



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Joana de Barros Soares

Estudo e dimensionamento da instalação AVAC de um navio



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Joana de Barros Soares

Estudo e dimensionamento da instalação AVAC de um navio

Dissertação de Mestrado
Mestrado em Engenharia Mecânica
Área de especialização em tecnologias energéticas e
ambientais

Trabalho efetuado sob a orientação do:
Professor Doutor Pedro Alexandre Moreira Lobarinhas

DIREITOS DE AUTOR E CONDIÇÕES DE UTILIZAÇÃO DO TRABALHO POR TERCEIROS

Este é um trabalho académico que pode ser utilizado por terceiros desde que respeitadas as regras e boas práticas internacionalmente aceites, no que concerne aos direitos de autor e direitos conexos.

Assim, o presente trabalho pode ser utilizado nos termos previstos na licença abaixo indicada.

Caso o utilizador necessite de permissão para poder fazer um uso do trabalho em condições não previstas no licenciamento indicado, deverá contactar o autor, através do RepositóriUM da Universidade do Minho.

Licença concedida aos utilizadores deste trabalho



Atribuição-NãoComercial

CC BY-NC

<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>

AGRADECIMENTOS

A conclusão deste projeto marca o fim de uma das fases mais desafiantes, memoráveis e felizes da minha vida. Esta etapa não teria sido tão marcante sem o contributo de determinadas pessoas, a quem gostaria de deixar uma palavra de agradecimento.

Ao Professor Pedro Lobarinhas que se mostrou sempre disponível para me orientar no decorrer deste projeto, não só a nível técnico, mas também pelas palavras de motivação para encarar este desafio.

À empresa West Sea – Estaleiros Navais, Lda., na pessoa do Engenheiro Diogo Jaco, por ter acompanhado o meu trabalho ao longo destes meses, pelas palavras de incentivo e pela oportunidade de me apresentar uma nova área – a indústria naval – pela qual ganhei um novo interesse.

Ao Engenheiro João Ramos, da empresa West Sea – Estaleiros Navais, Lda., que apesar de não ter qualquer obrigação para comigo, despendeu do seu tempo para me auxiliar ao longo de todo este projeto e por todos os conhecimentos que me transmitiu.

Ao Engenheiro Miguel Jesus, da empresa EVAC, pela prontidão na resposta e auxílio na seleção de equipamentos de recuperação de calor.

Aos meus pais e avós, que me apoiaram durante este percurso, aos mais diversos níveis. Obrigada por me permitirem seguir este caminho.

Ao meu irmão, que sempre foi um exemplo de força e de superação, por ouvir as minhas conquistas e lamentações e por me manter motivada durante estes anos.

Aos meus amigos mais próximos, com um especial agradecimento ao Damião Teixeira, ao João Pedro Ribeiro e ao Samuel Gomes. Sem eles, certamente que este trajeto teria sido mais difícil e com menos alegrias.

Muito obrigada!

DECLARAÇÃO DE INTEGRIDADE

Declaro ter atuado com integridade na elaboração do presente trabalho académico e confirmo que não recorri à prática de plágio nem a qualquer forma de utilização indevida ou falsificação de informações ou resultados em nenhuma das etapas conducente à sua elaboração.

Mais declaro que conheço e que respeitei o Código de Conduta Ética da Universidade do Minho.

RESUMO

Os sistemas de aquecimento, ventilação e ar condicionado (AVAC) devem garantir que determinados parâmetros, como a temperatura, humidade relativa e qualidade do ar interior estejam de acordo com padrões exigidos para assegurar o conforto dos ocupantes de um espaço. Foi neste contexto que surgiu a proposta de desenvolver um projeto, na empresa West Sea – Estaleiros Navais, Lda., em Viana do Castelo, com o propósito de dimensionar a instalação AVAC de um navio cruzeiro para o rio Douro.

Este estudo teve como principal foco a determinação da potência do *chiller*, isto é, do equipamento responsável pela produção de água refrigerada do navio, para efeitos de climatização. A sua potência está diretamente associada às necessidades de arrefecimento dos vários espaços da embarcação e é estabelecida em função da potência de arrefecimento de outros equipamentos, como os ventiloconvectores e as baterias de arrefecimento das unidades de tratamento de ar novo (UTAN). Com isto em mente, foi necessário efetuar um estudo pormenorizado de todos os compartimentos constituintes do navio, recorrendo à norma ISO 7547, com o intuito de determinar o balanço térmico, permitindo aferir os ganhos e perdas térmicas e, conseqüentemente, as respetivas necessidades de arrefecimento. Posteriormente, após a determinação dos pontos de insuflação das UTAN, foi possível calcular a potência das serpentinas de arrefecimento das três unidades. Em consequência deste cálculo foi então possível selecionar os ventiloconvectores de todos os compartimentos do navio. Assim, com os dados reunidos e após um estudo detalhado das necessidades efetivas de arrefecimento do navio para uma viagem de 8 dias, efetuada durante o verão, foi possível determinar a potência do *chiller*.

Por fim, para cumprir o último objetivo do projeto e para melhorar a eficiência energética do navio, foi analisada a possibilidade de se instalar um sistema de recuperação de calor a bordo, com principal foco na estação de arrefecimento. Atualmente, todo o ar exaurido é enviado diretamente para o exterior, pelo que existe um grande desperdício energético. Assim, foi efetuado um estudo a três equipamentos que permitem a recuperação de calor (UTA com permutador de placas, UTA com roda térmica e sistema de baterias). Com esta análise, foi possível concluir que a bateria de recuperação se apresenta como a única opção economicamente viável.

Palavras-Chave

Sistema AVAC, navio, *chiller*, consumos, recuperação de calor

ABSTRACT

Heating, ventilation and air conditioning systems (HVAC) must ensure that certain parameters such as temperature, relative humidity and indoor air quality are in accordance with standards required to ensure the comfort of the occupants of a space. It was in this context that the proposal arose to develop a project, in the company West Sea – Estaleiros Navais, Lda., in Viana do Castelo, with the purpose of dimensioning the HVAC installation of a cruise ship to the Douro River.

This study had as focus the determination of the power of the chiller, that is, of the equipment responsible to produce refrigerated water of the ship, for the purposes of air conditioning. Its power is directly associated with the cooling needs of the various spaces of the vessel and is established according to the cooling power of other equipment, such as fan coil units and cooling batteries of air handling units (AHU). It was necessary to carry out a detailed study of all the constituent compartments of the ship, using the ISO 7547 standard, to determine the thermal balance, allowing to assess the thermal gains and losses and, consequently, the respective cooling needs. Subsequently, after determining the supply points of the AHU, it was possible to calculate the power of the cooling coils of the three units. As a result of this calculation, it was then possible to select the fan coil units of all compartments of the ship. Thus, with the data gathered and after a detailed study of the effective cooling needs of the ship for an 8-day voyage, made during the summer, it was possible to determine the power of the chiller.

Finally, to meet the last objective of the project and to improve the energy efficiency of the ship, the possibility of installing a heat recovery system on board was analysed, with the focus on summer. Currently, all exhausted air is sent directly to the outside, so there is a lot of energy waste. Thus, a study was carried out on three pieces of equipment that allow heat recovery (AHU with plate exchanger, AHU with enthalpy wheel and a battery system). With this analysis, it was possible to conclude that the recovery battery presents itself as the only economically viable option.

Keywords

HVAC system, ship, chiller, consumption, heat recovery

ÍNDICE

Agradecimentos	ii
Resumo.....	iv
Abstract.....	v
Índice.....	vi
Índice de Figuras.....	x
Índice de Tabelas.....	xii
Lista de Símbolos.....	xvii
Siglas, abreviaturas e acrónimos.....	xix
Glossário.....	xxi
1. Introdução.....	1
1.1. Objetivos	1
1.2. Empresa.....	2
1.3. Guia de Leitura.....	2
2. Motivações de estudo.....	4
2.1. Eficiência energética e descarbonização no setor marítimo.....	4
2.1.1. Emissões de GEE associadas aos sistemas AVAC em navios	6
2.2. Eficiência energética e descarbonização dos edifícios	7
2.3. Sistemas AVAC, qualidade do ar interior e conforto térmico.....	10
3. Sistemas AVAC e enquadramento regulamentar	12
3.1. Evolução histórica da utilização de sistemas AVAC em navios.....	12
3.2. Instalação de equipamentos em embarcações.....	13
3.3. Enquadramento regulamentar	14
3.3.1. Norma ISO 7547	14
3.3.2. Norma ISO 9943.....	15

3.3.3.	Outras normas aplicadas à climatização em navios.....	15
3.3.4.	Manual de Especificação Técnica do Navio	16
3.4.	Requisitos de segurança.....	17
3.5.	Equipamentos aplicados em sistemas AVAC	18
3.5.1.	Unidades de tratamento de ar	19
3.5.2.	Ventiloconvectores.....	20
3.5.3.	<i>Chiller</i>	21
3.5.4.	Sistema <i>inverter</i>	22
3.5.5.	Sistemas de recuperação de calor.....	23
4.	Caso de estudo: Navio Avalon Alegria.....	26
4.1.	Estratégia de climatização	29
4.1.1.	Cabines	30
4.1.2.	Espaços públicos, espaços da tripulação e escadas	31
4.1.3.	Cozinha	31
4.1.4.	Paióis de armazenamento - <i>Stores</i>	31
4.1.5.	Ponte de comando	32
4.1.6.	Paiol técnico - <i>Technical rooms</i>	32
5.	Dimensionamento do sistema AVAC.....	33
5.1.	Balço térmico do navio	33
5.1.1.	Condições de projeto.....	33
5.1.2.	Procedimento de cálculo das cargas térmicas e transferência de calor	34
5.1.3.	Balço térmico da cabine 303.....	37
5.1.4.	Exceções à norma	41
5.1.4.1.	Iluminação e equipamentos.....	41
5.1.4.2.	Diferença de temperaturas entre espaços	42
5.1.4.3.	Exposição solar.....	45
5.2.	Verificação do coeficiente de transmissão térmica das anteparas	47

5.3.	Equipamentos instalados no navio	49
5.3.1.	UTAN instaladas no navio.....	50
5.3.2.	Ventiloconvectores instalados no navio.....	51
5.3.3.	<i>Chiller</i> instalado no navio.....	51
5.4.	Determinação dos caudais de ar de insuflação	52
5.4.1.	Determinação dos caudais mínimos de ar.....	52
5.4.2.	Caudais de ar exaurido.....	55
5.5.	Dimensionamento das baterias das UTAN	57
5.5.1.	Baterias de arrefecimento	57
5.5.2.	Baterias de aquecimento.....	58
5.6.	Seleção dos ventiloconvectores	61
5.7.	Caudais de ar na cozinha.....	63
5.7.1.	Seleção do ventiloconvector da cozinha.....	65
5.8.	Determinação da capacidade de refrigeração do <i>chiller</i>	66
6.	Estudo sobre a viabilidade de recuperação de calor	71
6.1.	Estudo sobre a localização de equipamentos para a instalação de um sistema de recuperação de calor	72
6.2.	Seleção dos equipamentos de recuperação de calor	73
6.3.	Determinação da capacidade de recuperação de calor	75
6.4.	Custos associados à implementação de um sistema de recuperação de calor.....	76
6.5.	Emissões de CO ₂	79
6.6.	Soluções complementares	80
6.7.	Conclusões.....	82
7.	Considerações finais	83
7.1.	Conclusões.....	83
7.2.	Perspetivas e Trabalhos Futuros.....	84
	Referências Bibliográficas	86

Anexos	90
Anexo A: Valores padronizados da norma ISO 7547	91
Anexo B: Equipamentos instalados	92
Anexo C: Resultados obtidos do balanço térmico para cada deck (coeficientes de transmissão de calor normalizados)	94
Anexo D: Determinação dos coeficientes de transmissão de calor das superfícies do navio.....	97
Anexo E: Resultados obtidos do balanço térmico para cada deck (coeficientes de transmissão de calor calculados).....	103
Anexo F: Determinação dos caudais de ar no verão	106
Anexo G: Determinação do ponto de insuflação no inverno.....	111
Anexo H: Determinação das potências dos FCU	114
Anexo I: <i>Data sheet</i> do <i>chiller</i> instalado no navio.....	117
Anexo J: Cronograma de viagem.....	118
Anexo K: Cargas térmicas e necessidades de arrefecimento do navio durante uma viagem	120

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Metas impostas pela IMO, no âmbito da redução das emissões de GEE (adaptado de [6]).....	5
Figura 2: Consumo de energia no setor do aquecimento e arrefecimento de edifícios (adaptado de [10]).....	7
Figura 3: Fontes de energia primária e respetiva taxa de utilização para efeitos de aquecimento e arrefecimento em 2016 (adaptado de [9]).	8
Figura 4: Mecanismo para acionamento manual das portas estanques.....	17
Figura 5: Porta estanque; (a) – vista frontal, (b) vista lateral, (c) fecho da porta estanque.	18
Figura 6: Esquematização de uma UTA com retorno de ar, módulo de filtragem, módulo térmico e módulo de ventilação (adaptado de [31]).	20
Figura 7: Componentes principais de um <i>chiller</i> arrefecido a água (adaptado de [32]).....	21
Figura 8: Perspetiva de valores de eficiência (EER) para <i>chiller</i> (adaptado de [34]).	22
Figura 9: Comparação de consumos energéticos entre um sistema convencional e outro com tecnologia <i>inverter</i> (adaptado de [35]).	23
Figura 10: Esquema dos fluxos de ar que atravessam um permutador em fluxo cruzado (adaptado de [37]).....	24
Figura 11: Esquematização da vista lateral do navio Avalon Alegria.....	26
Figura 12: Navio <i>Avalon Alegria</i> em fase de construção.....	26
Figura 13: Esquematização do tombadilho	27
Figura 14: Ponte de comando.....	27
Figura 15: Esquematização do <i>upper deck</i>	28
Figura 16: Esquematização do <i>main deck</i>	28
Figura 17: Esquematização do <i>first deck</i>	29
Figura 18: Esquematização do duplo fundo.	29
Figura 19: Esquematização da disposição das condutas de insuflação (representadas a ciano) e das condutas de extração (representadas a cor de laranja).....	30
Figura 20: Aspeto de uma cabine em fase de construção onde é possível observar a localização de elementos construtivos e componentes do sistema AVAC numa cabine de passageiros do <i>main deck</i>	31

Figura 21: Esquematização dos vãos envidraçados a ter em consideração para a determinação das cargas térmicas [24].	35
Figura 22: Cabine 303 do <i>upper deck</i> . (a): arranjo da cabine; (b): fronteiras da cabine.	37
Figura 23: Faixa de temperaturas para da água na foz do rio Douro (adaptado de [39]).	43
Figura 24: Ângulo criado devido à existência de elementos de obstrução horizontais (vista em corte), (adaptado de [40]).	45
Figura 25: Ângulo criado devido à existência de elementos de obstrução verticais.	46
Figura 26: Detalhes construtivos do plano de isolamento de espessura uniforme (adaptado de [24]).	48
Figura 27: Identificação da zona de atuação de cada unidade de tratamento de ar novo instalada no navio.	50
Figura 28: Representação da UTAN de vante: 1) módulo de filtragem; 2) módulo térmico; 3) módulo de ventilação [35].	50
Figura 29: Características do ar antes e depois do tratamento na UTAN, no verão.	58
Figura 30: Identificação do ponto de insuflação (adaptado de [41]).	59
Figura 31: Definição da inclinação da reta, com base no RSHF [adaptado de [24]].	64
Figura 32: Determinação do ponto de insuflação de verão na cozinha (adaptado de [25]).	64
Figura 33: Dados de temperatura do ar na zona do Aeródromo de Vila Real para o mês de agosto de 2022 [42].	68
Figura 34: Necessidades de arrefecimento máximas ao longo de uma viagem de 8 dias.	69
Figura 35: Sistema de extração do restaurante. A ciano é representado o sistema de insuflação e a verde o de extração.	71
Figura 36: Posicionamento das saídas E-1, E-2 e E-3 no tombadilho.	72
Figura 37: Esquema do sistema de recuperação de calor por baterias.	74
Figura 38: Sistema de pré-arrefecimento utilizando um circuito aberto de água.	80
Figura 39: Sistema de pré-arrefecimento utilizando um circuito aberto de água do rio, combinado com um circuito de água fechado.	81
Figura 40: Diferenças de temperatura entre espaços interiores adjacentes [23].	91
Figura 41: Coeficientes de transmissão de calor totais [24].	91
Figura 42: Estrutura da vigia das cabines de passageiros 109 a 112. A seta indica a largura do tanque que se encontra entre as duas anteparas de separação entre o espaço interior e o exterior.	98
Figura 43: Especificações do <i>chiller</i> instalado no navio [46].	117

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1: Relação entre o tipo de compressor e a potência do <i>chiller</i> (adaptado de [33]).	22
Tabela 2: Capacidades do navio [26].	26
Tabela 3: Dimensões gerais do navio <i>Avalon Alegria</i> [26].	27
Tabela 4: Condições para o dimensionamento considerando diferentes estações segundo a norma ISO 7547 [24].	33
Tabela 5: Condições de projeto segundo a o Manual de Especificação Técnica do Navio – P157 <i>Technical Specification</i> [26].	34
Tabela 6: Número de pessoas a considerar em cada divisão do navio [24].	34
Tabela 7: Emissão de calor em função do tipo de atividade corporal [24].	36
Tabela 8: Ganhos de calor devido à iluminação geral, segundo a norma ISO 7547 [24].	37
Tabela 9: Ganhos devido à transmissão de calor por condução na cabine 303 do pavimento superior.	38
Tabela 10: Ganhos/perdas de calor associados à transmissão de calor na cabine 303.	39
Tabela 11: Ganhos solares da cabine 303 do pavimento superior.	39
Tabela 12: Síntese de resultados das cargas térmicas calculadas para a cabine 303.	41
Tabela 13: Valores de densidade de potência considerados para cada tipo de espaço.	42
Tabela 14: Diferenças de temperatura consideradas diferentes da norma ISO 7547.	42
Tabela 15: Temperaturas médias do rio Douro ao longo do ano.	43
Tabela 16: Diferença no valor das cargas térmicas com base na envolvente considerada.	44
Tabela 17: Determinação dos fatores de sombreamento.	47
Tabela 18: Valores do coeficiente de transmissão de calor nas anteparas do navio, determinadas segundo a metodologia apresentada na norma ISO 7547.	48
Tabela 19: Comparação das cargas térmicas calculadas utilizando os coeficientes de transmissão de calor indicados na norma e os coeficientes determinados, para os espaços do pavimento superior.	49
Tabela 20: Comparação da diferença no balanço térmico para todos os <i>decks</i> individualmente e na globalidade, considerando os coeficientes de transmissão de calor normalizados e os coeficientes calculados/reais.	49
Tabela 21: Exemplo da determinação dos caudais de ar segundo a ocupação e para a eliminação da carga térmica, na estação de arrefecimento.	53

Tabela 22: Caudais de ar novo de acordo com rph definidos pelos regulamentos.	54
Tabela 23: Caudais de ar novo tratados na UTAN.	54
Tabela 24: Caudais de extração para as divisões alimentadas pela UTAN de ré, de acordo do a norma ISO 7547.	55
Tabela 25: Caudais de extração para as divisões alimentadas pela UTAN de vante.	55
Tabela 26: Caudais de extração para as divisões alimentadas pela UTAN a ré da piscina.	56
Tabela 27: Caudais de extração da lavandaria, WC's públicos e cozinha.	56
Tabela 28: Caraterísticas psicrométricas do ar exterior e do ar insuflado no interior dos espaços no verão.	57
Tabela 29: Quadro resumo das potências das baterias de arrefecimento das UTAN do navio. ..	58
Tabela 30: Excerto do cálculo da temperatura de insuflação da UTAN de ré.	60
Tabela 31: Temperatura de insuflação de cada UTAN.	60
Tabela 32: Quadro resumo das potências calculadas paras as baterias de aquecimento das UTAN do navio.	60
Tabela 33: Exemplo da determinação da potência necessária nos ventiloconvectores no verão. 61	
Tabela 34: Ventiloconvectores selecionados para os espaços abastecidos com ar proveniente da UTAN de vante.	62
Tabela 35: Ventiloconvectores selecionados para os espaços abastecidos com ar proveniente da UTAN a ré da piscina.	62
Tabela 36: Ventiloconvectores selecionados para os espaços abastecidos com ar proveniente da UTAN de ré.	63
Tabela 37: Cargas térmicas associadas à cozinha.	65
Tabela 38: Ocupação definida para os vários espaços de referência ao longo do primeiro dia. .	67
Tabela 39: Temperatura e exposição solar consideradas em função da hora do dia.	67
Tabela 40: Ganhos térmicos calculados em função da hora para o primeiro dia de viagem.	68
Tabela 41: Necessidade de arrefecimento dos ventiloconvectores em cada divisão em função das novas cargas térmicas calculadas, para o primeiro dia de viagem.	69
Tabela 42: Capacidade de arrefecimento da serpentina das várias UTAN em função da temperatura exterior.	69
Tabela 43: Dimensões da UTAN selecionada pela empresa e das UTAN com capacidade de recuperação de calor.	74

Tabela 44: Potência térmica transferida entre o ar exaurido e o ar novo para cada tipologia de recuperador de calor.....	76
Tabela 45: Consumos de combustível associados ao <i>chiller</i> , no primeiro de viagem, sem sistema de recuperação de calor.	77
Tabela 46: Poupança total ao fim de uma viagem de 8 dias, para os vários sistemas de recuperação de calor considerados.....	78
Tabela 47: Dados obtidos relativamente aos custos e benefícios da instalação de cada um dos sistemas de recuperação de calor.....	78
Tabela 48: Prejuízo devido à eliminação de uma cabine de passageiros para a criação de um espaço técnico para ventilação.	79
Tabela 49: Diminuição das emissões de dióxido de carbono anuais para cada sistema de recuperação de calor.	80
Tabela 50: Equipamentos e potências associadas instalados no navio.	92
Tabela 51: Resumo dos resultados obtidos para todas as divisões climatizadas do <i>first deck</i> . ..	94
Tabela 52: Resumo dos resultados obtidos para todas as divisões climatizadas do <i>main deck</i> . ..	95
Tabela 53: Resumo dos resultados obtidos para todas as divisões climatizadas do <i>upper deck</i> . ..	96
Tabela 54: Determinação do coeficiente de transmissão de calor das anteparas entre o espaço interior útil e o exterior.	97
Tabela 55: Coeficiente de transmissão de calor da antepara entre o espaço interior útil e a casa das máquinas.	97
Tabela 56: Coeficiente de transmissão de calor da antepara entre o espaço interior útil e a casa de propulsão de vante.....	98
Tabela 57: Coeficiente de transmissão de calor da antepara para o exterior na zona da tripulação e cabines de passageiros 109 a 112 (dupla antepara).	99
Tabela 58: Coeficiente de transmissão de calor da antepara para a cabine de tripulantes.	99
Tabela 59: Coeficiente de transmissão de calor da antepara entre o espaço interior útil e a zona técnica de ré.	100
Tabela 60: Coeficiente de transmissão de calor da antepara entre o restaurante e a zona exterior de vante.	100
Tabela 61: Coeficiente de transmissão de calor entre o <i>first deck</i> e o <i>main deck</i>	101
Tabela 62: Coeficiente de transmissão de calor entre o <i>main deck</i> e o <i>upper deck</i>	101
Tabela 63: Coeficiente de transmissão de calor entre o <i>upper deck</i> e o <i>sun deck</i>	101

Tabela 64: Coeficiente de transmissão de calor entre o <i>main deck</i> e casa das máquinas e casa de propulsão de vante.....	102
Tabela 65: Coeficiente de transmissão de calor entre o <i>main deck</i> e cozinha.	102
Tabela 66: Coeficiente de transmissão de calor entre a zona técnica de ré (<i>main deck</i>) e o <i>lounge (upper deck)</i>	102
Tabela 67: Resumo dos resultados obtidos para todas as divisões climatizadas do pavimento inferior.	103
Tabela 68: Resumo dos resultados obtidos para todas as divisões climatizadas do <i>main deck</i>	104
Tabela 69: Resumo dos resultados obtidos para todas as divisões climatizadas do pavimento superior.....	105
Tabela 70: Caudais de ar a insuflar no interior de cada divisão abastecida pela UTAN de vante, de acordo com a ocupação e ganhos térmicos (calculado de acordo com os coeficientes de transmissão de calor padronizados).....	106
Tabela 71: Caudais de ar a insuflar no interior de cada divisão abastecida pela UTAN de vante, de acordo com a ocupação e ganhos térmicos (calculado de acordo com os coeficientes de transmissão de calor reais).....	107
Tabela 72: Caudais de ar a insuflar no interior de cada divisão abastecida pela UTAN a ré da piscina, de acordo com a ocupação e ganhos térmicos (calculado de acordo com os coeficientes de transmissão de calor padronizados).....	107
Tabela 73: Caudais de ar a insuflar no interior de cada divisão abastecida pela UTAN a ré da piscina, de acordo com a ocupação e ganhos térmicos (calculado de acordo com os coeficientes de transmissão de calor reais).	108
Tabela 74: Caudais de ar a insuflar no interior de cada divisão abastecida pela UTAN de ré, de acordo com a ocupação e ganhos térmicos, na estação de arrefecimento (calculado de acordo com os coeficientes de transmissão de calor padronizados).	108
Tabela 75: Caudais de ar a insuflar no interior de cada divisão abastecida pela UTAN de ré, de acordo com a ocupação e ganhos térmicos, na estação de arrefecimento (calculado de acordo com os coeficientes de transmissão de calor reais).	109
Tabela 76: Determinação do ponto de insuflação da UTAN-1, na estação de aquecimento.	111
Tabela 77: Determinação do ponto de insuflação da UTAN-2, na estação de aquecimento.	111
Tabela 78: Determinação do ponto de insuflação da UTAN-3, na estação de aquecimento.	112

Tabela 79: Seleção dos FCU associados à UTAN-1.....	114
Tabela 80: Seleção dos FCU associados à UTAN-2.....	114
Tabela 81: Seleção dos FCU associados à UTAN-3.....	114
Tabela 82: Cronograma de viagem (adaptado de [47]).....	118
Tabela 83: Necessidades de arrefecimento determinadas para o primeiro dia de viagem.	120
Tabela 84: Necessidades de arrefecimento determinadas para o segundo dia de viagem.	120
Tabela 85: Necessidades de arrefecimento determinadas para o terceiro dia de viagem.	121
Tabela 86: Necessidades de arrefecimento determinadas para o quarto dia de viagem.	122
Tabela 87: Necessidades de arrefecimento determinadas para o quinto dia de viagem.	122
Tabela 88: Necessidades de arrefecimento determinadas para o sexto dia de viagem.	123
Tabela 89: Necessidades de arrefecimento determinadas para o sétimo dia de viagem.....	124
Tabela 90: Necessidades de arrefecimento determinadas para o último dia de viagem.	125

LISTA DE SÍMBOLOS

		Unidade
A	Área	m^2
A_g	Área da superfície envidraçada	m^2
A_v	Área da superfície excluindo a zona envidraçada	m^2
c_p	Calor específico	$J/(kg \cdot K)$
d	Espessura do material da camada	m
F_f	Fator de sombreamento de elementos opacos verticais	-
$F_{f,direita}$	Fator de sombreamento do elemento opaco vertical à direita	-
$F_{f,esquerda}$	Fator de sombreamento do elemento opaco vertical à esquerda	-
F_o	Fator de sombreamento de elementos opacos horizontais	-
F_s	Fator de obstrução solar	-
G_s	Ganho de calor devido à radiação solar na superfície envidraçada	W/m^2
h	Coeficiente de transferência de calor	$W/m^2 \cdot K$
K	Coeficiente de transmissão de calor total	$W/m^2 \cdot K$
k	Coeficiente de transmissão de calor	$W/m^2 \cdot K$
k_g	Coeficiente de transmissão de calor total para a superfície A_g	$W/m^2 \cdot K$
k_v	Coeficiente de transmissão total para a superfície A_v	$W/m^2 \cdot K$
L	Fator de simultaneidade	-
\dot{m}	Caudal mássico	kg/s
M_b	Isolamento térmico entre diferentes camadas de material	$m^2 \cdot K/W$
M_L	Isolamento térmico numa caixa de ar	$m^2 \cdot K/W$
\dot{Q}	Potência térmica	W
SC	Coeficiente de sombra do envidraçado	-
T_∞	Temperatura do fluido	K
T_{abs}	Temperatura absoluta	K
T_s	Temperatura da superfície	K
\dot{v}	Caudal volúmico	m^3/h

V_{qt}	Caudal de ar necessário para a remoção da carga térmica devida aos equipamentos de cozinha	m^3/s
α	Coefficiente de transferência de calor para o ar na superfície	$W/m^2 \cdot K$
Δh	Varição de entalpia	J/kg
Δi	Diferença de entalpias entre o ar do espaço interior e do ar insuflado	kJ/kg
ΔT	Diferença de temperatura	K
ΔT_r	Excesso de temperatura causado pela incidência da radiação solar nas seguintes superfícies	K
λ	Condutividade térmica do material da camada	$W/m^2 \cdot K$
μ	Fator de correção para estruturas de aço	-
ρ	Massa volúmica	kg/m^3
\emptyset	Ganhos/perdas associadas à transmissão de calor	W
\emptyset_{qt}	Calor total emitido pelos equipamentos de cozinha	kW
\emptyset_s	Ganhos solares	W

SIGLAS, ABREVIATURAS E ACRÓNIMOS

AHU	<i>Air handling unit</i>
AQS	Águas quentes sanitárias
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
AVAC	Aquecimento, ventilação e ar condicionado
BB	Bombordo
CADE	Controlo automático de depressão na extração
CII	<i>Carbon Intensity Indicator</i>
Comprimento PP	Comprimento entre perpendiculares
DCS	<i>Fuel Oil Consumption Data Collection System</i>
DWT	<i>Deadweight tonnage</i>
EB	Estibordo
EEDI	<i>Energy Efficiency Design Index</i>
EER	<i>Energy Efficiency Ratio</i>
EEXI	<i>Energy Efficiency Existing Ship Index</i>
FCU	<i>Fan coil unit</i>
GEE	Gases com efeito de estufa
HR	Humidade relativa
HVAC	<i>Heating ventilation and air conditioning</i>
IMO	<i>International Maritime Organization</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
LED	<i>Light-emitting diode</i>
MARPOL	<i>International Convention for the Prevention of Pollution from Ships</i>
PNEC	Plano Nacional de Energia e Clima
QAI	Qualidade do ar interior
RECS	Regulamento de Desempenho Energético dos Edifícios de Comércio e Serviços
Ref.	Referência
RNC 2050	Roteiro para Neutralidade Carbónica 2050
rph	Renovações de ar por hora
RSHF	<i>Room Sensible Heat Factor</i>

SEEMP	<i>Ship Energy Efficiency Management Plan</i>
TC	Transmissão de calor
Trip	Tripulantes
UE	União Europeia
UTA	Unidade de tratamento de ar
UTAN	Unidade de tratamento de ar novo
UTAN-1	Unidade de tratamento de ar novo de vante
UTAN-2	Unidade de tratamento de ar novo a ré da piscina
UTAN-3	Unidade de tratamento de ar novo de ré
VC	Ventiloconvector

GLOSSÁRIO

- Arqueação bruta: representa o volume interior do navio, ou seja, a soma dos volumes de todos os espaços cobertos e fechados, quer estejam abaixo quer acima do convés.
- Boca: largura do navio medido entre as partes salientes de bombordo e estibordo.
- Bombordo: bordo (lado) esquerdo da embarcação.
- Calado: distância vertical entre a linha de água e a parte inferior do fundo ou quilha.
- Calado aéreo: distância vertical entre a linha de água e parte superior do mastro.
- Casco: corpo do navio sem mastreação, ou aparelhos acessórios, ou qualquer outro arranjo.
- Cobertas: pavimentos abaixo do convés principal.
- Comprimento entre perpendiculares: comprimento do navio, medido na linha de flutuação carregada, entre a roda de proa e o cadaste.
- Comprimento fora-a-fora: comprimento total do navio medido entre as partes salientes da proa e da popa.
- Convés: primeiro pavimento contínuo de proa a popa, podendo ser descoberto em todo ou em parte.
- *Deadweight tonnage* (em português, toneladas de peso morto): refere-se ao peso total que o navio pode transportar, incluindo a carga o combustível, a água de lastro, entre outros, pelo que define a capacidade de carga do navio.
- Escotilha: aberturas, geralmente retangulares, feitas no convés e nas cobertas para passagem de ar, luz, pessoas e carga.
- Estibordo: bordo (lado) direito da embarcação.
- Linha de água: linha de flutuação que separa a parte imersa do casco de um navio.
- Meia – nau: divisão do navio no sentido Proa-Popa.
- Meio-navio: divisão do navio no sentido BB-EB.
- Pontal: distancia vertical entre o convés e a parte inferior do fundo ou da quilha a meio do navio.
- Popa: zona anterior à superestrutura da embarcação.
- Porta de visita: abertura em anteparas ou convés de pouca utilização, serve para fazer visitas periódicas para manutenção e limpezas de pequenos compartimentos.
- Proa: zona posterior à superestrutura da embarcação (frente do navio).
- Ré: direção/sentido da popa.

- Superestrutura: construção feita sobre o convés principal, estendendo-se ou não de um bordo a outro.
- Tombadilho: todo o convés acima do principal que pode ficar uma elevação situado na parte extrema da popa, acompanhada de elevação da borda.
- Vante: direção/sentido da proa [1].

1. INTRODUÇÃO

A presente dissertação foi desenvolvida no âmbito da Unidade Curricular *Dissertação*, para a conclusão do Mestrado em Engenharia Mecânica – Especialização de Tecnologias Energéticas e Ambientais. Ao longo do estágio curricular realizado durante o 2º semestre, na empresa West Sea - Estaleiros Navais, Lda., foi possível consolidar vários conhecimentos na área dos sistemas AVAC e, simultaneamente, expandir o estudo a outras áreas do saber, neste caso, a engenharia naval. Durante este período efetuou-se uma análise pormenorizada do balanço térmico de um navio, ao longo de oito dias, com o intuito de determinar as necessidades de água refrigerada do navio para a sua climatização e, conseqüente, efetuar o dimensionamento do *chiller*. Adicionalmente, analisou-se a possibilidade de instalação de equipamentos que permitissem diminuir os consumos do sistema AVAC, recuperando parte da carga térmica do ar exaurido.

1.1. OBJETIVOS

Atualmente, vive-se numa era onde o conforto é um ponto chave, tanto no local de trabalho como nas habitações. Com o evoluir da tecnologia e dos equipamentos, é cada vez mais comum, tanto em edifícios de habitação como em edifícios de comércio e serviços, existirem sistemas de climatização que garantam o conforto térmico dos ocupantes, sendo que os navios não são uma exceção. Assim, esta dissertação tem por objetivo o estudo e dimensionamento da instalação AVAC para o navio cruzeiro do rio Douro *Avalon Alegria*, com a finalidade de garantir o conforto de todos os passageiros e tripulantes nos diversos espaços, desde as cabines até espaços públicos como o restaurante ou o bar. Para além do conforto (controlo da temperatura e humidade dos espaços), o sistema AVAC deverá garantir uma boa qualidade do ar interior, limitando a existência de agentes patogénicos prejudiciais à saúde.

