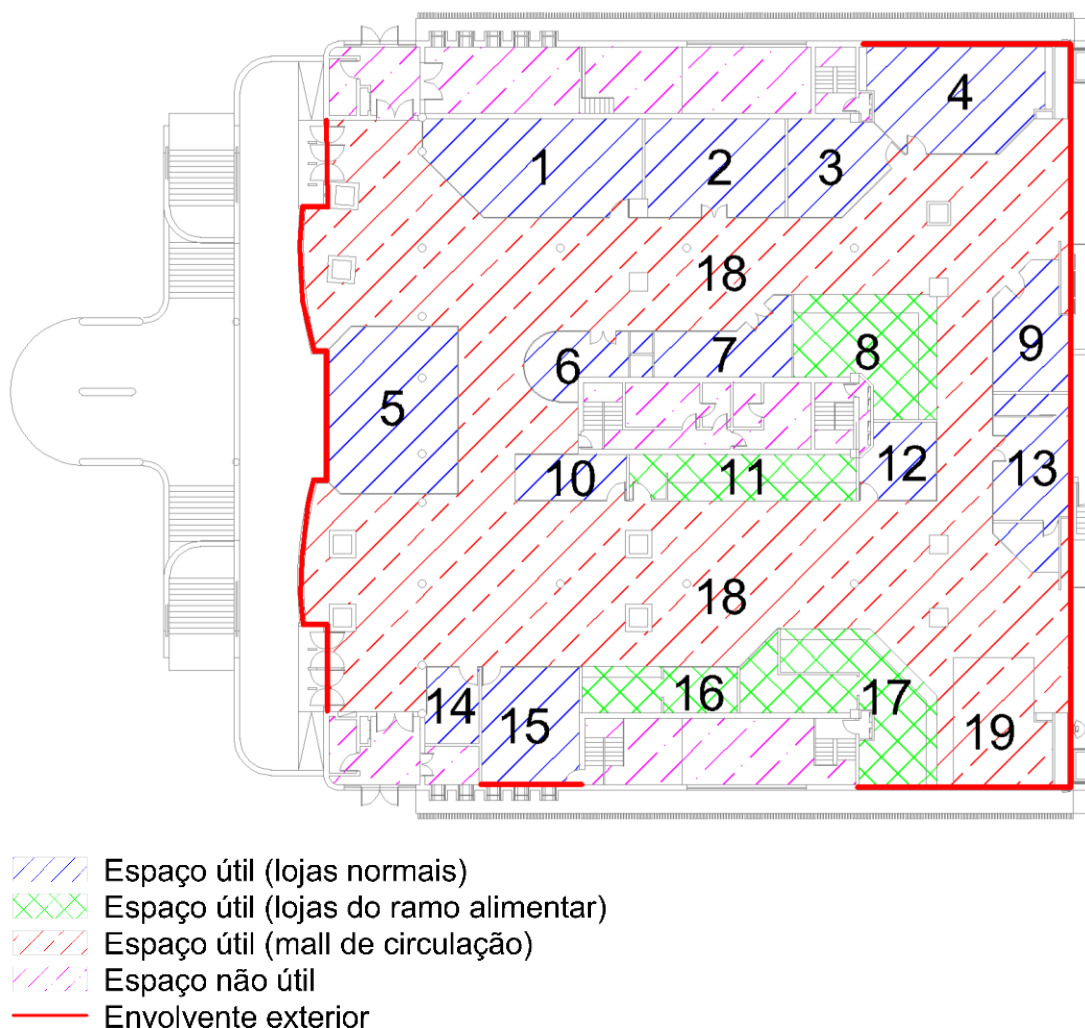


Figura 20 - Classificações dos espaços e respetiva legenda

Conforme a Figura 20, verifica-se a localização da fronteira da envoltente exterior, onde ocorrem as perdas ou ganhos de calor. No piso superior ao centro comercial existe um espaço de escritórios. Este espaço considerou-se como climatizado sendo que não existem perdas ou ganhos de calor pela cobertura. Quanto ao solo, foi considerado todo o piso zero em contacto com pavimento térreo.

A correspondência da numeração dos espaços pode ser consultada no Anexo B.

3.4.2 Caracterização Física da Envoltente

Os valores dos diferentes parâmetros referentes às soluções construtivas que caracterizam as envoltentes foram atribuídos através das bases de arquitetura do

edifício. Na Tabela 18 estão disponíveis os valores do coeficiente de transmissão térmica global para os diferentes tipos de envolvente.

Tabela 18 - Coeficientes de transmissão térmica das diferentes envoltentes

Envolvente	Materiais	Coeficiente de transmissão térmica global [W/(m ² .°C)]
Parede Exterior	Azulejo exterior	2,982
	Parede de betão	
	Azulejo interior	
Envidraçados e portas	-	3,50
Parede interior	-	2,982*
Cobertura	-	2,982*
Pavimento	-	2,982*

*Perante a escassez de dados mais detalhados relativos à arquitetura do edifício em questão, foram arbitrados, por excesso, valores para os restantes tipos de envoltentes, na mesma escala de grandeza da parede exterior.

O cálculo completo do coeficiente de transmissão térmica global para a parede exterior encontra-se no Anexo C. Para o caso dos envidraçados, foi considerado um fator solar de 0,56.

3.4.3 Ocupação

A determinação do nível de ocupação dos diferentes espaços úteis, para efeitos de contabilização dos ganhos internos e dos valores de calor libertado, teve por base os valores recomendados no Decreto-Lei n.º 79/2006 [69]. A densidade de ocupação considerada foi a seguinte (Tabela 19):

Tabela 19 - Densidade de ocupação em função do tipo de espaço

Tipo de espaço	Densidade de ocupação
Mall de circulação	5 m ² /ocupante
Lojas normais	5 m ² /ocupante
Lojas ramo alimentar	5 m ² /ocupante
Zona de refeições	44 ocupantes*

*Valor obtido em função do *layout* de mesas disponibilizado

Os ganhos térmicos por ocupante e por espaço, foram definidos com base nos valores recomendados pela ASHRAE [70]. Os valores adotados podem ser consultados na Tabela 20:

Tabela 20 - Ganhos térmicos por ocupação em função do tipo de espaço por ocupante

Tipo de espaço	Q _{total} [W/ocup.]	Q _{sensível} [W/ocup.]	Q _{latente} [W/ocup.]
Lojas	130	75	55
Lojas do ramo alimentar	160	80	80
Mall de circulação	145	75	70
Zona de refeições	115	70	45

Os ganhos térmicos por ocupação em regime de 100% de ocupação podem ser consultados no Anexo B.

3.4.4 Iluminação

De forma a determinar da potência elétrica dissipada na forma de calor dentro dos diferentes espaços úteis, para efeitos de contabilização dos ganhos internos e dos valores de calor libertado, é necessário estimar a potência elétrica instalada em cada espaço.

Para os ganhos por iluminação foi considerado um rácio de 15 W/m² [70]. Considerou-se também um fator de carga de um visto que o sistema de iluminação não contempla regulação de potência. Para o caso do *mall* de circulação, da zona de refeições e da cafetaria, o valor da potência elétrica instalada foi definido em função das informações disponibilizadas no projeto de iluminação do edifício em questão. Esta informação encontra-se no Anexo D.

Os ganhos térmicos por iluminação em regime de 100% de utilização podem ser consultados no Anexo E.

3.4.5 Equipamentos

Para efeitos de contabilização dos ganhos internos devido aos equipamentos instalados, admitiram-se os valores recomendados no Decreto-Lei n.º 79/2006 [69]:

Tabela 21 - densidade de equipamento em função do tipo de espaço

Tipo de espaço	Densidade de equipamento
Mall de circulação	5 W/m ²
Lojas normais	5 W/m ²
Lojas ramo alimentar	30 W/m ²
Zona de refeições	5 W/m ²

Para o caso da Pizzeria e do *Snack-bar*, a potência libertada sobre a forma de calor devido aos equipamentos foi calculada em função do *layout* da loja disponibilizado. Esta informação encontra-se no Anexo F.

Os ganhos térmicos por equipamentos em regime de 100% de utilização podem ser consultados no Anexo E.

3.4.6 Renovação de ar

De forma a definir os caudais mínimo de AN e extração dos diversos espaços, utilizou-se o método prescritivo apresentado na Portaria n.º 353-A/2013 [71].

Este método baseia-se na determinação dos caudais de AN que garantem a diluição da carga devido:

1. Aos ocupantes do espaço e em função do tipo de atividade física (atividade metabólica) aí desenvolvida;
2. Ao próprio edifício e em função do tipo de materiais usados na construção, nos revestimentos das superfícies e mobiliário.

O caudal a considerar por aplicação deste método corresponde ao maior valor calculado para os dois tipos de carga poluente acima referidos.

Excluem-se do cumprimento de valores de caudal mínimo de AN ou da verificação de condições de adequada ventilação natural, as seguintes situações:

1. Espaços sem ocupação permanente, designadamente, corredores, balneários, instalações sanitárias, arrumos, armazéns, copas e similares ou espaços que são ocupados ocasionalmente e por períodos de tempo inferiores a 2h por dia;
2. Espaços técnicos e locais sujeitos a requisitos de higiene e segurança no local de trabalho, relativos à renovação do ar interior, no âmbito da respetiva atividade, com fontes poluentes específicos e nos quais são manuseados produtos químicos ou biológicos.

Para o critério de ocupação, foram considerados os caudais mínimos de AN por pessoa, em função do tipo de atividade, representados na Tabela 22:

Tabela 22 - Caudal mínimo de AN determinado em função da carga poluente devida à ocupação

Tipo de espaço	Tipo de atividade	Caudal mínimo de AN por pessoa [m ³ /(h.ocup)]
Mall de circulação	Moderada	35
Lojas normais	Sedentária	24
Lojas ramo alimentar	Moderada	35
Zona de refeições	Sedentária	24

Para o critério da carga poluente, foram considerados os caudais mínimos de AN por pessoa, em função do tipo de poluentes, representados na Tabela 23.

Tabela 23 - Caudal mínimo de AN determinado em função da carga poluente devida ao edifício

Atividades do espaço	Espaços	Caudal mínimo de AN por pessoa [m ³ /(h.m ²)]
Com atividades que envolvam a emissão de poluentes específicos	Cosmética, Perfumaria 01, Perfumaria 02, Farmácia, Atelier de unhas	5
Sem atividades que envolvam a emissão de poluentes específicos	Restantes espaços	3

O valor de caudal de AN a introduzir nos espaços deve ser corrigido pela eficácia de remoção de poluentes, conforme a Equação 20:

$$Q_{ANf} = \frac{Q_{AN}}{\varepsilon_v} \quad (20)$$

Onde Q_{ANf} é o caudal mínimo de AN final corrigido em m³/h, Q_{AN} é o maior valor de caudal mínimo de AN obtido pelo critério de ocupação ou poluente e ε_v é a eficácia de remoção de poluentes.

Para este edifício, dada a existência de um teto falso, foi considerado um sistema com insuflação pelo teto, e extração ou retorno pelo teto, resultando numa eficácia de remoção de 0,8 [71].

Os caudais mínimos de AN obtidos para cada espaços podem ser consultados no Anexo G.

Foi também considerado um valor de uma RPH de infiltrações devido ao facto de existirem portas de acesso público para o exterior.

3.4.7 Perfis de ocupação e utilização

Para efeitos de contabilização dos ganhos internos, os perfis de ocupação e de utilização de iluminação e equipamentos foram definidos com base nos padrões de referência de utilização de edifícios disponíveis no Decreto-Lei n.º 79/2006 [69].

Os valores considerados por hora e por dia da semana para os perfis de ocupação, de utilização de iluminação e de utilização de equipamentos podem ser consultados no Anexo H, no, Anexo I e no Anexo J, respetivamente.

3.4.8 Valor da Carga Térmica

O resultado da carga térmica global do edifício obtido, tendo em conta todos os parâmetros estabelecidos previamente, está disponível na Tabela 24. Estes valores foram obtidos com recurso ao software HAP (versão 5.11).