Com isto em mente, o foco desta dissertação passa pelo estudo do balanço térmico do navio, isto é, a determinação das cargas térmicas ao longo do ano. Adicionalmente, é efetuado o dimensionamento das baterias de arrefecimento e aquecimento das unidades de tratamento de ar novo (UTAN) que, conjuntamente com os ventiloconvectores permitem a determinação da capacidade de arrefecimento do *chiller*.

Nos dias de hoje, a sustentabilidade e o máximo aproveitamento dos recursos energéticos e naturais são alvo de estudo e de melhoria. Navios cruzeiro que circulam no rio Douro, por norma não apresentam sistemas de recuperação de calor, devido ao espaço que os equipamentos ocupam, pelo

que todo o ar exaurido é libertado diretamente para o exterior, não existindo qualquer tipo de aproveitamento. Assim, um outro propósito desta dissertação passa pelo estudo da possibilidade de implementação de um sistema de recuperação de calor do ar exaurido.

1.2. EMPRESA

Fundada pelo grupo Martifer, em 2014, a West Sea – Estaleiros Navais, Lda. é a atual subconcessionária dos terrenos e infraestruturas dos antigos Estaleiros Navais de Viana do Castelo. Esta empresa é uma referência internacional no setor naval, reconhecida pela capacidade de execução e de fornecer soluções integradas, criando valor de uma forma sustentável. A West Sea é especializada em construção, reparação e conversão naval, com infraestruturas modernas e devidamente equipadas, com capacidade de construir, reparar e converter qualquer tipo de embarcação até 37 000 toneladas, 190 metros de comprimento e 29 metros de boca, uma vez que possui docas secas com 200 metros de comprimento e 30 metros de boca. Para além disto, existem diversos meios de elevação com uma capacidade de 180 toneladas e 9 guindastes de diferentes capacidades. Ao longo do seu período de funcionamento, a West Sea já construiu 17 navios e emprega mais de 350 trabalhadores. Entre os navios construídos neste estaleiro, encontram-se navios cruzeiro de rio tais como o Amadouro ou o São Gabriel; navios militares como o NRP Sines e o NRP Setúbal; navio polares como o *World Explorer* e também dragas, mostrando a versatilidade e adaptabilidade da empresa [2].

A West Sea é certificada por várias normas: a ISO 9001:2015, o que garante o cumprimento de diretrizes para a gestão da qualidade; a ISO 14001:2015 para a certificação de sistemas de gestão ambiental e pela ISO 45001:2018 para a certificação do sistema de gestão de saúde e segurança ocupacional [2].

1.3. GUIA DE LEITURA

O presente documento está dividido em 7 capítulos e 11 anexos, onde se desenvolve o tema de dimensionamento do sistema AVAC do navio *Avalon Alegria*. A análise é efetua de uma perspetiva global e, posteriormente, desenvolvida de forma mais pormenorizada.

No primeiro e presente capítulo faz-se uma apresentação do tema e dos objetivos deste projeto, assim como a apresentação da empresa que o propôs e onde o trabalho foi desenvolvido.

De seguida, no capítulo 2, encontram-se as motivações do estudo, onde se expõe o panorama mundial relativamente à eficiência energética no setor marítimo, bem como as emissões de gases com efeito de estufa (GEE) associadas aos sistemas AVAC em navios. Adicionalmente, é brevemente

apresentado o cenário nacional e europeu, no que diz respeito à utilização de energia no setor do aquecimento e arrefecimento dos edifícios, bem como legislação e planos em vigor que visam a redução das emissões de GEE e regulam o consumo de energia. Por outro lado, uma vez que o sistema AVAC é essencial para garantir uma boa qualidade do ar interior e um nível de conforto térmico adequado, apresentam-se estes conceitos de forma breve.

Posteriormente, no terceiro capítulo, faz-se uma apresentação do estado de arte, de normas e regulamentos em vigor na indústria naval, assim como alguns requisitos de segurança. Aqui são também identificados alguns dos equipamentos mais utilizados em sistemas AVAC.

No capítulo 4 é apresentado o navio *Avalon Alegria*, desde as suas dimensões principais e capacidades, até aos espaços nele contidos. É também efetuada uma descrição da estratégia de climatização da embarcação.

O desenvolvimento de cálculos, como o balanço térmico do navio e a determinação das potências das baterias das UTAN, dos *fan coil units* (FCU) e do *chiller*, são apresentados no quinto capítulo. Aqui são explicitados todos os processos de cálculo e metodologias adotadas para atingir o objetivo do projeto.

No sexto capítulo é efetuado um breve estudo sobre a possibilidade de instalação de um sistema de recuperação de calor a bordo, com o intuito de diminuir os consumos do *chiller*.

Por fim, no capítulo 7, encontram-se as conclusões baseadas na análise efetuada, assim como propostas para eventuais trabalhos futuros.

2. MOTIVAÇÕES DE ESTUDO

Existem múltiplos indicadores que demonstram que o aquecimento global tem ocorrido desde o século XIX, com um agravamento mais acentuado nos últimos 50 anos. Acredita-se que atualmente, em média, o planeta está mais quente do que em qualquer outro momento nos últimos 1700 anos [3].

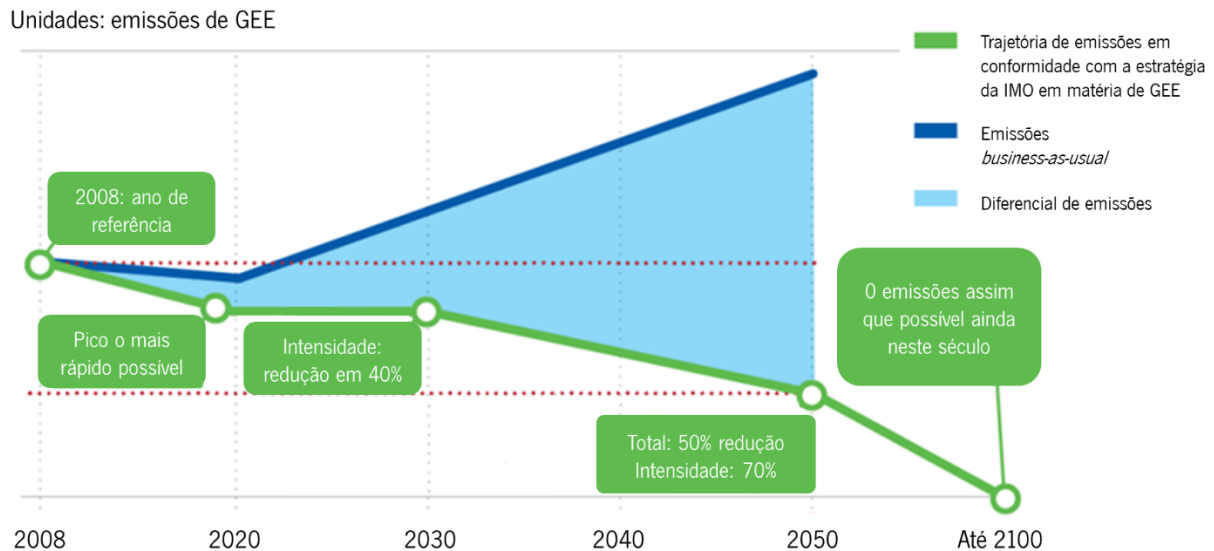
O aumento da emissão de GEE é apontado como a principal causa para o aquecimento global e estima-se que a concentração dos gases efeito de estufa, particularmente o dióxido de carbono (CO_2), continue a subir ao longo deste século. O crescimento da concentração de CO_2 e CH_4 (metano) pode ser diretamente associada à utilização de combustíveis fósseis. Assim, poderão ser necessárias algumas décadas para que estes combustíveis, à base de carbono, sejam substituídos por outros com menos emissões de GEE, pelo que, se espera que a temperatura da superfície terrestre continue a aumentar [3].

Deste modo, no cenário atual, a utilização de recursos energéticos deve ser efetuada de forma racional e o mais eficiente possível. Com os constantes desenvolvimentos tecnológicos é possível dimensionar instalações cada vez mais eficientes energeticamente, diminuindo o seu impacto ambiental e, conseqüentemente, reduzir os custos na fatura energética e para o ambiente. Particularmente, aquando do dimensionamento de um sistema AVAC, é imperativo ter em consideração todos estes aspetos, não descurando os objetivos essenciais do sistema (aquecimento e/ou arrefecimento, entre outros). Desta forma, o desenvolvimento e melhoria dos equipamentos constituintes dos sistemas AVAC é fundamental, sendo que é importante selecionar soluções mais sustentáveis e que apresentem menores consumos energéticos.

2.1. EFICIÊNCIA ENERGÉTICA E DESCARBONIZAÇÃO NO SETOR MARÍTIMO

De acordo com o 4º Estudo de Gases de Efeito de Estufa da IMO (*International Maritime Organization*), o transporte marítimo foi responsável pela emissão de, aproximadamente, 1 056 milhões de toneladas de CO_2 em 2018, o que representa cerca de 2.9% das emissões globais de GEE [4]. No contexto da UE, o Relatório Ambiental sobre o Transporte Marítimo revela os navios são responsáveis por 13.5% de todas as emissões de GEE, no setor dos transportes [5]. Com o intuito de mitigar esta problemática, a IMO adotou uma estratégia inicial, em 2018, para reduzir as emissões de GEE do setor do transporte marítimo [4].

A Estratégia inicial para a redução dos gases efeito de estufa apresenta três metas interligadas. Em primeiro lugar, a redução da intensidade de carbono do transporte marítimo internacional em pelo menos 40%, até 2030, comparativamente a valores de 2008, com o intuito de prosseguir com os esforços para uma redução de 70% até 2050 (Figura 1). O objetivo final é reduzir as emissões totais de GEE associados ao transporte marítimo internacional em pelo menos 50% até 2050.



Total: refere-se à quantidade absoluta de emissões de GEE provenientes do transporte marítimo internacional.
Intensidade: Dióxido de carbono emitido por tonelada-milha.

Figura 1: Metas impostas pela IMO, no âmbito da redução das emissões de GEE (adaptado de [6]).

Com intuito de fornecer uma base regulamentar para alcançar estas metas, as emendas e propostas ao Tratado de Prevenção da Poluição (MARPOL) adotam uma abordagem técnica e operacional de forma a reduzir os gases de efeito de estufa, onde são incluídos os seguintes regulamentos [4]:

- O *Energy Efficiency Design Index* (EEDI), em português designado por Índice de Projeto de Eficiência Energética, estabelece que navios novos devem ser projetados e construídos para apresentarem a maior eficiência possível em termos energéticos.
- O Plano de Gestão da Eficiência Energética do Navio (SEEMP - *Ship Energy Efficiency Management Plan*) é uma ferramenta prática que auxilia os armadores a gerir o desempenho ambiental e a melhorar a eficiência operacional dos seus navios.
- O Índice de Eficiência Energética de Navios Existentes (EEXI), em inglês *Energy Efficiency Existing Ship Index*, aplica muitos dos mesmos requisitos de projeto que o EEDI, com algumas adaptações em relação ao acesso limitado aos dados de projeto.
- O Sistema de Recolha de Dados de Consumo de Óleo de Combustível (DCS - *Fuel Oil Consumption Data Collection System*) exige relatórios anuais de emissões de dióxido de

carbono e dados de outras atividades e características das embarcações para todos os navios com mais de 5 000 GT (arqueação bruta).

- O Indicador de Intensidade de Carbono (CII), em inglês conhecido por *Carbon Intensity Indicator*, é um esquema de classificação, de A até E, desenvolvido pela IMO, com o intuito de quantificar o desempenho anual de todos os navios com mais de 5 000 GT, em termos de emissões de CO₂ por DWT (*deadweight tonnage*, em inglês ou, em português, toneladas de peso morto) e distância percorrida.

Para além destas medidas, é esperado que, até 2025, seja implementado um imposto sobre o carbono, com base nas emissões equivalentes de CO₂, contabilizando as emissões associadas à produção, transporte, para além da operação dos navios.

Atualmente, a IMO, segue uma abordagem de implementação das medidas de descarbonização em 2 níveis, concentrando-se, primeiramente, num conjunto limitado de medidas a curto prazo, ampliando, de seguida, medidas mais abrangentes de médio e longo prazo. Está agendado para julho de 2023 a revisão das metas impostas para a Estratégia Inicial de GEE da IMO, onde está prevista uma discussão sobre a possibilidade da eliminação total das emissões de GEE até 2050 (Figura 1) [4].

2.1.1. EMISSÕES DE GEE ASSOCIADAS AOS SISTEMAS AVAC EM NAVIOS

Em consequência das medidas impostas pela IMO, a eficiência energética desempenha um papel preponderante, pelo que deverá ser tão elevada quanto possível. Assim, os sistemas instalados a bordo devem ser projetados considerando, não só o seu objetivo principal, mas também a sustentabilidade ambiental e energética, pelo que o sistema AVAC não deve ser uma exceção [7].

Segundo Teemu Tanninen, diretor de operações marítimas da *Koja Marine*, ao reduzir o consumo de energia do sistema AVAC existe um impacto direto no indicador EEXI, devido à menor carga do navio cruzeiro, bem como no CII e no imposto sobre o carbono, devido à redução no consumo de combustível. De acordo com dados divulgados por esta empresa, a contribuição do sistema AVAC para o consumo total anual de combustível de um navio de passageiros é considerável, rondando valores próximos dos 15%. Acrescenta ainda que, ao reduzir o consumo do sistema AVAC em 30%, é possível reduzir o consumo global de combustível de um navio em, aproximadamente, 5%. A *Koja Marine*, empresa focada do projeto de sistemas AVAC em navios, defende que é essencial utilizar os princípios aplicados a edifícios para ajudar a evolução positiva da eficiência energética dos sistemas marítimos [7].

2.2. EFICIÊNCIA ENERGÉTICA E DESCARBONIZAÇÃO DOS EDIFÍCIOS

Em novembro de 2016, a Comissão Europeia apresentou o Pacote *Energia Limpa para todos os Europeus*, com vista ao estabelecimento do necessário enquadramento prático e normativo para a transição energética na década de 2021-2030 e para a criação da Ação Climática na União Europeia. Desta forma seria assegurado o cumprimento do Acordo de Paris sobre as alterações climáticas e o aquecimento global do planeta [8].

Segundo dados da Comissão Europeia, em 2016, a energia utilizada para o aquecimento e arrefecimento de edifícios e indústria representava cerca de 50% do consumo anual de energia final na UE (Figura 2). Estes dados causaram preocupação, pelo que foi criada a Estratégia de Aquecimento e Arrefecimento da UE (*The EU Heating and Cooling Strategy*). Ao tornar este setor mais inteligente, sustentável e eficiente, tanto as importações como a dependência energética irão diminuir e, conseqüentemente, os custos e as emissões serão também reduzidos [9].

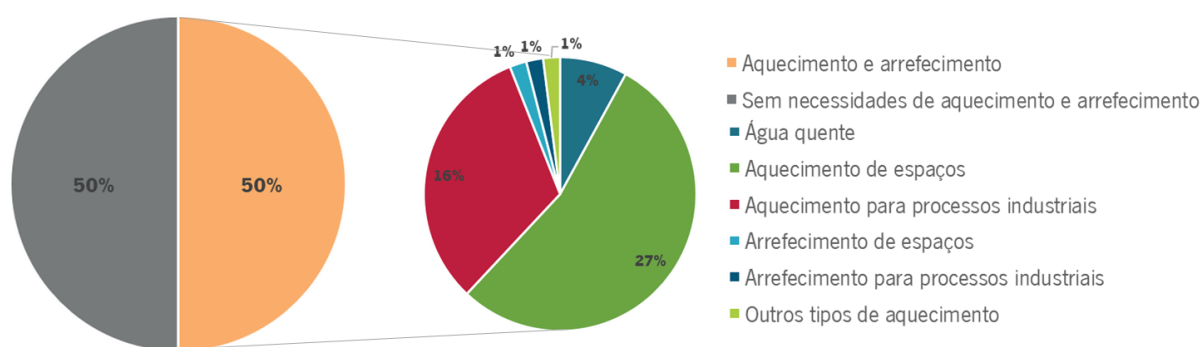


Figura 2: Consumo de energia no setor do aquecimento e arrefecimento de edifícios (adaptado de [10]).

De notar que, neste contexto, quando se fala de “aquecimento e arrefecimento”, refere-se à energia necessária para o aquecimento e arrefecimento de edifícios, sejam eles residenciais ou do setor dos serviços, como escolas ou hospitais [9].

Tal como suprarreferido, este setor representa 50% do consumo anual de energia na União Europeia (UE), onde 13% provém do consumo de petróleo e 59% vem do consumo de gás da UE, o equivalente a 68% de todas as importações de gás [9].

As energias renováveis ainda não se encontram amplamente utilizadas neste sector, sendo que, em 2016, a energia renovável global representava 18% do consumo de energia primária no setor do aquecimento e arrefecimento, pelo que a margem de crescimento é considerável. Na Figura 3 apresenta-se a distribuição da energia consumida proveniente de diferentes fontes de energia primária.

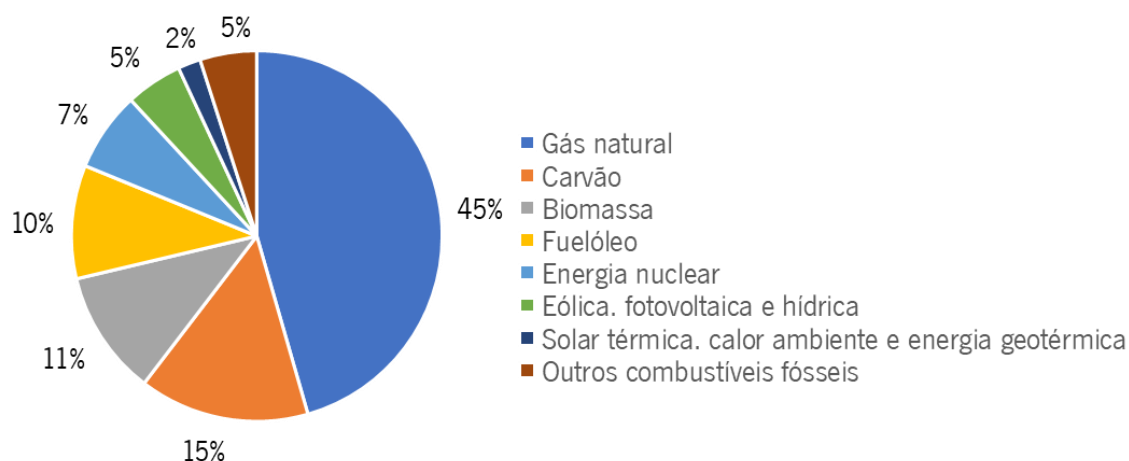


Figura 3: Fontes de energia primária e respetiva taxa de utilização para efeitos de aquecimento e arrefecimento em 2016 (adaptado de [9]).

Com o objetivo de diminuir a quantidade de energia consumida no aquecimento e arrefecimento dos espaços, a Estratégia de Aquecimento e Arrefecimento da UE identificou vários pontos a melhorar, entre os quais: tornar a renovação dos edifícios mais fácil; aumentar a utilização de energias renováveis; reutilizar os resíduos energéticos da indústria, entre outros. De acordo com dados climáticos da UE, espera-se que a procura de energia primária para aquecimento e refrigeração diminua entre 42 e 56% até 2050, com uma redução proporcional das emissões de CO₂. Para além disso, os novos regulamentos sobre os equipamentos de climatização (de aquecimento, arrefecimento, unidades *fan coils*, entre outros), irão ajudar a poupar o equivalente a 9 milhões de toneladas de CO₂ até 2030 [9].

No que concerne ao panorama nacional, em 2016, o Governo Português comprometeu-se a assegurar a neutralidade das suas emissões até ao final de 2050, sem recorrer a créditos internacionais, traçando uma visão clara relativamente à descarbonização profunda da economia nacional, enquanto contributo para o Acordo de Paris e em consonância com os esforços mais ambiciosos em curso a nível internacional. Para atingir esse objetivo foram desenvolvidos vários planos, entre os quais: o Roteiro para a Neutralidade Carbónica até 2050 e o Plano Nacional Energia e Clima 2030 que definem metas muito ambiciosas para que o parque imobiliário passe a ter necessidades quase nulas de energia [11].

O Roteiro para Neutralidade Carbónica 2050 (RNC 2050) identifica os principais vetores de descarbonização em todos os setores da economia nacional, bem como as opções de políticas e medidas necessárias para atingir esse propósito [11].

O Plano Nacional de Energia e Clima será o principal instrumento de política energética e climática para a década de 2021-2030, estabelecendo novas metas nacionais ao nível das energias renováveis, da eficiência energética e da redução das emissões de GEE, em linha com o objetivo de neutralidade

carbónica. Este plano define diversas metas, entre os quais objetivos relativos a energias de fontes renováveis [11], [12].

No que respeita ao setor do aquecimento e arrefecimento perspectiva-se que o peso dos consumos de combustíveis a nível setorial diminua, dado o reforço das medidas de eficiência e de eletrificação dos consumos. Neste contexto, será possível aumentar a percentagem de utilização de energias renováveis através de maior utilização de biomassa e gases renováveis [11], [12].

Além de todos estes planos implementados a nível nacional, surgem outros documentos com o objetivo de reduzir as emissões de gases com efeito de estufa e de prevenir o agravamento do aquecimento global. A União Europeia criou um plano para reduzir a emissão de dióxido de carbono para a atmosfera até 2050 e foi neste âmbito que surgiu o Regulamento EU 517/2014 [13], também conhecido por Regulamento F-Gás e a Diretiva EcoDesign (ErP) 2009/125/CE [14]. Estes regulamentos são particularmente relevantes no âmbito dos sistemas AVAC, uma vez que os equipamentos associados a estas instalações geram GEE. Assim, a diretiva F-Gás gere as emissões diretas, devido a potenciais fugas de fluidos frigorigéneo para a atmosfera, enquanto a diretiva EcoDesign é focada nas emissões indiretas, relacionadas com a potência consumida pelos equipamentos e a sua eficiência energética.

A Diretiva EcoDesign é uma das principais iniciativas da UE para promover a transição para uma economia mais verde e sustentável, com o objetivo de reduzir o impacto ambiental dos equipamentos, promovendo a melhoria da eficiência energética dos mesmos, implicando melhorias na qualidade do ar. Esta diretiva é uma das ferramentas mais valiosas da UE para alcançar as metas propostas para a energia e o clima, incluindo a redução de 40% nas emissões de gases com efeito de estufa até 2030. Este regulamento foi introduzido pela primeira vez em 2005 e desde então tem sido atualizada para incluir mais produtos e equipamentos e estabelecer requisitos cada vez mais rigorosos. De acordo com esta legislação “os produtos relacionados com o consumo de energia podem ser significativamente melhorados para reduzir impactos ambientais e realizar poupanças de energia, através da melhoria da sua conceção, o que leva em simultâneo a uma economia de custos para as empresas e os consumidores finais” [14]. Resumindo, a EcoDesign tem como principal objetivo simplificar a escolha de produtos energeticamente mais eficientes, logo que apresentam emissões de CO₂ mais reduzidas e maior poupança em custos energéticos, a todos os envolvidos, desde o consumidor final até aos próprios fabricantes dos equipamentos e instaladores. Desta forma, contribui para que a UE consiga alcançar as metas estabelecidas relativas à proteção do ambiente [15].

A crise energética de 2022 afetou notoriamente a economia global, levando a um aumento generalizado dos preços, em todos os setores, evidenciando a importância da independência energética. Assim é essencial, tanto a nível nacional como internacional reduzir as necessidades no consumo de energia, utilizando equipamentos mais eficientes e aproveitar os recursos de forma equilibrada e racional. Com todos os dados supramencionados, compreende-se que o setor da climatização apresenta um elevado consumo energético, pelo que apresenta uma margem de manobra que deve ser utilizada a todo o custo para reduzir os consumos e emissões. De notar que, apesar de o objeto de estudo ser um navio, deve ser feito o possível para garantir que a embarcação possua um sistema AVAC projetado tendo em conta a sustentabilidade e economia de energia, considerando padrões de eficiência e consumos otimizados, tal como seria esperado de um edifício comum de serviços. Assim, com base em princípios desenhados para a climatização de edifícios, é possível melhorar a sustentabilidade energética e ambiental no setor naval.

2.3. SISTEMAS AVAC, QUALIDADE DO AR INTERIOR E CONFORTO TÉRMICO

O Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado (AVAC), em inglês designado por *Heating, Ventilation, and Air Conditioning* (HVAC), inclui quatro funções base e principais destinadas ao conforto térmico e qualidade do ar interior (QAI). Isto é, permite o controlo e parametrização dos valores interiores de temperatura, humidade relativa, qualidade do ar e sua renovação. Para um bom dimensionamento e correto funcionamento de um sistema AVAC é necessário ter em consideração aspetos fundamentais como a temperatura e humidade relativa, a qualidade do ar interior, o clima local, os custos associados, a sustentabilidade, entre outros. Estes sistemas são constituídos por equipamentos mecânicos (ventiladores, bombas, tubagem, condutas, entre outras) e elétricos (motores, variadores de velocidade/frequência, reguladores, sensores, entre outros) [16].

De realçar que a qualidade do ar interior é um parâmetro fundamental a ter em consideração durante o dimensionamento de um sistema AVAC, dado que, ao longo dos anos tem-se verificando um aumento do tempo de permanência no interior de edifícios, sendo que as pessoas passam, em média, até 90% da sua vida em espaços interiores (residência, trabalho, lazer) [17]. Este facto aliado à emissão de diferentes substâncias químicas por parte de várias fontes exteriores (indústria e transportes) e interiores (queima de combustíveis sólidos para cozinhar e aquecimento) e à crescente utilização de ventilação mecânica nos espaços conduz a uma maior exposição a estes poluentes. Consequentemente, isto leva a uma maior incidência de diversos problemas de saúde cardiovasculares e respiratórios, tais como problemas nas mucosas dos olhos, nariz e garganta, dores de cabeça e letargia. Inúmeros estudos

epidemiológicos reportaram uma correlação entre a qualidade do ar interior e a saúde humana, relatando que o material particulado afeta mais pessoas que qualquer outro tipo de poluente [18]. Este material é essencialmente constituído por uma mistura complexa de partículas sólidas e líquidas, de substâncias orgânicas e inorgânicas suspensas no ar, nomeadamente sulfatos, nitratos, amônia, cloreto de sódio, pó mineral, partículas de combustão e água [17].

Para além de garantir uma boa QAI, o sistema AVAC deve proporcionar condições de conforto térmico aos ocupantes de um dado espaço. Segundo a *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers* (ASHRAE), conforto térmico por ser definido como a condição mental que expressa satisfação com o ambiente térmico, sendo que a sua avaliação é subjetiva [3]. No entanto, contrariamente ao que se possa pensar, as condições de conforto térmico não dependem apenas da temperatura, mas também de aspetos como a humidade relativa, a velocidade do ar, entre outros aspetos. A gama de temperaturas ideais para o conforto térmico varia entre 18 e 27 °C, numa faixa de humidade relativa entre os 20 e os 80% [19].

Perante esta situação, a avaliação da qualidade de ar interior num edifício trata-se de um problema de elevada pertinência, tendo em conta as repercussões a nível da saúde dos respetivos ocupantes. Assim, o dimensionamento de um sistema AVAC deverá ter sempre como objetivo, para além de garantir condições de conforto térmico, assegurar a qualidade do ar interior, ajudando a reduzir a quantidade de agentes nocivos no interior dos espaços.

3. SISTEMAS AVAC E ENQUADRAMENTO REGULAMENTAR

Ao longo do presente capítulo serão apresentados vários aspetos relacionados com a utilização de equipamentos de aquecimento, ventilação e ar condicionado em navios, preocupações que devem ser consideradas na seleção e instalação de equipamentos em embarcações, bem como cuidados e algumas regras de segurança. Adicionalmente, apresentam-se também as principais normas e regulamentos aplicados à indústria naval, designadamente a norma ISO 7547 e o Manual de Especificação Técnica do Navio.

3.1. EVOLUÇÃO HISTÓRICA DA UTILIZAÇÃO DE SISTEMAS AVAC EM NAVIOS

Durante o século XVII, todas as embarcações eram construídas em madeira e dependiam do vento como mecanismo de propulsão. Era também o vento que entrava pelas fendas da madeira, a única fonte que existia para renovar o ar no interior dos navios.

No século XVIII, *Martin Triewald* e *Stephen Hales*, desenvolveram um fole acionado manualmente, tornando-se no primeiro sistema de ventilação artificial para um navio. Contudo, este dispositivo não foi considerado revolucionário, uma vez que não apresentava uma grande eficiência e exigia um grande esforço físico por parte do operário do equipamento [20].

Com a revolução industrial, no século XIX, começaram a surgir os primeiros navios construídos em aço. Com esta evolução, deixaram de existir ranhuras por onde o ar poderia entrar no interior dos espaços. Para além disto, a propulsão passou de velas para motores a vapor e, eventualmente para turbinas a vapor, que precisavam de ar com determinados níveis de oxigénio para garantir o seu correto funcionamento. Assim, a ventilação passou a apresentar uma elevada importância, principalmente na casa das máquinas [21]. Em 1880 foi possível instalar com sucesso um sistema de refrigeração a bordo do SS *Strathleven*. No final do século, sistemas de refrigeração eram cada vez mais comuns a bordo, não para efeitos de climatização, mas, principalmente, para preservar bens alimentares como carne e outros produtos frescos perecíveis durante viagens de longo curso [20].

Durante o século XX começaram a ser produzidas as primeiras máquinas de refrigeração modernas. Foi neste período que os sistemas de refrigeração deixaram de ser apenas utilizados para conservar bens alimentares e começaram a ser aplicados com o intuito de melhorar o conforto dos passageiros e tripulantes a bordo. A partir de 1908 sistemas mais complexos de ventilação mecânica passaram a ser instalados em navios de transporte de passageiros, como navio *Cunard's Mauritania* e o

Lusitania. Mais tarde, sistemas similares foram instalados em navios da companhia *White Star Line*, entre os quais, o *RMS Titanic*, *Olympic* e *Britannic* [20].

No entanto, os sistemas instalados a bordo destes navios eram principalmente orientados para o aquecimento dos espaços, essencial para as travessias do oceano Atlântico durante o inverno. Apenas em 1930 foi instalado um sistema de ar condicionado com funcionamento de ciclo de refrigeração de compressão. Algumas fontes afirmam que o SS *Mariposa* foi, em 1931, o primeiro navio climatizado do mundo, construído pela Companhia de Navegação Matson [20], [22]. Após o SS *Mariposa*, os sistemas de ar condicionado começaram a ser implementados em outros navios, incluindo navios militares e de transporte de cargas. Foi após a Segunda Guerra Mundial que os sistemas AVAC começaram a ser mais utilizados em navios comerciais, com principal foco em navios de passageiros, como cruzeiros.

Atualmente, a grande maioria das embarcações construídas, desde pequenos barcos de pesca até navios de luxo, possuem sistemas de climatização, proporcionando um ambiente confortável a todos os ocupantes. Em navios particulares já se torna possível a utilização de aplicações informáticas para realizar o controlo de determinados parâmetros como a temperatura dos espaços [20], [21].

3.2. INSTALAÇÃO DE EQUIPAMENTOS EM EMBARCAÇÕES

A indústria naval enfrenta, constantemente, enormes desafios no que toca à construção dos navios e seleção dos equipamentos necessários, para que este apresente todas as funcionalidades desejadas. Dadas as condições adversas que as embarcações podem vir a enfrentar, desde a ondulação, ventos, exposição solar e a presença de alguns agentes corrosivos é imprescindível garantir que nenhum destes agentes prejudique o desempenho do navio.

Em primeiro lugar, o facto de as embarcações serem expostas a água salgada faz com que seja necessária uma manutenção mais recorrente e cuidadosa dos equipamentos. Quando um navio se encontra em alto mar é imperativo que não existam problemas com equipamentos, tendo em conta que a sua reparação pode não ser possível de realizar até chegar a terra, tratando-se muitas das vezes de equipamentos essenciais à segurança, conforto, entre outros. Um exemplo do contacto de água salgada com equipamentos em navios pode ser durante o processo de arrefecimento do *chiller*. Em alternativa à utilização de sistemas de arrefecimento convencionais, como torres de arrefecimento, ou um sistema de arrefecimento a ar, existe uma instalação que permite bombear diretamente água do mar/rio que fará uma permuta de calor com a água que vem do *chiller*, arrefecendo-a. Assim, é possível realizar o arrefecimento do equipamento, de forma simples, compacta e aproveitando os recursos disponíveis. Desta forma, facilmente se entende que um dos inconvenientes desta solução é a exposição de tubagem

ao sal, tornando a manutenção deste sistema essencial e crítica para o correto funcionamento do sistema AVAC do navio.

Também derivado da possibilidade de avaria de algum dos equipamentos é essencial que exista sempre algum tipo de sistema alternativo no caso do primeiro entrar em falência, ou seja, é importante a redundância de equipamentos. Por exemplo, no que toca à produção de água quente, um navio poderá estar equipado com duas caldeiras independentes. Desta forma, caso surja alguma avaria, a segunda caldeira irá garantir o correto funcionamento do sistema de águas quentes sanitárias (AQS), assegurando o conforto de todos os passageiros.

Um outro aspeto a ter em consideração na construção de navios de rio é o espaço disponível, pelo que os diversos sistemas deverão ser tão compactos quanto possível.

3.3. ENQUADRAMENTO REGULAMENTAR

Existe uma vasta gama de normas e regulamentos que têm de ser respeitadas e aplicadas nas mais diversas áreas e a indústria naval não é uma exceção. O grupo 47 do sistema ISO define todas as normas que devem ser aplicadas nas embarcações, sendo que é no subgrupo 47.020.90 que se encontram os regulamentos que regem o dimensionamento e a instalação dos sistemas de aquecimento, ventilação e ar condicionado em navios [23]. Estas normas podem ser generalistas, como é o caso da ISO 7547, que permite efetuar o balanço térmico da grande maioria dos espaços, até normas mais focadas em compartimentos específicos, como a ISO 9943 que define os requisitos para a ventilação de cozinhas e copas. De seguida, apresentam-se alguns dos regulamentos mais relevantes para o dimensionamento dos sistemas AVAC em navios.

3.3.1. NORMA ISO 7547

A norma ISO 7547:2002 – *Ships and marine technology – Air-conditioning and ventilation of accommodation spaces – Design conditions and basis of calculations* foi elaborada pelo *Technical Committee ISO/TC 8, Ships and marine technology, Subcommittee SC 3, Piping and machinery* e trata-se de uma norma internacional que serve como padrão para especificar as condições de projeto e métodos de cálculo para o dimensionamento do sistema AVAC e ventilação dos espaços de alojamento a bordo de navios mercantes para todas as condições atmosféricas, exceto as de climas extremos [24].

Nesta norma são definidos todos os espaços que poderão ser considerados como espaço de alojamento, entre os quais, os espaços públicos, cabines, cinemas, espaços recreativos entre outros.