Tabela 24 - Valores globais de carga térmica obtidos para o edifício em estudo

Ref.	Espaço	Envolvente + ganhos internos		Ventilação		Total		Total W/m ²
		Qarref. [kW]	Qaquec. [kW]	Qarref. [kW]	Qaquec. [kW]	Qarref. [kW]	Qaquec. [kW]	
1	Têxteis-Lar	2,7	0,8	1,1	1,9	3,8	2,7	65,4
2	Pronto a vestir 02	1,9	0,5	0,8	1,5	2,8	1,9	67,9
3	Sapataria	1,3	0,3	0,5	1,0	1,8	1,3	69,5
4	Pronto a vestir 03	3,0	2,7	1,0	1,8	4,0	4,5	75,9
5	Charcutaria	3,2	1,2	1,2	2,1	4,4	3,3	70,1
6	Cosmética	0,8	0,0	0,4	0,6	1,2	0,6	70,8
7	Perfumaria 01	1,0	0,0	0,5	0,8	1,5	0,8	66,5
8	Pizaria	3,0	0,0	1,2	2,1	4,2	2,1	98,8
9	Perfumaria 02	1,6	1,3	0,5	1,0	2,2	2,2	86,7
10	Pronto a vestir 01	0,6	0,0	0,3	0,5	0,9	0,5	61,8
11	Cafetaria	3,2	0,0	0,8	1,4	4,0	1,4	133,6
12	Roupa Interior	0,8	0,0	0,4	0,6	1,2	0,6	70,8
13	Farmácia	2,2	1,7	0,7	1,3	2,9	3,0	83,5
14	Atelier Unhas	0,6	0,3	0,3	0,5	0,9	0,8	77,1
15	Loja Telemóveis	1,8	1,1	0,6	1,1	2,5	2,3	72,2
16	Gelataria	4,2	0,5	0,7	1,2	4,9	1,7	232,1
17	<i>Snack-bar</i>	4,5	1,3	1,5	2,6	5,9	3,9	107,9
18	<i>Mall</i> de circulação	33,3	22,3	18,7	33,3	52,0	55,6	73,8
19	Zona de Refeições	5,6	1,6	4,0	7,1	9,6	8,7	240,6
TOTAL		75,4	35,6	35,1	62,5	110,5	98,1	-

Na Figura 21 é apresentado um gráfico onde é indicado os valores percentuais de cada componente do valor da carga térmica para a estação de arrefecimento e para a estação de aquecimento.

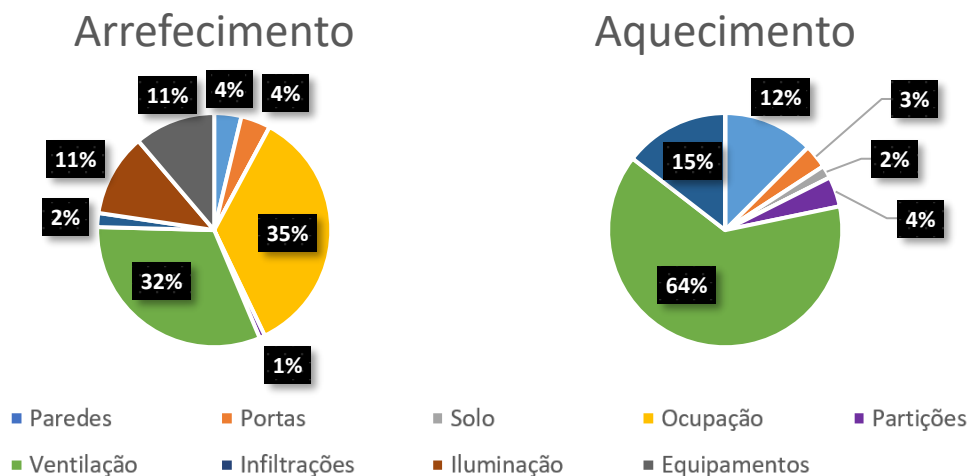


Figura 21 - Distribuição da carga térmica nas estações de arrefecimento e aquecimento

3.5 Sistema de AVAC existente

O sistema de AVAC existente é constituído por dois *chillers*/bombas de calor ar-água a quatro tubos e por uma UTAN a dois tubos. Em cada loja e nas zonas de circulação existem, em teto falso, VC's de conduta a quatro tubos de forma a possibilitar um acerto térmico local. A distribuição de água para todos os equipamentos é realizada a quatro tubos, permitindo simultaneamente o funcionamento em modo de aquecimento ou arrefecimento.

Os *chillers*/bomba de calor têm a capacidade de produzir simultaneamente frio e calor, possibilitando responder a necessidades opostas de frio e de calor residuais que eventualmente possam ocorrer entre espaços, nomeadamente entre lojas do ramo alimentar com elevados ganhos por equipamentos e lojas normais com mais necessidades de aquecimento. Foi considerada uma configuração com dois *chillers*/bomba de calor de forma a garantir 50% da potência térmica instalada em caso de avaria de um dos *chillers*/bomba de calor.

A UTAN é responsável pelo tratamento do AN de todos os espaços. O ar é aqui tratado e aquecido ou arrefecido, sendo insuflado à mesma de temperatura pretendida no interior. Por outras palavras, toda a carga térmica por ventilação é assegurada pela UTAN. A restante carga térmica existente devida a ganhos ou perdas pela envolvente, e ganhos internos, é superada pelos VC's instalados em cada espaço. Quanto ao equilíbrio de pressões, foi considerada uma situação de pressão neutra para todos os espaços do edifício, ou seja, o caudal de extração é igual ao caudal de insuflação.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 ANÁLISE DA PROBABILIDADE DE INFEÇÃO GLOBAL

4.2 ANÁLISE ENERGÉTICA DO EDIFÍCIO

4.3 ANÁLISE ECONÓMICA DOS VÁRIOS CENÁRIOS

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

De forma a avaliar qual o melhor método de redução da PI, foram avaliadas seis configurações de adaptação do sistema de AVAC existente conforme apresentado na Tabela 25:

Tabela 25 - Configurações e respectivas descrições

Configuração	Descrição
AN-1	Caudal de AN igual ao caudal mínimo regulamentar
AN-1.5	Caudal de AN igual a 1,5 vezes o caudal mínimo regulamentar
AN-2	Caudal de AN igual a 2,0 vezes o caudal mínimo regulamentar
UPA-5	Filtragem do ar igual a 5 RPH's através de UPA's
UPA-10	Filtragem do ar igual a 10 RPH's através de UPA's
UT-UV	Filtragem do ar nas unidades terminais através de lâmpadas UV-C

A configuração AN-1 corresponde à solução existente, sendo considerada a configuração de referência. Quanto às configurações UPA-5, UPA-10 e UT-UV, considera-se que o caudal de AN é igual ao de AN-1. Na Tabela 26 estão disponíveis os parâmetros comuns a todas as configurações utilizados para cálculo da PI através do modelo de Wells-Riley (Equação 16).

Tabela 26 - Parâmetros utilizados no modelo de Wells-Riley para todas as configurações

Parâmetro	Símbolo	Unidades	Valor
Taxa de deposição por hora	λ_d	-	0,3
Taxa de decadência	k_d	-	0,0*
Taxa de emissão de partículas virais**	E	quanta/h	10,9
Caudal volúmico respiratório**	p	m ³ /h	0,652

* Foi considerado o valor para o cenário mais pessimista

** Assumiu-se 20% do tempo a falar e o restante em repouso

4.1 Análise da probabilidade de infeção global

De forma a avaliar o impacto que o aumento do caudal de AN tem na PI global do edifício em estudo, foi aplicado o modelo de Wells-Riley para um cenário de um ocupante infetado com o vírus SARS-CoV-2 para cada espaço. Este cenário foi avaliado para dois intervalos de tempo:

- Uma hora de ocupação – correspondente ao tempo de ocupação médio de um cliente numa loja;
- Oito horas de ocupação – correspondente ao tempo de ocupação médio de um trabalhador de uma loja.

Como valor da PI global do edifício, foi considerada a média da PI de todos os espaços.

4.1.1 Aumento do caudal de ar novo

Na Tabela 27 são apresentados os valores da PI para um ocupante suscetível após uma hora de permanência no mesmo espaço com um ocupante infetado:

Tabela 27 - Variação da PI com o aumento do caudal de AN para uma hora de contacto

Ref.	Espaço	Volume [m ³]	AN-1	AN-1.5		AN-2	
			PI	PI	Dif. percent.	PI	Dif. percent.
1	Têxteis-Lar	150	1,1%	0,9%	-20,7%	0,7%	-34,8%
2	Pronto a vestir 02	105	1,6%	1,2%	-21,3%	1,0%	-35,6%
3	Sapataria	68	2,4%	1,9%	-21,6%	1,5%	-35,9%
4	Pronto a vestir 03	136	1,3%	1,0%	-20,8%	0,8%	-34,9%
5	Charcutaria	162	1,1%	0,8%	-20,8%	0,7%	-34,8%
6	Cosmética	43	3,6%	2,8%	-22,0%	2,3%	-36,5%
7	Perfumaria 01	58	2,8%	2,2%	-21,3%	1,8%	-35,5%
8	Pizaria	111	1,2%	0,9%	-24,3%	0,7%	-39,5%
9	Perfumaria 02	66	2,4%	1,9%	-21,9%	1,5%	-36,3%
10	Pronto a vestir 01	39	4,4%	3,5%	-20,1%	2,9%	-33,9%
11	Cafetaria	77	1,8%	1,4%	-23,9%	1,1%	-39,0%
12	Roupa Interior	43	3,6%	2,8%	-22,0%	2,3%	-36,5%
13	Farmácia	92	1,8%	1,4%	-21,5%	1,1%	-35,8%
14	Atelier Unhas	31	4,9%	3,8%	-22,2%	3,1%	-36,8%
15	Loja Telemóveis	88	1,9%	1,5%	-20,5%	1,3%	-34,5%
16	Gelataria	55	2,3%	1,7%	-25,3%	1,4%	-40,6%
17	<i>Snack-bar</i>	143	1,0%	0,8%	-23,9%	0,6%	-39,0%
18	<i>Mall</i> de circulação	1.831	0,1%	0,1%	-24,0%	0,0%	-39,1%
19	Zona de Refeições	104	0,5%	0,3%	-30,9%	0,3%	-47,3%
MÉDIA		-	2,1%	1,6%	-22,0%	1,3%	-36,5%

Para uma hora de contacto verifica-se que a PI, nas condições de referência (AN-1), é muito baixa. O espaço com menor PI é o *mall* de circulação. Isto deve-se ao facto de ter sido considerado apenas um infetado em todo o espaço, logo, quanto maior a área do espaço, menor a PI. Inversamente, o espaço com maior PI é o atelier unhas, pois apresenta o menor valor de área útil.

Para a configuração AN-1.5 e AN-2, o espaço com maior redução percentual devido ao aumento do caudal de AN foi a zona de refeições. Isto deve-se ao facto de ser um espaço com um elevado rácio de caudal por metro quadrado, resultante da elevada densidade de ocupação. Para os restantes espaços, como foi considerada a mesma densidade de ocupação, a redução percentual da PI foi de ordem de grandeza semelhante

Verifica-se também valores globais baixos de PI para espaços com ocupação de apenas uma hora, considerando apenas um ocupante infetado.

Aumentando o tempo de contacto para oito horas, obtiveram-se os seguintes resultados Tabela 28:

Tabela 28 - Variação da PI com o aumento do caudal de AN para oito horas de contacto

Ref.	Espaço	Volume [m ³]	AN-1		AN-1.5		AN-2	
			PI	PI	Dif. percent.	PI	Dif. percent.	
1	Têxteis-Lar	150	12,5%	9,0%	-28,4%	7,0%	-44,2%	
2	Pronto a vestir 02	105	16,5%	11,9%	-28,1%	9,3%	-43,9%	
3	Sapataria	68	23,8%	17,3%	-27,2%	13,6%	-42,9%	
4	Pronto a vestir 03	136	13,6%	9,8%	-28,3%	7,6%	-44,1%	
5	Charcutaria	162	11,6%	8,3%	-28,5%	6,5%	-44,3%	
6	Cosmética	43	33,7%	24,9%	-26,0%	19,8%	-41,4%	
7	Perfumaria 01	58	27,7%	20,3%	-26,6%	16,1%	-42,1%	
8	Pizaria	111	12,1%	8,5%	-29,5%	6,6%	-45,5%	
9	Perfumaria 02	66	23,9%	17,4%	-27,3%	13,6%	-43,0%	
10	Pronto a vestir 01	39	41,3%	31,3%	-24,3%	25,1%	-39,2%	
11	Cafetaria	77	17,5%	12,5%	-28,7%	9,7%	-44,6%	
12	Roupa Interior	43	33,7%	24,9%	-26,0%	19,8%	-41,4%	
13	Farmácia	92	18,4%	13,3%	-27,9%	10,4%	-43,7%	
14	Atelier Unhas	31	42,3%	31,9%	-24,7%	25,5%	-39,8%	
15	Loja Telemóveis	88	20,5%	14,9%	-27,3%	11,7%	-43,0%	
16	Gelataria	55	20,9%	14,9%	-28,6%	11,6%	-44,5%	
17	Snack-bar	143	9,9%	7,0%	-29,6%	5,4%	-45,7%	
18	Mall de circulação	1.831	0,8%	0,6%	-30,6%	0,4%	-46,9%	
19	Zona de Refeições	104	4,1%	2,8%	-32,1%	2,1%	-48,7%	
MÉDIA		-	20,3%	14,8%	-26,9%	11,7%	-42,4%	

Aumentando o tempo de contacto para oito horas, na configuração AN-1 verifica-se uma PI global do edifício de 20,3%. A redução percentual para AN-1.5 e AN-2 são da mesma ordem de grandeza do observado para uma hora de contacto.