Para além disto, são especificadas as condições de projeto, entre as quais, as temperaturas e humidade relativa de referência para o verão e condições de temperatura para o inverno. São definidas regras para a ocupação dos espaços; as fórmulas e métodos de cálculo da transmissão de calor, tanto para o verão como para o inverno; os ganhos de calor por radiação solar, por pessoas e pela iluminação, bem como os métodos de cálculo para a determinação de caudais de ar de insuflação e exaustão.

Adicionalmente, são também definidos vários limites, como por exemplo o ruído máximo criado devido à velocidade de deslocamento do ar nas condutas, que não deve ultrapassar os 55 dB(A), quando medido a um metro do terminal; a variação da temperatura nas áreas ocupadas (que não deve exceder os 2K), entre outros aspetos. Também impõe que certas áreas, como por exemplo casas de banho, estejam em depressão, de forma a não disseminar maus odores pelos espaços adjacentes [24].

3.3.2. NORMA ISO 9943

A norma ISO 9943:2009 *Shipbuilding – Ventilation and air-treatment of galleys and pantries with cooking appliances* é um regulamento que define requisitos e considerações gerais para a ventilação e tratamento do ar das cozinhas e copas que tenham instalados aparelhos de cozinha a bordo de navios mercantes, quando a ventilação e a necessidade de tratamento do ar destas divisões são especificadas pelo armador do navio. Esta norma, à semelhança da anterior, aplica-se a todas as condições, exceto em climas extremos [25].

É importante definir que, para efeitos de aplicação da norma ISO 9943:2009, as copas com equipamentos de cozinha instalados, são as que contêm aparelhos que consomem mais do que a pequena quantidade de energia elétrica necessária para as máquinas de café, placas de aquecimento para manter a temperatura dos alimentos, chaleiras, entre outros [25].

De notar que os utilizadores desta norma devem ter em consideração que, embora devam seguir os requisitos por ela definidos, devem garantir o cumprimento de outros requisitos legais e condições impostas pelo armador para cada navio [25].

3.3.3. OUTRAS NORMAS APLICADAS À CLIMATIZAÇÃO EM NAVIOS

As normas suprarreferidas são aquelas que foram consideradas para este projeto, no entanto, existem outros regulamentos que devem ser aplicados aos navios climatizados.

A norma ISO 3434:2012 – *Ships and marine technology – Heated glass panes for ships' rectangular windows* especifica características de construção, as qualidades óticas e o circuito de corrente térmica, assim como as tolerâncias, ensaios, a marcação e a designação de painéis de vidro aquecido para janelas retangulares de navios da série aquecida, de acordo com a norma ISO 3903. Inclui as

condições a cumprir para garantir a segurança dos navios em períodos de geada e/ou neve, especialmente durante manobras no porto. Esta tipologia de janelas é utilizada, principalmente, em locais como a ponte de comando e na casa do leme, assim como em espaços fechados utilizados para vigiar e manobrar. Esta norma também define que as janelas aquecidas são destinadas para navios que viagem em locais onde as temperaturas podem ser inferiores a -40°C [23].

A norma ISO 5797:2004 – *Ships and marine technology – Windows and side scuttles for fire-resistant constructions* fornece requisitos das janelas e escudos laterais para construções resistentes ao fogo, para instalações em divisões de classe A e classe B, tal como é definido no código FTP, Parte 3 (IMO Res. A 754 (18)). Esta também regula as condições e requisitos para a construção de vidraças e caixilharias, assim como para o ensaio e marcação dessas janelas e escudos laterais [23].

A norma ISO 8861:1998 – *Shipbuilding – Engine-room ventilation in diesel-engined ships – Design requirements and basis of calculations* especifica os requisitos de projeto, bem como métodos de cálculo que devem ser aplicados para efeitos de ventilação da casa das máquinas de navios movidos a motores a diesel [23].

Na norma ISO 9785:2002 – *Ships and marine technology – Ventilation of cargo spaces where vehicles with internal combustion engines are driven – Calculation of theoretical total airflow required* são especificados os métodos de cálculo da quantidade teórica de ar exterior necessária para a ventilação dos espaços de carga dos navios onde são conduzidos veículos com motores de combustão interna, com o objetivo de diluir o ar poluído dentro de limites de exposição profissionalmente permitidos. É relevante que os utilizadores desta norma internacional terem em atenção que, apesar de respeitar os requisitos da norma, devem simultaneamente, assegurar o cumprimento dos requisitos, regras e outros regulamentos legais que possam ser aplicáveis a cada navio analisado [23].

A norma ISO/DIS 4678 – *Ships and marine technology – Noise measurement method for HVAC system in accommodation spaces* ainda em desenvolvimento define os requisitos de instrumentação e procedimentos de medição do ruído gerado pelo sistema AVAC nos locais de alojamento dos navios, entre os quais, as cabines, escritórios, hospitais, refeitórios e salas de recreação [23].

3.3.4. MANUAL DE ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA DO NAVIO

O Manual de Especificação Técnica do Navio, também designado por *P157 – Avalon River Cruise Vessel* providencia as informações gerais do navio, impõe as regras base para a construção, define equipamentos para passageiros e tripulação, incluindo as especificações para o sistema AVAC; identifica a tipologia das máquinas a instalar, como motores, entre outros aspetos. Este é o regulamento que estabelece todos os requisitos que o navio terá de cumprir [26].

Relativamente ao sistema AVAC, em particular, este manual define as condições a considerar de projeto; quantidades de ar novo a insuflar em cada espaço entre outros aspetos. Segundo as normas ISO, estas especificações definidas no Manual de Especificação Técnica do Navio sobrepõem-se às pelos regulamentos suprarreferidos.

3.4. REQUISITOS DE SEGURANÇA

Existem vários requisitos de segurança que os navios devem respeitar. Para além de todos os critérios de estabilidade, incêndio, entre outros, existem regulamentos aplicados diretamente ao sistema AVAC, relacionados, por exemplo com as portas e isolamentos corta-fogo, pressurização dos corredores e escadas, as portas estanques, entre outros.

No que toca à pressão relativa dos corredores e escadas, esta deve ser positiva. Assim, em caso de emergência, por exemplo, de incêndio, os fumos não são acumulados nos principais caminhos de fuga, permitindo que o ar continue limpo o suficiente para garantir a circulação dos ocupantes.

As portas estanques (Figura 5) dividem o pavimento inferior em várias zonas distintas, que quando fechadas garantem a estanqueidade entre duas secções adjacentes. Isto significa que, na eventualidade de entrada de água numa determinada secção *do first deck*, estas portas são acionadas, impedindo a passagem de água para as restantes zonas deste pavimento. O acionamento destas portas é efetuado na ponte de comando, no entanto, é necessário garantir que, em caso de avaria ou de impedimento de aceder à ponte, é possível acionar as portas. Assim, existe um mecanismo de acionamento manual (Figura 4), no pavimento principal, junto ao elevador, que permite fechar as portas.



Figura 4: Mecanismo para acionamento manual das portas estanques.



(a) (b) (c)
 Figura 5: Porta estanque; (a) – vista frontal, (b) vista lateral, (c) fecho da porta estanque.

Nos navios deste tipo devem existir sistemas próprios de combate a incêndio, particularmente, a obrigatoriedade da existência de tomadas internacionais de incêndio que, em caso de necessidade, permitem a ligação direta de um posto combate a incêndio que esteja em terra ao navio. Neste caso, a tomada está localizada no *main deck*, junto à entrada principal. Para conter um possível incêndio, é obrigatório, condutas que intersejem compartimentos com diferentes classes possuam *fire dampers*.

3.5. EQUIPAMENTOS APLICADOS EM SISTEMAS AVAC

Dependendo da aplicação e do tipo de tratamento ao qual o ar será exposto, os sistemas AVAC podem ser classificados como sendo de aquecimento, arrefecimento, humidificação e/ou desumidificação. Estes sistemas são constituídos por diversos tipos de equipamentos mecânicos, como por exemplo, ventiladores, bombas e componentes elétricos como: motores e sensores. Estes podem ser divididos em três grandes grupos: equipamentos primários ou de produção térmica, equipamentos intermédios e equipamentos terminais.

Tal como o nome indica, os equipamentos primários ou de produção de energia são responsáveis por garantir as condições de operação do fluido primário. Estes podem ser: de expansão direta, como as unidades *split*; unidades de produção de água refrigerada, como é o caso dos *chiller* ou unidades de produção de água quente, tais como bombas de calor ou caldeiras. Equipamentos auxiliares também podem ser associados aos equipamentos primários, com o objetivo de completar, auxiliar e otimizar o

seu funcionamento [27]. Relativamente aos equipamentos intermédios estes são os responsáveis pela regulação e transporte do fluido primário desde o equipamento de produção de energia até à unidade terminal, assegurando as condições de funcionamento do sistema. Neste grupo são inseridos componentes como condutas, tubagens e válvulas [27]. Por fim, os equipamentos terminais são aqueles que se encontram ou muito próximos ou no próprio local a climatizar. São responsáveis por direcionar os fluidos primários até às zonas a climatizar, de forma a eliminar cargas térmicas e tratar o ar interior. Exemplos de equipamentos terminais são os radiadores, ventiloconvectores, grelhas, entre outros [27].

3.5.1. UNIDADES DE TRATAMENTO DE AR

Segundo a Eurovent, uma UTA – Unidade de Tratamento de Ar – pode definir-se como sendo *“uma caixa com painéis duplos de chapa com isolamento, composta pelo menos por um ventilador, um filtro e um componente que tenha ação sobre a temperatura do ar (recuperador de calor, bateria de aquecimento ou de arrefecimento, humidificador ou desumidificador) com caudal de ar superior a 1000 m³/h”*. Assim, uma UTA é constituída por diversos equipamentos, como ventiladores, permutadores de calor, filtros, atenuadores acústicos, humidificadores, entre outros. Estas unidades têm como principais funções a renovação, filtragem e tratamento do ar ao nível da temperatura e da humidade relativa [28]. Uma UTA pode ser aplicada em qualquer processo de climatização, onde se tem por objetivo um controlo rigoroso das condições do ar, como a temperatura e humidade relativa.

No que toca à constituição de uma UTA, esta poderá apresentar mais ou menos módulos, consoante a quantidade de processos de tratamento de ar que este equipamento terá de efetuar, fazendo variar sua dimensão com a sua função. Numa configuração mais simples, um equipamento deste tipo pode ser constituído por vários módulos como: de ventilação, térmico e de filtragem (Figura 6). Para além dos componentes básicos obrigatórios numa UTA, também podem ser encontrados outros como: humidificadores, separadores de gotas, atenuadores acústicos, tabuleiros de condensados e sistemas de controlo [28], [29].

A filtragem numa UTA é essencial para garantir uma boa qualidade do ar interior, sendo que este processo pode ser realizado recorrendo a diferentes tipos de filtros, como: filtros de sacos de bolsa, filtros de saco rígido, filtros absolutos, entre outros. Adicionalmente, o facto de o ar ser filtrado também permite que os restantes componentes das UTA permaneçam limpos, garantindo uma maior duração dos mesmos [30]. Ao abrigo dos requisitos definidos pelo Regulamento de Desempenho Energético dos Edifícios de Comércio e Serviços (RECS), para UTA que movimentem mais de 1500 m³/h de ar, é obrigatório a existência de módulos de filtragem que tenham sido ensaiados de acordo com as normas EN 779 ou EN 1822, compostos por, pelo menos, um filtro nas seguintes condições [30]:

- Classificação mínima M5, antes de qualquer bateria ou recuperador de calor;
- Classe mínima F7, a jusante de ventiladores com motores e transmissão por correias em contacto com o ar circulante;
- Classe mínima F7, a jusante de atenuadores acústicos, exceto nos casos onde se verifica a existência de um certificado que ateste a sua não degradação.

Por outro lado, a EUROVENT recomenda a utilização de dois filtros em série: um pré-filtro, no mínimo, M5, com o intuito de reter partículas de maiores dimensões, seguido de um filtro, no mínimo, de classificação F7, destinado a reter partículas mais finas [30].

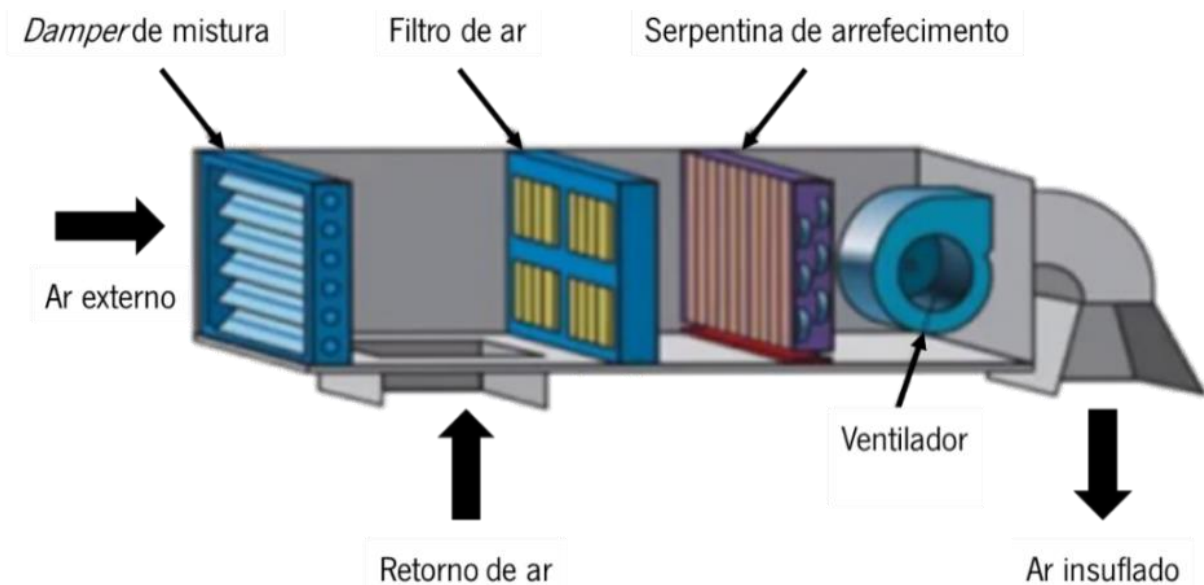


Figura 6: Esquemática de uma UTA com retorno de ar, módulo de filtragem, módulo térmico e módulo de ventilação (adaptado de [31]).

3.5.2. VENTILOCONVECTORES

Tal como referido anteriormente, as UTAN tratam o ar, insuflando-o com uma dada humidade relativa e temperaturas definidas. Caso seja necessário realizar um ajuste à temperatura por parte dos ocupantes utilizam-se ventiloconvectores (VC), também conhecidos como *fan coil units* (FCU), que permitem efetuar o controlo individualizado das condições do ar. Os VC são equipamentos terminais e um dos sistemas ar-água mais convencionais, uma vez que permitem o ajuste da temperatura e consequente conforto térmico através da transferência de calor por convecção. Estes equipamentos são, geralmente, constituídos por um filtro de ar, um ventilador e, dependendo do número de tubagens podem ser divididos em duas categorias distintas: FCU a 2 ou a 4 tubos [29]. Os ventiloconvectores a dois tubos só poderão ser utilizados para uma função, aquecimento ou arrefecimento do espaço, sem a possibilidade de trabalharem nos dois modos simultaneamente. Dependendo das necessidades para alcançar o conforto térmico do espaço, no verão, faz-se circular água fria vinda do *chiller* na tubagem, enquanto no inverno circula água quente [29]. Por outro lado, ventiloconvectores a 4 tubos permitem o

aquecimento e/ou arrefecimento de diferentes espaços em simultâneo, dependendo, mais uma vez das necessidades de cada um. Este tipo de sistema é ideal em situações onde seja necessária a climatização em simultâneo de diferentes regimes e espaços, sendo indicado para hospitais e unidades hoteleiras, por exemplo [29].

3.5.3. CHILLER

Chiller é um equipamento que permite a produção de água refrigerada numa zona centralizada, como uma sala de máquinas, e que permite a distribuição dessa água em todo o circuito de refrigeração. Um *chiller* de compressão é constituído por quatro componentes principais: o condensador, o evaporador, o elemento expensor e o compressor, tal como representado na Figura 7.

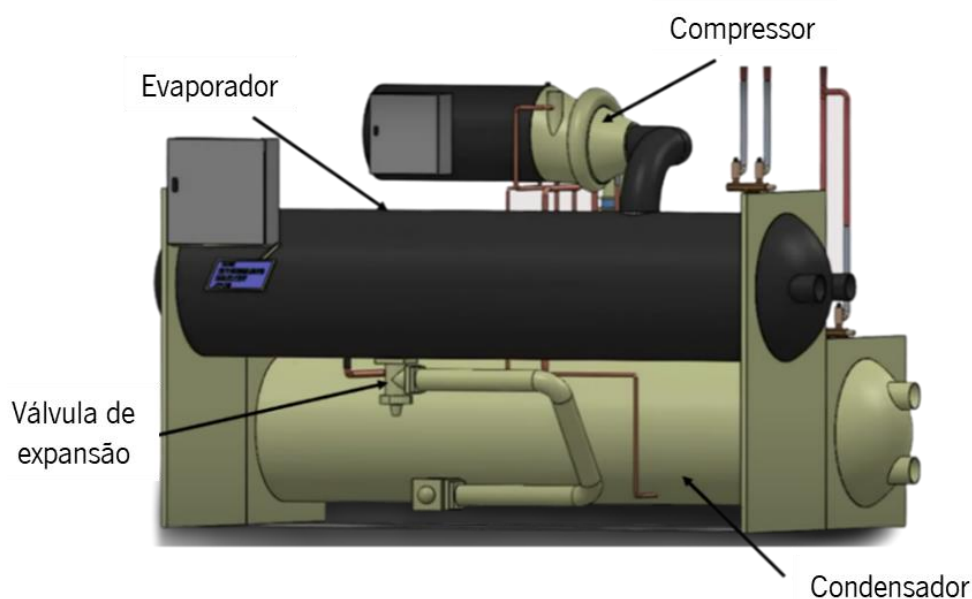


Figura 7: Componentes principais de um *chiller* arrefecido a água (adaptado de [32]).

Estes equipamentos podem ser classificados quanto ao seu princípio de funcionamento, forma de arrefecimento ao nível do condensador e pelo tipo de compressor. Quanto ao princípio de funcionamento, os *chillers* podem ser de compressão ou de absorção. Os equipamentos de compressão são os mais utilizados, uma vez que apresentam um custo mais reduzido e rendimentos mais elevados. Relativamente ao tipo de arrefecimento do condensador, ao nível do condensador podem ser arrefecidos a ar ou a água. A escolha do sistema de arrefecimento depende de variadíssimos fatores, entre os quais: a disponibilidade de água, a resistência à corrosão, condições de operação, entre outros. Os *chillers* arrefecidos a água são equipamentos com uma alta capacidade de refrigeração e apresentam uma boa eficiência energética. No entanto, existem desvantagens na sua utilização, como o elevado consumo de água, os custos de manutenção e o risco de *Legionella*. Com isto em mente, no momento de escolha do tipo de *chiller* com base no seu sistema de arrefecimento é necessário ponderar todas as vantagens e

desvantagens das suas soluções, não existindo uma resposta imediata para determinar a melhor solução para a generalidade das aplicações [16]. Por fim, no que toca à classificação do *chiller* com base no tipo de compressor, tem-se compressores do tipo *scroll*, de parafuso e centrífugos, sendo que cada tipo de compressor estará associado a uma determinada gama de potência. Como se pode constatar da análise da Tabela 1, os compressores do tipo *scroll* são associados a potências mais baixas, seguidos dos compressores de parafuso e, para aplicações de elevada potência, utilizam-se os *chillers* de compressor centrífugo [16].

Tabela 1: Relação entre o tipo de compressor e a potência do *chiller* (adaptado de [33]).

Tipo de compressor	Gama de potências [kW]	Principais aplicações
Compressor rotativo ou <i>scroll</i>	5 – 7	Habitacões
Múltiplos compressores do tipo <i>scroll</i>	0 – 630	Hospitais; indústria; grandes edifícios, etc.
Compressor de parafuso	180 – 2000	
Compressor centrífugo	300 – 21000	

No que toca à eficiência energética destes equipamentos, o *energy efficiency ratio* (EER) pode variar entre valores de 2.9 e 7.0. O EER é um parâmetro adimensional que descreve a eficiência energética instantânea de um ciclo de frio e fornece uma razão entre a energia útil de arrefecimento e a energia elétrica fornecida [16]. Atualmente, no mercado, existem diversos equipamentos com diferentes valores de EER e, de acordo com a Figura 8, verifica-se que o ideal é selecionar um equipamento uma eficiência energética entre os 4 e os 7 [34].

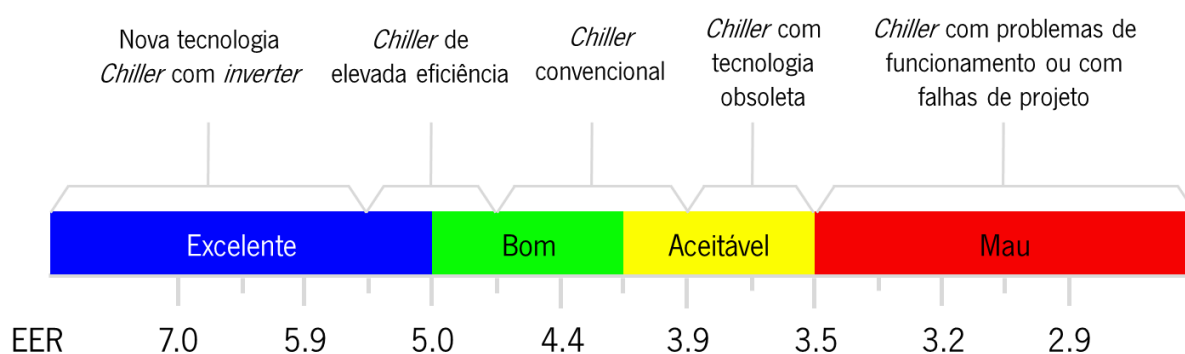


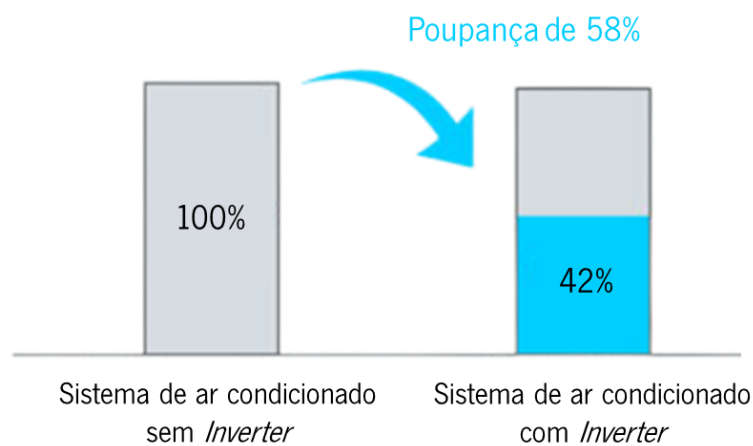
Figura 8: Perspetiva de valores de eficiência (EER) para *chiller* (adaptado de [34]).

3.5.4. SISTEMA *INVERTER*

A principal diferença entre um sistema convencional e um que opere com a tecnologia *inverter* está no funcionamento do compressor. Num aparelho com *inverter*, o compressor é capaz de ajustar a sua velocidade consoante as variações das necessidades de carga térmica, evitando a estratégia convencional dos sistemas on/off. Assim, a tecnologia *inverter* permite obter um melhor desempenho

dos equipamentos, independentemente das suas necessidades. Com esta tecnologia, os equipamentos são capazes de responder à variação de carga, uma vez que é possível modular a velocidade do motor do compressor. Um caso concreto da utilização da tecnologia inverter num *chiller* possibilita, tal como referido, a variação da velocidade de funcionamento do compressor, o que permite a disponibilização da capacidade de arrefecimento de acordo com as necessidades, garantindo uma diminuição do consumo até 50% [16].

Segundo a *Daikin*, uma empresa de fabrico de componentes para sistemas AVAC, a tecnologia *inverter* pode alcançar uma poupança de até 58% no consumo de energia, tal como se encontra representado na Figura 9 [35].



Consumo de acordo com JIS B8616:2015, para o modelo SSRC 140BA (*inverter*) e um equipamento de ar condicionado equivalente sem *inverter*

Figura 9: Comparação de consumos energéticos entre um sistema convencional e outro com tecnologia *inverter* (adaptado de [35]).

3.5.5. SISTEMAS DE RECUPERAÇÃO DE CALOR

O principal objetivo na utilização de um sistema de recuperação de calor é reaproveitar o potencial energético do ar de exaustão que, de outro modo, seria desperdiçado e enviado diretamente para o exterior. Existem vários sistemas de recuperação de calor, sendo que os permutadores de fluxo cruzado e as rodas térmicas são os mais utilizados. Recorrendo a estes sistemas, é possível aproveitar a temperatura do ar exaurido para pré-aquecer ou pré-arrefecer o ar que será insuflado em cada espaço, resultando numa poupança de energia e num aumento da sustentabilidade da instalação.

Um permutador de calor troca energia entre dois fluidos que podem circular na mesma direção e o mesmo sentido (co-corrente), na mesma direção, mas em sentidos contrários (contra-corrente) ou em fluxo cruzado. Existem várias possibilidades no tipo de fluidos em troca de calor, podendo funcionar em sistemas ar-ar, água-água ou ar-água. No caso das UTA o tipo de sistema de recuperação de calor desta categoria mais utilizado é o permutador de placas em fluxo cruzado, ar-ar (Figura 10) [36]. Estes

equipamentos são compostos por um permutador em chapa, geralmente em alumínio, não existindo contacto direto entre os fluxos de ar.

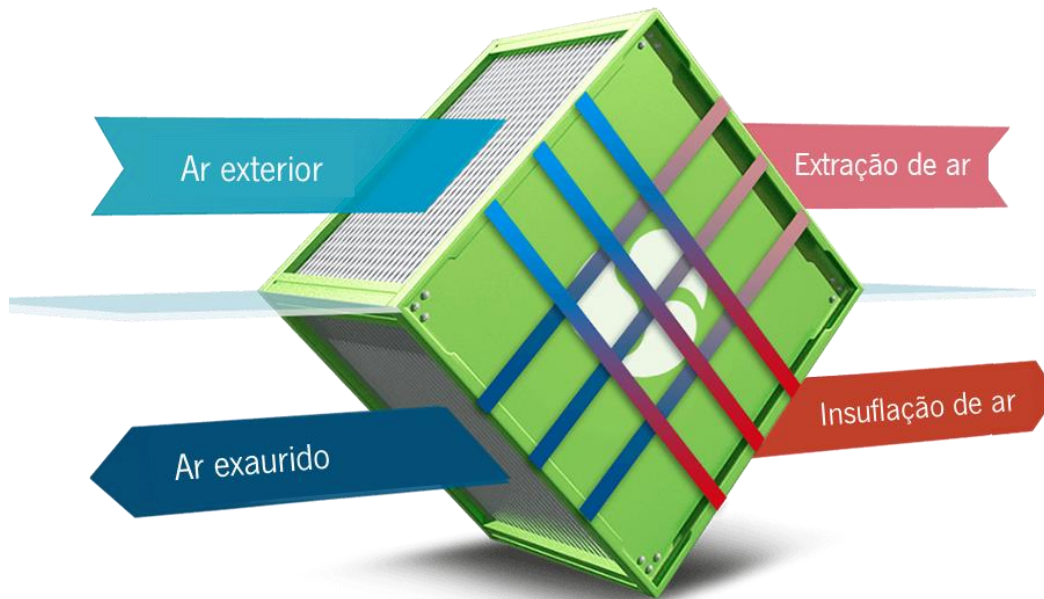


Figura 10: Esquema dos fluxos de ar que atravessam um permutador em fluxo cruzado (adaptado de [37]).

A roda térmica é um sistema relativamente compacto, com perdas de cargas menores aos permutadores convencionais, mas permite rendimentos térmicos mais elevados (70–85%), assim como a recuperação de calor latente, resultando numa economia no investimento e operação. Contudo, existem desvantagens na utilização destes recuperadores de calor, uma vez que pode não ser garantida a estanqueidade entre o fluxo de ar limpo e o ar exaurido.

A comunicação entre os fluxos pode revelar-se um sério problema e pode ocorrer por duas vias: infiltração ou transporte. O fenómeno de infiltração é comum tanto em soluções que utilizam permutadores de placas como roda térmica, uma vez que surge devido a fugas nas folgas construtivas dos recuperadores, verificando-se folgas mais significativas nas rodas térmicas. O fenómeno de transporte apenas é identificado nas rodas térmicas e ocorre pelo facto dos seus canais alternarem entre o fluxo de ar novo e de ar exaurido, podendo transportar ar e partículas entre eles [38].

A principal causa de movimentações de ar são as diferenças de pressão que, tal como acontece com o vento, faz com que o ar se desloque das zonas de maior para menos pressão. Assim percebe-se que a migração do ar só vai existir se ocorrer um diferencial de pressão entre fluxos de ar num determinado ponto de fuga. Assim, surge o controlo do diferencial de pressão entre os dois fluxos que se revela um ponto de elevada importância no controlo do sentido das fugas por infiltração (ar limpo para o ar sujo ou vice-versa). Colocando ambos os ventiladores após o recuperador de calor, consegue-se alcançar uma pressão negativa na secção do recuperador, reduzindo o seu diferencial e

consequentemente a possibilidade de fugas. Apesar disto, o posicionamento dos ventiladores nem sempre é suficiente para controlar o sentido das fugas, pelo que quando surgem variações das pressões normais, por exemplo, devido a variações de caudais ou da colmatação dos filtros, uma solução pode ser a instalação de um sistema de registo de caudal adaptativo na entrada do fluxo de retorno que será comandado por uma leitura de pressão diferencial no módulo de recuperação de calor. Assim, é possível manter uma pressão inferior no andar de extração ao longo do tempo. A *France Air* é uma das empresas que integrou um sistema CADE (controlo automático da depressão na extração) em algumas gamas dos seus equipamentos para evitar este tipo de fugas [38]. Para o controlo do fenómeno de transferências por transporte, esta empresa utiliza setores de purga nos equipamentos com recuperadores rotativos. Este acessório permite uma lavagem da roda na transição entre os fluxos, expulsando o ar extraído transportado nos canais antes do contacto com o fluxo de ar novo. Esta limpeza é feita com recurso a um pequeno setor de *bypass* entre o ar novo e o ar extraído. Assim, uma opção com baixa taxa de transporte passa pela utilização de equipamentos com sistemas deste tipo [38].

Conclui-se que, para a utilização de um sistema de roda térmica no navio, o ideal seria selecionar um equipamento que possuísse sistemas similares aos suprarreferidos, uma vez que a extração de ar das cabines é efetuada pelas casas de banho e não é conveniente a infiltração, mesmo que residual, deste ar.

4. CASO DE ESTUDO: NAVIO AVALON ALEGRIA

A embarcação em estudo é o *Avalon Alegria* (Figura 11), um navio cruzeiro que irá navegar no rio Douro, construído na empresa West Sea (Figura 12). Tratando-se de um navio de luxo de transporte de passageiros está projetado para proporcionar o máximo de conforto aos ocupantes.

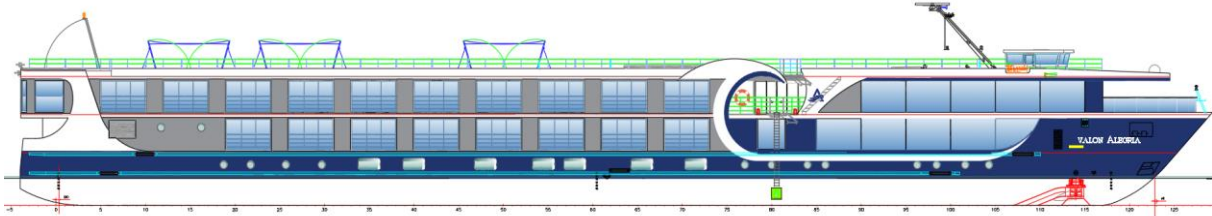


Figura 11: Esquemática da vista lateral do navio Avalon Alegria.



(a)

(b)

Figura 12: Navio *Avalon Alegria* em fase de construção.

Este navio terá capacidade para 102 passageiros e 33 tripulantes. As capacidades da embarcação encontram-se especificadas na Tabela 2.

Tabela 2: Capacidades do navio [26].

Capacidades	
Total de passageiros	102
Total de cabines passageiros	51
Cabines <i>First deck</i>	14
Cabines <i>Main deck</i>	17
Cabines <i>Upper deck</i>	20
Cabines tripulação	13
Total de tripulantes	33+1

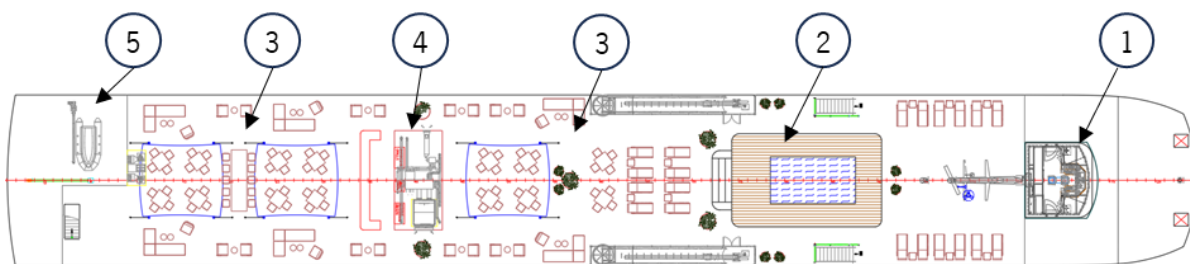
Esta embarcação é constituída por cinco *decks* (em português, denominados pavimentos): o tombadilho, o pavimento superior, o pavimento principal, o pavimento inferior e o duplo fundo. Na Tabela 3 são apresentadas as dimensões principais do navio.

Tabela 3: Dimensões gerais do navio *Avalon Alegria* [26].

Dimensões principais	
Comprimento fora a fora	79.99 m
Comprimento entre PP	73.80 m
Comprimento entre PP (Classe social)	76.11 m
Boca máxima	11.40 m
Boca na flutuação	11.00 m
Pontal construção	3.30 m
Pontal convés superior	8.10 m
Duplo fundo	900 mm
Calado máximo	1.80 m
Calado mínimo	1.70 m
Arqueação bruta	1761

O navio possui vários espaços onde os passageiros podem passar o tempo que estiverem a bordo, como o restaurante, os bares ou o ginásio.

O tombadilho ou *sun deck* (Figura 13), é um convés totalmente exterior, localizado no topo do navio. Aqui podem ser encontrados vários equipamentos, como por exemplo, as 3 unidades de tratamento de ar novo, a ponte de comando (Figura 14), uma piscina e várias zonas de lazer para passageiros e tripulação.



- 1: Ponte de comando
- 2: Piscina
- 3: Zona de lazer de passageiros
- 4: UTAN-3
- 5: Zona da tripulação

Figura 13: Esquemática do tombadilho



Figura 14: Ponte de comando.

No *upper deck* ou pavimento superior (Figura 15), de vante para ré, existe uma zona exterior, o *main lounge & bar*, uma despensa, a entrada principal, um escritório, salas técnicas, cabines e um bar panorâmico (*lounge*).

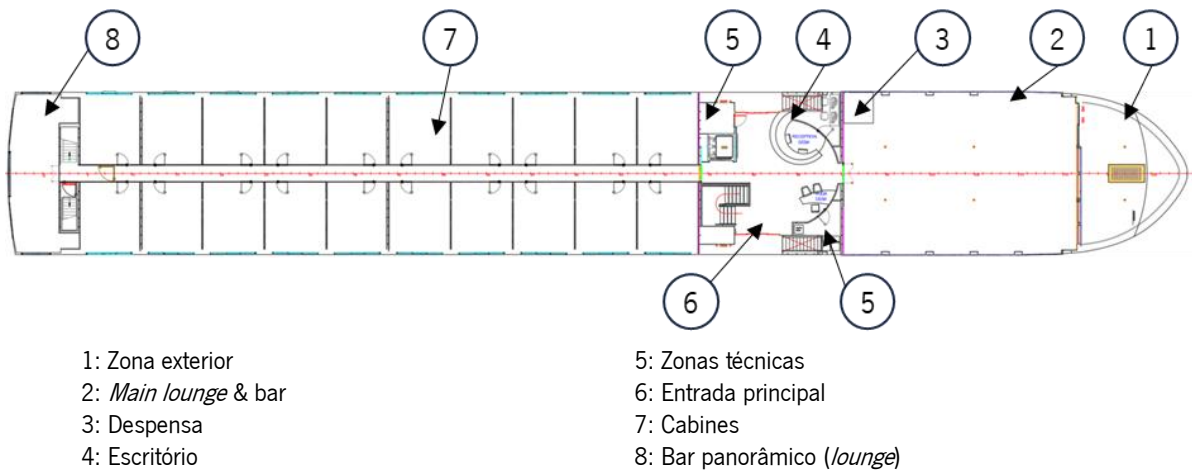


Figura 15: Esquematização do *upper deck*.

O *main deck*, ou pavimento principal, representado na Figura 16, é constituído por uma zona para a tripulação, o restaurante, o átrio principal, casas de banho públicas, cabines e, na zona de ré, uma área técnica, onde se encontram as casas dos geradores e outros equipamentos.

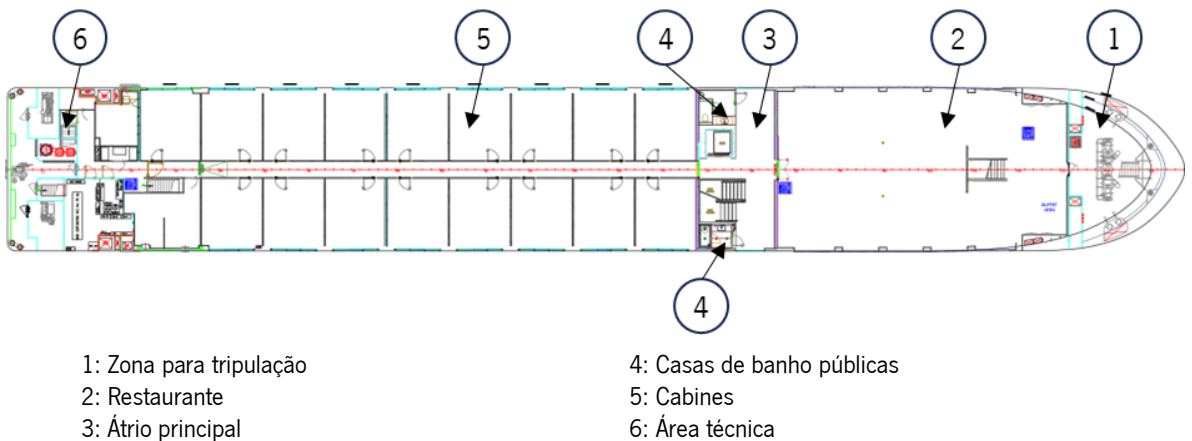
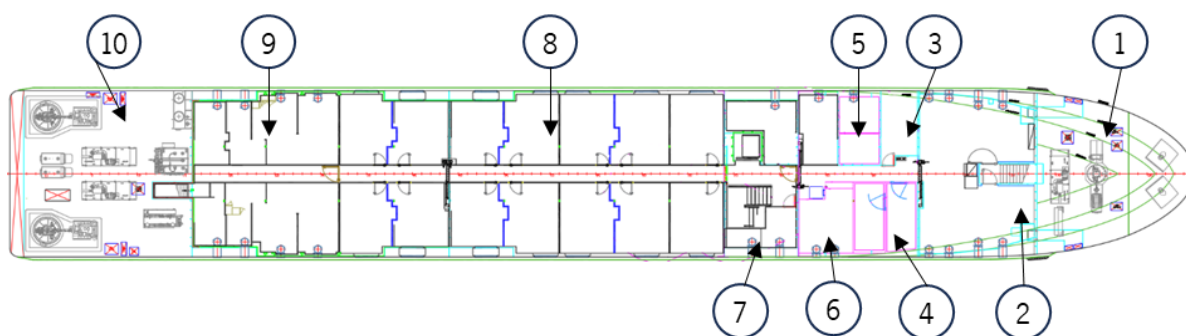


Figura 16: Esquematização do *main deck*.

No pavimento inferior ou *first deck* (Figura 17), encontra-se a casa de propulsão de vante, a cozinha, câmaras frigoríficas, a lavandaria, um paiol de armazenamento, uma copa para a tripulação (*mess*), um ginásio, cabines de passageiros e de tripulantes e a casa das máquinas.



- | | |
|-------------------------------|------------------------------|
| 1: Casa de propulsão de vante | 6: Copa da tripulação (mess) |
| 2: Cozinha | 7: Ginásio |
| 3: Paioi seco | 8: Cabines de passageiros |
| 4: Câmaras frigoríficas | 9: Cabines de tripulantes |
| 5: Lavandaria | 10: Casa das máquinas |

Figura 17: Esquematização do first deck.

Por fim, tem-se o duplo fundo (Figura 18), que é constituído apenas por tanques de lastro, combustível, águas cinzentas, entre outros.

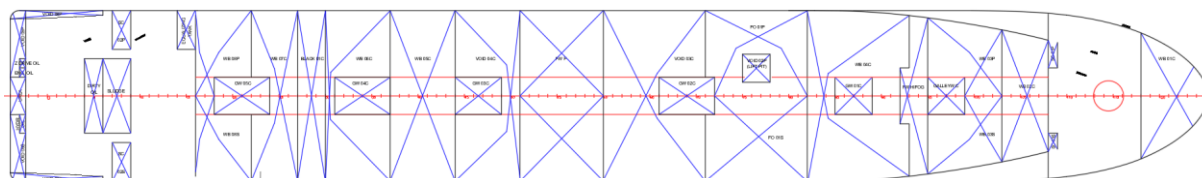


Figura 18: Esquematização do duplo fundo.

No que diz respeito à propulsão e fontes de energia, o navio está equipado com duas hélices de leme movidas por ação de um motor a diesel, um propulsor de arco movido a energia elétrica, 3 geradores e um gerador de emergência a diesel.

4.1. ESTRATÉGIA DE CLIMATIZAÇÃO

A climatização do navio é efetuada recorrendo a três categorias distintas de equipamentos: *chiller*, unidades de tratamento de ar novo e ventiloconvectores. As UTAN são responsáveis pelo tratamento do ar que é insuflado nos diversos compartimentos do navio. Devido ao pouco espaço disponível as UTAN são responsáveis por insuflar apenas o caudal mínimo de ar novo exigido por ocupante (quente ou frio) necessário a todos os espaços climatizados, como por exemplo, às cabines e espaços públicos como o restaurante ou o bar. Assim, compreende-se que o caudal de ar proveniente destas unidades não será suficiente para eliminar ou adicionar a carga térmica necessária para climatizar os vários espaços, pelo que foram instalados vários ventiloconvectores, também designados por *fan coil units* (FCU).

4.1.1. CABINES

Nas cabines, o sistema de ar condicionado foi projetado como uma combinação de um sistema de condutas que vai direcionar o ar diretamente para o interior de cada cabine e um sistema de ventiloconvector. Segundo o Manual de Especificação Técnica do Navio, a UTAN é responsável por fornecer a quantidade de ar novo necessária, de acordo com as taxas de renovação de ar mínima de $25 \text{ m}^3/\text{h}$ por pessoa. O ar novo é insuflado diretamente na cabine e a extração é efetuada através da casa de banho, tal como é representado na Figura 19.

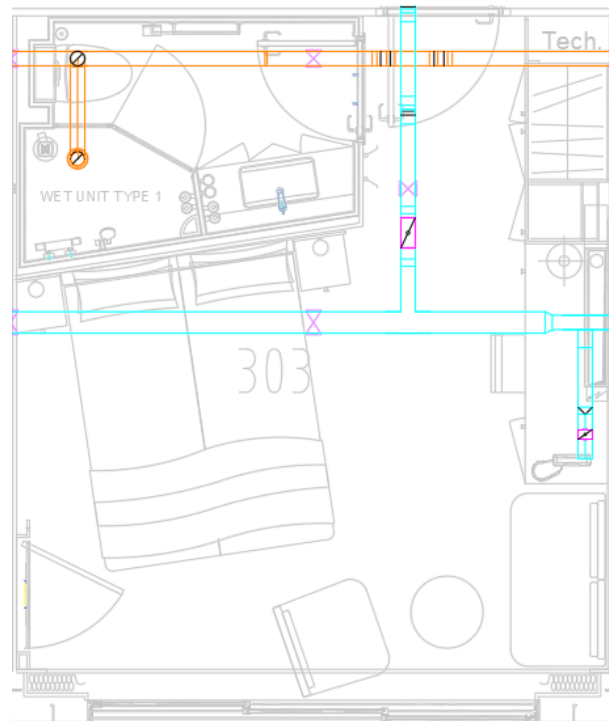


Figura 19: Esquemática da disposição das condutas de insuflação (representadas a ciano) e das condutas de extração (representadas a cor de laranja).

Para o arrefecimento e aquecimento adicionais, cada cabine possui um ventiloconvector. O arrefecimento é promovido pela transferência de calor entre o ar e a tubagem de água fria do navio. Por outro lado, para o aquecimento existem resistências elétricas com uma potência de, aproximadamente, 700 W. O controlo da temperatura será efetuado através de um termostato que estará instalado na antepara do navio [26]. Na Figura 20, são apresentados alguns elementos construtivos e componentes do sistema AVAC, numa das cabines de passageiros do pavimento principal.



Figura 20: Aspeto de uma cabine em fase de construção onde é possível observar a localização de elementos construtivos e componentes do sistema AVAC numa cabine de passageiros do *main deck*.

4.1.2. ESPAÇOS PÚBLICOS, ESPAÇOS DA TRIPULAÇÃO E ESCADAS

As UTAN vão fornecer o ar tratado nos espaços públicos, como o restaurante ou o *main lounge*, aos espaços de acesso da tripulação, como a copa (*mess*), e às escadarias, de acordo com a taxa de renovação de ar mínima de $12.5 \text{ m}^3/\text{h}$ de ar novo por pessoa, definida pelo Manual de Especificação Técnica do Navio. O ar é fornecido através de um sistema central de conduta única com vários pontos de descarga nas áreas referidas. Também existem ventiloconvectores que permitem o ajuste da temperatura e da humidade do espaço. O processo de aquecimento e arrefecimento é controlado da mesma forma já previamente exposto para as cabines. É ainda importante referir que nas portas da entrada principal existem cortinas de ar, de modo a criar uma barreira entre o espaço exterior e o espaço interior climatizado, permitindo economizar energia [26].

4.1.3. COZINHA

A cozinha está equipada com um ventilador dedicado que fornece 100% de ar novo diretamente à zona mencionada, existindo também um sistema de exaustão. Esta divisão está sujeita a uma subpressão de forma a evitar a propagação de cheiros pelos espaços adjacentes. Também está prevista a colocação de ventiloconvectores para arrefecimento do espaço [26].

4.1.4. PAIÓIS DE ARMAZENAMENTO - STORES

Nos paióis de armazenamento, o ar novo tratado será fornecido aos espaços pela UTAN central que serve os espaços adjacentes, sendo que, nestes espaços devem ser garantidas cerca de 6

renovações de ar por hora [26]. Mais uma vez, também existirá um sistema de exaustão responsável pela extração de ar necessária para o ambiente exterior.

4.1.5. PONTE DE COMANDO

Na ponte de comando (*wheelhouse*), em alternativa às UTAN, a climatização é efetuada com recurso a um *split* com um sistema *inverter* incorporado [26].

4.1.6. PAIOL TÉCNICO - *TECHNICAL ROOMS*

Nos paióis técnicos estão instalados, junto aos componentes com emissão de calor, sistemas de exaustão, de forma a garantir as renovações de ar necessárias, que neste caso correspondem a aproximadamente 20 rph [26]. Estas especificações aplicam-se tanto para o paiol técnico como para o paiol técnico de emergência. Também vai existir um reabastecimento natural de ar no interior do espaço através de uma grelha.

5. DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA AVAC

O propósito desta dissertação, tal como mencionado anteriormente, passa pelo dimensionamento da instalação AVAC do navio *Avalon Alegria*. Para tal, é necessário efetuar um conjunto de cálculos, a começar pelo balanço térmico do navio, terminando na determinação das potências dos equipamentos. Ao longo do presente capítulo são expostos os raciocínios e metodologias de cálculo adotados para alcançar este objetivo.

5.1. BALANÇO TÉRMICO DO NAVIO

Para efeitos da contabilização das trocas térmicas entre os espaços interiores úteis e os demais, devem ser caracterizados os elementos que constituem a envolvente do navio. Desta fazem parte os elementos da envolvente opaca, como anteparas, pavimentos e coberturas e os elementos da envolvente envidraçada. Assim, para o dimensionamento do sistema AVAC do navio, seguiu-se a norma ISO 7547 e o Manual de Especificação Técnica do Navio, para a determinação das cargas térmicas.

5.1.1. CONDIÇÕES DE PROJETO

O primeiro passo para o dimensionamento da instalação AVAC consiste na definição das condições de projeto do sistema, considerando as diferentes estações do ano, tal como apresentado na Tabela 4.

Tabela 4: Condições para o dimensionamento considerando diferentes estações segundo a norma ISO 7547 [24].

Estação		Temperatura [°C]	Humidade relativa [%]
Verão	Ar exterior	+ 35	70
	Ar interior	+27	50
Inverno	Ar exterior	– 20	–
	Ar interior	+ 22	–

Como referido no ponto 3.3.4, o Manual de Especificação do Navio sobrepõe-se aos restantes regulamentos, sempre que existe um conflito entre os valores de referência. Assim, as temperaturas que definem as condições de projeto do navio são dadas pela Tabela 5, em detrimento dos apresentados anteriormente (Tabela 4).

Tabela 5: Condições de projeto segundo a o Manual de Especificação Técnica do Navio – P157 *Technical Specification* [26].

Estação		Temperatura [°C]	Humidade relativa [%]
Verão	Ar exterior	+40	70
	Ar interior	+24	50
Inverno	Ar exterior	0	90
	Ar interior	+22	–

Depois de definidas as condições de projeto, a norma declara que a quantidade de ar novo a ser insuflado não poderá representar menos de 40% do ar total. No caso do navio em estudo, este aspeto é cumprido, uma vez que, no Manual de Especificação Técnica do Navio é definido que será sempre utilizado 100% de ar novo.

Para o correto dimensionamento do sistema também é necessário definir, de forma realista, a ocupação de cada espaço a climatizar. Na Tabela 6 são definidas as ocupações dos espaços segundo a norma ISO 7547, que são utilizados sempre que não existem outras informações provenientes do armador ou outras entidades responsáveis.

Tabela 6: Número de pessoas a considerar em cada divisão do navio [24].

Espaço	Condições
Cabines	Número máximo de ocupantes por cabine tal como definido no arranjo geral do navio.
Espaços públicos (salões, zonas de refeição)	Número de pessoas sentadas. Caso não seja especificado este número seguem-se as seguintes condições: <ul style="list-style-type: none"> • Uma pessoa por 2 m² de área do solo nos salões; • Uma pessoa por 1.5 m² de área do solo nas zonas de refeições; • Uma pessoa por 5 m² de área do solo nas zonas de lazer.
Sala do capitão e do engenheiro chefe	4 pessoas
Outras salas privadas	3 pessoas
Hospital	0 número de camas + 2 pessoas
Ginásio e salas de jogos	4 pessoas
Sala de primeiros socorros	2 pessoas
Escritórios	2 pessoas

5.1.2. PROCEDIMENTO DE CÁLCULO DAS CARGAS TÉRMICAS E TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Depois de definidas as condições de projeto é possível iniciar o cálculo das cargas térmicas associadas aos espaços.

O primeiro passo consiste no cálculo da transferência de calor por condução que se pode traduzir em ganhos ou perdas, em watts [W], em cada superfície. Para determinar este valor em cada

compartimento é necessário conhecer os dados referentes à constituição das anteparas e dos vãos envidraçados. Para além disto, é essencial definir-se a diferença de temperatura entre os espaços interiores climatizados e não climatizados. Este é o único parâmetro de cálculo comum às estações de verão e inverno e é definido pela expressão 1.

$$\emptyset = \Delta T [(k_v A_v) + (k_g A_g)] \quad (1)$$

Onde:

\emptyset : ganhos/perdas associadas à transmissão de calor por condução, [W];

ΔT : diferença de temperatura, [K];

k_v : coeficiente de transmissão de calor total para a superfície A_v , [W/m².K];

A_v : área da superfície excluindo a zona envidraçada (vidro+200 mm), [m²] (ver Figura 21);

k_g : coeficiente de transmissão de calor total para a superfície A_g , [W/m².K];

A_g : área da superfície da zona envidraçada (vidro + 200 mm), [m²] (ver Figura 21).

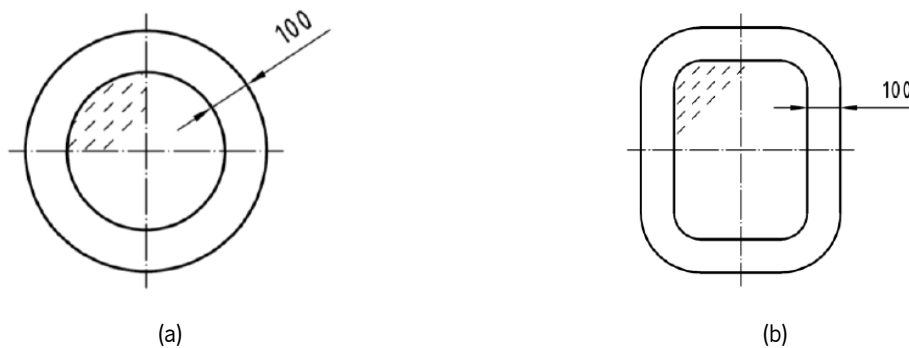


Figura 21: Esquematisação dos vãos envidraçados a ter em consideração para a determinação das cargas térmicas [24].

Importante referir que a norma ISO 7547 define valores padrão para ΔT , k_v e k_g , tal como apresentado no Anexo A: Valores padronizados da norma ISO 7547.

De seguida, passa-se ao cálculo dos ganhos solares, através da expressão 2. De notar que apenas se consideram estes ganhos durante a estação de arrefecimento. No cálculo desta parcela é importante ter em consideração a cor do navio, uma vez que cores mais escuras estão diretamente associadas a um maior coeficiente de ganhos solares.

$$\emptyset_s = \sum A_v K \Delta T_r + \sum A_g G_s \quad (2)$$

Onde:

\emptyset_s : ganhos solares, [W];

A_v : área da superfície exposta à radiação solar (as vigias não são incluídas), [m²];

K : coeficiente de transmissão de calor total, [W/m².K];

ΔT_r : excesso de temperatura (acima da temperatura de 35 °C) causado pela incidência da radiação solar nas seguintes superfícies:

- $\Delta T_r = 12 K$ para superfícies verticais de cor clara;
- $\Delta T_r = 29 K$ para superfícies verticais de cor escura;
- $\Delta T_r = 16 K$ para superfícies horizontais de cor clara;
- $\Delta T_r = 32 K$ para superfícies horizontais de cor escura.

A_g : área do vidro (abertura transparente) exposta à radiação solar, [m²];

G_s : ganho de calor na superfície envidraçada:

- $G_s = 350 W/m^2$ para superfícies de vidro completamente transparente;
- $G_s = 240 W/m^2$ para superfícies de vidro transparente com sombreamento interior.

Posteriormente, é possível definir os ganhos devidos à presença de pessoas nos espaços. É importante realçar que o tipo de atividade a ser desenvolvida tem grande impacto neste fator, tal como se pode concluir da análise da Tabela 7. Mais uma vez, este ganho apenas é considerado na estação de arrefecimento, isto é, no verão.

Tabela 7: Emissão de calor em função do tipo de atividade corporal [24].

Activity	Type of heat	Emission W
Seat at rest	Sensible heat	70
	Latent heat	50
Medium/heavy work	Sensible heat	85
	Latent heat	150

Por fim, é necessário contabilizar os ganhos através da iluminação e de outras fontes, como equipamentos. De notar que, em espaços com luz natural, os ganhos devido à iluminação não devem ser considerados. No caso dos espaços sem luz natural, utilizam-se os valores indicados nos equipamentos, ou caso esses dados sejam desconhecidos, utilizam-se os indicados na Tabela 8. Os ganhos devido à iluminação geral e outros equipamentos apenas são considerados no cálculo das cargas térmicas na estação de arrefecimento.

Tabela 8: Ganhos de calor devido à iluminação geral, segundo a norma ISO 7547 [24].

Space	Heat gain from general lighting W/m ²	
	Incandescent	Fluorescent
Cabins, etc.	15	8
Mess- or dining-rooms	20	10
Gymnasiums, etc.	40	20

Resumindo, para a determinação das cargas térmicas associadas a cada espaço do navio é essencial ter-se em consideração duas situações: a de arrefecimento, no verão e a de aquecimento, no inverno. Na estação de arrefecimento é necessário o cálculo da transmissão de calor, os ganhos solares, ganhos devido à ocupação e os ganhos devido à iluminação ou outras fontes. Por outro lado, na estação de aquecimento, apenas é necessário considerar-se os ganhos devidos à transmissão de calor.

5.1.3. BALANÇO TÉRMICO DA CABINE 303

Aplicando o procedimento apresentado anteriormente, é possível a determinação do balanço térmico de cada espaço do navio.

Para demonstrar o processo de cálculo seguido, neste subcapítulo, apresentam-se todas as etapas efetuadas para a determinação do balanço térmico da cabine 303, localizada no pavimento superior (Figura 22 - a).

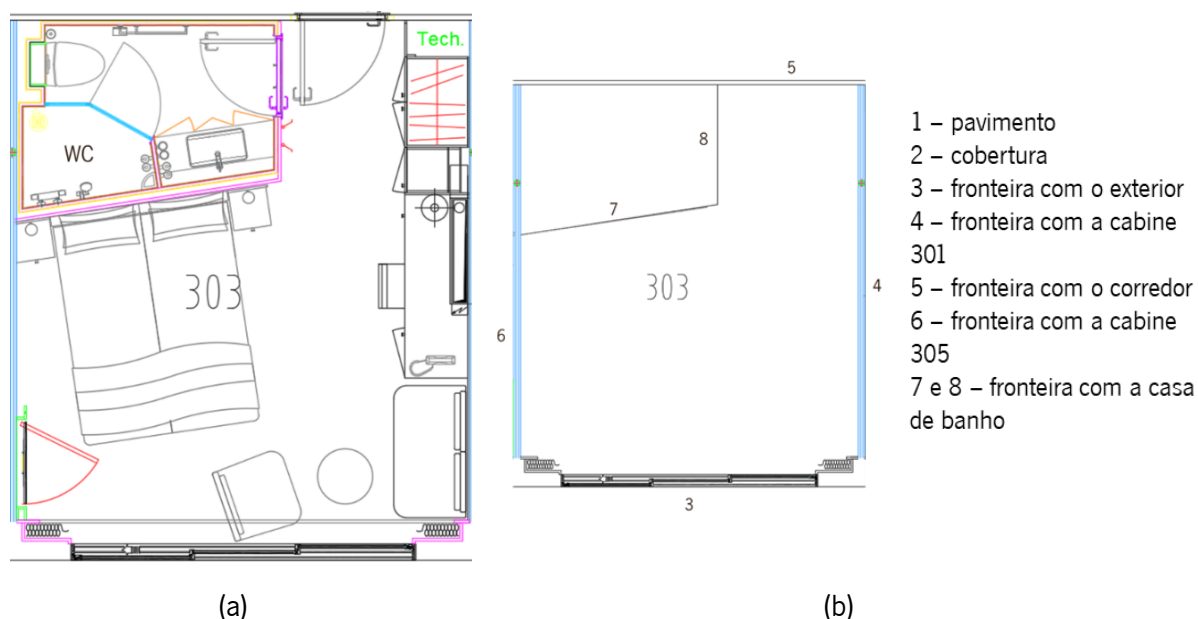


Figura 22: Cabine 303 do *upper deck*. (a): arranjo da cabine; (b): fronteiras da cabine.

Na Tabela 9, expõe-se os dados utilizados para o cálculo dos ganhos por condução na cabine 303, com base na norma ISO 7547 (expressão 1). Para este cálculo é imprescindível definir as fronteiras

entre a cabine e os espaços adjacentes (Figura 22 - b), de forma a estabelecer as diferenças de temperatura, entre outros aspetos.

Tabela 9: Ganhos devido à transmissão de calor por condução na cabine 303 do pavimento superior.

	Unidades	Pavimento	Cobertura	Antepara	Antepara	Antepara	Antepara	Antepara para WC	Antepara para WC
Referência da superfície		1	2	3	4	5	6	7	8
Direção da fronteira		Baixo	Cima	EB.	Vante	BB.	Ré	BB.	Ré
Condições de temperatura dos espaços adjacentes		Espaço A.C.	Exterior exposto ao sol	Exterior exposto ao sol	Espaço A.C.	Corredor	Espaço A.C.	WC	WC
Largura da superfície	mm	-	-	4160	4950	1750	1171	2323	1438
Altura da superfície	mm	-	-	2100	2100	2100	2100	2100	2100
Área da superfície	m ²	16.4	16.4	8.7	10.4	3.7	2.5	4.9	3.0
Largura janela	mm	0	0	3000	0	0	0	0	0
Altura janela	mm	0	0	1900	0	0	0	0	0
Área janela	m ²	0	0	5.7	0	0	0	0	0
Área janela + 200 mm	m ²	0	0	6.7	0	0	0	0	0
Coefficiente de transmissão de calor - janela	W/m ²	0	0	1.5	0	0	0	0	0
Área da superfície menos área da janela +200 mm	m ²	16.4	16.4	2.0	10.4	3.7	2.5	4.9	3.0
Coefficiente de transmissão de calor - superfície	W/m ² .K	0.9	0.6	0.6	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9
VERÃO – diferenças de temperatura	K	0	16	16	0	2	0	1	1
VERÃO – Transmissão de calor	W	0	157	181	0	7	0	4	3
INVERNO – diferença de temperaturas	K	0	22	22	0	5	0	0	0
INVERNO – Transmissão de calor	W	0	216	248	0	17	0	0	0

Relativamente à diferença de temperaturas, analisando a cabine, se os espaços adjacentes forem climatizados, a variação é nula. Nas anteparas em contacto com o exterior esta variação é dada pela

diferença entre a temperatura exterior e a temperatura desejada no interior do espaço, definidas no Manual de Especificação Técnica do Navio (Tabela 5). As restantes diferenças de temperatura são definidas com base nos valores indicados na norma ISO 7547 (Anexo A: Valores padronizados da norma ISO 7547) e nas exceções apresentadas de seguida, no ponto 5.1.4.2.

As janelas instaladas nas cabines apresentam características mais próximas daquelas que são utilizadas na construção civil, comparativamente às janelas utilizadas tradicionalmente na indústria naval, pelo que os valores de coeficientes de transmissão térmica definidos na norma não devem ser aplicados no contexto da cabine em análise (apenas serão aplicados nas vigias). Tendo isto em consideração, utilizaram-se os dados indicados pelo fabricante.

Relativamente ao coeficiente de transmissão térmica das superfícies, nesta primeira análise, foram considerados os valores apresentados na norma ISO 7547.

Reunidos todos os dados, é possível determinar o valor das cargas térmicas associadas à transmissão de calor por condução na cabine, tanto na estação de arrefecimento (verão), como na estação de aquecimento (inverno), tal como representado na Tabela 10.

Tabela 10: Ganhos/perdas de calor associados à transmissão de calor na cabine 303.

Estação	Transmissão de calor	
	W	
Verão	351	
Inverno	481	

No que concerne aos ganhos solares (expressão 2), os resultados obtidos são apresentados na Tabela 11.

Tabela 11: Ganhos solares da cabine 303 do pavimento superior.

	Unidades	Pavimento	Cobertura	Antepara	Antepara	Antepara	Antepara	Antepara WC	Antepara WC
Referência da superfície	-	1	2	3	4	5	6	7	8
Direção da fronteira	-	Baixo	Cima	EB.	Vante	BB.	Ré	BB.	Ré
Condições de temperatura dos espaços adjacentes		Espaço A.C.	Exterior exposto ao sol	Exterior exposto ao sol	Espaço A.C.	Corredor	Espaço A.C.	WC	WC
Área da superfície	m ²	16.4	16.4	8.74	10.4	3.7	2.5	4.9	3.0
Área janela	m ²	0	0	5.7	0	0	0	0	0
Área janela + 200 mm	m ²	0	0	6.72	0	0	0	0	0

Tabela 11 (continuação): Ganhos solares da cabine 303 do pavimento superior.

	Unidades	Pavimento	Cobertura	Antepara	Antepara	Antepara	Antepara	Antepara WC	Antepara WC
Coefficiente de transmissão de calor - janela	W/m ² .K	0	0	1.5	0	0	0	0	0
Área da superfície menos área da janela +200 mm	m ²	16.4	16.4	2.0	10.4	3.7	2.5	4.9	3.0
Coefficiente de transmissão de calor - superfície	W/m ² .K	0.9	0.6	0.6	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9
Exposição à radiação solar	%	0%	100%	100%	0%	0%	0%	0%	0%
Área da superfície – área janela	m ²	16.4	16.4	3.0	10.4	3.7	2.5	4.9	3.0
Excesso de temperatura pela radiação solar	K	16	16	12	12	12	12	12	12
Ganho de calor na superfície envidraçada	W/m ²	0	0	132.8	0	0	0	0	0
Ganhos solares	W	0	157	779	0	0	0	0	0

De notar que o valor do ganho de calor na superfície envidraçada não corresponde a nenhum dos valores apresentados na norma. Isto deve-se ao facto de se conhecer o coeficiente de sombra do vidro. Assim, neste caso, o cálculo deste parâmetro deve ser feito com base na expressão 3.

$$G_s = 350 \times \frac{SC}{0.87} \quad (3)$$

Onde:

G_s : ganho de calor na superfície envidraçada, W/m²;

SC: coeficiente de sombra do envidraçado.

Uma vez que o coeficiente de sombra dos vidros da cabine é de 0.33, obtém-se um valor de ganho de calor na superfície envidraçada de 132.8 W/m².

Um outro aspeto importante referir é a exposição solar. Da análise da Tabela 11, verifica-se que a cobertura e as anteparas apresentam uma exposição solar de 100%. Isto acontece, considerando a situação mais gravosa, onde o sol está a incidir diretamente na fachada.

Conclui-se, que o valor referente aos ganhos devidos à incidência de radiação solar é de 936 W.

Relativamente aos ganhos devidos à ocupação, em cada cabine estarão 2 pessoas, pelo que se obtém um total de 140 W de calor sensível e de 100 W de calor latente. Por se tratar de um espaço com luz natural, não se consideram ganhos devidos à iluminação.

Depois de calculados todos os parâmetros, é possível determinar as cargas térmicas totais associadas à cabine 303, tal como se apresenta na Tabela 12.

Tabela 12: Síntese de resultados das cargas térmicas calculadas para a cabine 303.

Resultados	Unidade	Calor sensível	Calor latente
Transmissão de calor	W	351	0
Ganhos solares	W	936	0
Ganhos devidos à ocupação	W	140	100
Ganhos devidos à iluminação	W	0	0
Ganhos de calor de outras fontes	W	0	0
Ganhos térmicos - Verão	W	1427	100
Perdas térmicas – Inverno	W	481	0

5.1.4. EXCEÇÕES À NORMA

Foi efetuada uma análise para todos os espaços climatizados semelhante à apresentada para a cabine 303. No entanto, em certas situações, foi necessário efetuar alterações aos dados da norma, para além das mencionadas anteriormente.

5.1.4.1. ILUMINAÇÃO E EQUIPAMENTOS

É importante referir que, apesar de a norma ISO 7547 mencionar que a iluminação dos espaços só deverá ser contabilizada em espaços onde não exista luz natural, abriram-se algumas exceções. Espaços comuns, como o restaurante ou o bar terão a iluminação ligada durante um longo período, mesmo quando existe luz natural, pelo que se considerou pertinente a contabilização destes ganhos. Para além dos espaços comuns, a carga térmica associada à iluminação das divisões do pavimento inferior foi contabilizada para o cálculo do balanço térmico, já que as janelas deste *deck* apresentam dimensões significativamente inferiores, quando comparadas aos restantes pavimentos. Assim, definiu-se que se deve considerar que a iluminação está ligada durante um período relativamente longo, pelo que a sua contabilização se pode tornar relevante.

Nos casos onde é necessário contar com o contributo da iluminação nos ganhos térmicos, não foram utilizados os dados de referência apresentados na norma, uma vez que dizem respeito a lâmpadas incandescentes ou fluorescentes. Como o navio será equipado com LED's, para o cálculo do efeito da iluminação nos ganhos térmicos, seguiu-se a metodologia apresentada no Manual SCE. Os valores de densidade de potência considerados para cada tipologia de espaço são apresentados na Tabela 13.

Tabela 13: Valores de densidade de potência considerados para cada tipo de espaço.

Espaço	DPI _{instalado}
	W/m ²
Cozinha	10.5
Copa funcionários (<i>mess</i>)	11.5
Ginásio	6.3
Lavandaria	6.3
Paiol seco	6.3
Restaurante	3
<i>Main lounge & bar</i>	3
<i>Lounge</i>	3
Entrada principal	4.5
Átrio principal	4.5
Escritório	6.5
Despensa	4.2
Cabines	1.5
Ponte de comando	65

Relativamente aos ganhos associados à utilização de equipamentos, estes terão maior importância em espaços como a cozinha e a lavandaria. No Anexo B: Equipamentos instalados, apresentam-se todos os equipamentos previstos em cada espaço.

5.1.4.2. DIFERENÇA DE TEMPERATURAS ENTRE ESPAÇOS

Existe um outro aspeto de notar relativamente à diferença de temperaturas entre espaços. Apesar de existirem os valores referenciados na norma, estes não abrangem todas as situações possíveis. Assim, na Tabela 14 apresentam-se todas as exceções à norma neste âmbito.