Na Figura 22 é apresentado um gráfico onde é possível verificar a variação da PI em função do aumento do caudal de AN:

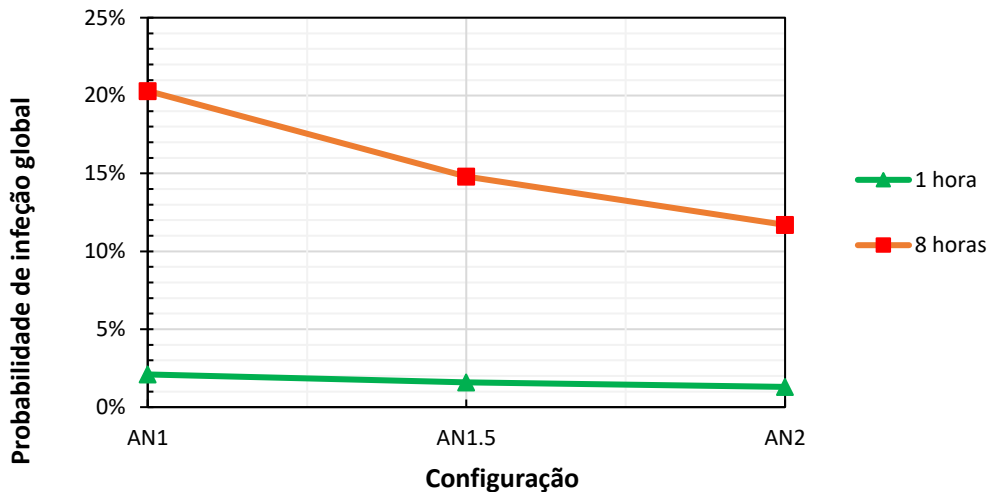


Figura 22 - Variação da PI com o aumento de AN

Conclui-se que, para períodos de ocupação de uma hora, a redução da PI provocada pelo aumento de caudal de AN é de aproximadamente 1%. Por outro lado, para oito horas, a redução da PI é de cerca de 9% para o dobro do caudal de AN. Tendo em conta estes pontos, o aumento de caudal de AN com o objetivo de reduzir a PI é mais pertinente em espaços com elevado tempo de ocupação.

4.1.2 Instalação de UPA's

A instalação de uma UPA é compatível qualquer sistema, não sendo necessário qualquer tipo de adaptação do sistema de AVAC existente. A única limitação está no espaço disponível no interior para a colocação da máquina. As características técnicas da UPA considerada para este caso de estudo estão disponíveis no Anexo K.

Para a filtragem da UPA, que consiste num filtro HEPA em conjunto com a lâmpada UV-C, foi considerada uma eficiência de remoção de partículas virais (η_f) de SARS-CoV-2 de 99,95% [31].

Na Tabela 29 são apresentados os valores da PI para um ocupante suscetível após uma hora de permanência no mesmo espaço com um ocupante infetado:

Tabela 29 - Variação da PI com a filtragem do ar através de UPA's para uma hora de contacto

Ref.	Espaço	Volume [m ³]	AN-1	UPA-5		UPA-10	
			PI	PI	Dif. percent.	PI	Dif. percent.
1	Têxteis-Lar	150	1,1%	0,5%	-53,2%	0,3%	-69,9%
2	Pronto a vestir 02	105	1,6%	0,7%	-52,4%	0,5%	-69,2%
3	Sapataria	68	2,4%	1,1%	-51,9%	0,7%	-68,8%
4	Pronto a vestir 03	136	1,3%	0,6%	-53,1%	0,4%	-69,8%
5	Charcutaria	162	1,1%	0,5%	-53,2%	0,3%	-69,9%
6	Cosmética	43	3,6%	1,8%	-51,0%	1,2%	-67,9%
7	Perfumaria 01	58	2,8%	1,3%	-52,2%	0,9%	-69,0%
8	Pizaria	111	1,2%	0,6%	-48,1%	0,4%	-65,3%
9	Perfumaria 02	66	2,4%	1,2%	-51,5%	0,8%	-68,4%
10	Pronto a vestir 01	39	4,4%	2,1%	-53,2%	1,3%	-69,9%
11	Cafetaria	77	1,8%	0,9%	-48,6%	0,6%	-65,8%
12	Roupa Interior	43	3,6%	1,8%	-51,0%	1,2%	-67,9%
13	Farmácia	92	1,8%	0,9%	-52,1%	0,6%	-69,0%
14	Atelier Unhas	31	4,9%	2,4%	-50,4%	1,6%	-67,4%
15	Loja Telemóveis	88	1,9%	0,9%	-53,2%	0,6%	-70,0%
16	Gelataria	55	2,3%	1,2%	-46,1%	0,8%	-63,4%
17	Snack-bar	143	1,0%	0,5%	-48,9%	0,3%	-66,0%
18	Mall de circulação	1.831	0,1%	0,0%	-49,0%	0,0%	-66,1%
19	Zona de Refeições	104	0,5%	0,4%	-26,0%	0,3%	-41,3%
MÉDIA		-	2,1%	1,0%	-50,9%	0,7%	-67,8%

Para a instalação de UPA's no interior dos espaços, verifica-se uma redução percentual da PI global do edifício muito maior do que com o aumento do caudal de AN. Conclui-se então que a filtragem do ar interior, mantendo o valor mínimo regulamentar de caudal de AN, é mais eficiente na remoção de partículas virais em suspensão, do que uma solução com aumento do caudal de AN.

Os resultados obtidos para um tempo de contacto com a fonte de infeção de oito horas estão disponíveis na Tabela 30:

Tabela 30 - Variação da PI com a filtragem do ar através de UPA's para oito horas de contacto

Ref.	Espaço	Volume [m ³]	AN-1	UPA-5	UPA-10		
			PI	PI	Dif. percent.	PI	Dif. percent.
1	Têxteis-Lar	150	12,5%	4,7%	-62,2%	2,9%	-76,7%
2	Pronto a vestir 02	105	16,5%	6,5%	-60,4%	4,1%	-75,3%
3	Sapataria	68	23,8%	9,9%	-58,6%	6,2%	-73,9%
4	Pronto a vestir 03	136	13,6%	5,2%	-61,9%	3,2%	-76,5%
5	Charcutaria	162	11,6%	4,4%	-62,3%	2,7%	-76,8%
6	Cosmética	43	33,7%	14,9%	-55,7%	9,6%	-71,6%
7	Perfumaria 01	58	27,7%	11,5%	-58,6%	7,2%	-73,9%
8	Pizaria	111	12,1%	5,5%	-54,1%	3,6%	-70,3%
9	Perfumaria 02	66	23,9%	10,0%	-57,9%	6,4%	-73,4%
10	Pronto a vestir 01	39	41,3%	17,3%	-58,2%	10,9%	-73,7%
11	Cafetaria	77	17,5%	8,0%	-54,2%	5,2%	-70,3%
12	Roupa Interior	43	33,7%	14,9%	-55,7%	9,6%	-71,6%
13	Farmácia	92	18,4%	7,4%	-59,7%	4,6%	-74,8%
14	Atelier Unhas	31	42,3%	19,8%	-53,2%	12,9%	-69,6%
15	Loja Telemóveis	88	20,5%	7,9%	-61,4%	4,9%	-76,1%
16	Gelataria	55	20,9%	10,5%	-50,0%	7,0%	-66,7%
17	Snack-bar	143	9,9%	4,4%	-55,5%	2,8%	-71,4%
18	Mall de circulação	1.831	0,8%	0,4%	-56,7%	0,2%	-72,4%
19	Zona de Refeições	104	4,1%	3,0%	-27,1%	2,3%	-42,7%
MÉDIA		-	20,3%	8,7%	-56,8%	5,6%	-72,4%

Para um tempo de contacto de oito horas, verifica-se uma diminuição da PI de aproximadamente 12% e 15% para a configuração UPA-5 e UPA-10, respetivamente. Em termos de redução percentual, os valores observados são da mesma ordem de grandeza do obtido para uma hora de contacto.

4.1.3 Instalação de lâmpadas UV-C nas unidades terminais

Para o caso de estudo deste trabalho, a solução optada para as unidades terminais foi de conduta. Qualquer que seja o tipo de filtragem neste tipo de máquinas, o caudal filtrado estará sempre limitado pela capacidade máxima de caudal das unidades interiores. Os modelos selecionados e as suas características principais estão disponíveis no Anexo L. O dimensionamento e as respetivas características técnicas das lâmpadas UV-C estão disponíveis no Anexo M.

Na Tabela 31 é apresentada a redução da PI para a instalação de lâmpadas UV-C em conduta, para VC's de conduta:

Tabela 31 - Variação da PI com o aumento do nível de filtragem nas unidades terminais para uma hora de contacto

Ref.	Espaço	Volume [m ³]	AN-1	UT-UV	Dif. percent.
			PI	PI	
1	Têxteis-Lar	150	1,1%	0,5%	-60,4%
2	Pronto a vestir 02	105	1,6%	0,8%	-45,8%
3	Sapataria	68	2,4%	1,0%	-57,0%
4	Pronto a vestir 03	136	1,3%	0,5%	-62,6%
5	Charcutaria	162	1,1%	0,4%	-58,5%
6	Cosmética	43	3,6%	1,2%	-67,3%
7	Perfumaria 01	58	2,8%	1,1%	-61,1%
8	Pizaria	111	1,2%	0,5%	-62,7%
9	Perfumaria 02	66	2,4%	1,0%	-57,0%
10	Pronto a vestir 01	39	4,4%	1,3%	-71,3%
11	Cafetaria	77	1,8%	0,5%	-71,3%
12	Roupa Interior	43	3,6%	1,2%	-67,3%
13	Farmácia	92	1,8%	0,5%	-70,7%
14	Atelier Unhas	31	4,9%	1,3%	-73,6%
15	Loja Telemóveis	88	1,9%	0,9%	-51,2%
16	Gelataria	55	2,3%	0,6%	-75,9%
17	<i>Snack-bar</i>	143	1,0%	0,4%	-57,1%
18	<i>Mall</i> de circulação	1.831	0,1%	0,0%	-41,9%
19	Zona de Refeições	104	0,5%	0,2%	-57,5%
MÉDIA		-	2,1%	0,7%	-64,9%

Para a instalação de lâmpadas UV-C nas unidades terminais, verifica-se uma redução da PI percentual de 65%. Valor este da mesma ordem de grandeza dos valores obtidos para a configuração UPA-10. Conclui-se então, que uma estratégia de instalação de lâmpadas UV-C, em termos de diminuição da PI, é equiparável à instalação de UPA's. Verifica-se também que as lâmpadas UV-C conseguem ser mais eficientes na remoção de partículas virais em suspensão do que uma solução com aumento do caudal de AN.

Os resultados obtidos para um tempo de contacto com a fonte de infeção de oito horas estão disponíveis na Tabela 32:

Tabela 32 - Variação da PI com o aumento do nível de filtragem nas unidades terminais para oito horas de contacto

Ref.	Espaço	Volume [m ³]	AN-1	UT-UV	Dif. percent.
			PI	PI	
1	Têxteis-Lar	150	12,5%	3,9%	-68,6%
2	Pronto a vestir 02	105	16,5%	7,6%	-54,2%
3	Sapataria	68	23,8%	8,7%	-63,3%
4	Pronto a vestir 03	136	13,6%	4,0%	-70,4%
5	Charcutaria	162	11,6%	3,8%	-67,0%
6	Cosmética	43	33,7%	9,8%	-71,0%
7	Perfumaria 01	58	27,7%	9,2%	-66,8%
8	Pizzaria	111	12,1%	3,9%	-67,9%
9	Perfumaria 02	66	23,9%	8,8%	-63,1%
10	Pronto a vestir 01	39	41,3%	10,4%	-74,9%
11	Cafetaria	77	17,5%	4,3%	-75,3%
12	Roupa Interior	43	33,7%	9,8%	-71,0%
13	Farmácia	92	18,4%	4,4%	-76,3%
14	Atelier Unhas	31	42,3%	10,4%	-75,4%
15	Loja Telemóveis	88	20,5%	8,3%	-59,5%
16	Gelataria	55	20,9%	4,5%	-78,4%
17	<i>Snack-bar</i>	143	9,9%	3,6%	-63,3%
18	<i>Mall</i> de circulação	1.831	0,8%	0,4%	-49,7%
19	Zona de Refeições	104	4,1%	1,7%	-58,8%
MÉDIA		-	20,3%	6,2%	-69,5%

Aumentando o tempo de contacto para oito horas, verifica-se uma diminuição da PI global de 14%.

Na Tabela 33 estão disponíveis os valores de PI obtidos para todas as configurações avaliadas, para uma e oito horas de contacto.

Tabela 33 - Valores obtidos de PI para as diversas configurações

	AN-1	AN-1.5	AN-2	UPA-5	UPA-10	UT-UV
PI para 1 hora de contacto	2,1%	1,6%	1,3%	1,0%	0,7%	0,7%
PI para 8 horas de contacto	20,3%	14,8%	11,7%	8,7%	5,6%	6,2%

Na Figura 23 está disponível um gráfico onde é apresentada a evolução dos valores da PI global do edifício em função do tempo de contacto para todas as configurações estudadas:

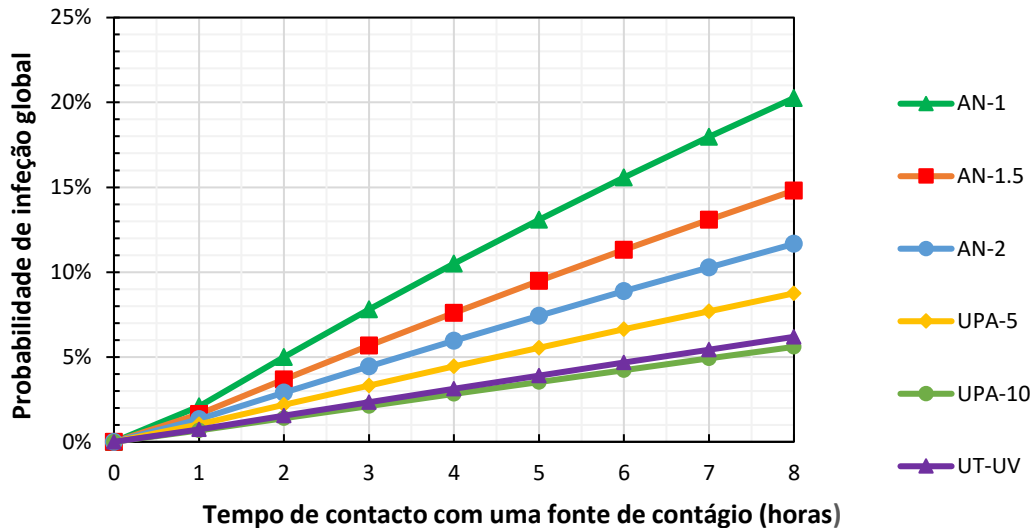


Figura 23 - PI global do edifício em função do tempo de contacto para diversas configurações

4.2 Análise energética do edifício

Conforme referido previamente, uma das formas de reduzir a PI de um espaço é aumentando o caudal de AN a ser insuflado. Ao efetuar este aumento no sistema do edifício, é expectável um aumento da carga térmica por ventilação devido ao maior caudal de ar termicamente tratado pela UTAN. Na Tabela 34 são apresentados os valores da potência térmica necessária em função do aumento do caudal de AN:

Tabela 34 - Aumento da potência térmica necessária em função do aumento do caudal de AN

Configuração	Potência de arrefecimento total necessária [kW]	Potência de aquecimento total necessária [kW]
AN-1	110,5	98,1
AN-1.5	125,7 (+13,8%)	111,2 (+34,4%)
AN-2	140,9 (+27,5%)	165,5 (+68,7%)

Verifica-se que com o aumento do caudal de AN para o dobro, para uma instalação existente, seria necessária uma reserva de potência disponível de aproximadamente 70%, de forma a ser possível utilizar o mesmo sistema sem qualquer intervenção. Apesar de não ser uma prática comum, alguns sistemas de AVAC são implementados tendo em conta uma margem de reserva na ordem dos 40 a 50%, existindo a possibilidade de aumentar o caudal de AN nestes casos. Conclui-se que este aumento de AN não seria praticável na maior parte das instalações existentes, caso se pretendesse manter as mesmas condições de temperatura interiores.

Além do aumento da potência térmica necessária, admitindo a reutilização das condutas existentes, é esperado um aumento da perda de carga total da instalação aerúlica. Este aumento de perda de carga provocaria uma maior necessidade de pressão estática externa disponível nos ventiladores. Na Tabela 35 são apresentados os valores da perda de carga resultantes do aumento do caudal. Estes valores foram obtidos utilizando o método de cálculo recomendado pela ASHRAE [72], com um dimensionamento da conduta para 1 Pa/m.

Tabela 35 - Aumento da perda de carga em função do caudal de AN

Configuração	Caudal de AN [m³/h]	Perda de carga [Pa]
AN-1	11.575	190
AN-1.5	17.363	340
AN-2	23.150	545

Com este aumento de caudal e de perda de carga, o ventilador existente da UTAN não seria capaz de superar as necessidades das configurações AN-1.5 e AN-2. Conclui-se que para manter o funcionamento correto da instalação seria necessário a troca do ventilador por um de maior capacidade.

Com o aumento do caudal, verifica-se também o aumento da velocidade na instalação aerúlica (Tabela 36):

Tabela 36 - Variação da velocidade do ar em conduta em função do caudal de AN

Configuração	Velocidade média em zona técnica [m/s]	Velocidade média em teto falso [m/s]
AN-1	9,7	5,6
AN-1.5	14,6	8,3
AN-2	19,5	11,1

Este aumento de velocidades resultaria num aumento do ruído provocado pelo ar no interior das condutas.

Além do aumento do caudal de ar, o aumento da carga térmica de ventilação do sistema provoca um aumento do caudal de água necessário para as baterias das UTAN's. Consequentemente, ao manter a mesma tubagem, a altura manométrica necessária também aumenta. Na Tabela 37 são apresentados a variação destes valores em função do aumento do AN. Em modo de arrefecimento foram consideradas as temperaturas de ida/retorno de 7/12°C e para aquecimento foi considerado 50/45°C.

Tabela 37 - Aumento do caudal de água e da altura manométrica em função do caudal de AN

Configuração	Arrefecimento		Aquecimento	
	Caudal de água máximo [l/s]	Altura manométrica necessária [m]	Caudal de água máximo [l/s]	Altura manométrica necessária [m.c.a.]
AN-1	5,3	18,4	4,7	17,2
AN-1.5	6,0	18,8	6,3	18,1
AN-2	6,8	19,5	7,9	19,3

Estes valores foram obtidos utilizando o método de cálculo recomendado pela ASHRAE [72], com um dimensionamento da tubagem para 400 Pa/m.

A análise energética do edifício das diferentes configurações foi efetuada através do *software* HAP. Para isso, foi inicialmente definido o consumo elétrico de todos os equipamentos inseridos no sistema de AVAC. Os valores considerados para as diversas configurações estão disponíveis no Anexo N

Na Figura 24 está representado um gráfico com a evolução do consumo elétrico das diferentes configurações do sistema de AVAC em kWh ao longo de um ano:

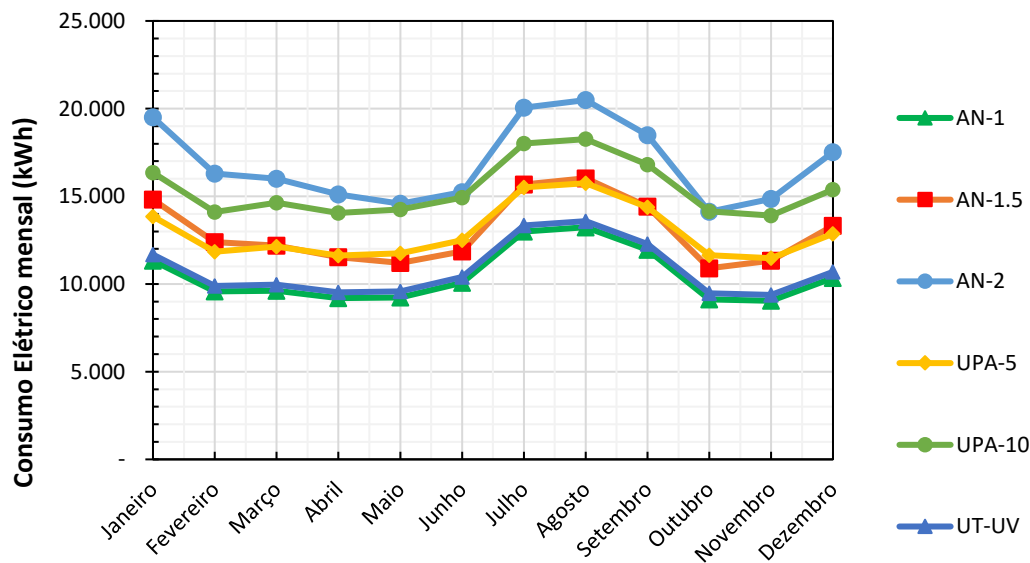


Figura 24 - Consumo elétrico mensal em kWh para as diferentes configurações

Verifica-se que para todas as configurações o pico de consumo ocorre em agosto e em janeiro. Na Figura 25 é apresentado um gráfico com o consumo elétrico anual em kWh para as diferentes configurações:

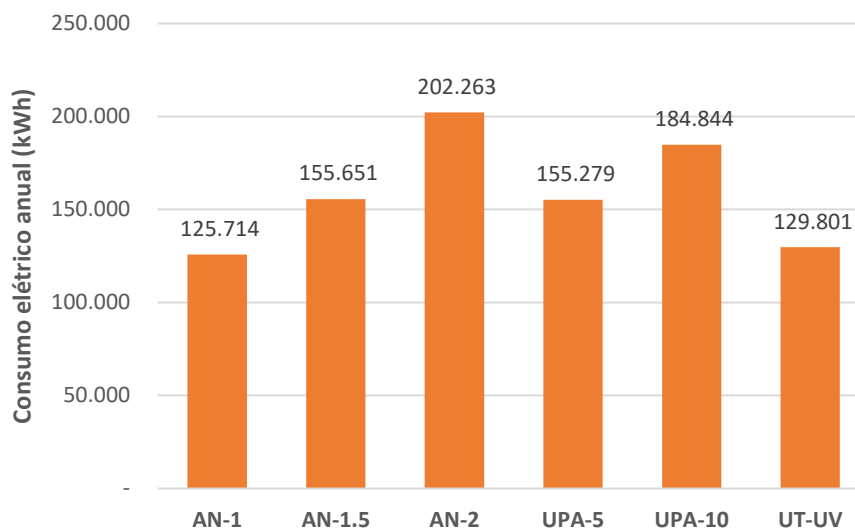


Figura 25 - Consumo elétrico anual em kWh para as diferentes configurações

Verifica-se que a configuração AN-2 e UPA-10 têm um aumento de consumo elétrico de 61% e 47%, respetivamente, em relação a AN-1. De seguida, com um aumento de 24% em relação a AN-1, aparecem as configurações AN-1.5 e UPA-5. Por fim, com aumento de apenas 3% em relação a AN-1, aparece a configuração UT-UV.

4.3 Análise económica dos vários cenários

Para análise económica foi analisado o custo de exploração anual associado a cada configuração do sistema de AVAC. A análise do investimento inicial das diversas adaptações não é apresentada neste trabalho devido a questões de confidencialidade.

Nesta análise foram considerados os valores de custo por kWh obtidos por sondagem a diversos estabelecimentos comerciais. Os valores considerados estão disponíveis na Tabela 38:

Tabela 38 - Custos por kWh elétrico considerados para o edifício

Período	Custo [€/kWh]
Ponta	0,119124
Cheia	0,097828
Vazio	0,066269
Super Vazio	0,064987

Na Figura 26 é apresentado um gráfico do resultado do custo anual em euros para as diferentes configurações do sistema de AVAC:

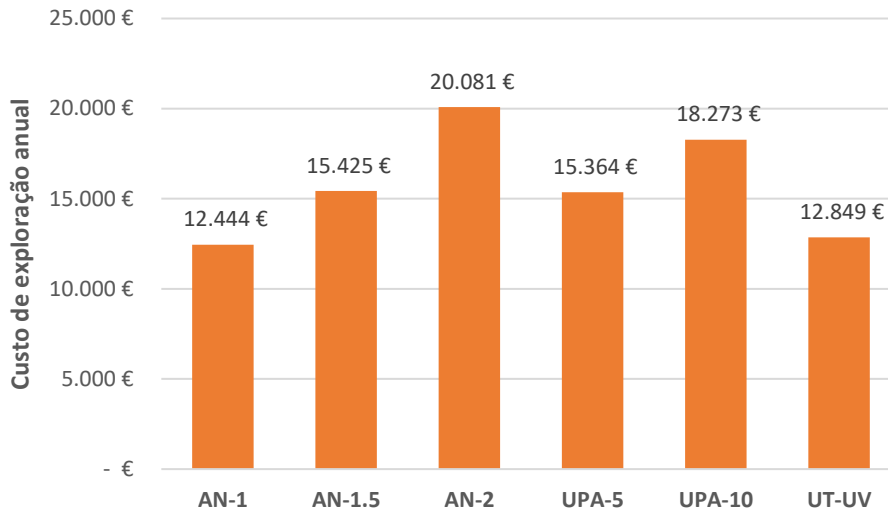


Figura 26 – Custo de exploração anual em euros para as diferentes configurações

Verifica-se uma evolução entre as diversas configurações equiparável com o aumento do consumo elétrico. A diferença absoluta em euros do custo de exploração está disponível na Tabela 39:

Tabela 39 - Diferença absoluta do custo de exploração em euros para as diferentes configurações

	AN-1	AN-1.5	AN-2	UPA-5	UPA-10	UT-UV
Diferença absoluta	- €	2.981 €	7.637 €	2.920 €	5.829 €	405 €

De forma a perceber a qual a viabilidade e eficácia da implementação destas configurações, foi estabelecida uma relação entre a PI e o custo de exploração anual. Esta relação está disponível na Figura 27, para uma situação de oito horas de contacto.