Tabela 14: Diferenças de temperatura consideradas diferentes da norma ISO 7547.

Espaços em análise	Diferença de temperatura [K]	
	Verão	Inverno
Ar exterior – espaço climatizado	16	22
Água – espaço climatizado	7.2	7.2
Paiol de congelados – espaço climatizado	44	42
Paiol de frio – espaço climatizado	20	18
Piscina – espaço climatizado	4	6
Espaço climatizado – lavandaria	11	13
Espaço climatizado – cozinha	11	13

De notar que, no caso do pavimento inferior, a diferença de temperatura entre o interior e o exterior do navio não é tão linear de identificar como nos restantes pavimentos. Repare-se que parte deste pavimento se encontra submerso, pelo que, ao contrário do que acontece com outros *decks*, a envolvente não será apenas o ar exterior, mas sim ar e água. Isto é importante, uma vez que a temperatura da água

não varia ao longo do ano na mesma medida da variação de temperatura no ar. Assim, para determinar a diferença de temperaturas entre o espaço interior e a água, foi efetuado um levantamento de temperaturas médias da água do rio Douro para todos os meses do ano, com base nos dados apresentados na Figura 23.

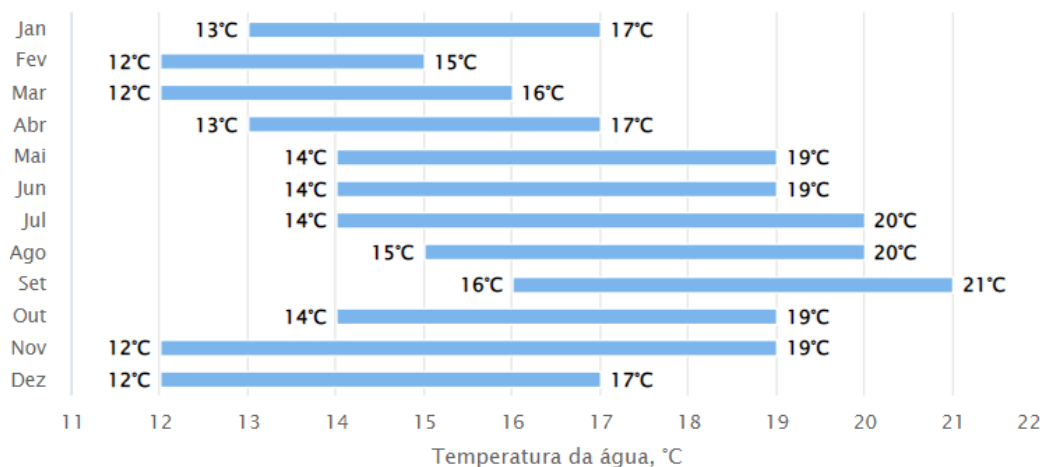


Figura 23: Faixa de temperaturas para da água na foz do rio Douro (adaptado de [39]).

Com base nos dados apresentados na Figura 23, determinou-se a temperatura média da água para cada mês. Considerando a estação fria de outubro a março e a estação quente entre abril e setembro torna-se possível estabelecer as temperaturas médias da água do rio Douro, para cada uma das estações, tendo sido obtido um valor de 14.8 °C no inverno e 16.8 °C no verão (Tabela 15). Assim, conclui-se que, para ambas as estações, a diferença de temperatura entre o espaço interior climatizado e a água do rio é de 7.2 °C.

Tabela 15: Temperaturas médias do rio Douro ao longo do ano.

Mês	Temperatura mínima [°C]	Temperatura máxima [°C]	Estação	Média	Média de inverno [°C]	Média de verão [°C]
Janeiro	13	17	Inverno	15	14.8	16.8
Fevereiro	12	15	Inverno	13.5		
Março	12	16	Inverno	14		
Abril	13	17	Verão	15		
Maio	14	19	Verão	16.5		
Junho	14	19	Verão	16.5		
Julho	14	20	Verão	17		
Agosto	15	20	Verão	17.5		
Setembro	16	21	Verão	18.5		
Outubro	14	19	Inverno	16.5		
Novembro	12	19	Inverno	15.5		
Dezembro	12	17	Inverno	15.5		

Com o intuito de demonstrar a relevância da contabilização da água como elemento da envolvente dos espaços do pavimento inferior, comparativamente a considerar apenas a existência de ar, realizou-se um pequeno estudo, onde se determina o balanço térmico da cabine 101, para ambas as situações. Os resultados obtidos são expostos na Tabela 16.

Tabela 16: Diferença no valor das cargas térmicas com base na envolvente considerada.

Resultados		Envolvente: ar		Envolvente: ar + água		% redução de carga térmica sensível
		Sensível	Latente	Sensível	Latente	
Transmissão de calor	W	302.7	0	282.9	0.0	6.5
Ganhos solares	W	354.2	0	333.7	0.0	5.8
Ganhos devidos à ocupação	W	140.0	100.0	140.0	100.0	0
Ganhos devidos à iluminação	W	20.2	0	20.2	0	0
Ganhos devidos a outras fontes de calor	W	0	0	0	0	0
Ganhos de calor - Verão	W	817.0	100.0	776.8	100.0	4.9

Da análise da Tabela 16 percebe-se que o tipo de envolvente apresenta impacto nos ganhos térmicos sensíveis, tanto na transmissão de calor por condução (6.5%), como nos ganho solares (5.8%). Analisando o cenário global, verifica-se que considerando a água como um elemento da envolvente, a carga térmica sensível é reduzida em 4.9% no verão, não existindo qualquer alteração ao nível das cargas originadas por calor latente.

No que toca à fronteira entre os espaços climatizados e as câmaras frigoríficas é importante conhecer as suas condições de funcionamento. O paiol de congelados opera a -20 °C e o paiol de frio a 4 °C, resultando as diferenças de temperatura apresentas na Tabela 14.

Para além disto, é necessário analisar a fronteira entre a piscina e os espaços climatizados subjacentes. A piscina encontra-se a uma temperatura controlada de 28°C todo o ano, pelo que a diferença de temperatura resulta da subtração entre a temperatura interior do espaço em cada estação e os 28 °C da piscina, obtendo-se uma diferença de temperatura de 4°C e 6°C para o verão e inverno respetivamente.

Por fim, é necessário ter em atenção a temperatura de climatização da lavandaria e da cozinha. Estes espaços, ao contrário das restantes divisões climatizadas estarão a 35 °C, pelo que as diferença de temperatura são de 11 °C no verão e de 13 °C no inverno, com as zonas adjacentes.

5.1.4.3. EXPOSIÇÃO SOLAR

Outro aspeto não mencionado na ISO 7547 é a exposição solar, fator este que influencia diretamente os ganhos solares. Para determinar o sombreamento das janelas, seguiu-se a metodologia apresentada no Manual SCE.

O efeito da radiação incidente sobre um vão envidraçado pode ser condicionado pela existência de obstruções solares. Esse efeito pode ser contabilizado através da determinação do fator de obstrução solar e que pode ser devido a obstruções horizontais ou verticais. Assim, neste caso, o fator de sombreamento será dado pela expressão 4 [40].

$$F_s = F_o \cdot F_f \quad (4)$$

Onde:

F_s : fator de obstrução solar;

F_o : fator de sombreamento de elementos opacos horizontais;

F_f : fator de sombreamento de elementos opacos verticais.

Para efeitos da determinação do fator de sombreamento do elemento opaco horizontal (F_o), a medição do ângulo deve ser realizada entre a paralela ao vão envidraçado e a linha que o une o centro do vão e a extremidade do elemento de sombreamento, tal como é ilustrado na Figura 24 [40].

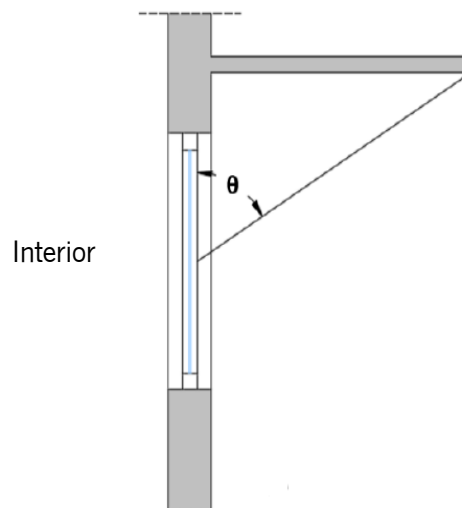


Figura 24: Ângulo criado devido à existência de elementos de obstrução horizontais (vista em corte), (adaptado de [40]).

Por outro lado, para efeitos da determinação do fator de sombreamento do elemento opaco vertical F_f , deve-se ter em conta a posição do elemento de sombreamento, à direita ou à esquerda, considerando a vista do interior para o exterior do edifício. No caso do navio, existem sombreamentos nas duas posições, pelo que sevem ser determinados os dois fatores de sombreamento, obtendo-se o fator global através do seu produto, conforme equação 5 [40].

$$F_f = F_{f,direita} \cdot F_{f,esquerda} \quad (5)$$

Onde:

F_f : fator de sombreamento do elemento opaco vertical;

$F_{f,direita}$: fator de sombreamento do elemento opaco vertical à direita;

$F_{f,esquerda}$: fator de sombreamento do elemento opaco vertical à esquerda.

Neste caso, a medição do ângulo foi efetuada entre a paralela ao vão envidraçado e a linha que une o centro deste e a extremidade do elemento de sombreamento, tal como está representado na Figura 25.

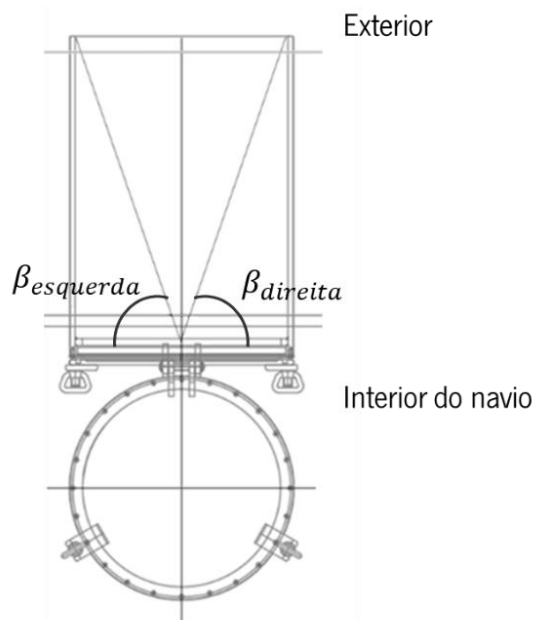


Figura 25: Ângulo criado devido à existência de elementos de obstrução verticais.

Assim, com base nos ângulos formados entre as obstruções horizontais e/ou verticais e o vão envidraçado é possível o definir o fator de sombreamento, essencial para a determinação dos ganhos solares. Como o objeto de estudo é um navio, os ganhos solares apenas são considerados na estação de arrefecimento, pelo que, apenas é necessário o cálculo dos fatores de sombreamento para o verão. É relevante chamar à atenção para o facto de o navio ter diversas posições e orientações geográficas ao longo do seu período de funcionamento. Logo para a determinação este fator considerou-se que o vão envidraçado estaria orientado para sul, por se tratar da situação mais crítica. Os resultados obtidos relativamente ao fator de sombreamento dos vãos envidraçados do navio estão apresentados na Tabela 17.

Tabela 17: Determinação dos fatores de sombreamento.

Espaço	Fator de sombreamento horizontal	Fator de sombreamento vertical direita	Fator de sombreamento vertical esquerda	Fator de sombreamento
Ginásio	0.51	0.81	0.81	0.34
Cabine 4 tripulantes (5*)	0.51	0.81	0.81	0.34
Cabine gerente do hotel	0.51	0.81	0.81	0.34
Cabine 2 engenheiros	0.51	0.81	0.81	0.34
Cabine 2 tripulantes (1*)	0.51	0.81	0.81	0.34
Cabine 2 tripulantes (2*)	0.51	0.81	0.81	0.34
Copa dos funcionários (<i>mess</i>)	0.55	0.87	0.87	0.42
Cabine 3 tripulantes	0.55	0.87	0.87	0.42
Lavandaria	0.55	0.87	0.87	0.42
Cabines 109 a 112	0.53	0.90	0.90	0.43
Bar	0.32	1	1	0.32

Com base na metodologia apresentada até ao momento, aplicou-se o mesmo raciocínio para a determinação do balanço térmico de todos os espaços analisados. O sumário dos resultados obtidos é apresentado no Anexo C: Resultados obtidos do balanço térmico para cada deck (coeficientes de transmissão de calor normalizados).

5.2. VERIFICAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSMISSÃO TÉRMICA DAS ANTEPARAS

Tal como já foi explicado anteriormente, a norma ISO 7547 define valores padrão para os coeficientes de transmissão de calor normalizados das anteparas do navio. No entanto, este regulamento é mais direcionado para o dimensionamento dos sistemas AVAC de navios mercantes, onde o conforto não é um parâmetro tão relevante quando comparado a um navio cruzeiro. Com isto em mente, foi efetuado o cálculo dos coeficientes de transmissão de calor das anteparas, com base nos materiais que as constituem e seguindo a metodologia indicada na própria norma (expressão 6) [24].

$$\frac{1}{k} = \sum \frac{1}{\alpha} + \frac{\sum \frac{d}{\lambda} + M_L + M_b}{\mu} \quad (6)$$

Onde:

k : coeficiente de transmissão de calor, [W/(m².K)];

α : coeficiente de transferência de calor para o ar na superfície, [W/(m².K)];

$\alpha = 80$ W/(m².K) para superfícies exteriores expostas à ação do vento (20 m/s);

$\alpha = 8$ W/(m².K) para superfícies interiores não expostas à ação do vento (0.5 m/s);

d : espessura do material da camada, [m];

λ : condutividade térmica do material da camada, $[W/(m^2.K)]$;

M_L : isolamento térmico numa caixa de ar, $[(m^2.K)/W]$;

M_b : isolamento térmico entre diferentes camadas de material, $[(m^2.K)/W]$;

μ : fator de correção para estruturas em aço [$\mu = 1.2$ ou 1.45 ver Figura 26 - a];

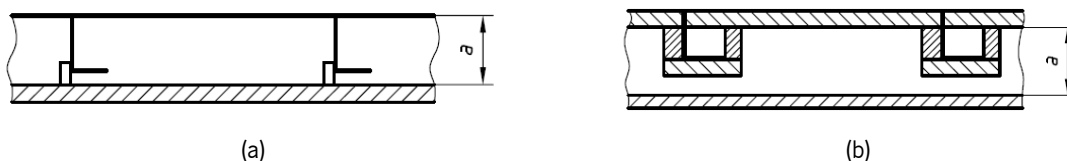


Figura 26: Detalhes construtivos do plano de isolamento de espessura uniforme (adaptado de [24]).

Os resultados obtidos para os coeficientes de transmissão de calor das anteparas encontram-se resumidos na Tabela 18. No Anexo D: Determinação dos coeficientes de transmissão de calor das superfícies do navio, apresenta-se o processo de cálculo destes coeficientes.

Tabela 18: Valores do coeficiente de transmissão de calor nas anteparas do navio, determinadas segundo a metodologia apresentada na norma ISO 7547.

Deck	Orientação	Divisória	Valor calculado
			k $[W/(m^2.K)]$
Inferior	Vertical	Antepara para o exterior	0.365
		Antepara EU - casa das máquinas	0.237
		Antepara EU - casa de propulsão de vante	0.429
		Antepara para o exterior na zona da tripulação (dupla antepara)	0.338
	Horizontal	<i>First deck - main deck</i>	0.426
		<i>First deck - duplo fundo</i>	0.576
Principal	Vertical	Anteparas para o exterior	0.365
		Anteparas para o exterior (zona de ventilação da casa das máquinas)	0.374
		Zona técnica de ré - espaço climatizado	0.373
		Restaurante - zona exterior de vante	0.374
	Horizontal	<i>First deck - main deck</i>	0.426
		<i>Main deck - upper deck</i>	0.426
		Restaurante - cozinha	0.607
		Cabines/ restaurante - casa das máquinas	0.484
Superior	Vertical	Antepara para o exterior	0.365
	Horizontal	<i>Main deck - upper deck</i>	0.426
		<i>Upper deck - sun deck</i>	0.469
		Zona técnica de ré (<i>main deck</i>) - lounge (<i>upper deck</i>)	0.410

Utilizando os valores de coeficiente de transmissão de calor nas várias superfícies apresentadas na Tabela 18, efetuou-se um novo cálculo do balanço térmico do navio, de forma a perceber qual é o impacto destes coeficientes nos resultados, apresentados no Anexo E: Resultados obtidos do balanço térmico para cada deck (coeficientes de transmissão de calor calculados).

Da análise da Tabela 19 conclui-se que o valor do coeficiente de transmissão de calor apresenta um impacto mais significativo nos ganhos/perdas por transmissão de calor, existindo uma redução destes valores em cerca de 13%. O mesmo foi efetuado para todas as divisões climatizadas.

Tabela 19: Comparação das cargas térmicas calculadas utilizando os coeficientes de transmissão de calor indicados na norma e os coeficientes determinados, para os espaços do pavimento superior.

Espaço	Ref.	Redução nas cargas térmicas por espaço [%]		
		Ganhos transmissão de calor	Ganhos solares	Perdas transmissão térmica
Cabine	301-302	12.9	4.6	13.0
Cabine	303-318	11.9	4.6	11.7
Cabine	319	25.2	4.6	22.1
Cabine	320	11.9	4.6	11.7
<i>Lounge</i>	-	19.5	3.1	17.2
<i>Main lounge</i>	-	8.0	5.7	8.0
Despensa	-	9.4	49.1	9.4
Entrada principal	-	11.9	1.8	12.5
Escritório	-	33.9	26.7	34.0
Média	kW	13.5	7.1	13.1

O pavimento onde as diferenças se mostram mais significativas é o pavimento inferior, onde as reduções, em média rondam os 33% nos ganhos por condução, 35% nas perdas por transmissão térmica e os 8% nos ganhos solares. Apesar destas reduções, aparentemente significativas, quando o estudo é realizado com base na comparação das cargas totais do navio, o impacto é expressivamente inferior, obtendo-se uma redução de 16% nos ganhos por transmissão de calor, de 4% nos ganhos solares e de 20% nas perdas por transmissão de calor (Tabela 20).

Tabela 20: Comparação da diferença no balanço térmico para todos os *decks* individualmente e na globalidade, considerando os coeficientes de transmissão de calor normalizados e os coeficientes calculados/reais.

Deck	Total cargas térmicas segundo coeficientes normalizados [W]			Total cargas térmicas segundo coeficientes calculados [W]			Redução [%]		
	Ganhos TC	Ganhos solares	Perdas TC	Ganhos TC	Ganhos solares	Perdas TC	Ganhos TC	Ganhos solares	Perdas TC
<i>Upper</i>	15766	29874	21520	13764	28467	18924	12.70	4.71	12.06
<i>Main</i>	9244	18910	12360	8374	18683	10909	9.42	1.20	11.74
<i>First</i>	7542	3217	17784	5078	2968	11563	32.67	7.72	34.98
TOTAL	32552	52001	51664	27216	50119	41397	16.39	3.62	19.87

5.3. EQUIPAMENTOS INSTALADOS NO NAVIO

Neste subcapítulo são apresentadas algumas características do ponto de vista da construção, funcionamento e local de atuação dos vários equipamentos instalados no navio.

5.3.1. UTAN INSTALADAS NO NAVIO

Tal como mencionado anteriormente, o navio possui três unidades de tratamento de ar novo, cada uma responsável pelo tratamento de ar de zonas distintas do navio. Estas unidades, instaladas no tombadilho (*sun deck*) não permitem recirculação de ar nem a recuperação de calor. A UTAN-1, localizada a vante, é responsável pelo tratamento do ar insuflado no *main lounge*, do restaurante e dos espaços climatizados na zona de vante do pavimento inferior (uma cabine de tripulantes, a copa dos funcionários (*mess*), a lavandaria/paiol de lençóis e o paiol seco). A UTAN-2, instalada a ré da piscina, fornece ar para a entrada principal, ao átrio principal, ao átrio do pavimento inferior, ao ginásio e a uma cabine de tripulantes do pavimento inferior. Por fim, a UTAN-3, localizada na zona de ré no navio, fornece o ar tratado ao *lounge bar*, a todas as cabines de passageiros dos três *decks*, assim como às cabines de tripulantes localizadas na zona de ré do pavimento inferior, tal como representado na Figura 27 [26].

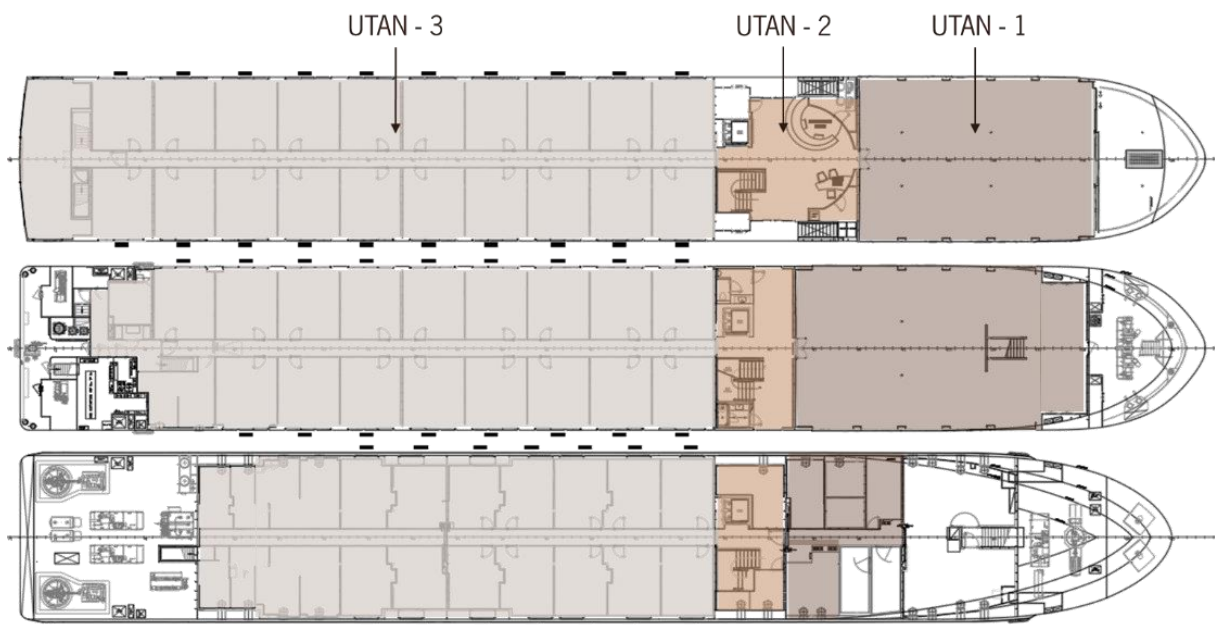


Figura 27: Identificação da zona de atuação de cada unidade de tratamento de ar novo instalada no navio.

Existem duas configurações distintas para as unidades de tratamento de ar instaladas. Na Figura 28 está representada a UTAN de vante.

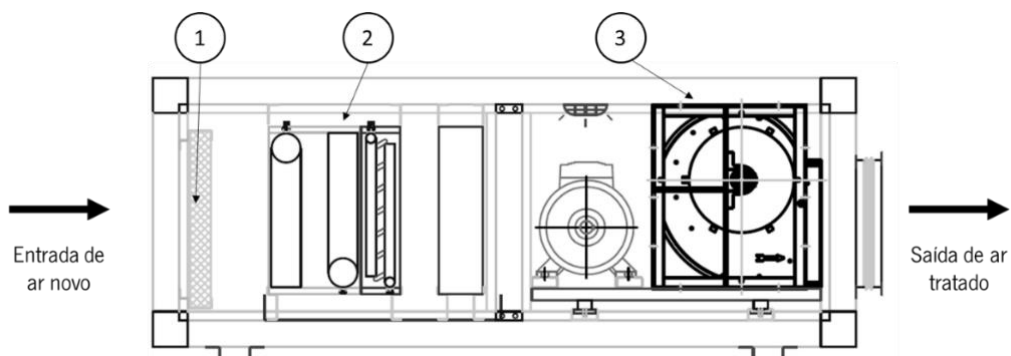


Figura 28: Representação da UTAN de vante: 1) módulo de filtragem; 2) módulo térmico; 3) módulo de ventilação [35].

Este equipamento será constituído por painéis em aço inoxidável sobre uma estrutura resistente que deverá conter um material com capacidades de isolar o ruído. Para além disto, tem de conter um sistema de filtragem com um filtro de classe EU 3/4 (módulo de filtragem representado na Figura 28 pelo número 1); um módulo térmico (2) que contém uma secção de arrefecimento a água fria e uma secção de aquecimento a água quente, ambas reguladas por válvulas de três vias e, por fim, um módulo de ventilação (3) que contém um ventilador centrífugo.

O módulo térmico permite o ajuste das condições do ar exterior para as de projeto. Nas baterias a água, a alimentação das serpentinas localizadas no interior das UTAN, é realizada através de um circuito hidráulico, constituído por um grupo de bombas de circulação. O *chiller* envia água a aproximadamente 7 °C para a bateria de arrefecimento que a devolve a cerca de 12 °C, enquanto a caldeira envia a água quente para a bateria de aquecimento.

5.3.2. VENTILOCONVECTORES INSTALADOS NO NAVIO

A grande maioria dos ventiloconvectores instalados no navio são a 2 tubos, onde circula água fria, permitindo a permuta de calor e, conseqüentemente, o arrefecimento do espaço. O aquecimento é garantido pelo recurso a resistências elétricas de 700 W. As resistências são utilizadas visto que, mesmo no inverno, a tubagem não pode ser utilizada para a circulação de água quente, uma vez que existem locais, como a cozinha, que geralmente, necessitam de arrefecimento durante todo o ano. Os únicos espaços onde se pode encontrar ventiloconvectores com tubagem de água quente (a quatro tubos) são: o restaurante, o *lounge*, e o *main lounge bar*. Normalmente, as viagens serão efetuadas durante as estações mais quentes (primavera e verão), assim a necessidade de aquecimento será inferior à de arrefecimento, pelo que a utilização de resistências é mais vantajosa, por se tratar de uma solução mais compacta.

5.3.3. CHILLER INSTALADO NO NAVIO

O *chiller* instalado no navio é de compressão por parafuso e o sistema de distribuição da água refrigerada é do tipo primário-secundário de distribuição variável, com os seguintes princípios de funcionamento: as bombas do sistema do circuito primário funcionam a velocidade constante e são responsáveis por fazer circular a água entre o *chiller* e o reservatório de água refrigerada. As bombas do circuito secundário funcionam a velocidade variável e têm como função fazer a circulação da água refrigerada desde o reservatório de água refrigerada para os equipamentos de climatização do navio. A velocidade das bombas será modulada conforme as necessidades do sistema. De realçar que em cada

circuito existem duas bombas, uma em funcionamento e outra em *stand-by*, garantindo a redundância de equipamentos [26]. No que toca à eficiência, este equipamento apresenta um bom EER de 4.6.

O Manual de Especificação do Navio define que para efeitos de arrefecimento do equipamento, existirá um sistema dedicado para o efeito que vai enviar água do rio para o condensador do *chiller* que, posteriormente, será enviada novamente para o rio. Para tal, será instalada na linha de descarga uma válvula de 3 vias que irá permitir a recirculação da água e um controlo adequado da temperatura. A água do circuito de refrigeração vai entrar no *chiller* a 12°C e sair a 7°C [26].

5.4. DETERMINAÇÃO DOS CAUDAIS DE AR DE INSUFLAÇÃO

Para efeitos de ventilação, em primeiro lugar é necessário identificar o tipo de sistema, podendo este ser classificado como sistema de ventilação natural, sistema mecânico ou sistema misto.

Entende-se por sistema de ventilação natural o sistema constituído por componentes, designadamente, aberturas, passagens de ar interiores e condutas, que permitem assegurar, em termos médios, a renovação de ar exclusivamente promovida pelos efeitos da diferença de temperatura e ação do vento, sem qualquer influência de um sistema mecânico [40].

Por outro lado, a ventilação com recurso a meios mecânicos baseia-se na utilização de sistemas e equipamentos que promovam a renovação do ar interior por extração e/ou insuflação de ar [40].

No caso dos espaços climatizados, recorre-se à ventilação mecânica. A climatização é efetuada recorrendo-se ao ar novo proveniente das UTAN instaladas no tombadilho, com o auxílio de FCU para ajustes de temperatura, como já foi referido anteriormente.

Assim, após o cálculo do balanço térmico em cada espaço do navio, é possível determinar os caudais de ar que garantem, simultaneamente, um ambiente termicamente confortável e uma boa qualidade do ar interior. Essencialmente, existem dois fatores essenciais na determinação dos caudais de ar: o caudal mínimo de ar novo exigido por ocupante e o caudal necessário para garantir as condições de temperatura e humidade definidos, ou seja, as condições de projeto. Apesar de na estratégia de climatização ter sido previamente estabelecido que o caudal de insuflação irá corresponder ao caudal mínimo de ar novo por ocupante, para efeitos académicos, também foram calculados os caudais de ar que garantem as condições de projeto, para a estação de arrefecimento.

5.4.1. DETERMINAÇÃO DOS CAUDAIS MÍNIMOS DE AR

Na norma ISO 7547 é definido que o caudal de ar fornecido a cada espaço climatizado deve ser calculado segundo o critério que defina o valor mais alto. Existem 3 critérios que devem ser considerados:

insuflar o caudal necessário para garantir as condições de projeto para o verão; o caudal necessário para garantir as condições de projeto de inverno e, por fim, a introdução de caudal de ar novo maior ou igual a $0.008 \text{ m}^3/(\text{s.ocupante})$, correspondente ao caudal mínimo de ar novo por ocupante [24]. Cruzando estes dados com o Manual de Especificação Técnica do Navio, verifica-se que existe um conflito de valores relativamente ao caudal mínimo de ar novo. No Manual do Navio define-se que para espaços públicos, o caudal mínimo por pessoa corresponde a $12.5 \text{ m}^3/(\text{h.ocupante})$ e para as cabines este valor passa para $25 \text{ m}^3/(\text{h.ocupante})$, ambos valores inferiores ao estabelecido pela norma. Apesar disto, os valores que serão considerados são os apresentados no Manual de Especificação Técnica do Navio, pelas razões já referidas. Após definidos todos os critérios é possível determinar os caudais de ar.

Para determinar os caudais de ar a insuflar nos vários espaços com o objetivo de eliminar a carga térmica de cada compartimento é necessário aplicar a expressão 7.

$$\dot{Q} = \rho \cdot \frac{\dot{v}}{3600} \cdot \Delta h \quad (7)$$

Onde:

\dot{Q} : potência térmica, [kW];

ρ : massa volúmica do ar, [kg/m^3];

\dot{v} : caudal volúmico do ar, [m^3/h];

Δh : diferença de entalpia entre o ar insuflado e o ar interior de cada compartimento, [kJ/kg].

Na Tabela 21 é apresentado um exemplo do cálculo do caudal de ar novo, respeitando os critérios para o caudal mínimo de ar novo definidos pelo Manual de Especificação do Navio e de acordo com o caudal necessário para eliminar os ganhos térmicos.

Tabela 21: Exemplo da determinação dos caudais de ar segundo a ocupação e para a eliminação da carga térmica, na estação de arrefecimento.

Espaço	Nº	Volume [m^3]	Nº pessoas	Ganhos totais W	Caudal de ar novo mínimo (definido pela ocupação)		Caudal de ar para eliminar a carga térmica	
					m^3/h	m^3/s	m^3/h	m^3/s
-	-	[m^3]	-	W	m^3/h	m^3/s	m^3/h	m^3/s
Cabine	301	34	2	1538	50	0.0014	494.6	0.14
Cabine	302	34	2	1538	50	0.0014	494.6	0.14
Cabine	303	34	2	1527	50	0.0014	490.63	0.14
Cabine	304	34	2	1527	50	0.0014	490.63	0.14

Da análise da Tabela 21, verifica-se que o caudal mínimo de ar novo devido à ocupação é muito inferior ao determinado para a eliminação da carga térmica. Este último é muito elevado, o que, para além da necessidade de instalar uma UTAN com uma capacidade superior, ainda acarreta a agravante

da elevada área de secção das condutas. Como já foi referido, o espaço num navio é um fator importantíssimo, pelo que condutas de elevadas dimensões não são passíveis de serem instaladas. Por estas razões, as UTAN apenas serão responsáveis por tratar uma quantidade de ar igual à soma dos caudais mínimos de ar novo em cada espaço, diminuindo, de forma significativa o caudal de ar total. Assim, as condutas foram dimensionadas, de maneira que a velocidade de escoamento varie entre os 5 e os 7 m/s, com áreas de secção que entre 200x80 mm e 300x100 mm.

De notar que a lavandaria, paiol seco e as casas de banho públicas do *main deck* são espaços onde o caudal de ar a insuflar não será definido pela ocupação, mas pelo número de renovações de ar por hora (rph). A norma ISO 7547 define que para espaços como casas de banho comuns, lavandarias, paióis e balneários, o ar insuflado deve ser fornecido diretamente ou por transferência de ar menos viciado de um espaço adjacente, e deve sempre garantir o cumprimento dos requisitos para o caudal de exaustão. Assim, este regulamento define que tanto para as casas de banho públicas, como para a lavandaria, o caudal de exaustão deve corresponder a 15 rph e o Manual de Especificação Técnica do Navio define que o paiol seco deverá apresentar um caudal de insuflação equivalente a 6 rph. Uma vez que é necessário manter o equilíbrio de ar a entrar e a sair dos espaços, conclui-se que o caudal de insuflação da lavandaria corresponde às 15 rph e para as casas de banho será de 90% das 15 rph, por razões que serão apresentadas no ponto 5.4.2 (Tabela 22).

Tabela 22: Caudais de ar novo de acordo com rph definidos pelos regulamentos.

Espaço	Volume	Nº de renovações de ar por hora	Caudal de ar a insuflar
	m ³		m ³ /h
Paiol seco	22.85	6	137.0
Lavandaria	24.24	15	363.6
Casa de banho mulheres	7.14	13.5	96.4
Casa de banho homens	12.23	13.5	165.1

Após a determinação do caudal de ar novo que deve ser insuflado em cada espaço e considerando as zonas de atuação de cada UTAN, é possível determinar o caudal de ar que a unidade deverá tratar, de forma a cumprir com os requisitos impostos (ocupação para a grande maioria dos espaços e de rph para as casas de banho públicas, lavandaria e o paiol seco). Os resultados obtidos são apresentados Tabela 23.

Tabela 23: Caudais de ar novo tratados na UTAN.

UTAN	m ³ /h
1	3238
2	1240
3	4450

No Anexo F: Determinação dos caudais de ar no verão, são apresentados todos os dados envolvidos no cálculo do caudal de ar de cada UTAN, bem como dos caudais mínimos de ar novo e dos caudais necessários para eliminar os ganhos térmicos, para cada compartimento climatizado.