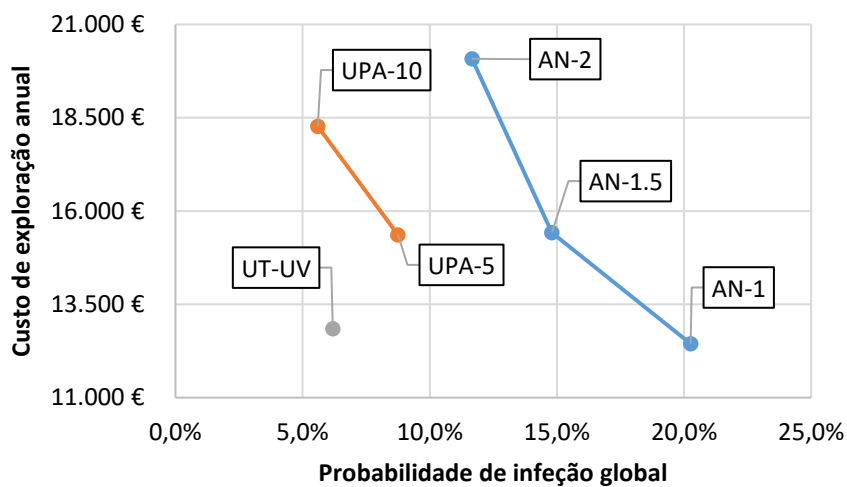


Figura 27 - PI global em função do custo de exploração anual em euros para oito horas de contacto

No gráfico da Figura 27, quanto mais próximo da origem estiver um ponto, melhor será o seu rácio entre o custo de exploração anual e a PI.

Através dos três pontos retirados para configurações com alterações do AN (AN-1, AN-1.5 e AN-2), verifica-se que por muito que se aumente o AN, o rácio nunca será da mesma ordem de grandeza das configurações que envolvem filtragem do ar interior. Conclui-se assim que a implementação de sistemas de filtragem do ar recirculado é mais eficiente do que o aumento do AN.

Quanto às configurações que envolvem apenas o aumento da filtragem do ar, verifica-se que, com a instalação de lâmpadas UV-C nas unidades terminais, é possível atingir um valor de PI semelhante à configuração UPA-10. No entanto, o seu custo anual de exploração é 30% inferior.

De forma a perceber a viabilidade das soluções estudadas, foi estabelecido um rácio, R , conforme a Equação 21:

$$R = \frac{\Delta C}{\Delta PI} = \frac{C_i - C_{AN-1}}{PI_{AN-1} - PI_i} \quad (21)$$

Onde ΔC é a variação do custo de exploração anual entre uma configuração i e a configuração AN-1 em € e ΔPI é a variação percentual da PI global do edifício entre a configuração AN-1 e uma configuração i .

Na Tabela 40 são apresentados os rácios obtidos para as diversas configurações através da Equação 21:

Tabela 40 - Rácio entre o custo de exploração anual em euros e a diminuição de PI em função da configuração AN-1

	AN-1	AN-1.5	AN-2	UPA-5	UPA-10	UT-UV
Rácio entre custo anual e a diminuição da PI global em função de AN-1	-	547 €/%	888 €/%	254 €/%	397 €/%	29 €/%

Conclui-se que a melhor adaptação para diminuição da PI global de um GES passa por colocar lâmpadas UV-C nas unidades terminais. Nos edifícios onde não seja possível a adaptação das unidades terminais, a melhor solução consiste na instalação de UPA's dimensionadas para cinco RPH's ou para dez RPH's. Quando não é possível adaptar o sistema de forma alguma, a melhor solução passa por aumentar o caudal de AN.

**CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE
TRABALHOS FUTUROS**

5 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

5.1 Conclusões

Este trabalho teve como principal objetivo a análise técnica, energética e económica da implementação de sistemas de prevenção à propagação de doenças infecciosas transmitidas pelo ar aplicáveis a sistemas de AVAC. Como caso de estudo, utilizou-se um sistema de AVAC existente de um GES, composto por dois *chillers*/bombas de calor a 4 tubos, uma UTAN a dois tubos e VC's de conduta a quatro tubos como unidades terminais. Foram estudadas diversas estratégias de adaptação do sistema de AVAC existente: aumento do caudal de AN, instalação de UPA's no interior dos espaços e instalação de lâmpadas UV-C nas unidades terminais. Através do modelo de Wells-Riley, foi analisada a PI global do edifício considerando um ocupante infetado com SARS-CoV-2 por espaço, para um cenário de ocupação de uma e oito horas.

Verificou-se que, para oito horas de ocupação, com o aumento do caudal de AN para o dobro, consegue-se uma redução da PI global do edifício de 42,4% em relação à configuração base. Com o aumento da filtragem do ar interior através da instalação de UPA's, conseguiu-se uma redução da PI de 50,9% para dimensionamento de cinco RPH's e 67,8% para dez RPH's. Com a instalação de lâmpadas UV-C nas unidades terminais, verifica-se uma redução da PI global do edifício de 64,9%, concluindo que se trata de uma solução com eficiência equiparável à instalação de UPA's dimensionadas para dez RPH's.

Para uma hora de ocupação, para todas as configurações testadas, foram obtidos valores de PI baixos. Para o caso da configuração base AN-1 foi obtida uma PI de 2,1% e para a configuração de maior eficiência (UPA-10) foi obtida uma PI de 0,7%. Para duas horas de ocupação, entre as diversas configurações, foi obtido um valor máximo de PI de 5,0% e um valor mínimo de 1,4%. Apesar de existir alguma subjetividade no que deve ser considerado um valor aceitável para a PI global de um edifício, verifica-se que a adaptação do sistema de AVAC existente de um GES à resposta contra, neste caso, o SARS-CoV-2, não é relevante caso o tempo médio de ocupação do mesmo seja igual ou inferior a uma hora.

Através do módulo de simulação energética do *software* HAP, foi efetuada a simulação do consumo elétrico do edifício hora a hora, para todo o ano. Verificou-se que, em relação ao sistema existente, o consumo elétrico anual aumenta 61% se o caudal de AN for aumentado para o dobro, e aumenta 24% caso se aumentasse o caudal de AN em 50%. Constatou-se também que estas soluções só seriam aplicáveis caso existisse uma folga nos *chillers*/bombas de calor de 69% para o dobro do caudal, e 35% para um

aumento de 50% do caudal. Conclui-se então que, para grande parte dos edifícios existentes, uma solução de aumento de AN seria impraticável caso se pretendesse manter as mesmas temperaturas interiores.

Para a solução de instalação de UPA's nos espaços, obteve-se um aumento do consumo elétrico em relação ao sistema existente de 47% para um dimensionamento de dez RPH's e um aumento de 24% para um dimensionamento de cinco RPH's. Quanto à solução de instalação de lâmpadas UV-C nas unidades terminais, obteve-se um aumento do consumo elétrico anual de apenas 3%. Conclui-se então que a solução com menor impacto no consumo elétrico do edifício passa pela instalação de lâmpadas UV-C.

O impacto no custo de exploração anual das diversas configurações do sistema de AVAC foi estudado através do módulo de análise económica do *software* HAP. Para o sistema existente foi obtido um valor de 12.444 € de custo anual. Aumentando o caudal em 50%, obteve-se um aumento do custo na ordem dos 2.800€, e aumentado o caudal para o dobro, obteve-se um aumento de aproximadamente 7.600 €. Para a solução de UPA's, obteve-se um aumento de 2.920 € para unidades dimensionadas para cinco RPH's e um aumento de 5.829 € para dez RPH's. Para o caso da solução de lâmpadas UV-C obteve-se um aumento de apenas 405 €. Verifica-se que a solução de lâmpadas UV-C traria o menor aumento de custo anual ao edifício.

De forma a qualificar qual a melhor adaptação para o edifício em causa, foi estabelecido um rácio entre o aumento do custo de exploração anual e a redução de PI em relação à solução existente. Para a solução de aumento do caudal de AN para o dobro obteve-se um valor de 888 €/%, enquanto que para o aumento do caudal de AN em 50% observa-se um valor de 547 €/%. Para a instalação de UPA's, o valor obtido para um dimensionamento de cinco RPH's foi de 254 €/% e para dez RPH's foi de 397 €/%. Quanto à solução de instalação de lâmpadas UV-C nas unidades terminais constatou-se que o aumento do custo por diminuição da PI ronda os 29 €/%. Com este rácio conclui-se então que a adaptação mais eficaz de um sistema de AVAC de um GES contra a prevenção de doenças infecciosas, neste caso o SARS-CoV-2, passa por instalar lâmpadas UV-C em unidades terminais. Seguidamente, a segunda melhor adaptação consiste na instalação de UPA's nos espaços interiores. Por outras palavras, a filtragem do ar interior é mais eficiente do que o aumento do caudal de AN, quer a nível de remoção de partículas virais, quer a nível de aumento de consumo elétrico, e consequente aumento de custo de exploração.

5.2 Proposta de trabalhos futuros

Com o objetivo de dar continuidade ao trabalho realizado, sugere-se a execução, aplicada a um caso real, dos seguintes pontos:

- Implementação das medidas de prevenção sugeridas neste trabalho num sistema de AVAC existente;
- Realização de ensaios práticos incidentes nos consumos elétricos das diversas configurações com o objetivo de aferir os impactos na instalação resultantes das adaptações sugeridas neste trabalho;
- Análise do impacto na PI para uma situação de maior distribuição do número de infetados por espaço.

Com este trabalho retiraram-se também conclusões acerca das vantagens da filtragem do ar em relação ao aumento do caudal de AN. Tendo em conta este ponto, sugere-se também o seguinte trabalho:

- Estudo comparativo entre os efeitos na QAI resultantes da filtragem do ar interior e os valores mínimos regulamentares de AN numa situação não pandémica;

**REFERÊNCIAS E OUTROS ELEMENTOS
BIBLIOGRÁFICOS**

REFERÊNCIAS E OUTROS ELEMENTOS BIBLIOGRÁFICOS

- [1] M. N. K. Saunders, P. Lewis e A. Thornhill, *Research Methods for Business Students* (8th edition), Pearson Education, 2019.
- [2] ASHRAE, *ASHRAE Handbook - Heating, Ventilation, and Air-Conditioning Systems and Equipment* (SI Edition), American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2012.
- [3] K. Butcher e B. Craig, *Environmental Design: CIBSE Guide A* (8th Edition), Chartered Institution of Building Services Engineers, 2015.
- [4] J. M. F. Marques, “Manutenção de uma instalação de AVAC das áreas limpas de uma indústria farmacêutica,” 2005.
- [5] LENNOX, “ARMONIA II,” 2019. [Online]. Available: <https://www.lennoxemea.com/pt/product/armonia-ii/>. [Acedido em 13 novembro 2020].
- [6] Koolair, “Difusores circulares e válvulas extração. 43-SF,” [Online]. Available: <https://www.koolair.com/en/catalogue/difusores-circulares-43-sf/>. [Acedido em 13 novembro 2020].
- [7] L. Roriz, *Climatização - Concepção, instalação e condução de sistemas* (2ª Edição), Edições Orion, 2006.
- [8] Air Cooling Mechanical, “Products,” 2020. [Online]. Available: <http://aircoolingmechanical.com/wp-content/uploads/2017/10/Fujitsu.jpg>. [Acedido em 13 novembro 2020].
- [9] A. Vedavarz, S. Kumar e M. H. Nawaz, *HVAC: handbook of heating, ventilation and air conditioning for design and implementation*, Industrial Press Inc., 2007.
- [10] M. J. Moran, H. N. Shapiro, D. D. Boettner e M. B. Bailey, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, Wiley, 2018.
- [11] I. Dincer, *Refrigeration systems and applications* (3rd Edition), Wiley, 2017.
- [12] Y. A. Çengel, *Thermodynamics: An Engineering Approach* (7th Editon), McGraw Hill Learning Solutions, 2011.

- [13] United Nations Environment Programme, “Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee,” United Nations Environment Programme, 2018.
- [14] LENNOX, “LENNOX EMEA,” eCOMFORT, [Online]. Available: <https://www.lennoxemea.com/pt/product/ecomfort/>. [Acedido em 29 outubro 2020].
- [15] The Trane Company, Air Conditioning Clinic: Chilled-Water Systems, The Trane Company, 2016.
- [16] Carrier, “AquaEdge® Water-Cooled Centrifugal Chiller 19DV,” [Online]. Available: <https://www.carrier.com/commercial/en/us/products/chillers-components/water-cooled-chillers/19dv/>. [Acedido em 29 Outubro 2020].
- [17] H. W. S. III, HVAC water chillers and cooling towers: fundamentals, application, and operation (2nd Edition), CRC Press, 2011.
- [18] P. A. Hohne, K. Kusakana e B. P. Numbi, “Improving Energy Efficiency of Thermal Processes in Healthcare Institutions: A Review on the Latest Sustainable Energy Management Strategies,” *Energies, MDPI, Open Access Journal*, vol. 13, nº 3, p. 569, 2020.
- [19] EN 13779, Ventilation for non-residential buildings — Performance requirements for ventilation and room-conditioning systems, 2006.
- [20] VENTS, “VENTS PR series for round ducts,” [Online]. Available: <https://ventilation-system.com/series/pr-for-round-ducts>. [Acedido em 30 outubro 2020].
- [21] Klingenburg USA, LLC, “Rotary Heat Exchanger,” [Online]. Available: <http://us.klingenburg.de/products/rotary-heat-exchangers/rotors-for-heating-ventilation-and-air-conditioning-systems-hvac/purge-sector/>. [Acedido em 30 outubro 2020].
- [22] S. K. Wang, Handbook of air conditioning and refrigeration (2nd Edition), New York: McGraw-Hill, 2000.
- [23] ASHRAE, HVAC Design Manual for Hospitals and Clinics (Second Edition), American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2003.
- [24] R. McDowall, Fundamentals of HVAC systems: SI edition, Academic Press, 2007.
- [25] ASHRAE, ASHRAE HANDBOOK - Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Applications (SI Edition), American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2015.
- [26] M. Biasin, A. Bianco, G. Pareschi, A. Cavalleri, C. Cavatorta, C. Fenizia, P. Galli, L. Lessio, M. Lualdi, E. Tombetti, A. Ambrosi, E. M. A. Redaelli, I. Saulle e D.

- Trabattoni, “UV-C irradiation is highly effective in inactivating SARS-CoV-2 replication,” *Scientific Reports*, vol. 11, nº 1, pp. 1-7, 2021.
- [27] Johnson Controls, “SOLUTION® AIR-HANDLING UNITS UV-C LIGHT OPTIONS,” 2007.
- [28] France Air Portugal, “PureLight F,” [Online]. Available: https://guia.france-air.pt/app/webroot/files/C9/F_C9/F_C9_P087.pdf. [Acedido em 2021 Maio 8].
- [29] Clima Portugal, “Sistema Combinado ESP+UV-c, MKC K-ACUV,” Sistema Combinado ESP+UV-c, MKC K-ACUV, [Online]. Available: <https://www.climaportugal.pt/mkc-k-acuv-combinar-esp-com-uv-c/>. [Acedido em 2021 março 15].
- [30] SKK – Refrigeração e Climatização, Lda., “KleanTower - Soluções de purificação do ar,” 2020. [Online]. Available: <http://skk.pt/KleanTower.pdf>. [Acedido em 16 novembro 2020].
- [31] J. L. Perry, J. H. Agui e R. Vijayakumar, “Submicron and Nanoparticulate Matter Removal by HEPA-Rated Media Filters and Packed Beds of Granular Materials,” *NASA/TM—2016–218224*, 2016.
- [32] World Health Organization, “Novel Coronavirus(2019-nCoV), Situation Report – 22,” 2019.
- [33] Direção-Geral de Saúde, “COVID-19: Como se transmite?,” [Online]. Available: <https://covid19.min-saude.pt/category/perguntas-frequentes/>. [Acedido em 7 dezembro 2020].
- [34] Serviço Nacional de Saúde, “<https://www.sns24.gov.pt/tema/doencas-infecciosas/covid-19/transmissao/#sec-0>,” 19 novembro 2020. [Online]. Available: <https://www.sns24.gov.pt/tema/doencas-infecciosas/covid-19/transmissao/#sec-0>. [Acedido em 7 dezembro 2020].
- [35] H. Qian, T. Miao, L. Liu, X. Zheng, D. Luo e Y. Li, “Indoor transmission of SARS-CoV-2,” *medRxiv*, 2020.
- [36] L. J. Schoen, M. J. Hodgson, W. F. McCoy, S. L. Miller, Y. Li, R. Olmsted e C. Sekhar, “ASHRAE position document on airborne infectious diseases,” American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2014.
- [37] L. Morawska e D. K. Milton, “It Is Time to Address Airborne Transmission of Coronavirus Disease 2019 (COVID-19),” *Clinical Infectious Diseases*, vol. 71, nº 9, pp. 2311-2313, 2020.
- [38] A. Kenarkoohi, Z. Noorimotlagh, S. Falahi, A. Amarloei, S. A. Mirzaee, I. Pakzad e E. Bastani, “Hospital indoor air quality monitoring for the detection of SARS-CoV-2

- (COVID-19) virus,” *Science of The Total Environment*, vol. 748, p. 141324, 2020.
- [39] G. Correia, L. Rodrigues, M. G. Silva e T. Gonçalves, “Airborne route and bad use of ventilation systems as non-negligible factors in SARS-CoV-2 transmission,” *Medical Hypotheses*, vol. 141, p. 109781, 2020.
- [40] Y. Sun, Z. Wang, Y. Xiang e J. Sundell, “In China, students in crowded dormitories with a low ventilation rate have more common colds: evidence for airborne transmission,” *PLoS one*, vol. 6, nº 11, 2011.
- [41] B. J. Cowling, D. K. M. Ip, V. J. Fang, P. Suntarattiwong, S. J. Olsen, J. Levy, T. M. Uyeki, G. M. Leung, J. S. M. Peiris, T. Chotpitayasunondh, H. Nishiura e J. M. Simmerman, “Aerosol transmission is an important mode of influenza A virus spread,” *Nature communications*, vol. 4, nº 1, pp. 1-6, 2013.
- [42] W. G. Lindsley, “Measurements of airborne influenza virus in aerosol particles from human coughs,” *PLoS one*, vol. 5, nº 11, 2010.
- [43] A. R. Escombe, C. C. Oeser, R. H. Gilman, M. Navincopa, E. Ticona, W. Pan, C. Martínez, J. Chacaltana, R. Rodríguez, D. A. J. Moore, J. S. Friedland e C. A. Evans, “Natural Ventilation for the Prevention of Airborne Contagion,” *PLoS Med*, vol. 4, nº 2, 2007.
- [44] ASHRAE, “ASHRAE Position Document on Infectious Aerosols,” American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2020.
- [45] ASHRAE, “Guidance for the re-opening of schools,” American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2020.
- [46] ASHRAE, “Guidance for polling place HVAC Systems,” American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2020.
- [47] ASHRAE, “Guidance for residential buildings,” American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2020.
- [48] ASHRAE, “Guidance for re-opening buildings,” American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2020.
- [49] REHVA, “REHVA COVID-19 guidance document, April 3, 2020,” Federation of European HVAC Associations, 2020.
- [50] T. Kurabuchi, U. Yanagi e M. Ogata, “Operation of air-conditioning equipment and other facilities as SARS-CoV-2 infectious disease control,” The Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan, 2020.
- [51] SHASE, “Role of ventilation in the control of the COVID-19 infection: Emergency presidential discourse,” The Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan, 2020.

- [52] E. C. Riley, G. Murphy e R. Riley, "Airborne spread of measles in a suburban elementary school," *American Journal of Epidemiology*, vol. 107, nº 5, pp. 421-432, 1978.
- [53] The Federation of European Heating, Ventilation and Air Conditioning Associations, "REHVA COVID-19 guidance document (version 4.0)," 2020.
- [54] L. Gammaitoni e M. C. Nucci, "Using a Mathematical Model to Evaluate the Efficacy of TB Control Measures," *Emerging infectious diseases*, vol. 3, nº 3, p. 335, 1997.
- [55] M. Nicas, W. W. Nazaroff e A. Hubbard, "Toward understanding the risk of secondary airborne infection: emission of respirable pathogens," *Journal of occupational and environmental hygiene*, vol. 2, nº 3, pp. 143-154, 2005.
- [56] T. L. Thatcher, A. C. K. Lai, R. Moreno-Jackson, R. G. Sextro e W. W. Nazaroff, "Effects of room furnishings and air speed on particle deposition rates indoors," *Atmospheric environment*, vol. 36, nº 11, pp. 1811-1819, 2002.
- [57] E. Diapouli, A. Chaloulakou e P. Koutrakis, "Estimating the concentration of indoor particles of outdoor origin: A review," *Journal of the Air & Waste Management Association*, vol. 63, nº 10, pp. 1113-1129, 2013.
- [58] Fears, A.C., Klimstra, W.B., Duprex, P., Hartman, A., Weaver, S.C., Plante, K.C., Mirchandani, D., Plante, J.A., Aguilar, P.V., Fernández, D., NalcaA., Totura, A., Dyer, D., Kearney, B., Lackemeyer, M., Bohannon, J.K., Johnson, R., Garry, R.F., Reed, D.S. e RoyC.J., "Comparative dynamic aerosol efficiencies of three emergent coronaviruses and the unusual persistence of SARS-CoV-2 in aerosol suspensions," *medRxiv : the preprint server for health sciences*, 2020.
- [59] N. Van Doremalen, T. Bushmaker, D. H. Morris, M. G. Holbrook, A. Gamble, B. N. Williamson, A. Tamin, J. L. Harcourt, N. J. Thornburg e S. I. Gerber, "Aerosol and surface stability of SARS-CoV-2 as compared with SARS-CoV-1," *New England Journal of Medicine*, vol. 382, nº 16, pp. 1564-1567, 2020.
- [60] W. C. Adams, "Measurement of Breathing Rate and Volume in Routinely Performed, Final Report," *Human Performance Laboratory, Physical Education. Prepared for the California Air Resources. Contract No. A033-205*, 1993.
- [61] B. Binazzi, B. Lanini, R. Bianchi, I. Romagnoli, M. Nerini, F. Gigliotti, R. Duranti, J. Milic-Emili e G. Scano, "Breathing pattern and kinematics in normal subjects during speech, singing and loud whispering," *Acta physiologica*, vol. 186, nº 3, pp. 233-246, 2006.
- [62] G. Buonanno, L. Morawska e L. Stabile, "Quantitative assessment of the risk of airborne transmission of SARS-CoV-2 infection: prospective and retrospective

- applications,” *Environment International*, vol. 145, p. 106112, 2020.
- [63] P. Azimi e B. Stephens, “HVAC filtration for controlling infectious airborne disease transmission in indoor environments: Predicting risk reductions and operational costs,” *Building and Environment*, vol. 70, pp. 150-160, 2013.
- [64] J. Lu, J. Gu, K. Li, C. Xu, W. Su, Z. Lai, D. Zhou, C. Yu, B. Xu e Z. Yang, “COVID-19 Outbreak Associated with Air Conditioning in Restaurant, Guangzhou, China, 2020,” *Emerging Infectious Diseases*, vol. 26, nº 7, pp. 1628-1631, 2020.
- [65] Diário da República, Despacho n.º 15793-F/2013, 2013.
- [66] ASHRAE, “ASHRAE CLIMATIC DESIGN CONDITIONS 2009/2013/2017,” American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2017. [Online]. Available: <http://ashrae-meteo.info/v2.0/>. [Acedido em 9 Fevereiro 2020].
- [67] ASHRAE, “ANSI/ASHRAE Standard 55: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy,” American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2004.
- [68] O. MINISTÉRIO DO AMBIENTE, Decreto-Lei n.º 250/2015, 2015.
- [69] Ministério das Obras Públicas, Transportes e Comunicações, Decreto-Lei n.º 79/2006, Diário da República n.º 67/2006, Série I-A de 2006-04-04, 2006.
- [70] ASHRAE, Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2001.
- [71] Ministérios do Ambiente, Ordenamento do Território e Energia, da Saúde e da Solidariedade, Emprego e Segurança Social, Portaria n.º 353-A/2013, 2013.
- [72] ASHRAE, ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI Edition), American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2009.