5.4.2. CAUDAIS DE AR EXAURIDO

Para além dos caudais de insuflação é, também, necessário determinar os caudais de extração, de forma a assegurar o equilíbrio no interior dos espaços e, simultaneamente, uma boa qualidade do ar interior.

Segundo a norma ISO 7547, o caudal de extração de copas, cabines, salas recreativas e de refeições, assim como outro tipo de espaços comuns deverá igualar o caudal de ar insuflado (Tabela 24 a 30). É importante referir que os corredores não terão extração e que divisões como a lavandaria e as casas de banho comuns devem apresentar um caudal de extração equivalente a 15 renovações de ar por hora, pelo que se percebe que existirá uma relação direta entre o caudal de extração e de insuflação.

Tabela 24: Caudais de extração para as divisões alimentadas pela UTAN de ré, de acordo do a norma ISO 7547.

Espaço	Volume	Caudal extraído por divisão		Total de caudal extraído	
	m ³	m ³ /h	m ³ /s	m ³ /h	m ³ /s
Cabine 301-320	34.06	50	0.014	1000	0.278
Cabine 201-202	34.06	50	0.014	900	0.25
Cabine 101-114	28.21	50	0.014	700	0.19
Cabine trip. 1*-4*	22.93	100	0.028	400	0.11
Cabine trip. 1*-2*	13.15	50	0.014	100	0.03
Cabine trip. 2 eng	20.57	50	0.014	50	0.01
Cabine trip. hotel manager	20.57	25	0.007	25	0.01
<i>Lounge</i>	81.90	250	0.069	250	0.07
Cabine trip. Capitão	15.50	25	0.007	25	0.01
Cabine trip. Diretor cruzeiro	17.41	25	0.007	25	0.01
Cabine trip. 1+1	19.13	50	0.014	50	0.01

Tabela 25: Caudais de extração para as divisões alimentadas pela UTAN de vante.

Espaço	Volume	Caudal extraído por divisão	
	m ³	m ³ /h	m ³ /s
<i>Main Lounge & bar</i>	365.40	1225	0.340
Restaurante	396.90	1300	0.361
Cabine trip.	19.24	75	0.021
Copa dos funcionários	29.19	125	0.035
Lavandaria	24.24	363.6	0.101
Paiol seco	22.85	137.1	0.038
Despensa	9.01	12.5	0.003

É importante notar que a extração dos átrios principal e do pavimento inferior é efetuada a partir do sistema de extração da entrada principal, uma vez que estas três divisões têm ligação direta a partir das escadas.

Tabela 26: Caudais de extração para as divisões alimentadas pela UTAN a ré da piscina.

Espaço	Volume	Cauda extraído	
	m ³	m ³ /h	m ³ /s
Entrada principal	123.97	750	0.208
Átrio principal	87.71	-	-
Átrio 1 ^o <i>deck</i>	34.58	-	-
Ginásio	19.74	50	0.014
Cabine tripulação	23.25	50	0.014
corredor + escadas (<i>first deck</i>)	23.87	-	-
Escritório	14.299	25	0.007

Adicionalmente, espaços como hospitais e *pantries* devem apresentar um caudal de extração pelo menos 20% superior à quantidade de ar insuflado. Neste navio não existe hospital, contudo, esta boa prática deve ser aplicada à cozinha. A existência de um caudal de extração superior ao de insuflação cria uma pressão relativa negativa no espaço, permitindo que maus odores e outros agentes presentes no ar não se difundam pelos compartimentos adjacentes. Isto é particularmente importante ter em consideração para estabelecer os caudais da extração de ar de cozinhas e casas de banho (Tabela 27). Com isto em mente, e após a aplicação da norma para estabelecer os caudais de extração, considerou-se que o caudal de insuflação das casas de banho deve ser 10% inferior ao caudal de extração, garantindo a subpressão destes compartimentos. Como a extração dos WC's públicos é definida pelas 15 renovações de ar por hora, estes 10% influenciam diretamente o caudal de insuflação e é por essa razão que no ponto 5.4.1 se apresentam valores de 96.4 m³/h de caudal de insuflação na casa de banho pública feminina e 165.1 m³/h para a masculina.

Tabela 27: Caudais de extração da lavandaria, WC's públicos e cozinha.

Espaço	Volume	Caudal extraído	
	m ³	m ³ /h	m ³ /s
WC mulheres	7.1	107.1	0.03
WC homens	12.2	183.5	0.05
Cozinha	130.2	5353.4	1.49

Para além de todos estes aspetos, é importante garantir que todos os *decks* apresentem um balanço de ar positivo. Para tal, não foi instalado nenhum sistema de extração nos corredores e nas escadas. Segundo regras aplicadas na construção naval, com o objetivo de garantir que não existe

acumulação de fumos nos percursos de fuga, escadas e corredores devem apresentar uma pressão positiva.

5.5. DIMENSIONAMENTO DAS BATERIAS DAS UTAN

O dimensionamento das baterias das unidades de tratamento de ar novo é fundamental para, posteriormente, definir a potência de outros equipamentos, como do *chiller* e da caldeira. No presente subcapítulo é exposta a metodologia adotada para a determinação da capacidade de arrefecimento e aquecimento das baterias das três unidades instaladas no navio.

5.5.1. BATERIAS DE ARREFECIMENTO

Para o dimensionamento da bateria de arrefecimento, é necessário efetuar o balanço térmico entre o ar exterior que entra na UTAN e o ar que é insuflado. As condições do ar exterior são definidas no Manual de Especificação Técnica do Navio e o ponto de insuflação deverá ser determinado com base nas especificações indicadas na norma ISO 7547. Para a estação de arrefecimento, a temperatura do ar insuflado não deverá apresentar uma diferença superior a 10°C, comparativamente à temperatura média do espaço [24]. Assim, foi definido que, para cumprir as condições de projeto e respeitar a norma, o ar deverá ser insuflado a 14 °C e 97% de humidade relativa. Posto isto, é possível definir a capacidade de arrefecimento que a bateria da UTAN deve apresentar, de forma a garantir a eliminação da carga térmica necessária para se atingirem as condições de insuflação. Recorrendo a um gráfico psicrométrico, estabeleceu-se o ponto de insuflação, marcado a verde na Figura 30, e determinaram-se as características do ar exterior e do ar insuflado, apresentadas na Tabela 28.

Tabela 28: Características psicrométricas do ar exterior e do ar insuflado no interior dos espaços no verão.

	Caraterísticas do ar exterior	Caraterísticas do ar no ponto de insuflação
Temperatura [°C]	40	14
Humidade relativa [%]	70	97
Entalpia [kJ/kg]	126.3	38.5

No caso da bateria de arrefecimento, esta tem de ser capaz de arrefecer o ar exterior a 40 °C para 14 °C (Figura 29).

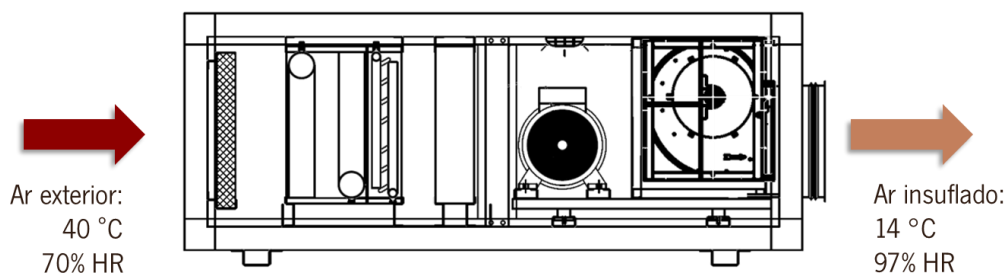


Figura 29: Características do ar antes e depois do tratamento na UTAN, no verão.

Assim, para determinar a potência que a bateria tem de garantir, recorre-se à expressão 8.

$$\dot{Q} = \dot{m} \Delta h \quad (8)$$

Onde:

\dot{Q} : potência térmica, [W];

\dot{m} : caudal mássico de ar, [kg/s];

Δh : variação de entalpia, [J/kg].

O caudal de ar corresponde ao somatório dos caudais mínimos de ar novo de cada espaço abastecido pela unidade de tratamento de ar em estudo, incluindo os corredores e escadas, tal como apresentado anteriormente na Tabela 23. Com estes dados verifica-se que a UTAN de ré necessita de garantir um caudal volúmico de 1.24 m³/s, ou seja, aproximadamente 1.49 kg/s. Desta forma, é possível concluir que a bateria de arrefecimento da UTAN-3 deve apresentar uma potência de arrefecimento de pelo menos 130 kW, de forma a cumprir com as condições impostas pela norma ISO 7547.

O mesmo raciocínio foi aplicado às restantes unidades de tratamento de ar, para definir as potências de arrefecimento das suas baterias. Os valores calculados são apresentados, resumidamente, na Tabela 29.

Tabela 29: Quadro resumo das potências das baterias de arrefecimento das UTAN do navio.

UTAN	Caudal mínimo de ar novo		Potência da bateria de arrefecimento
	m ³ /h	m ³ /s	kW
1	3238	0.90	94.77
2	1240	0.35	35.46
3	4450	1.24	130.24

5.5.2. BATERIAS DE AQUECIMENTO

À semelhança do processo seguido para a determinação da capacidade da bateria de arrefecimento, para a serpentina de aquecimento é necessário conhecer as propriedades psicométricas do ar exterior e do ar insuflado, particularmente a entalpia. No inverno, segundo o Manual de Especificação Técnica do Navio, o ar exterior encontra-se a 0°C e 90% de humidade relativa. Quanto ao

ponto de insuflação da estação de aquecimento, a norma ISO 7547 especifica que a temperatura do ar não deverá ser 23 °C superior à temperatura média do espaço. Uma vez que, a temperatura das divisões climatizadas é de 22°C, sabe-se que, no máximo, o ar poderá ser insuflado a uma temperatura de 45 °C. É importante realçar que, dado que, nem a norma, nem o Manual de Especificação Técnica do Navio definem uma humidade relativa para o ar interior, para efeitos de cálculo considerou-se que esta seria de 50%, estando de acordo com os níveis para conforto.

Para definir o ponto de insuflação de inverno é relevante considerar as condições do ar exterior. As unidades de tratamento de ar instaladas a bordo não têm elementos capazes de humidificar o ar, pelo que a UTAN apenas será capaz de fazer um aumento na componente sensível da temperatura, sem aumentar a componente latente. Assim, o ponto de insuflação estará algures sobre a linha marcada a vermelho na Figura 30.

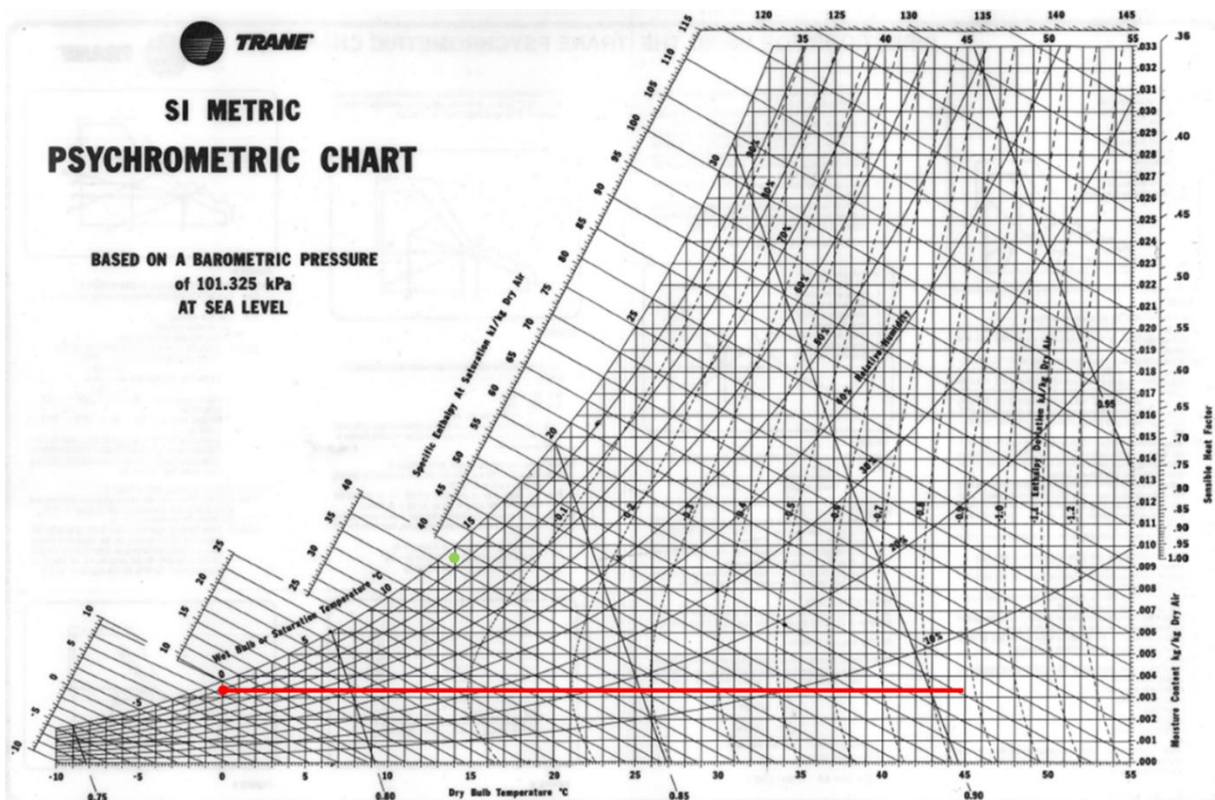


Figura 30: Identificação do ponto de insuflação (adaptado de [41]).

Para adicionar toda a carga térmica necessária para a climatização do espaço, recorrendo apenas ao ar enviado pela UTAN, a temperatura de insuflação seria superior a 45 °C, na grande maioria dos compartimentos. Para evitar esta situação, considerou-se, para o caso da unidade de tratamento de ar de ré, que os ventiloconvectores associados seriam responsáveis pela adição de 75% da carga térmica necessária. Com este balanço foi possível determinar a carga térmica que a UTAN-3 tem de adicionar ao espaço, tal como apresentado na Tabela 30.

Tabela 30: Excerto do cálculo da temperatura de insuflação da UTAN de ré.

Espaço		Caudal de ar novo de acordo com a ocupação		Carga adicionada pelo FCU (75% carga total)	Carga térmica para a UTAN	Entalpia do ar vindo da UTAN	T ar vindo da UTAN	T insuflação	Carga adicionada pela UTAN	Carga térmica restante para o FCU
Nome	Nº	m ³ /h	m ³ /s							
Cabine	301	50	0.014	325.16	108.4	49503.2	40.20	35.40	65	368.55
Cabine	303	50	0.014	325.77	108.6	49515.3	40.20	35.40	65	369.35
Cabine	201	50	0.014	213.23	71.1	47264.7	37.00	35.40	65	219.31
Cabine	203	50	0.014	191.37	63.8	46827.4	37.00	35.40	65	190.16
Cabine	101	50	0.014	345.44	115.1	49908.8	40.20	35.40	65	395.59
Cabine 4 trip.	1*	100	0.028	260.38	86.8	45603.8	35.40	35.40	130	217.18

Assim, recorrendo à expressão 8, foi possível definir a entalpia correspondente ao ponto de insuflação de cada espaço e, conseqüentemente, conhecer a temperatura associada. O ponto de insuflação do ar vindo da UTAN vai corresponder à entalpia mínima determinada e, conseqüentemente, à temperatura mínima de todos os espaços analisados. Desta forma, estabeleceu-se que a temperatura de insuflação da UTAN-3 é de, aproximadamente, 35°C. O mesmo raciocínio foi aplicado às restantes unidades e os resultados obtidos estão apresentados na Tabela 31. No Anexo G: Determinação do ponto de insuflação no inverno, são apresentados todos os cálculos efetuados para a determinação da temperatura de insuflação de cada UTAN.

Tabela 31: Temperatura de insuflação de cada UTAN.

Equipamento	Temperatura de insuflação [°C]
UTAN 1	36.0
UTAN 2	35.2
UTAN 3	35.4

Com o ponto de insuflação, sabendo que a entalpia do ar exterior é de 8.5kJ/kg (0°C e 90% HR) e que o caudal total que a UTAN-3 vai insuflar é de 1.24 m³/s, utilizando a expressão 8, é possível estabelecer que a bateria de aquecimento deverá ter uma potência térmica de 55 kW. Mais uma vez, foi aplicado o mesmo raciocínio às restantes unidades, obtendo-se os valores da Tabela 32.

Tabela 32: Quadro resumo das potências calculadas para as baterias de aquecimento das UTAN do navio.

UTAN	Caudal mínimo de ar novo		Potência da bateria de aquecimento
	m ³ /h	m ³ /s	kW
1	3238	0.90	40
2	1240	0.35	18
3	4450	1.24	55

De notar que, nas cabines, o ventiloconvector possui uma resistência elétrica de 700 W que garante a introdução da carga térmica necessária para assegurar o cumprimento das condições de projeto. No processo de cálculo, sempre que foi possível, garantiu-se que apenas seriam necessários 600 W de aquecimento para se atingirem as condições de projeto. Assim, existem 100 W que são capazes de aumentar a temperatura da cabine além dos 22 °C, se os passageiros assim o desejarem.

5.6. SELEÇÃO DOS VENTILOCONVECTORES

Uma vez definido que o caudal de ar introduzido em cada espaço corresponde ao caudal mínimo de ar novo exigido, é necessário garantir a eliminação/adição da restante carga térmica no interior dos espaços através de outros mecanismos para além da insuflação de ar. Para tal, são instalados ventiloconvectores, responsáveis pela eliminação da restante carga térmica no verão e do aquecimento no inverno. Na Tabela 33 é apresentado, mais uma vez, um exemplo para a determinação da potência exigida ao ventiloconvector, na estação de arrefecimento. No Anexo H: Determinação das potências dos FCU, encontram-se todos os cálculos efetuados para a seleção destes equipamentos.

Tabela 33: Exemplo da determinação da potência necessária nos ventiloconvectores no verão.

Espaço	-	Cabine	Cabine
Nº	-	301	303
Volume	m ³	34	34
Nº ocupantes	-	2	2
Ganhos totais	W	1449	1442
Caudal de ar assegurando pela UTAN	m ³ /h	50	50
	m ³ /s	0.0014	0.0014
Carga térmica eliminada pelo caudal de ar proveniente da UTAN	W	155	155
Carga térmica remanescente a ser eliminada pelo FCU	W	1293	1286

Analisando a Tabela 33, verifica-se o *fan coil unit* será responsável pela eliminação da grande parte da carga térmica dos espaços. Com base na potência térmica determinada é possível, recorrendo a catálogos, selecionar o FCU mais adequado. Neste caso, utilizou-se o catálogo da empresa *Clint* como referência. Para a seleção dos ventiloconvectores a dois tubos, apenas é necessário ter em consideração a carga térmica associada à estação de arrefecimento, uma vez que o aquecimento será assegurado pelas resistências de 700 W. No caso dos FCU a quatro tubos, é necessário ter em atenção as necessidades tanto de arrefecimento, como de aquecimento dos espaços, uma vez que o mesmo equipamento será responsável pelas duas funcionalidades. Nas Tabela 34 apresenta-se a seleção de todos os ventiloconvectores para espaços abastecidos pela UTAN de vante, com base nas suas características de aquecimento e arrefecimento. É importante realçar que a seleção dos ventiloconvectores

foi feita de forma que as cabines e espaços como o restaurante, *main lounge* e *lounge* tenham uma margem de arrefecimento. Isto é, os FCU foram selecionados com valores de capacidade entre 400 e 800 W (aproximadamente) superiores às necessidades efetivas do espaço. Desta forma, existe uma gama superior de ajuste da temperatura conforme as necessidades dos passageiros.

Tabela 34: Ventiloinvectors selecionados para os espaços abastecidos com ar proveniente da UTAN de vante.

Espaço	Ref.	FCU selecionado	N° FCU	Verão	Inverno	Tipo de FCU
				Total de arrefecimento [kW]	Total de aquecimento [kW]	
<i>Main Lounge & bar</i>	<i>Main lounge</i>	FVW-FIW 63	4	20.36	46.76	4 tubos
Restaurante	Restaurante	FVW-FIW 34	8	47.68	47.4	4 tubos
Cabine trip.	3 trip	FVW-FIW 12	1	0.95	0.7	2 tubos
Ginásio	Ginásio	FVW-FIW 33	1	2.47	0.7	2 tubos
<i>Mess</i>	Mess	FVW-FIW 53	1	4.04	0.7	2 tubos
Lavandaria	Lavandaria	FVW-FIW 74	3	21.78	2.1	2 tubos
Despensa	Despensa	FVW-FIW 43	1	3.11	0.7	2 tubos
Paioi seco	Paioi seco	FVW-FIW 22	1	1.29	0.7	2 tubos

Na Tabela 35, são apresentados os ventiloinvectors selecionados para os espaços que recebem o ar novo tratado da UTAN a ré da piscina.

Tabela 35: Ventiloinvectors selecionados para os espaços abastecidos com ar proveniente da UTAN a ré da piscina.

Espaço	Ref.	FCU selecionado	N° FCU	Verão	Inverno	Tipo de FCU
				Total de arrefecimento [kW]	Total de aquecimento [kW]	
Entrada principal	Entrada principal	FVW-FIW 33	2	4.94	1.4	2 tubos
Átrio principal	Átrio principal	FVW-FIW 43	1	3.11	0.7	2 tubos
Átrio 1° pav.	Átrio 1° pav.	FVW-FIW 22	1	1.29	0.7	2 tubos
Cabine trip.	5*	FVW-FIW 22	1	1.29	0.7	2 tubos
Escritório	Escritório	FVW-FIW 12	1	0.95	0.7	2 tubos
Ginásio	Ginásio	FVW-FIW 33	1	2.47	0.7	2 tubos

Por fim, na Tabela 36 encontram-se os FCU selecionados para os espaços sob atuação da UTAN-3.

Tabela 36: Ventiloinvectores selecionados para os espaços abastecidos com ar proveniente da UTAN de ré.

Espaço	Ref.	FCU selecionado	Nº FCU	Verão	Inverno	Tipo de FCU
				Total de arrefecimento [kW]	Total de aquecimento [kW]	
Cabine	301-320	FVW-FIW 32	1	2.02	0.7	2 tubos
Cabine	201-218	FVW-FIW 23	1	1.77	0.7	2 tubos
Cabine	101-114	FVW-FIW 22	1	1.29	0.7	2 tubos
Cabine trip.	1* - 4*	FVW-FIW 12	1	0.95	0.7	2 tubos
Cabine 2 trip	1* - 2*	FVW-FIW 12	1	0.95	0.7	2 tubos
Cabine trip.	Gestor hotel	FVW-FIW 12	1	0.95	0.7	2 tubos
Cabine trip	2 eng.	FVW-FIW 12	1	0.95	0.7	2 tubos
Cabine trip	Capitão	FVW-FIW 12	1	0.95	0.7	2 tubos
Cabine trip	Diretor cruzeiro	FVW-FIW 12	1	0.95	0.7	2 tubos
Cabine trip	Trip. 1+1	FVW-FIW 12	1	0.95	0.7	2 tubos
Lounge	Lounge	FVW-FIW 34	3	8.31	19.05	4 tubos

5.7. CAUDAIS DE AR NA COZINHA

A determinação do caudal de ar novo na cozinha é realizada de forma distinta dos restantes espaços, uma vez que a ventilação deste compartimento é definida pela norma ISO 9943:2009. O caudal de ar novo necessário introduzir neste espaço corresponde ao caudal que permite remover todo o calor, sensível e latente, produzido pelos equipamentos de cozinha e deve ser calculado de acordo com a expressão 9 [25].

$$V_{qt} = \frac{L \times \sum \phi_{qt}}{\rho \times \Delta_i} \quad (9)$$

Onde:

V_{qt} : caudal de ar necessário para a remoção da carga térmica devida aos equipamentos de cozinha [m^3/s];

L : fator de simultaneidade;

ϕ_{qt} : potência térmica emitida pelos equipamentos da cozinha [kW];

ρ : massa volúmica do ar [kg/m^3];

Δ_i : diferença de entalpias entre o ar do espaço interior e do ar insuflado [kJ/kg].

Para definir este caudal de ar foi efetuado um levantamento de todos os equipamentos da cozinha do navio, das suas potências e se possuem ou não extração dedicada. Depois de conhecido o valor do calor emitido por todos os equipamentos (Anexo B: Equipamentos instalados), é possível calcular o RSHF (do inglês *Room Sensible Heat Factor*) que corresponde à razão entre o calor sensível e o calor total emitido pelos equipamentos. Este parâmetro permite definir o ponto de insuflação do espaço, uma

vez que se conhecem as características pretendidas para o ar interior (35 °C e 50% HR). Com um calor total de 31.44 kW e calor sensível de 27.72 kW, obtém-se um RSHF de 0.88 (Figura 31).

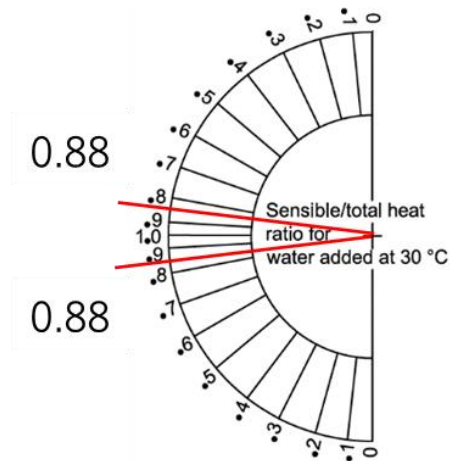


Figura 31: Definição da inclinação da reta, com base no RSHF [adaptado de [24]].

Com a inclinação da reta que surge da determinação do RSHF é possível estabelecer o ponto de insuflação que, neste caso corresponde a uma temperatura de 25 °C, 97% de humidade relativa e uma entalpia de 67.2 kJ/kg, tal como se pode identificar pela análise da Figura 32.

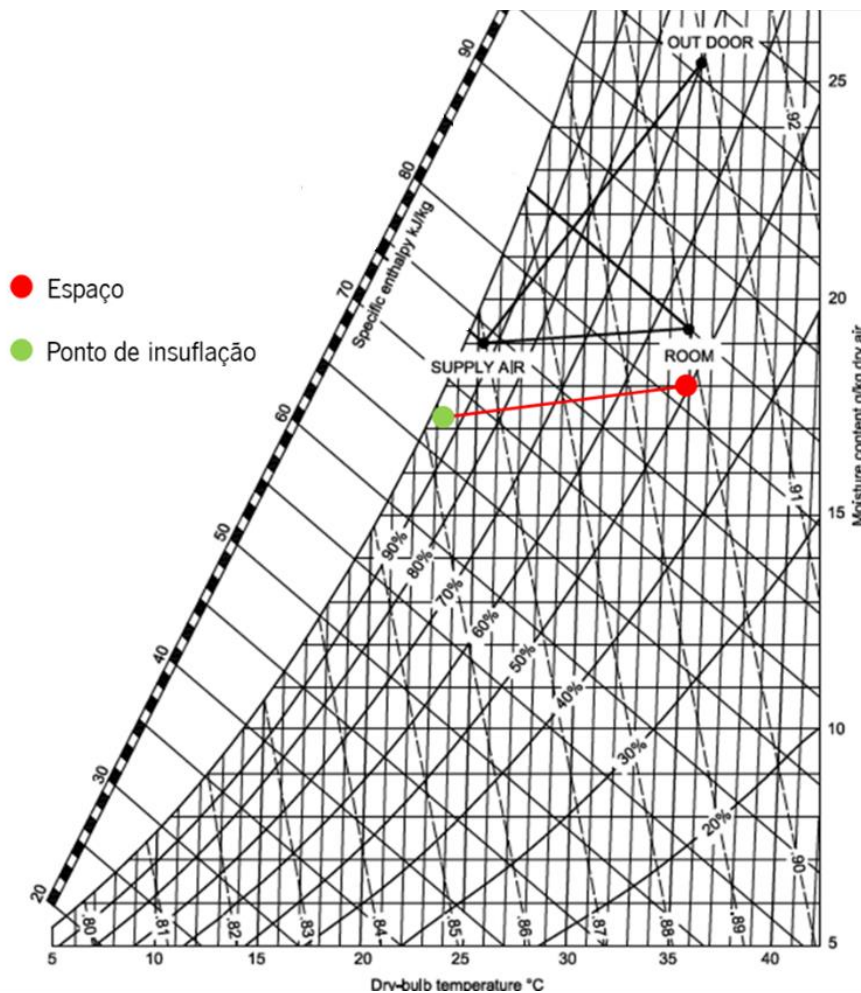


Figura 32: Determinação do ponto de insuflação de verão na cozinha (adaptado de [25]).

Uma vez que está previsto servir mais de 250 refeições diárias, o fator de simultaneidade é de 0.7. Assim, estão reunidos todos os dados necessários para o cálculo do caudal de ar necessário para a remoção do calor emitido pelos equipamentos, tendo sido obtido um valor de $1.24 \text{ m}^3/\text{s}$, equivalente a $4461 \text{ m}^3/\text{h}$.

5.7.1. SELEÇÃO DO VENTILCONVECTOR DA COZINHA

Para efeito de conforto dos ocupantes, a cozinha, à semelhança de outros espaços, também tem um ventiloconvector instalado. É importante referir que apesar de ter sido calculado o caudal de ar que tem por objetivo a eliminação da carga térmica que surge devido à utilização dos equipamentos, na prática existe sempre uma parte que acaba por continuar retido no espaço, sendo que o FCU poderá ajudar na sua remoção. Por esta razão, o ventiloconvector para além de eliminar as cargas térmicas associada à transferência de calor com o exterior e outras divisões adjacentes, ganhos solares e ocupação, deverá ser ligeiramente sobredimensionado, de forma a conseguir dar resposta a uma eventual subida da temperatura devido à utilização dos equipamentos.

Recorrendo, novamente, à metodologia da norma ISO 7547, calcularam-se as cargas térmicas associadas à cozinha, não contabilizando os ganhos térmicos associados aos equipamentos, uma vez que, teoricamente estes já serão eliminados com a introdução do caudal de ar calculado anteriormente.

Tal como apresentado na Tabela 37, verifica-se que, no verão, existe um ganho térmico total de, aproximadamente 5.6 kW e no inverno, perdas na ordem dos 4 kW.

Tabela 37: Cargas térmicas associadas à cozinha.

Resultados	Calor sensível [W]	Calor latente [W]	Total [kW]
Transmissão de calor	1753	-	
Ganhos solares	151	-	
Ganhos devidos à ocupação	1105	1950	
Ganhos devidos à iluminação	651	-	
Ganhos associados a equipamentos e outras fontes	0	0	
Ganhos térmicos (verão)	3661	1950	5.6
Perdas térmicas (inverno)	4289	-	4.3

Com um ganho térmico na ordem dos 5.6 kW e considerando um sobredimensionamento de 5%, obtém-se uma necessidade de arrefecimento de 5.9 kW. Para satisfazer estas necessidades, foram seleccionados 3 ventiloconvectores FVW-FIW 32, atingindo-se um total de 6.1 kW de potência de arrefecimento na cozinha.

5.8. DETERMINAÇÃO DA CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO DO *CHILLER*

Para seleccionar corretamente um equipamento de refrigeração, em primeiro lugar, é essencial identificar todas as necessidades de água refrigerada do navio. Neste caso, serão todos os ventiloconvectores instalados e as baterias de arrefecimento das UTAN. Assim, a potência de refrigeração irá corresponder ao somatório das capacidades de arrefecimento de todos estes equipamentos afetados de um fator de simultaneidade. O estudo para definir a potência deste equipamento foi baseado nos dados do balanço térmico, utilizando os coeficientes de transmissão de calor calculados de acordo com aspetos construtivos das anteparas, bem como considerando o balanço térmico calculado segundo os valores *standard*. Assim, torna-se possível perceber qual é o grau de influência deste parâmetro no dimensionamento e seleção neste equipamento.

Em primeiro lugar foi efetuada a determinação da capacidade de refrigeração do *chiller* segundo os valores de coeficiente de transmissão de calor não padronizados. As necessidades globais de arrefecimento do navio totalizam 502.16 kW, distribuídos por todos os equipamentos consumidores de água refrigerada. É importante chamar a atenção para o facto desta potência corresponder a um fator de simultaneidade de 100%, isto é, todos os equipamentos com necessidades de água refrigerada estão em funcionamento simultaneamente, tratando-se de um cenário pouco realista. Assim, com o intuito de obter dados concretos e o mais aproximados possível da realidade, foi efetuada uma análise detalhada das necessidades de água refrigerada do navio, durante o período de uma viagem, o equivalente a 8 dias. Com este propósito, utilizou-se o planeamento de viagem da empresa Douro Azul como referência para definir, de forma fundamentada, a ocupação dos vários espaços do navio. O cronograma considerado para o estudo está exposto no Anexo J: Cronograma de viagem. Na Tabela 38 apresenta-se a ocupação definida para os diversos espaços considerados nesta análise, tendo em atenção a atividade prevista para cada hora do primeiro dia de viagem. É de realçar que se consideraram como espaços de referência: cabines, o restaurante, o *main lounge*, o *lounge*, a cozinha, a copa dos funcionários, a lavandaria e o exterior do navio.

Tabela 38: Ocupação definida para os vários espaços de referência ao longo do primeiro dia.

Hora	Ocupação dos espaços							
	Restaurante	Bar	Lounge	Cabines	Cozinha	Mess	Exterior	Lavandaria
17:00	10	0	0	102	13	10	0	0
18:00	16	77	10	4	13	5	10	0
19:00	16	77	10	4	13	5	10	0
20:00	104	2	3	0	13	10	3	0
21:00	104	2	3	0	13	10	3	0
22:00	0	0	0	135	0	0	0	0
23:00	0	0	0	135	0	0	0	0

Adicionalmente, foi necessário determinar as cargas térmicas de acordo com a temperatura do ar exterior e exposição solar a cada hora do dia, permitindo a obtenção do valor dos ganhos térmicos efetivos, ao longo de 24 horas. Os valores de referência de temperatura e exposição solar considerados encontram-se na Tabela 39.

Tabela 39: Temperatura e exposição solar consideradas em função da hora do dia.

Hora	Temperatura exterior [°C]	Exposição solar [%]	Hora	Temperatura exterior [°C]	Exposição solar [%]
00:00	23	0	12:00	39.5	98.5
01:00	23	0	13:00	39.5	100.0
02:00	23	0	14:00	39.5	95.7
03:00	23	0	15:00	39.5	85.9
04:00	23	0	16:00	30.1	70.7
05:00	23	0	17:00	30.1	49.9
06:00	23	0	18:00	30.1	37.4
07:00	23	3.8	19:00	30.1	8.1
08:00	23	30.3	20:00	30.1	0
09:00	23	60.9	21:00	23	0
10:00	30.1	79.0	22:00	23	0
11:00	30.1	91.5	23:00	23	0

Os valores de temperatura utilizados são baseados em dados do IPMA para a região do Aeródromo de Vila Real, no dia 1 de agosto de 2022, visto que este se revelou o dia mais quente do mês (Figura 33). No que toca aos valores da exposição solar, foram utilizados valores de referência apresentados pela REN.