ANEXOS

ANEXOS

Anexo A. Parâmetros utilizados no modelo de Wells-Riley

Parâmetro	Símbolo	Unidades	Projeto base	2x Caudal de ar novo	UPA
Área do espaço	A	m ²		50	
Pé Direito	h	m		2,6	
Volume do espaço	V	m ³		130	
Área por ocupante	-	m ² /ocup.		5	
Ocupantes	-	-		10	
Caudal por ocupante	-	m ³ /(h.ocup)		28	
Caudal de ar novo	Q	m ³ /h	280	560	280
Renovações por hora	λ_v	-	2,2	4,3	2,2
Taxa de deposição por hora	λ_d	-		0,3	
Taxa de remoção de partículas virais devido a filtragem	k_f	-	0,0	0,0	3,4
Caudal filtrado	Q_f	m ³ /h	-	-	450
Eficiência da filtragem	n_f	-	-	-	0,995
Taxa de decadência	k_d	-	0,0	0,0	0,0
Coefficiente de perdas	λ	-	2,5	4,6	5,9
Taxa de emissão de partículas virais*	E	quanta/h		10,9	
Caudal volúmico respiratório*	p	m ³ /h		0,652	

* Assumiu-se 20% do tempo a falar e o restante em repouso

Anexo B. Legenda dos espaços úteis e ganhos térmicos por ocupação

Ref.	Espaço	Área [m ²]	Ocup.	Q _{total} [kW]	Q _{sensível} [kW]	Q _{latente} [kW]
1	Têxteis-Lar	57,5	12	1,6	0,9	0,7
2	Pronto a vestir 02	40,5	9	1,2	0,7	0,5
3	Sapataria	26,1	6	0,8	0,5	0,3
4	Pronto a vestir 03	52,4	11	1,4	0,8	0,6
5	Charcutaria	62,2	13	1,7	1,0	0,7
6	Cosmética	16,4	4	0,5	0,3	0,2
7	Perfumaria 01	22,4	5	0,7	0,4	0,3
8	Pizaria	42,8	9	1,4	0,7	0,7
9	Perfumaria 02	25,3	6	0,8	0,5	0,3
10	Pronto a vestir 01	14,9	3	0,4	0,2	0,2
11	Cafetaria	29,7	6	1,0	0,5	0,5
12	Roupa Interior	16,4	4	0,5	0,3	0,2
13	Farmácia	35,3	8	1,0	0,6	0,4
14	Atelier Unhas	11,9	3	0,4	0,2	0,2
15	Loja Telemóveis	34,0	7	0,9	0,5	0,4
16	Gelataria	21,0	5	0,8	0,4	0,4
17	<i>Snack-bar</i>	55,0	11	1,8	0,9	0,9
18	<i>Mall</i> de circulação	704,1	141	20,4	10,6	9,9
19	Zona de Refeições	39,9	44	5,1	3,1	2,0
TOTAL		1.307,8	307	42,3	23,0	19,3

Anexo C. Coeficiente de transmissão térmica (relatório do HAP)

Parede exterior

Wall Details

Outside Surface Color **Light**
 Absorptivity **0,450**
 Overall U-Value **2,982** W/(m²·K)

Wall Layers Details (Inside to Outside)

Layers	Thickness mm	Density kg/m ³	Specific Ht. kJ / (kg K)	R-Value (m ² ·K)/W	Weight kg/m ²
Inside surface resistance	0,000	0,0	0,00	0,13000	0,0
Azuleto interior	10,000	2300,0	1,26	0,00769	23,0
Betão 30 cm	300,000	2450,0	0,84	0,15000	735,0
Azuleto exterior	10,000	2300,0	1,26	0,00769	23,0
Outside surface resistance	0,000	0,0	0,00	0,04000	0,0
Totals	320,000	-		0,33538	781,0

Anexo D. Ganhos térmicos por iluminação nas lojas atípicas

Cafeteria

Luminária	Potência elétrica [W]	Quant.	Potência elétrica total [W]
Spot halogéneo	50	10	500
Candeeiro de teto	100	6	600
Candeeiro de fachada	75	5	375
TOTAL			1.475

Mall de circulação

Luminária	Potência elétrica [W]	Quant.	Potência elétrica total [W]
LED1	14	4	56
LED2	27	4	108
LED3	34	4	136
LED4	20	2	40
LED5	34	3	102
LED6	68	12	816
LED7	136	7	952
LED8	41	36	1.476
TOTAL			3.686

Zona de refeições

Luminária	Potência elétrica [W]	Quant.	Potência elétrica total [W]
LED6	68	3	204
TOTAL			204

Anexo E. Ganhos térmicos por iluminação e por equipamentos

Ref.	Espaço	Área [m ²]	Ganhos por iluminação		Ganhos por equipamentos	
			[kW]	[W/m ²]	[kW]	[W/m ²]
1	Têxteis-Lar	57,5	0,9	15	0,3	5
2	Pronto a vestir 02	40,5	0,6	15	0,2	5
3	Sapataria	26,1	0,4	15	0,1	5
4	Pronto a vestir 03	52,4	0,8	15	0,3	5
5	Charcutaria	62,2	0,9	15	0,3	5
6	Cosmética	16,4	0,2	15	0,1	5
7	Perfumaria 01	22,4	0,3	15	0,1	5
8	Pizzaria	42,8	0,6	15	1,1	25
9	Perfumaria 02	25,3	0,4	15	0,1	5
10	Pronto a vestir 01	14,9	0,2	15	0,1	5
11	Cafetaria	29,7	1,5	50	0,9	30
12	Roupa Interior	16,4	0,2	15	0,1	5
13	Farmácia	35,3	0,5	15	0,2	5
14	Atelier Unhas	11,9	0,2	15	0,1	5
15	Loja Telemóveis	34,0	0,5	15	0,2	5
16	Gelataria	21,0	0,3	15	3,1	148
17	<i>Snack-bar</i>	55,0	0,8	15	1,7	30
18	<i>Mall</i> de circulação	704,1	3,7	5	3,5	5
19	Zona de Refeições	39,9	0,2	5	0,2	5
TOTAL		1.307,8	13,4		12,5	

Anexo F. Ganhos térmicos por equipamentos nas lojas atípicas

Pizzaria

Equipamento	Potência elétrica [W]	Quant.	Fator de utilização	Potência elétrica total [W]
Forno	3.500	1	0,04	145,8
Vitrine	1.000	5	0,185	922,5
TOTAL				1.068,3

Gelataria

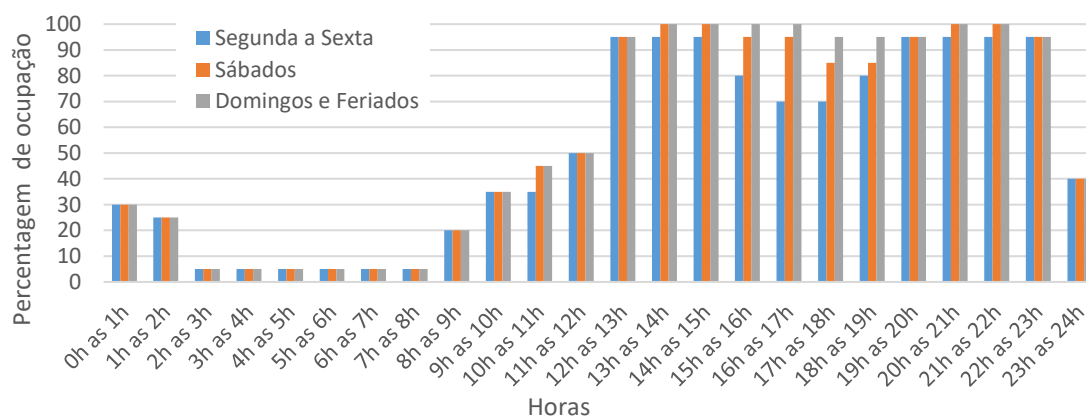
Equipamento	Potência elétrica [W]	Quant.	Fator de utilização	Potência elétrica total [W]
Exterminador de insetos	18	2	1	36,0
Vitrine de gelados	900	1	0,185	166,5
Máquina de sumos	125	1	0,04	5,0
Bancada	511	1	0,185	94,5
Chocolateira	1.000	1	0,4	400,0
Máquina de Gelo	320	1	0,185	59,2
Máquina de Lavar copos	3.000	1	0,04	120,0
Máquina combinada pasteurizadora	7.500	1	0,185	1387,5
Ultracongelador	1.200	1	0,185	222,0
Armário de congelação	955	1	0,185	176,7
Armário de conservação	595	1	0,185	110,1
Grelhador	1.800	1	0,04	72,0
Máquina de Crepes	2.500	1	0,04	100,0
Emulsionadora	750	1	0,04	30,0
Máquina de lavar loiça	3.520	1	0,04	140,8
TOTAL				3.120,3

Anexo G. Caudais mínimos de ar novo regulamentar

Ref.	Espaço	Área [m ²]	Critério de ocupação		Critério de área	Eficácia de vent.	Caudal mín. de AN [m ³ /h]
			Caudal mín. de AN [m ³ /(h.m ²)]	Ocup.	Caudal mín. de AN [m ³ /(h.ocup)]		
1	Têxteis-Lar	57,5	3	12	24	0,8	360
2	Pronto a vestir 02	40,5	3	9	24		270
3	Sapataria	26,1	3	6	24		180
4	Pronto a vestir 03	52,4	3	11	24		330
5	Charcutaria	62,2	3	13	24		390
6	Cosmética	16,4	5	4	24		120
7	Perfumaria 01	22,4	5	5	24		150
8	Pizaria	42,8	3	9	35		394
9	Perfumaria 02	25,3	5	6	24		180
10	Pronto a vestir 01	14,9	3	3	24		90
11	Cafetaria	29,7	3	6	35		263
12	Roupa Interior	16,4	3	4	24		120
13	Farmácia	35,3	5	8	24		240
14	Atelier Unhas	11,9	5	3	24		90
15	Loja Telemóveis	34,0	3	7	24		210
16	Gelataria	21,0	3	5	35		219
17	<i>Snack-bar</i>	55,0	3	11	35		481
18	<i>Mall</i> de circulação	704,1	3	141	35		6.169
19	Zona de Refeições	39,9	3	44	24		1.320
TOTAL							11.575

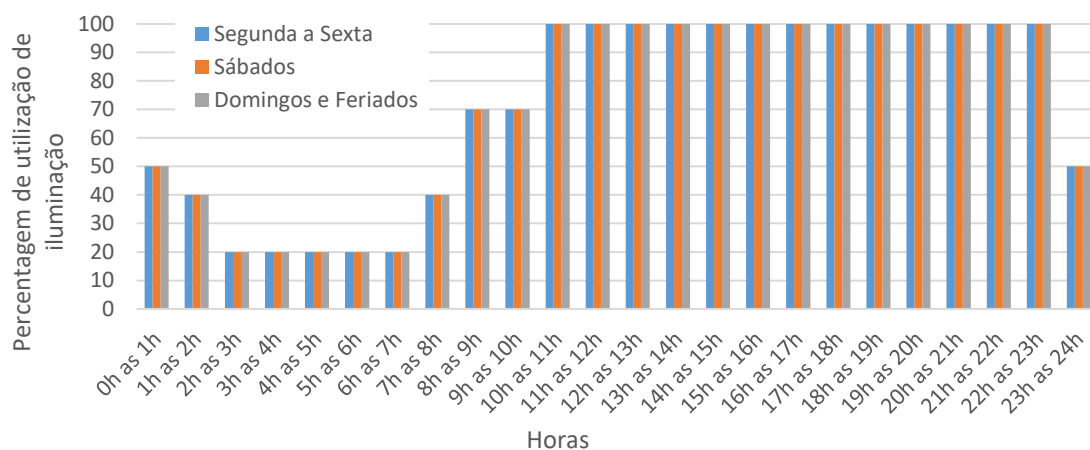
Anexo H. Perfis de ocupação

Horas	Percentagem de ocupação [%]		
	Segunda a Sexta	Sábados	Domingos e Feriados
0h as 1h	30	30	30
1h as 2h	25	25	25
2h as 3h	5	5	5
3h as 4h	5	5	5
4h as 5h	5	5	5
5h as 6h	5	5	5
6h as 7h	5	5	5
7h as 8h	5	5	5
8h as 9h	20	20	20
9h as 10h	35	35	35
10h as 11h	35	45	45
11h as 12h	50	50	50
12h as 13h	95	95	95
13h as 14h	95	100	100
14h as 15h	95	100	100
15h as 16h	80	95	100
16h as 17h	70	95	100
17h as 18h	70	85	95
18h as 19h	80	85	95
19h as 20h	95	95	95
20h as 21h	95	100	100
21h as 22h	95	100	100
22h as 23h	95	95	95
23h as 24h	40	40	40