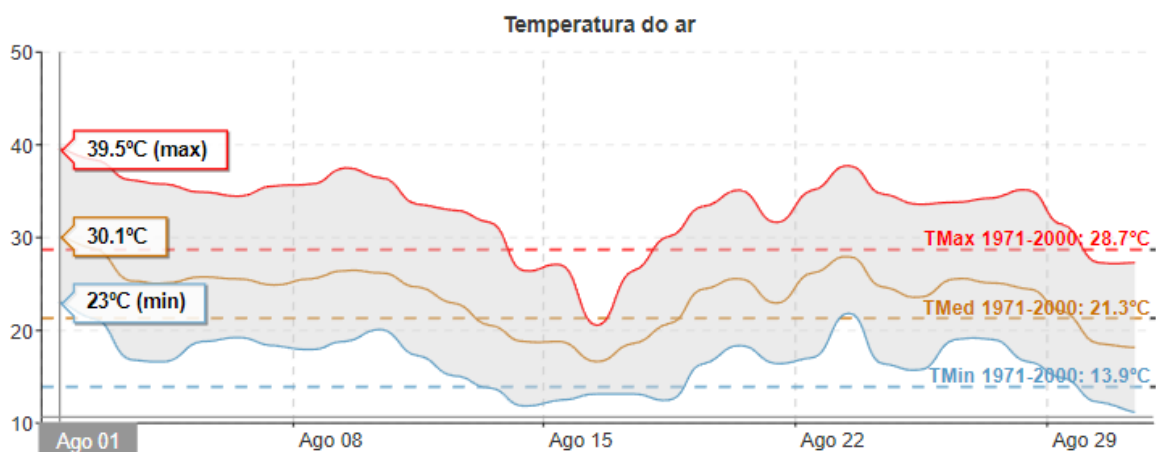


Figura 33: Dados de temperatura do ar na zona do Aeródromo de Vila Real para o mês de agosto de 2022 [42].

Compilados todos os dados apresentados até ao momento, torna-se possível estabelecer os ganhos térmicos horários, dos espaços com ocupação, ao longo do primeiro dia, tal como é exemplificado na Tabela 40.

Tabela 40: Ganhos térmicos calculados em função da hora para o primeiro dia de viagem.

Hora	Temperatura exterior	Exposição solar	Restaurante	Main lounge & bar	Lounge	Cabines	Cozinha	Mess	Exterior	Lavandaria	TOTAL
-	°C	%	W	W	W	W	W	W	W	W	W
17:00	30.1	49.88	35098	0	0	36377	4602	5387	0	0	81464
18:00	30.1	37.35	35308	13609	3636	1449	4586	4779	0	0	63367
19:00	30.1	8.14	34120	11905	2571	927	4549	4761	0	0	58835
20:00	30.1	0	44349	2431	1435	0	4539	5355	0	0	58110
21:00	23	0	43231	762	785	0	4370	5320	0	0	54468
22:00	23	0	0	0	0	19409	0	0	0	0	19409
23:00	23	0	0	0	0	19409	0	0	0	0	19409

Após o cálculo do balanço térmico do navio, nas condições mencionadas, é possível definir as necessidades efetivas de arrefecimento em cada ventiloconvetor e, conseqüentemente, a capacidade de refrigeração que o *chiller* deve apresentar para as satisfazer. Para tal, efetuou-se a análise tendo em conta que, quando se insufla o caudal de ar definido, já existe uma determinada quantidade de calor removida, pelo que o ventiloconvetor será responsável pela eliminação do calor restante. Assim, as necessidades totais de refrigeração correspondem ao somatório das necessidades de refrigeração de todos os ventiloconvectores e as necessidades das baterias de arrefecimento das unidades de tratamento de ar novo (Tabela 41).

Tabela 41: Necessidade de arrefecimento dos ventiloconectores em cada divisão em função das novas cargas térmicas calculadas, para o primeiro dia de viagem.

Hora	Temperatura exterior	Exposição solar	Restaurante	Bar	Lounge	Cabines	Cozinha	Mess	Exterior	Lavandaria	Fora do navio	TOTAL	Total com as UTAN
-	°C	%	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW
17:00	30.1	49.88	31.05	0	0	28.28	4.60	5.00	0	0	0	68.94	187.90
18:00	30.1	37.35	31.26	9.80	2.857	1.14	4.59	4.39	0	0	0	54.03	172.99
19:00	30.1	8.14	30.07	8.09	1.793	0.62	4.55	4.37	0	0	0	49.50	168.46
20:00	30.1	0	40.30	0.00	0.657	0	4.54	4.97	0	0	0	50.47	169.43
21:00	23	0	39.18	0.00	0.007	0	4.37	4.93	0	0	0	48.49	104.86
22:00	23	0	0	0	0	8.19	0	0	0	0	0	8.19	64.56
23:00	23	0	0	0	0	8.19	0	0	1	0	0	9.19	65.56

De ressaltar que foram definidas as potências de arrefecimento que as UTAN devem apresentar para as várias temperaturas do ar exterior (Tabela 42), garantindo que os dados são sempre os mais próximos à realidade quanto possível.

Tabela 42: Capacidade de arrefecimento da serpentina das várias UTAN em função da temperatura exterior.

Temperatura exterior [°C]	Capacidade de arrefecimento da serpentina da UTAN [kW]			
	Ré	Vante	Ré da piscina	Total
23	28.18	20.51	7.67	56.36
30.1	59.48	43.28	16.19	118.96
40	130.24	94.77	35.46	260.47

A mesma metodologia de cálculo foi aplicada a todos os dias de viagem, tendo sido possível determinar que o pico de necessidade de arrefecimento corresponde a 340.7 kW de refrigeração, tal como se pode concluir da análise da Figura 34.

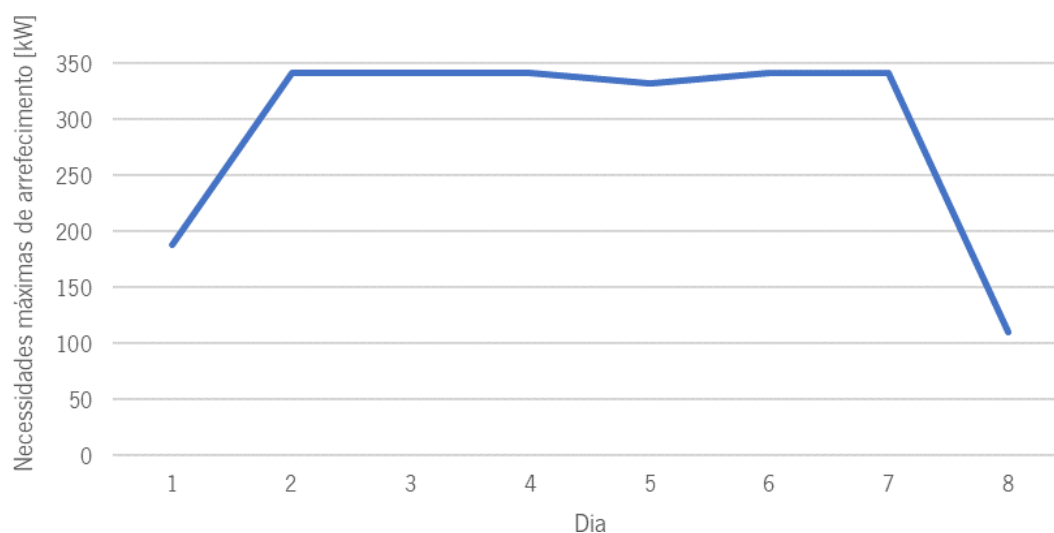


Figura 34: Necessidades de arrefecimento máximas ao longo de uma viagem de 8 dias.

Com isto, é também possível determinar que o fator de simultaneidade corresponde, aproximadamente, a 68%. Apesar disto, deve ser considerado um fator de segurança, uma vez que podem existir outros cenários mais gravosos que não são considerados no cálculo deste fator. Para além disto, acresce o facto de, em Barca d'Alva, existir a possibilidade de a temperatura do ar exterior ser superior aos 40 °C utilizados como referência máxima para os cálculos efetuados até ao momento. Logo, foi considerado um fator de simultaneidade 15% superior ao calculado, ou seja, de 83%. Assim, é possível definir que a potência do *chiller* é de 419.3 kW.

O *chiller* selecionado pela empresa apresenta uma potência de refrigeração de 418 kW (Anexo I: *Data sheet* do *chiller* instalado no navio), pelo que os valores obtidos apresentam um desvio de apenas 0.3%.

Para efeitos de comparação, efetuou-se a mesma análise, desta vez utilizando os valores de ganhos térmicos obtidos recorrendo aos valores de coeficiente de transmissão de calor das anteparas normalizados.

Considerando as mesmas condições apresentadas anteriormente, foi possível determinar que o pico de consumo de água refrigerada corresponde a 361 kW. Uma vez que as necessidades de arrefecimento associadas ao pleno funcionamento simultâneo dos equipamentos são de 511.5 kW, determina-se que o fator de simultaneidade associado é de 70.5%. Pelos motivos suprarreferidos, considera-se um incremento de 15% no valor deste coeficiente, pelo que o fator de simultaneidade é de 85.5%, resultando num equipamento com 437.5 kW de potência de refrigeração. Assim, o desvio segundo este método de cálculo, relativamente ao *chiller* instalado no navio ronda os 4.7%.

6. ESTUDO SOBRE A VIABILIDADE DE RECUPERAÇÃO DE CALOR

O navio não apresenta qualquer tipo de sistema de recuperação de calor, pelo que o ar exaurido é enviado diretamente para o exterior. Atualmente torna-se cada vez mais relevante o máximo aproveitamento dos recursos disponíveis, pelo que a recuperação do calor rejeitado representaria um enorme benefício para o sistema AVAC. Com a implementação de um sistema deste tipo, seria possível utilizar a carga térmica do ar exaurido das várias divisões para efetuar um pré-aquecimento, no inverno, ou um pré-arrefecimento, no verão, durante o processo de tratamento do ar nas UTAN. Isto permitiria reduzir os consumos energéticos do sistema. No entanto, devido às limitações de espaço disponível e arranjo de outros sistemas, o ar de exaustão é descarregado diretamente para o exterior, tal como é ilustrado na Figura 35.

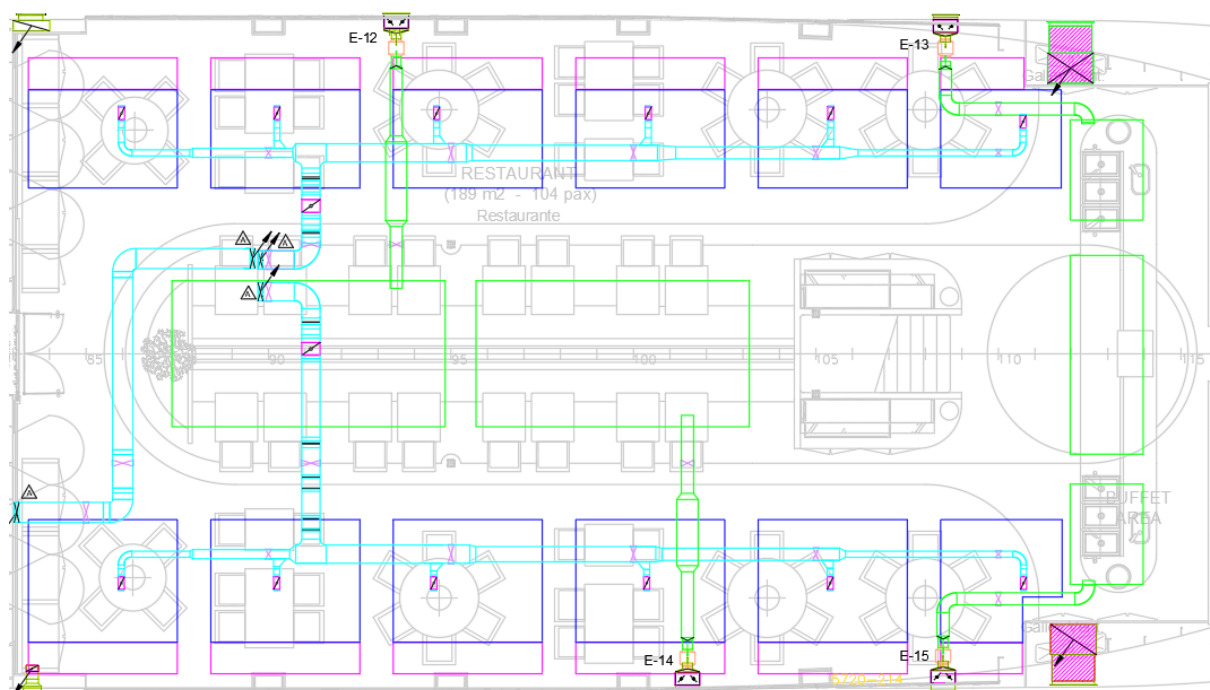


Figura 35: Sistema de extração do restaurante. A ciano é representado o sistema de insuflação e a verde o de extração.

O mesmo acontece na grande maioria dos espaços do navio, com exceção das cabines associadas à UTAN de ré. A extração de ar destes compartimentos está associada a uma determinada conduta que direciona o ar para um *louver*. Assim, o ar exaurido das cabines do *first deck* é enviado para a *louver* E-1, as cabines do *main deck* para a *louver* E-2 e as do *upper deck* para a *louver* E-3. O *louver* E-3 é adjacente à UTAN de ré, pelo que, aplicando um sistema de recuperação de calor seria possível realizar a permuta entre o ar exaurido das cabines do *upper deck* e o caudal de ar novo. No entanto, dado o reduzido caudal

de ar de extração neste local, comparativamente ao caudal de ar novo, à partida não será viável instalar um equipamento de recuperação, pelo que foram estudadas outras possibilidades.

Para que as modificações à instalação possam ser implementadas, têm de ser exequíveis do ponto de vista do projeto e, simultaneamente, economicamente viáveis.

6.1. ESTUDO SOBRE A LOCALIZAÇÃO DE EQUIPAMENTOS PARA A INSTALAÇÃO DE UM SISTEMA DE RECUPERAÇÃO DE CALOR

A primeira possibilidade e mais idealista seria a existência de condutas para o ar de exaustão que, à semelhança do que acontece com a insuflação, conduzissem o ar exaurido dos espaços à UTA de origem, para se efetuar a recuperação de calor. Esta solução é impossível de aplicar, uma vez que não existe espaço livre suficiente para acomodar todas as condutas necessárias para o efeito, pelo que é fisicamente inexecutável.

Outra possibilidade seria a alteração do posicionamento da UTAN de ré para junto da área da tripulação, onde se encontram os *louvers* E-1 e E-2, permitindo realizar a recuperação de todo o calor associado à exaustão das cabines dos pavimentos principal e inferior. Ao movimentar este equipamento, seria necessário reposicionar todas estas condutas, o que não seria possível de fazer na zona em questão, devido à existência de componentes de outros sistemas.

Por outro lado, seria possível considerar a viabilidade da instalação de uma conduta que conectasse as saídas E-1 e E-2 à E-3 (Figura 36), que, por sua vez, estaria ligada à UTAN-3. Tal medida permitiria a recuperação integral do calor gerado pelas cabines dos três pavimentos, o que se mostraria uma alternativa bastante eficiente de aproveitamento energético.

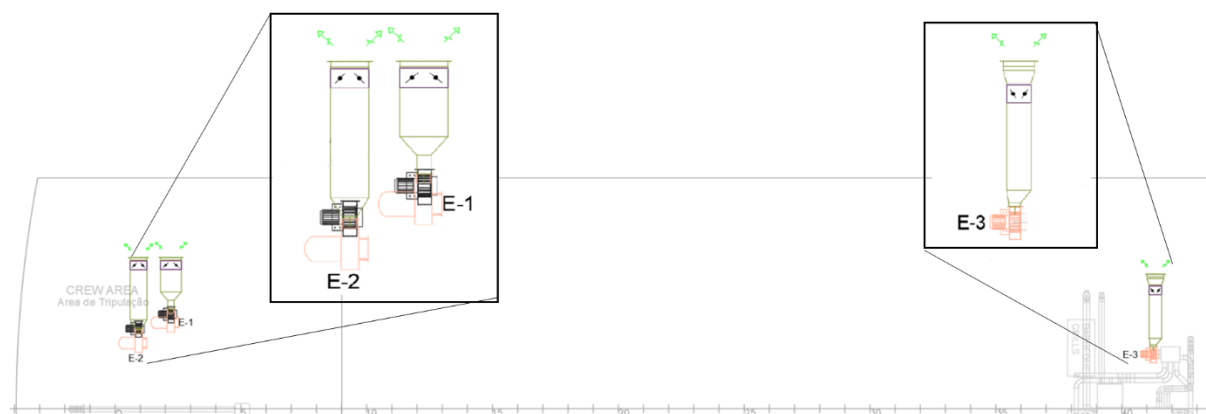


Figura 36: Posicionamento das saídas E-1, E-2 e E-3 no tombadilho.

É importante salientar, entretanto, que esta abordagem obriga a uma análise criteriosa quanto à sua exequibilidade sob diversos aspetos, tais como os custos e a complexidade na sua implementação,

bem como os possíveis efeitos adversos no funcionamento do sistema de ventilação e climatização da embarcação. Para verificar a viabilidade em acomodar uma nova conduta, determinou-se o diâmetro que esta deveria apresentar, de forma a garantir o escoamento do ar dentro do limite de velocidade definido. Sabendo que o caudal total que será exaurido por ambos os *louvers* é de $0.63 \text{ m}^3/\text{s}$, considerando uma velocidade de escoamento de 6 m/s , obtém-se um diâmetro de 0.40 m , o que se revela um valor excessivamente elevado. De salientar que, para além do diâmetro da própria conduta seria ainda necessário considerar a espessura do isolamento, o que iria aumentar ainda mais a área necessária para a acomodação deste componente. Assim, conclui-se que esta solução não é viável.

Uma outra hipótese, é a realocação das saídas de ar E-1 e E-2 para a zona adjacente à UTAN-3. Contudo, esta solução não é passível de ser implementada, uma vez que a altura da UTA que seria instalada iria ultrapassar o calado aéreo máximo definido para este navio.

Assim, para efeitos académicos foram analisadas duas situações: a eliminação de um espaço de alojamento para instalar a nova UTA e a instalação de uma bateria de recuperação de calor. Para a primeira solução, seria necessário a realocação das saídas de ar exaurido E-1, E-2 e E-3, assim como a própria UTA para uma zona interior do navio. Este espaço deve ser seleccionado de forma criteriosa, de forma a ter o menor impacto possível no rearranjo dos sistemas já existentes. A colocação da bateria de arrefecimento, não implica a alteração de qualquer sistema já instalado no navio, sendo apenas necessário criar um sistema de circulação de água entre a zona de extração e a UTAN.

6.2. SELEÇÃO DOS EQUIPAMENTOS DE RECUPERAÇÃO DE CALOR

Para fundamentar os dados apresentados, contactou-se a empresa EVAC com o intuito de utilizar dados realistas acerca do tipo de equipamento que poderia ser instalado no navio e as suas características. Os dados fornecidos por esta empresa dizem respeito a duas unidades de tratamento de ar com recuperação de calor, uma por permutador de calor de fluxos cruzados e outra por roda térmica, bem como um sistema de recuperação de calor por baterias.

A UTA com permutador de calor de fluxos cruzados durante o verão apresenta uma classe energética D, enquanto no inverno pertence à classe B; com capacidade de insuflar um caudal de $4450 \text{ m}^3/\text{h}$ e extrair $3276 \text{ m}^3/\text{h}$. O rendimento térmico deste equipamento é de 44% e 73%, para o verão e inverno, respetivamente. É também importante referir que esta UTAN tem um custo de aquisição de $23\,100 \text{ €}$ [43].

Por outro lado, a UTA com recuperação de calor por roda térmica é da classe B e A, para as estações de arrefecimento e de aquecimento, respetivamente, e apresenta os mesmos caudais referidos

para a UTA anterior. No entanto, a nível de rendimento térmico, este sistema apresenta um valor superior, de 64%, para ambas as estações, e o custo de aquisição é de 23 800 € [44].

Comparando as três unidades de tratamento de ar percebe-se que a mais atrativa do ponto de vista de maior capacidade de recuperação de calor e de eficiência energética é a UTA com roda térmica. Na Tabela 43, são apresentadas as dimensões das três UTA em análise, sendo possível verificar que a unidade instalada no navio é muito compacta, comparativamente às unidades com recuperação de calor.

Tabela 43: Dimensões da UTAN selecionada pela empresa e das UTAN com capacidade de recuperação de calor.

UTA	Atravancamento L x W x H [mm]		
	Comprimento	Largura	Altura
UTAN original	1600	1400	650
UTA com recuperação de calor de permutador de placas	2690	1362	1630
UTA com recuperação de calor por roda térmica	2360	1362	1630

Face às condições impostas para a instalação de uma unidade de tratamento de ar com recuperação de calor devido ao elevado atravancamento, entre as quais a eliminação de pelo menos uma cabine de passageiros, analisou-se a possibilidade de instalar um sistema de recuperação de calor por baterias. Assim, seria possível transferir o calor do ar exaurido de uma forma mais compacta, utilizando um fluido térmico, neste caso água, não havendo a necessidade de efetuar alterações de grande dimensão na instalação já existente. A esquematização deste sistema é apresentada na Figura 37.

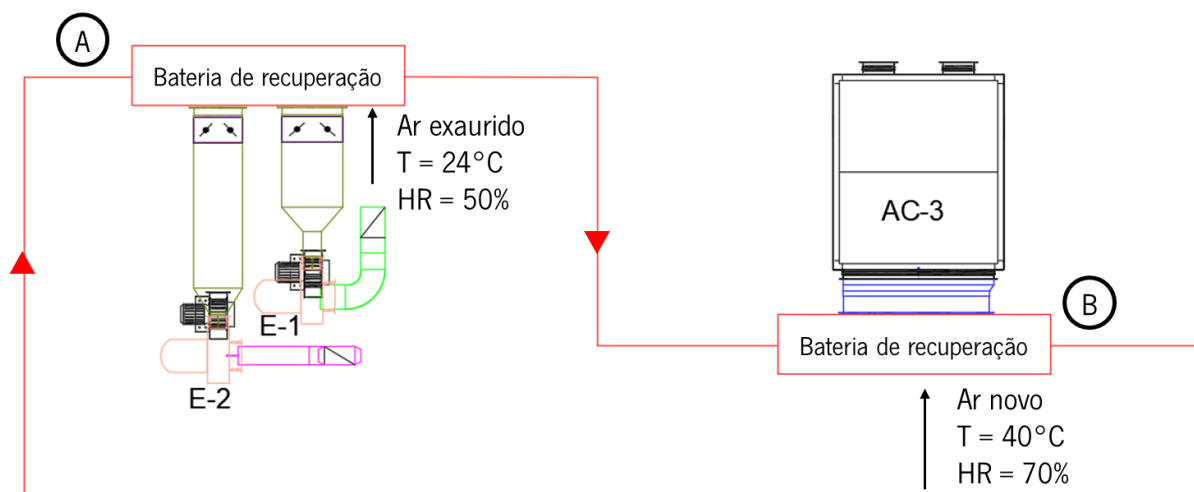


Figura 37: Esquema do sistema de recuperação de calor por baterias.

A empresa EVAC também forneceu dados relativos a este sistema. A bateria de recuperação selecionada apresenta uma secção de filtragem inicial onde se encontra um filtro rígido plano M5/ePM10 50%. De seguida, tem-se a secção térmica onde se encontra um permutador compacto com alhetas em alumínio com revestimento *epoxy* e tubagem em cobre, com 12 fiadas e espaçamento entre alhetas de

2.5 mm. Neste caso, o fluido primário é água com 0% de glicol adicionado. O rendimento de permuta é de 43% e o equipamento apresenta um custo de 13 000 €. Além do custo das baterias é necessário contabilizar o custo do sistema de tubagens e das bombas de circulação da água, o equivalente a 2 191.75 €, pelo que a instalação tem um custo total de 15 191.75 €. Com este sistema, o calor do ar de exaustão é transferido para a água através do permutador A (permutador ar-água) (Figura 37) que é encaminhada para a entrada da UTAN do navio (B). Isto permite o reaproveitamento do calor do ar exaurido para efetuar um pré-arrefecimento do ar novo.

6.3. DETERMINAÇÃO DA CAPACIDADE DE RECUPERAÇÃO DE CALOR

Para determinar se é ou não vantajoso, do ponto de vista energético, instalar um destes equipamentos, é importante determinar qual é a potência térmica que poderá ser recuperada. Para tal, é imprescindível considerar o tipo de sistema a instalar, o caudal de ar exaurido que poderá ser aproveitado e as características psicrométricas do ar novo e do ar extraído.

Para o caso das UTA, o caudal de ar que pode ser considerado para efeitos de recuperação de calor é de $0.91 \text{ m}^3/\text{s}$, o correspondente ao somatório do ar exaurido pelos *louver*s E-1, E-2 e E-3. Adicionalmente, sabendo que o ar interior apresenta 50% de humidade relativa e 24°C de temperatura, recorrendo à expressão 8, é possível determinar a quantidade de calor máxima (teórica) que poderá ser reaproveitada, isto é, a potência térmica rejeitada. Conhecendo o rendimento térmico do recuperador de calor e a potência rejeitada é possível estabelecer a potência térmica efetivamente reaproveitada pelo sistema. De realçar que as condições de temperatura e humidade relativa do ar exterior também apresentam um grande impacto na quantidade de calor que pode ser recuperada. Para esse efeito, as temperaturas exteriores consideradas são as utilizadas para o estudo efetuado no ponto 5.8. Uma vez que os sistemas de recuperação de calor não apresentam rendimentos térmicos de 100%, o valor teórico nunca será atingido. Para a determinação da potência térmica recuperada, considerou-se um rendimento de permuta térmica de 44% para o permutador de fluxos cruzados e 64% para a roda térmica, tal como indicado nas fichas técnicas dos equipamentos (Tabela 44). No caso da bateria, o fornecedor explicita que a capacidade de recuperação de calor sensível é de 9.52 kW, para a estação de arrefecimento, de acordo com as condições de projeto.

Tabela 44: Potência térmica transferida entre o ar exaurido e o ar novo para cada tipologia de recuperador de calor.

Temperatura exterior	UTAN com recuperação de calor por fluxos cruzados		UTAN com recuperação de calor por roda térmica	
	Potência rejeitada	Potência recuperada	Potência rejeitada	Potência recuperada
°C	kW	kW	kW	kW
23	10.59	4.66	10.59	6.78
30.1	33.62	14.79	33.62	21.52
39.5	85.70	37.71	85.70	54.85

Da análise da Tabela 44, verifica-se que a roda térmica é o sistema que permite recuperar uma maior potência térmica, pelo que, em termos energéticos, seria a melhor opção, seguida do permutador de fluxos cruzados e, por fim, a bateria de recuperação.

É importante ressaltar que a instalação de um sistema de recuperação de calor deve ser avaliada não só pela quantidade de calor que pode ser recuperada, mas também outros aspetos como o tempo de recuperação do investimento do equipamento, a quantidade de combustível que é economizado devido à sua instalação, bem como a redução das emissões de dióxido de carbono e a melhoria da eficiência energética do navio.

6.4. CUSTOS ASSOCIADOS À IMPLEMENTAÇÃO DE UM SISTEMA DE RECUPERAÇÃO DE CALOR

Com a implementação de um sistema de recuperação de calor é possível reduzir as necessidades de arrefecimento na serpentina da UTA, o que resulta numa diminuição do consumo do *chiller* e, conseqüentemente, numa diminuição na fatura energética. Atualmente, os equipamentos de refrigeração apresentam o sistema *inverter*, alternativa ao sistema convencional on/off, permitindo uma economia energética significativa. Por norma, as curvas de funcionamento de um sistema *inverter* não são representadas por funções lineares, no entanto, não foi possível ter acesso aos dados de funcionamento do *chiller* instalado no navio. Portanto, foi assumido que o consumo deste equipamento é proporcional à capacidade de refrigeração necessária, agravada em 9%, com o intuito de efetuar uma aproximação à curva que define os consumos efetivos do equipamento, afastando o cenário de um consumo linear. Isto permite calcular o consumo do *chiller* em função da quantidade de água refrigerada que este deverá produzir. Embora se trate de uma aproximação, possibilita a análise do seu desempenho energético, no contexto de utilização do sistema AVAC do navio.

Segundo o fornecedor, este equipamento consome 91.2 kW de energia elétrica para a potência de refrigeração de 418 kW. Recorrendo ao estudo efetuado no capítulo 5.8, já se conhecem as

necessidades de refrigeração a cada hora do dia para toda a duração da viagem, pelo que é possível determinar os consumos energéticos associados.

Um gerador é responsável pela produção de toda a energia elétrica consumida no interior do navio. Este é alimentado a diesel, consumindo cerca de 200 g de combustível por kW.h de eletricidade produzida. Desta forma, é possível determinar o consumo de combustível por parte do gerador para alimentação do *chiller* e assim estimar o custo de operação deste equipamento ao longo dos 8 dias de viagem.

Inicialmente foi determinado o consumo do *chiller* sem considerar a utilização de qualquer sistema de recuperação de calor. Analisando os dados apresentados na Tabela 45, verifica-se que ao fim do primeiro dia de viagem existe um custo de 53.29 € associados ao consumo de energia elétrica por parte deste equipamento. Importante acrescentar que na conversão de quilogramas para litros de combustível foi considerada uma massa volúmica de 832.5 kg/m³, resultado da média ponderada entre a massa volúmica máxima (845 kg/m³) e mínima (820 kg/m³) apresentada pela Galp para o gasóleo [45].

Tabela 45: Consumos de combustível associados ao *chiller*, no primeiro de viagem, sem sistema de recuperação de calor.

Hora	Total de necessidades de refrigeração do navio [kW]	Energia elétrica consumida [kW]	combustível consumido [kg]	combustível consumido [l]	Custo [€]
17:00	187.90	44.69	8.94	10.74	10.74
18:00	172.99	41.14	8.23	9.88	9.88
19:00	168.46	40.06	8.01	9.62	9.62
20:00	169.43	40.29	8.06	9.68	9.68
21:00	104.86	24.94	4.99	5.99	5.99
22:00	64.56	15.35	3.07	3.69	3.69
23:00	64.56	15.35	3.07	3.69	3.69
Total		221.82	44.36	53.29	53.29

O mesmo procedimento foi aplicado para a determinação dos custos de funcionamento após a instalação dos sistemas de recuperação de calor em análise. Desta forma, tendo conhecimento dos custos de operação (com e sem sistema de recuperação), é possível determinar a poupança em combustível resultante. Aplicando o mesmo raciocínio aos restantes dias, é possível determinar a poupança efetiva, em recursos energéticos, que pode ser alcançada.

Na Tabela 46, expõem-se os valores obtidos no cálculo da poupança total para uma viagem de 8 dias. Verifica-se que, tal como seria esperado, a UTAN com recuperação de calor por roda térmica apresenta valores de poupança superiores, uma vez que permite recuperar uma maior quantidade de calor, seguida do sistema de permutador de fluxos cruzados e, finalmente as baterias.

Tabela 46: Poupança total ao fim de uma viagem de 8 dias, para os vários sistemas de recuperação de calor considerados.

Dia	Fluxos cruzados	Roda térmica	Bateria
1	4.2 €	6.1 €	3.8 €
2	18.0 €	26.2 €	13.1 €
3	18.0 €	26.2 €	13.1 €
4	18.0 €	26.2 €	13.1 €
5	18.0 €	26.2 €	13.1 €
6	18.0 €	26.2 €	13.1 €
7	18.0 €	26.2 €	13.1 €
8	2.7€	3.9 €	5.4 €
Total da viagem	114.8 €	167.0 €	87.6 €

A unidade de tratamento de ar com permutador de calor de placas tem um custo de 23 100 €, pelo que, segundo o método de cálculo do tempo de recuperação simples, são necessários 0.84 anos para recuperar o investimento de 3 100 € da troca em projeto da UTAN atualmente considerada para o navio (20 000 €), por este novo equipamento, recorrendo apenas à poupança de combustível. Para a determinação destes valores considerou-se que o navio pode fazer até 32 viagens anuais. Por outro lado, a recuperação do investimento na instalação da UTAN com roda térmica pode ser efetuada em 0.71 anos e, finalmente, o investimento no sistema de baterias pode ser recuperado ao fim de 5.42 anos.

No entanto, estes valores dizem respeito a cálculos efetuados com valores de temperaturas exteriores elevadas, características de pleno verão, pelo que durante as primeiras semanas de viagem (primavera) dificilmente se atingem estas condições, principalmente durante o período noturno. As temperaturas neste período, geralmente, são mais baixas, o que pode permitir a ocorrência de *free-cooling*. Assim, com o intuito de equilibrar os resultados obtidos, dividiu-se o período de 32 viagens anuais em 17 viagens onde ocorre *free-cooling* durante o período noturno e 15 viagens onde não se considera este fenómeno. Os resultados obtidos neste estudo são expostos na Tabela 47. De chamar à atenção que por motivos de cálculo considerou-se que durante o dia as temperaturas são iguais ao longo das 32 semanas. O ideal seria a realização de uma simulação dinâmica que permitisse determinar os consumos reais, com base nas temperaturas disponibilizadas num ficheiro climático. No entanto, tendo em conta as ferramentas disponibilizadas, esta é a análise passível de ser realizada.

Tabela 47: Dados obtidos relativamente aos custos e benefícios da instalação de cada um dos sistemas de recuperação de calor.

	Fluxos cruzados	Roda térmica	Bateria
Investimento [€]	3 100	3 800	15 191
Tempo de recuperação [anos]	0.93	0.79	7.27
Combustível consumido [l/ano]	33 774	32 263	35 009
Poupança em combustível [€/ano]	3 325	4 837	2 090

Analisando a Tabela 47, verifica-se que o tempo de recuperação aumentou, comparativamente aos dados apresentados anteriormente. Ao considerar que existe *free-cooling*, o consumo do *chiller* diminui, uma vez que as necessidades de produção de água refrigerada também são menores. Por outro lado, as condições de recuperação de calor são menos favoráveis, pelo que a poupança que surge da instalação de um recuperador vai diminuir. Assim, conclui-se que a poupança aqui analisada surge da utilização do sistema de recuperação e não pelo menor consumo de combustível, associado a menores necessidades de arrefecimento.

Apesar de os valores até agora apresentados serem bastante satisfatórios, existe uma outra variável de elevado relevo nesta análise. Para a instalação das UTA com recuperação de calor, é necessário eliminar uma cabine de passageiros, que para este navio tem um custo de cerca de 3 000 € por viagem. Desta forma, a análise económica da viabilidade da instalação destes novos equipamentos deverá considerar a perda do valor referente à compra de uma cabine. Considerando as 32 viagens anuais, existe um prejuízo elevado, como pode ser verificado na Tabela 48.

Tabela 48: Prejuízo devido à eliminação de uma cabine de passageiros para a criação de um espaço técnico para ventilação.