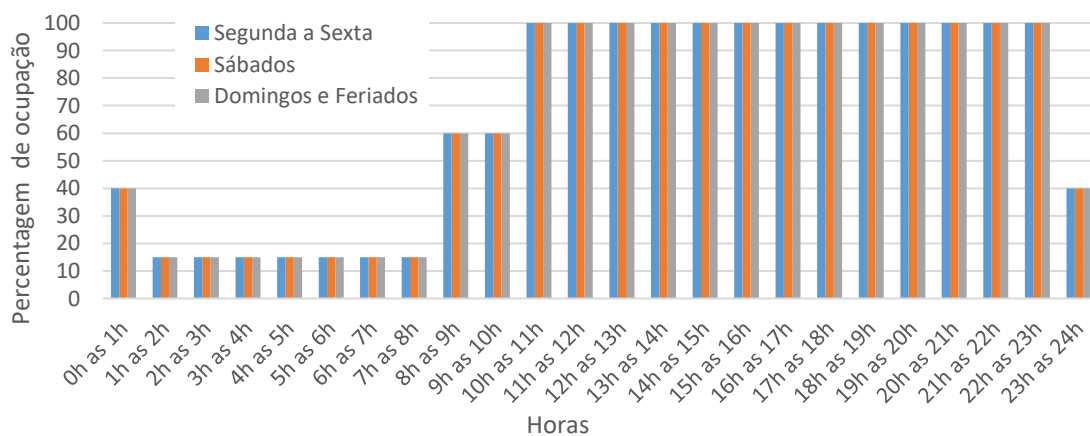
Anexo I. Perfis de utilização de iluminação

Horas	Percentagem de utilização de Iluminação [%]		
	Segunda a Sexta	Sábados	Domingos e Feriados
0h as 1h	50	50	50
1h as 2h	40	40	40
2h as 3h	20	20	20
3h as 4h	20	20	20
4h as 5h	20	20	20
5h as 6h	20	20	20
6h as 7h	20	20	20
7h as 8h	40	40	40
8h as 9h	70	70	70
9h as 10h	70	70	70
10h as 11h	100	100	100
11h as 12h	100	100	100
12h as 13h	100	100	100
13h as 14h	100	100	100
14h as 15h	100	100	100
15h as 16h	100	100	100
16h as 17h	100	100	100
17h as 18h	100	100	100
18h as 19h	100	100	100
19h as 20h	100	100	100
20h as 21h	100	100	100
21h as 22h	100	100	100
22h as 23h	100	100	100
23h as 24h	50	50	50



Anexo J. Perfis de utilização de equipamento

Horas	Percentagem de utilização de equipamento [%]		
	Segunda a Sexta	Sábados	Domingos e Feriados
0h as 1h	40	40	40
1h as 2h	15	15	15
2h as 3h	15	15	15
3h as 4h	15	15	15
4h as 5h	15	15	15
5h as 6h	15	15	15
6h as 7h	15	15	15
7h as 8h	15	15	15
8h as 9h	60	60	60
9h as 10h	60	60	60
10h as 11h	100	100	100
11h as 12h	100	100	100
12h as 13h	100	100	100
13h as 14h	100	100	100
14h as 15h	100	100	100
15h as 16h	100	100	100
16h as 17h	100	100	100
17h as 18h	100	100	100
18h as 19h	100	100	100
19h as 20h	100	100	100
20h as 21h	100	100	100
21h as 22h	100	100	100
22h as 23h	100	100	100
23h as 24h	40	40	40



Anexo K. Ficha técnica da UPA selecionada

KleanTower® Plug-in



NPS Tower

Caraterísticas da Unidade

- Unidade construída em aço galvanizado pintado em epóxi RAL9006;
- Isolamento acústico com lã de rocha de sensivelmente 30 mm de espessura;
- Uma entrada de ar (parte de trás) e uma saída de ar (em cima);
- Entrada e saída de através de chapa perfurada;
- Porta de acesso para as lâmpadas germicidas, filtros e ventilador;
- Porta de acesso para a secção de comando;
- Quatro rodas com travão;
- Equipamento de ligação monofásica (230 V).

Especificações

- Caudal ajustável a partir de potenciómetro;
- Sinalização visual para avaria de ventilador e lâmpadas UV-C
- Sinalização visual para filtros colmatados;
- Interruptor de corte.

Material	Características
2 Lâmpadas UV-C (germicidas) e não geradoras de ozono ¹	Potência combinada de 48 W
1 Filtro fino F9 (EN 779) compacto ²	457 x 457 x 50 mm
1 Filtro absoluto HEPA H14 (EN 1822) ²	457x 457 x 68 mm
1 Ventilador EC centrífugo	P=170 W 230 V 50 Hz
1 Secção de comando do equipamento	

² Duração mínima estimada de 6 meses - Depende do local.
Com lâmpada UVGI pode ter uma duração superior a 3 anos.

¹ Duração entre 8000 a 10.000 horas

KleanTower® Plug-in

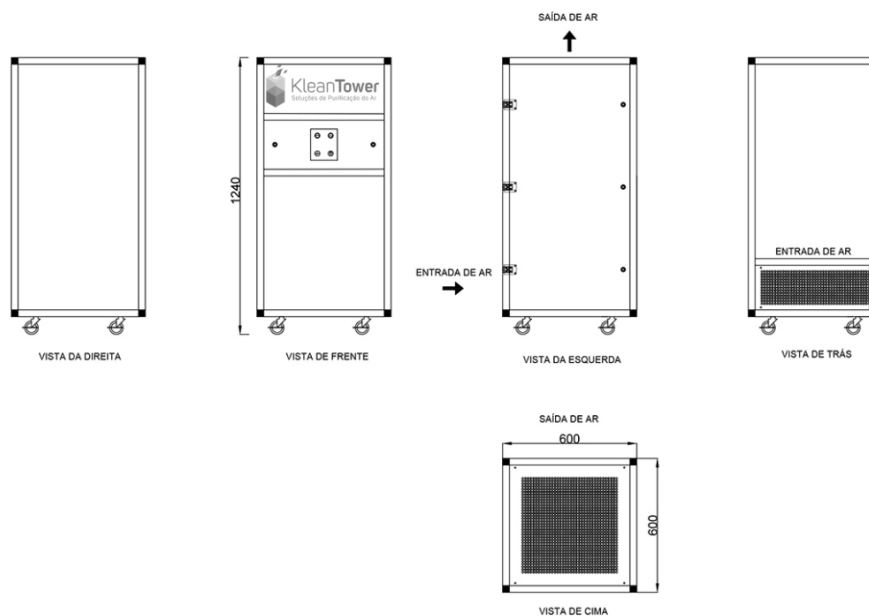


NPS Tower

Descrição		NPS Tower
Dimensões (mm)	C	600
	L	600
	A	1260
Caudal Ar (m ³ /h)	min	300
	med	450
	max	600
Alimentação Elétrica		230V/50HZ
Consumo (A)	min	0.3
	med	0.61
	max	1.04
Potência elétrica consumida (W)	min	32
	med	69
	max	125
Peso (+/-10 Kg)		55 kg
Preço (PVP s/IVA)		Consulte-nos

A aferir de acordo com a localização e as condições do espaço.

Desenho Técnico



Anexo L. Seleção dos VC's de conduta

Espaço	Quant.	Pot. Arref. Unitária [kW]	Pot. Aquec. Unitária [kW]	Caudal máximo [m³/h]	Potência elétrica total [W]
Têxteis-Lar	1	3,54	5,19	1.090	151,0
Pronto a vestir 02	1	2,20	3,11	480	61,3
Sapataria	1	1,52	2,19	490	64,5
Pronto a vestir 03	1	3,54	5,19	1.090	151,0
Charcutaria	1	3,54	5,19	1.090	151,0
Cosmética	1	1,52	2,19	490	64,5
Perfumaria 01	1	1,52	2,19	490	64,5
Pizaria	1	3,54	5,19	1.090	151,0
Perfumaria 02	1	2,20	3,11	480	61,3
Pronto a vestir 01	1	1,52	2,19	490	64,5
Cafetaria	1	3,54	5,19	1.090	151,0
Roupa Interior	1	1,52	2,19	490	64,5
Farmácia	1	3,54	5,19	1.090	151,0
Atelier Unhas	1	1,52	2,19	490	64,5
Loja Telemóveis	1	2,20	3,11	480	61,3
Gelataria	1	5,03	7,25	1.080	155,7
<i>Snack-bar</i>	1	5,03	7,25	1.080	155,7
<i>Mall de circulação</i>	7	5,03	7,25	7.560	1.089,9
Zona de Refeições	2	3,54	5,19	2.180	302,0

Anexo M. Seleção das lâmpadas UV-C para instalação em conduta

Espaço	Quant. VC's	Caudal por VC [m³/h]	Pot. Elétrica [W]	Duv [J/m²]	Eficácia (SARS-CoV-2)
Têxteis-Lar	1	1.090	35,0	13,01	91%
Pronto a vestir 02	1	480	16,0	10,16	85%
Sapataria	1	490	16,0	9,95	84%
Pronto a vestir 03	1	1.090	35,0	13,01	91%
Charcutaria	1	1.090	35,0	13,01	91%
Cosmética	1	490	16,0	9,95	84%
Perfumaria 01	1	490	16,0	9,95	84%
Pizaria	1	1.090	35,0	13,01	91%
Perfumaria 02	1	480	16,0	10,16	85%
Pronto a vestir 01	1	490	16,0	9,95	84%
Cafetaria	1	1.090	35,0	13,01	91%
Roupa Interior	1	490	16,0	9,95	84%
Farmácia	1	1.090	35,0	13,01	91%
Atelier Unhas	1	490	16,0	9,95	84%
Loja Telemóveis	1	480	16,0	10,16	85%
Gelataria	1	1.080	35,0	13,13	91%
<i>Snack-bar</i>	1	1.080	35,0	13,13	91%
<i>Mall de circulação</i>	7	1.080	35,0	13,13	91%
Zona de Refeições	2	1.090	35,0	13,01	91%

Anexo N. Potência Elétrica total dos equipamentos para as diversas configurações

Configuração AN-1

Referência	Equipamento	Pot. Elétrica Total [kW]	COP _R	COP _{HP}
VI	Ventilador de Insuflação	4,8	-	-
VE	Ventilador de Extração	1,9	-	-
BC1	Bomba circuladora	1,1	-	-
BC2	Bomba circuladora	1,1	-	-
HUM	Humidificador	18,8	-	-
CH1	Chiller/bomba de calor	-	2,99	3,01
CH2	Chiller/bomba de calor	-	2,99	3,01

Configuração AN-1.5

Referência	Equipamento	Pot. Elétrica Total [kW]	COP _R	COP _{HP}
VI	Ventilador de Insuflação	7,5	-	-
VE	Ventilador de Extração	1,9	-	-
BC1	Bomba circuladora	1,4	-	-
BC2	Bomba circuladora	1,4	-	-
HUM	Humidificador	33,8	-	-
CH1	Chiller/bomba de calor	-	2,99	3,01
CH2	Chiller/bomba de calor	-	2,99	3,01

Configuração AN-2

Referência	Equipamento	Pot. Elétrica Total [kW]	COP _R	COP _{HP}
VI	Ventilador de Insuflação	13,0	-	-
VE	Ventilador de Extração	1,9	-	-
BC1	Bomba circuladora	1,7	-	-
BC2	Bomba circuladora	1,7	-	-
HUM	Humidificador	48,8	-	-
CH1	Chiller/bomba de calor	-	2,99	3,01
CH2	Chiller/bomba de calor	-	2,99	3,01

Configuração UPA-5

Referência	Equipamento	Pot. Elétrica Total [kW]	COP _R	COP _{HP}
VI	Ventilador de Insuflação	4,8	-	-
VE	Ventilador de Extração	1,9	-	-
BC1	Bomba circuladora	1,1	-	-
BC2	Bomba circuladora	1,1	-	-
HUM	Humidificador	18,8	-	-
CH1	Chiller/bomba de calor	-	2,99	3,01
CH2	Chiller/bomba de calor	-	2,99	3,01
UPA	Unidades Purificadoras de Ar	4,5	-	-

Configuração UPA-10

Referência	Equipamento	Pot. Elétrica Total [kW]	COP _R	COP _{HP}
VI	Ventilador de Insuflação	4,75	-	-
VE	Ventilador de Extração	1,9	-	-
BC1	Bomba circuladora	1,1	-	-
BC2	Bomba circuladora	1,1	-	-
HUM	Humidificador	18,8	-	-
CH1	Chiller/bomba de calor	-	2,99	3,01
CH2	Chiller/bomba de calor	-	2,99	3,01
UPA	Unidades Purificadoras de Ar	9,0	-	-

Configuração UT-TV

Referência	Equipamento	Pot. Elétrica Total [kW]	COP _R	COP _{HP}
VI	Ventilador de Insuflação	4,75	-	-
VE	Ventilador de Extração	1,9	-	-
BC1	Bomba circuladora	1,1	-	-
BC2	Bomba circuladora	1,1	-	-
HUM	Humidificador	18,8	-	-
CH1	Chiller/bomba de calor	-	2,99	3,01
CH2	Chiller/bomba de calor	-	2,99	3,01
UV-C	Lâmpadas UV-C	0,7	-	-