	Prejuízo [€]
UTA com recuperador de placas	92 674.50
UTA com recuperador por roda térmica	91 163.04

Com prejuízos desta ordem de grandeza, conclui-se que a instalação de uma UTA com recuperação de calor não é uma opção economicamente viável. Apesar disto, do ponto de vista académico, para a determinação das emissões de CO₂, efetuou-se a análise para as 3 opções de recuperação de calor.

6.5. EMISSÕES DE CO₂

Com o intuito de identificar eventuais melhorias ao nível da sustentabilidade ambiental na implementação de um sistema de recuperação de calor, determinaram-se as emissões de dióxido de carbono para a atmosfera nas situações onde não existe recuperação de calor e comparou-se com o cenário onde existe.

Para a obtenção dos quilogramas de dióxido de carbono emitidos para a atmosfera, em primeiro lugar, é necessário fazer a conversão de energia final para energia primária. Assim, recorreu-se à Tabela 106 do Manual SCE que para o tipo de energia “combustíveis sólidos, líquidos ou gasosos não renováveis” define um fator de conversão de 1 kWh_{EP}/kWh [40].

De seguida, utilizou-se o fator de conversão de $0.267 \text{ kg}_{\text{CO}_2}/\text{kWh}_{\text{EP}}$ para determinar a quantidade de dióxido de carbono libertado para o exterior associado ao consumo do gerador que alimenta o *chiller* [40]. Os resultados obtidos encontram-se na Tabela 49, onde se pode verificar que a implementação de um sistema de roda térmica é a opção mais vantajosa, evitando a emissão de, aproximadamente, 5 376 kg de dióxido de carbono para a atmosfera, em 32 viagens anuais. De seguida, vem a UTA com recuperador de placas, com uma redução de 3 696 kg de dióxido de carbono e, por último o sistema de recuperação por baterias, com uma diminuição de 2 323 kg deste gás, anualmente.

Tabela 49: Diminuição das emissões de dióxido de carbono anuais para cada sistema de recuperação de calor.

	Diminuição na emissão de CO ₂ por ano [kg/ano]
UTA com permutador de placas	3 696
UTA com roda térmica	5 376
Bateria de recuperação	2 323

6.6. SOLUÇÕES COMPLEMENTARES

Para diminuir os consumos energéticos associados às UTAN-1 e 2 poderia ser efetuado um estudo sobre a possibilidade da instalação de um sistema de pré-arrefecimento do ar novo recorrendo a água do rio. Uma vez que a água será um recurso muito abundante durante todo o trajeto, utilizar um sistema de troca de calor com água do rio, seria uma forma possível para diminuir a necessidade de arrefecimento das baterias das UTAN e, conseqüentemente, diminuir os consumos associados ao *chiller*. Para tal, a opção mais óbvia seria a utilização direta da água do rio para efetuar este pré-arrefecimento, como é representado na Figura 38.

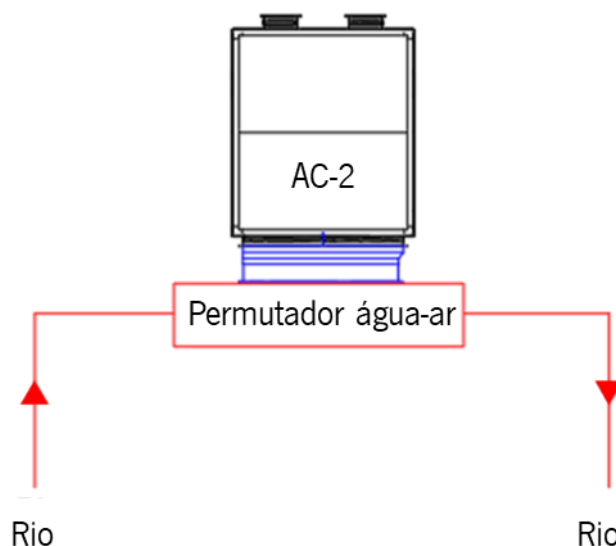


Figura 38: Sistema de pré-arrefecimento utilizando um circuito aberto de água.

Apesar de ser a melhor opção do ponto de vista térmico, uma instalação que utilize diretamente água do rio necessita de o cumprimento de regras mais exigentes e rigorosas. Uma vez que se iria utilizar água não tratada, seria necessária a instalação de vários filtros e a própria tubagem teria de apresentar um elevado nível de resistência à corrosão, entre outros fatores. Estes motivos, aliados à grande dimensão e complexidade da instalação, podem levar a um elevado custo do sistema, pelo que, se acredita que não se trata da situação ideal, logo não deve ser aplicada sem a realização de um estudo detalhado dos prós e contras.

No entanto, é possível utilizar este princípio para definir uma instalação de pré-arrefecimento do ar, numa configuração distinta. A solução seria a instalação de um permutador água-água na casa de propulsão de vante, onde a água do rio iria trocar calor com um circuito fechado de água tratada que, por sua vez, transportaria este calor até à UTAN. Esta instalação encontra-se esquematizada na Figura 39.

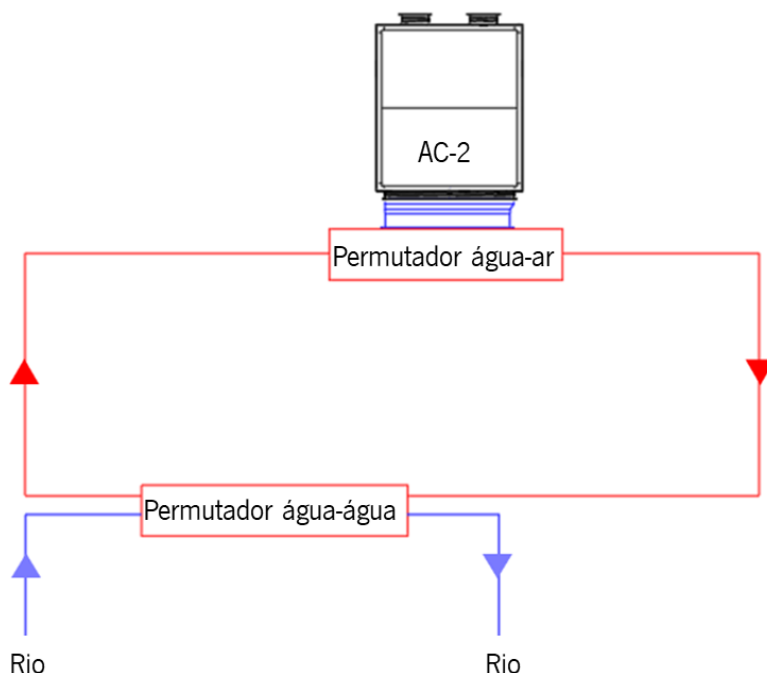


Figura 39: Sistema de pré-arrefecimento utilizando um circuito aberto de água do rio, combinado com um circuito de água fechado.

Com esta configuração, o circuito com água vinda diretamente do rio iria apresentar dimensões muito menores, diminuindo consideravelmente o custo de toda a instalação e os entraves regulamentares associados. Ao efetuar a instalação do permutador que irá utilizar água do rio na casa de propulsão de vante não é necessário criar um espaço técnico e é possível utilizar as portas de mar existentes neste compartimento. Desta forma, não é necessário alterar nenhum espaço do navio de forma considerável.

6.7. CONCLUSÕES

Após o estudo é possível concluir que, apesar de a UTA com recuperação de calor de roda térmica apresentar enormes vantagens do ponto de vista de poupança em combustível, na ordem dos 4 837 €/ano e uma redução de 5 376 kg de emissões de dióxido de carbono para a atmosfera, num período de 32 viagens anuais, esta solução não pode ser aplicada. O impacto da eliminação de uma cabine de passageiros para a criação de uma sala técnica para ventilação acarreta um prejuízo muito elevado, que pode rondar os 91 163 €/ano. A mesma razão é válida para excluir a possibilidade da instalação da UTA com sistema de recuperação de permutador de placas, com um prejuízo de aproximadamente 92 674 €/ano.

Como seria esperado, a melhor solução tanto ao nível do projeto como economicamente é a aplicação da bateria de recuperação. Apesar de o tempo de recuperação ser relativamente mais longo, do ponto de vista ambiental é vantajoso, visto que em 32 viagens anuais, será possível reduzir 2 323 kg de emissões de CO₂ para a atmosfera. Do ponto de vista económico, em cerca de 7.3 anos é possível recuperar o investimento, existindo uma poupança de 2 090 €/ano em combustível. Assim, esta é a melhor solução para o caso em questão.

A principal vantagem da instalação destas baterias é a facilidade de conversão dos sistemas atuais em sistemas que permitam efetuar a recuperação de calor. Assim, estes equipamentos podem ser instalados em qualquer navio de rio, diminuindo os consumos de combustível e conseqüentemente reduzir as emissões de GEE e aumentar a eficiência energética do navio.

7. CONSIDERAÇÕES FINAIS

No presente capítulo são apresentadas as principais conclusões deste projeto, bem como possíveis trabalhos futuros que podem surgir no seguimento do estudo efetuado até ao momento.

7.1. CONCLUSÕES

A existência de um sistema AVAC em qualquer edifício de habitação ou de comércio e serviços novos ou remodelados recentemente é cada vez mais comum, uma vez que melhoram significativamente o conforto dos espaços e a qualidade do ar interior. Os navios, principalmente os de passageiros, não são uma exceção.

Ao longo deste projeto foi efetuada uma análise detalhada do balanço térmico do navio, o que permitiu identificar as necessidades de climatização de cada espaço. Neste caso, realizou-se o estudo das cargas térmicas utilizando valores normalizados pela ISO 7547 e com valores calculados com base nos aspetos construtivos do navio em análise. Assim, foi possível concluir que os ganhos térmicos resultantes da aplicação da norma são superiores, comparativamente aos calculados conforme a realidade dos materiais constituintes das anteparas. Consequentemente, utilizando os ganhos térmicos calculados com os coeficientes normalizados, tem-se um sobredimensionamento dos equipamentos. Desta forma, os dados mais relevantes para o dimensionamento e seleção dos equipamentos resulta do cálculo efetuado com os coeficientes não normalizados e correspondentes à solução construtiva observada.

A cozinha é um espaço cujo ar novo não é proveniente de nenhuma das unidades de tratamento de ar novo instaladas no navio, mas sim de um ventilador dedicado. Este apenas elimina a carga térmica associada aos equipamentos de cozinha, sendo que o caudal de ar que lhe é associado é de $4461 \text{ m}^3/\text{h}$, a restante carga térmica associada aos outros tipos de ganhos é eliminada, mais uma vez, pelos ventiloconvectores.

Para a seleção do *chiller* é necessário estabelecer a quantidade de água refrigerada que este deverá produzir. Esta quantia é determinada com base nas necessidades de arrefecimento das baterias das UTAN e dos ventiloconvectores, pelo que, para efetuar a seleção do *chiller* foi necessário dimensionar previamente estes equipamentos. Com base nestes valores e com o coeficiente de simultaneidade de utilização das baterias das UTAN e dos FCU, determinado considerando um plano de viagem de oito dias, determinou-se que o *chiller* deveria apresentar uma potência de refrigeração de 419.3 kW.

Para além da determinação das potências de equipamentos e de caudais de ar associados aos vários compartimentos do navio, a recuperação de calor foi um dos focos deste trabalho. A recuperação de calor é um fator muito importante para alcançar melhores resultados do ponto de vista energético, visto que permite o aproveitamento de recursos e a redução dos consumos, diminuindo a pegada ambiental dos sistemas do navio. Foram consideradas diversas hipóteses para efetuar a recuperação do calor que, de outra forma, é enviado diretamente para o exterior, sendo que as duas hipóteses analisadas detalhadamente foram a substituição das UTAN instaladas no navio por unidades novas com recuperação de calor (permutador de placas ou de roda térmica e a possibilidade de instalação de baterias de recuperação). Visto que as UTA com recuperação de calor possuem altura superior à que seria possível instalar no *sun deck*, teriam de ser instaladas no interior do navio. Apesar de a UTA com recuperação por roda térmica apresentar bons resultados no que toca à poupança de combustível e consequente redução das emissões de dióxido de carbono para a atmosfera, não pode ser instalada. Isto porque seria necessário eliminar uma das cabines de passageiros para criar uma zona de ventilação, o que leva a prejuízos anuais demasiado elevados. Adicionalmente existe a agravante de a extração do ar ser efetuada pelas casas de banho. Utilizando um recuperador de fluxos cruzados ou de roda térmica, existe sempre a possibilidade de ocorrerem infiltrações de ar, ou seja, contaminação do ar novo com ar exaurido. No caso do navio, o risco de o ar extraído estar contaminado com maus odores é muito reduzido, visto que toda a canalização se encontra devidamente sifonada e a porta que divide o WC da cabine permite a livre circulação do ar. Isto garante que a casa de banho nunca estará em depressão, não ocorrendo aspiração de ar proveniente das canalizações. No entanto, o principal fator que ditou a não viabilidade da instalação deste equipamento foi o elevado prejuízo económico.

Assim, a bateria de recuperação revelou-se um excelente substituto que permite uma poupança de combustível na ordem dos 2 080.25 € e redução das emissões de CO₂ de 2 323 kg, num período de 32 viagens. Adicionalmente, não existe a preocupação de ocorrência de infiltrações de ar. Assim, conclui-se que a instalação de sistemas de recuperação de calor traz várias vantagens, tanto do ponto de vista económico como ambiental.

7.2. PERSPETIVAS E TRABALHOS FUTUROS

Este trabalho poderá servir como base para o estudo e análise de otimização da eficiência energética do navio, efetuando alterações no sistema AVAC, como por exemplo a análise de outras hipóteses de diminuição de consumos energéticos utilizando recursos naturais.

Primeiramente, propõe-se a análise da viabilidade do sistema de recuperação de calor, utilizando um *software* de simulação dinâmica. Isto permite obter dados muito próximos da realidade, com um maior nível de exatidão e com relativa facilidade de cálculo.

Por outro lado, sugere-se o estudo aprofundado e a análise da viabilidade da instalação das duas tipologias de sistema de pré-arrefecimento apresentados no ponto 6.6, com o objetivo de diminuir os consumos do *chiller*, para efeitos de climatização.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] West Sea, «Nomenclatura e Marinharia».
- [2] West Sea, «Sobre nós – West Sea». Acedido: 28 de Março de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://west-sea.pt/sobre/>
- [3] ASHRAE, «ASHRAE Handbook - Fundamentals», pp. 185–217, 2021.
- [4] «Decarbonize shipping - DNV». Acedido: 22 de Junho de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://www.dnv.com/maritime/hub/decarbonize-shipping/key-drivers/regulations/imo-regulations/ghg-vision.html>
- [5] «Transportes marítimos da UE: o primeiro relatório de impacto ambiental reconhece os progressos realizados no sentido da sustentabilidade e confirma que são necessários mais esforços para preparar a procura crescente – Agência Europeia do Ambiente». Acedido: 25 de Outubro de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://www.eea.europa.eu/pt/highlights/transportes-maritimos-da-ue-o>
- [6] S. Adams, T. Longva, e E. Nyhus, «MEPC 79 in focus - Webinar», Dez. 2022.
- [7] «Riviera - News Content Hub - HVAC: boosting energy savings and sustainability». Acedido: 22 de Junho de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://www.rivieramm.com/news-content-hub/news-content-hub/hvac-boosting-energy-savings-and-sustainability-75958>
- [8] «Diário da República, Decreto-Lei nº 101-D/2020», Dez. 2020.
- [9] «EU to fight energy waste with the first Heating and Cooling Strategy». Acedido: 16 de Fevereiro de 2023. [Em linha]. Disponível em: https://ec.europa.eu/commission/presscorner/detail/pt/MEMO_16_311
- [10] Fraunhofer ISI, Universiteit Utrecht, TEP Energy research and consultancy, e ARMINES, «Heating and cooling - facts and figures: the transformation towards a low-carbon heating & cooling sector», Jun. 2017.
- [11] «Resolução do Conselho de Ministros n.º 107/2019 | DR». Acedido: 28 de Outubro de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://diariodarepublica.pt/dr/detalhe/resolucao-conselho-ministros/107-2019-122777644>
- [12] «Plano Nacional de Energia e Clima (PNEC) | Agência Portuguesa do Ambiente». Acedido: 18 de Janeiro de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://apambiente.pt/clima/plano-nacional-de-energia-e-clima-pnec>

- [13] «EUR-Lex - 32014R0517 - EN - EUR-Lex». Acedido: 28 de Outubro de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/PT/TXT/?uri=CELEX%3A32014R0517>
- [14] Jornal Oficial da União Europeia, «Directiva 2009-125-CE EcoDesign».
- [15] P. Lobarinhas, «Sistemas AVAC - Introdução».
- [16] P. Lobarinhas, «Sistemas AVAC».
- [17] Eurovent, «Seleção das classes de filtro de ar classificado em EN ISO 16890 para aplicações gerais de ventilação», Bruxelas, Nov. 2020. [Em linha]. Disponível em: www.eurovent-certification.com.
- [18] G. Bekö, G. Clausen, e C. J. Weschler, «Is the use of particle air filtration justified? Costs and benefits of filtration with regard to health effects, building cleaning and occupant productivity», *Build Environ*, vol. 43, n. 10, pp. 1647–1657, Out. 2008, doi: 10.1016/j.buildenv.2007.10.006.
- [19] Eco.ap, «Manual de Eficiência Energética - Conforto Térmico». Acedido: 26 de Abril de 2023. [Em linha]. Disponível em: https://www.ecoap.pt/wp-content/uploads/2019/01/Guia-3-CONFORTO-TERMICO_MEE.pdf
- [20] «Historical: History of air-conditioning at sea -». Acedido: 22 de Fevereiro de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://cruise-arabia.com/2013/08/25/historical-history-of-air-conditioning-at-sea/>
- [21] «The evolution of maritime HVAC - Heinen & Hopman». Acedido: 22 de Fevereiro de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://www.heinenhopman.com/the-evolution-of-maritime-hvac/>
- [22] «History - MATSON». Acedido: 14 de Abril de 2023. [Em linha]. Disponível em: https://www.matson.com/corporate/about_us/history.html
- [23] «ISO - 47.020.90 - Marine ventilation, air conditioning and heating systems». Acedido: 21 de Abril de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://www.iso.org/ics/47.020.90/x/p/1/u/1/w/0/d/0>
- [24] ISO, «Ships and marine technology – Air-conditioning and ventilation of accommodation spaces – Design conditions and basis of calculations», 2002. [Em linha]. Disponível em: www.iso.ch
- [25] ISO, «ISO 9943 (2009): Shipbuilding –Ventilation and Air-Treatment of Galleys and Pantries with Cooking Appliances».
- [26] «Technical Specification», 2019.
- [27] «Sistemas AVAC: o conforto da climatização». Acedido: 7 de Março de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://www.4paredes.info/sistemas-avac-o-conforto-da-climatizacao/>
- [28] P. Lobarinhas, «Sistemas AVAC - Caudais de Ar Novo».
- [29] F. M. M. Rodrigues, «Projeto de sistemas de climatização em edifícios de habitação», 2020.

- [30] C. A. Sousa, «Seleção ótima de unidades de tratamento de ar», Porto, Nov. 2018.
- [31] JESUE, «A importância de uma Unidade de Tratamento de Ar com sistemas de filtragem e a COVID-19».
- [32] «Chiller Condenser - The Engineering Mindset». Acedido: 21 de Março de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://theengineeringmindset.com/chiller-condensers-explained/>
- [33] «Chillers | Daikin». Acedido: 21 de Março de 2023. [Em linha]. Disponível em: https://www.daikin.pt/pt_pt/product-group/chillers.html
- [34] G. Neves, «Building Performance and Sustainability Siemens S.A Building Technologies Demand Flow TM Case Study Efficiency Through Operational Truths».
- [35] «Inverter for Energy Saving | Benefits of Daikin Technology | Daikin Global». Acedido: 21 de Março de 2023. [Em linha]. Disponível em: https://www.daikin.com/corporate/why_daikin/benefits/inverter
- [36] «Recuperador de calor de caudal cruzado em edifícios | Grundfos». Acedido: 21 de Março de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://www.grundfos.com/pt/learn/research-and-insights/cross-flow-heat-exchanger>
- [37] «Cross flow plate heat exchanger – high quality recuperator». Acedido: 21 de Março de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://ericorporation.com/products/cross-flow-heat-exchanger/>
- [38] «Recuperadores de roda térmica: vantagens e cuidados a ter». Acedido: 21 de Março de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://www.anteprojectos.com.pt/2021/05/21/recuperadores-de-roda-termica-vantagens-e-cuidados-a-ter/>
- [39] Sea temperature, «Temperatura da água na Foz do Douro ». Acedido: 21 de Março de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://pt.seatemperature.net/current/portugal/foz-do-douro-porto-portugal>
- [40] ADENE, «Manual SCE».
- [41] Trane, «Carta Psicométrica».
- [42] IPMA, «IPMA - Monitorização diária». Acedido: 30 de Março de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://www.ipma.pt/pt/oclima/monitoriza.dia/>
- [43] EVAC - Equipamentos de ventilação e ar condicionado S.A., S. Oliveira, e M. Jesus, «Ficha técnica - UTA dotada de recuperador de placas».
- [44] EVAC - Equipamentos de ventilação e ar condicionado S.A., S. Oliveira, e M. Jesus, «Ficha técnica - UTA dotada de recuperador de roda térmica».
- [45] Galp energia, «Ficha de especificação comercial - Gasóleo simples», Nov. 2015.

- [46] EPSI SA-GKMarine Ltd, «ESWC-Water Cooled Water Chiller Technical data table».
- [47] Douro Azul, «Planeamento de viagem - Douro Azul». Acedido: 10 de Abril de 2023. [Em linha]. Disponível em: <http://www.douroazul.com/cruzeiros-navio-hotel2.php>

ANEXOS

ANEXO A: VALORES PADRONIZADOS DA NORMA ISO 7547

No presente anexo são apresentadas as tabelas que constam na norma ISO 7547 relativamente aos valores padrão das diferenças de temperatura entre espaços adjacentes (Figura 40) e dos coeficientes totais de transmissão térmica das anteparas e das escotilhas (Figura 41).

Deck or bulkhead	ΔT , K	
	Summer	Winter
Deck against tank provided with heating	43	17
Deck with bulkhead against boiler-room	28	
Deck and bulkhead against engine-room and against non-air-conditioned gallery	18	
Deck and bulkhead against non-heated tanks, cargo spaces and equivalent	13	42
Deck and bulkhead against laundry	11	17
Deck and bulkhead against public sanitary space	6	0
Deck and bulkhead against private sanitary space		
a) with any part against exposed external surface	2	0
b) not exposed	1	0
c) with any part against engine/boiler-room	6	0
Bulkhead against alleyway	2	5
NOTE It is understood that means of heating are provided in exposed sanitary spaces.		

Figura 40: Diferenças de temperatura entre espaços interiores adjacentes [23].

Surfaces	Total heat transfer coefficient, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
Weather deck not exposed to sun's radiation and ship side and external bulkheads	0,9
Deck and bulkhead against engine-room, cargo space or other non-air-conditioned spaces	0,8
Deck and bulkhead against boiler-room or boiler in engine-room	0,7
Deck against open air or weather deck exposed to sun's radiation and deck against hot tanks	0,6
Side scuttles and rectangular windows, single glazing	6,5
Side scuttles and rectangular windows, double glazing	3,5
Bulkhead against alleyway, non-sound reducing	2,5
Bulkhead against alleyway, sound reducing	0,9

Figura 41: Coeficientes de transmissão de calor totais [24].

ANEXO B: EQUIPAMENTOS INSTALADOS

No presente anexo, apresenta-se, na Tabela 50, todos os equipamentos considerados para efeitos de ganhos térmicos.

Tabela 50: Equipamentos e potências associadas instalados no navio.

Local	Equipamentos	Potência	Calor emitido total
		kW	kW
Despensa	Bancada refrigerada	0.4	0.1
	Máquina lavar louça	3.5	1.2
	Microondas	1.4	1
	Total kW	5.3	2.2
Bar	Bancada refrigerada	400	112
	Máquina de gelo	340	339.36
	Total kW	0.74	0.45136
Restaurante	Placa quente	10	5.6
	Elemento refrigerado	0.4	0.11
	Dispensador de pratos aquecido	3	10.67
	Bancada refrigerada	0.4	0.11
	<i>Drop in</i> banho maria	2.03	7.2
	Placa indução com 4 zonas de aquecimento	10	5.6
	máquina de gelo	1.21	0.34
	Bancada refrigerada	0.4	0.11
	Pia inox a embutir	0	0
	Total kW		29.74
Cozinha com extração dedicada	Forno convector elétrico mod. 10-1/1	18.9	0.53
	Forno convector elétrico mod. 6-1/1	10.8	0.3
	Fritadeira	24	0
	<i>Fry-top</i> elétrico mod.	5.4	1.4
	Banho-Maria elétrico	1.8	0.05
	Fogão de indução	10	2.59
	Fogão de indução 4 zonas	20	5.18
	Forno convector elétrico	18.9	0.53
	Forno convector elétrico	10.8	0.3
	Máquina de lavar mod.	10.5	1.1
	Total kW		11.98

Tabela 50 (continuação): Equipamentos e potências associadas instalados no navio.

Local	Equipamentos	Potência	Calor emitido total
		kW	kW
Cozinha sem extração dedicada	Microondas	1.4	0.98
	Cortador de legumes	0.9	0.63
	Bancada refrigerada	0.69	0.19
	Armário refrigerado	0.491	0.14
	<i>Drop in</i> banho Maria	2.025	0.18
	Cuba banho Maria	1.525	0.14
	Triturador	0.4	0.28
	Eletrocortador de insetos	0.03	0.03
	Máquina de gelo	1.212	0.34
	Máquina de café	10.5	3.75
	Máquina de lavar louça	6.8	2.24
	Abatedor de temperatura	1.412	0.4
	Cortadora de carnes frias	0.3	0.21
	Bancada refrigerada	0.69	0.19
	Batedeira	0.19	0.13
	Bancada refrigerada	0.69	0.19
	Total kW		
Copa dos funcionários (<i>mess</i>)	Máquina de café	1.45	0.74
	Microondas	1.4	1.4
	Máquina de lavar louça	3.5	1.65
	Frigorífico combinado	0.13	0.05
	Total kW		
Lavandaria	Máquina de secar roupa elétrica	36	11.88
	Máquina de lavar roupa	12	3.96
	Combinado máquina de lavar/secar elétrico	0.92	0.3036
	Calandra passadora elétrica	7.2	2.376
	Tábua de passar	3	0.624
	Total kW		59.12
Ginásio	Passadeira	0.7	0.0581
	Bicicleta	0	0
	Bicicleta	0	0
	Total kW		0.7

ANEXO C: RESULTADOS OBTIDOS DO BALANÇO TÉRMICO PARA CADA DECK (COEFICIENTES DE TRANSMISSÃO DE CALOR NORMALIZADOS)

Na Tabela 51 apresenta-se o sumário de resultados do balanço térmico do navio para o pavimento inferior, segundo valores de coeficientes de transmissão de calor normalizados.

Tabela 51: Resumo dos resultados obtidos para todas as divisões climatizadas do *first deck*.

Espaço		Ocupação	Verão											Inverno		
Designação	Ref.		Ganhos de calor sensível					Ganhos calor latente					Perdas calor sensível	Perdas calor latente		
			Transmissão de calor por condução	Ganhos solares	Ganhos ocupação	Ganhos da iluminação	Outros ganhos	Total	Transmissão de calor por condução	Ganhos solares	Ganhos ocupação	Ganhos da iluminação	Outros ganhos	Total	Transmissão de calor por condução	Transmissão de calor por condução
W					W					W	W					
Cabine	101	2	283	334	140	20	0	777	0	0	100	0	0	100	673	0
Cabine	102	2	283	334	140	20	0	777	0	0	100	0	0	100	673	0
Cabine	103	2	283	334	140	20	0	777	0	0	100	0	0	100	673	0
Cabine	104	2	283	334	140	20	0	777	0	0	100	0	0	100	673	0
Cabine	105	2	283	334	140	20	0	777	0	0	100	0	0	100	673	0
Cabine	106	2	283	334	140	20	0	777	0	0	100	0	0	100	673	0
Cabine	107	2	279	328	140	21	0	767	0	0	100	0	0	100	676	0
Cabine	108	2	279	328	140	21	0	767	0	0	100	0	0	100	676	0
Cabine	109	2	257	157	140	17	0	572	0	0	100	0	0	100	595	0
Cabine	110	2	257	157	140	17	0	572	0	0	100	0	0	100	595	0
Cabine	111	2	257	157	140	17	0	572	0	0	100	0	0	100	595	0
Cabine	112	2	257	157	140	17	0	572	0	0	100	0	0	100	595	0
Cabine	113	2	268	328	140	19	0	756	0	0	100	0	0	100	641	0
Cabine	114	2	268	328	140	19	0	756	0	0	100	0	0	100	641	0
Cabine trip.	1*	4	199	80	280	16	0	575	0	0	200	0	0	200	510	0
Cabine trip.	2*	4	199	80	280	16	0	575	0	0	200	0	0	200	510	0
Cabine trip.	3*	4	210	82	280	16	0	588	0	0	200	0	0	200	516	0
Cabine trip.	4*	4	210	82	280	16	0	588	0	0	200	0	0	200	516	0
Cabine trip.	5*	4	236	59	280	17	0	591	0	0	200	0	0	200	557	0
Cabine trip.	1*	2	134	32	140	9	0	315	0	0	100	0	0	100	317	0
Cabine trip.	2*	2	134	32	140	9	0	315	0	0	100	0	0	100	317	0
Cabine trip.	2 eng	2	227	37	140	15	0	418	0	0	100	0	0	100	501	0
Cabine trip.	hotel manager	1	214	37	70	15	0	337	0	0	50	0	0	50	488	0
Cabine trip.	3 trip	3	221	45	210	14	0	490	0	0	150	0	0	150	490	0
Ginásio	Ginásio	4	249	78	340	59	58	785	0	0	1360	0	0	1360	546	0
Mess	Mess	10	282	76	700	160	2526	3744	0	0	500	0	1309	1809	689	0
Lavandaria	Lavandaria	3	398	45	255	73	19144	19914	0	0	765	0	0	765	613	0
Paiol seco	Paiol seco	3	235	22	255	69	40	620	0	0	765	0	0	765	550	0
Átrio 1st deck	Átrio 1st deck	9	207	0	630	74	0	911	0	0	450	0	0	450	659	0

Na Tabela 52, apresenta-se o sumário de resultados do balanço térmico do navio para o pavimento principal, segundo valores de coeficientes de transmissão de calor normalizados.

Tabela 52: Resumo dos resultados obtidos para todas as divisões climatizadas do *main deck*.

Espaço		Ocupação	Verão											Inverno		
Designação	Ref.		Ganhos de calor sensível						Ganhos de calor latente					Perdas de calor sensível	Perdas de calor latente	
			Transmissão de calor por condução	Ganhos solares	Ganhos ocupação	Ganhos da iluminação	Outros ganhos	Total	Transmissão de calor por condução	Ganhos solares	Ganhos ocupação	Ganhos da iluminação	Outros ganhos	Total	Transmissão de calor por condução	Transmissão de calor por condução
W						W					W	W				
Cabine	201	2	207	779	140	0	0	1125	0	0	100	0	0	100	295	0
Cabine	202	2	207	779	140	0	0	1125	0	0	100	0	0	100	295	0
Cabine	203	2	196	779	140	0	0	1115	0	0	100	0	0	100	266	0
Cabine	204	2	196	779	140	0	0	1115	0	0	100	0	0	100	266	0
Cabine	205	2	196	779	140	0	0	1115	0	0	100	0	0	100	266	0
Cabine	206	2	196	779	140	0	0	1115	0	0	100	0	0	100	266	0
Cabine	207	2	196	779	140	0	0	1115	0	0	100	0	0	100	266	0
Cabine	208	2	196	779	140	0	0	1115	0	0	100	0	0	100	266	0
Cabine	209	2	196	779	140	0	0	1115	0	0	100	0	0	100	266	0
Cabine	210	2	196	779	140	0	0	1115	0	0	100	0	0	100	266	0
Cabine	211	2	196	779	140	0	0	1115	0	0	100	0	0	100	266	0
Cabine	212	2	196	779	140	0	0	1115	0	0	100	0	0	100	266	0
Cabine	213	2	196	779	140	0	0	1115	0	0	100	0	0	100	266	0
Cabine	214	2	196	779	140	0	0	1115	0	0	100	0	0	100	266	0
Cabine	215	2	196	779	140	0	0	1115	0	0	100	0	0	100	266	0
Cabine	216	2	196	779	140	0	0	1115	0	0	100	0	0	100	266	0
Cabine	217	2	196	779	140	0	0	1115	0	0	100	0	0	100	266	0
Cabine	218	2	411	779	140	0	0	1330	0	0	100	0	0	100	488	0
Cabine trip.	Capitão	1	286	73	70	11	0	440	0	0	50	0	0	50	315	0
Cabine trip.	Diretor cruzeiro	1	131	92	70	12	0	306	0	0	50	0	0	50	166	0
Cabine trip.	Trip. 1+1	2	356	86	140	14	0	595	0	0	100	0	0	100	392	0
Átlio principal	Átlio principal	21	507	542	1470	188	0	2708	0	0	1050	0	0	1050	557	0
Restaurante	Restaurante	104	4202	4094	7280	176	7537	23290	0	0	5200	0	22208	27408	5862	0

Na Tabela 53, apresenta-se o sumário de resultados do balanço térmico do navio para o pavimento superior, segundo valores de coeficientes de transmissão de calor *standard*.

Tabela 53: Resumo dos resultados obtidos para todas as divisões climatizadas do *upper deck*.

Espaço		Ocupação	Verão											Inverno		
Designação	Ref.		Ganhos de calor sensível					Ganhos de calor latente					Perdas de calor sensível	Perdas de calor latente		
			Transmissão de calor por condução	Ganhos solares	Ganhos ocupação	Ganhos da iluminação	Outros ganhos	Total	Transmissão de calor por condução	Ganhos solares	Ganhos ocupação	Ganhos da iluminação	Outros ganhos	Total	Transmissão de calor por condução	Transmissão de calor por condução
W					W					W	W					
Cabine	301	2	364	934	140	0	0	1438	0	0	100	0	0	100	498	0
Cabine	302	2	364	934	140	0	0	1438	0	0	100	0	0	100	498	0
Cabine	303	2	351	936	140	0	0	1427	0	0	100	0	0	100	481	0
Cabine	304	2	351	936	140	0	0	1427	0	0	100	0	0	100	481	0
Cabine	305	2	351	936	140	0	0	1427	0	0	100	0	0	100	481	0
Cabine	306	2	351	936	140	0	0	1427	0	0	100	0	0	100	481	0
Cabine	307	2	351	936	140	0	0	1427	0	0	100	0	0	100	481	0
Cabine	308	2	351	936	140	0	0	1427	0	0	100	0	0	100	481	0
Cabine	309	2	351	936	140	0	0	1427	0	0	100	0	0	100	481	0
Cabine	310	2	351	936	140	0	0	1427	0	0	100	0	0	100	481	0
Cabine	311	2	351	936	140	0	0	1427	0	0	100	0	0	100	481	0
Cabine	312	2	351	936	140	0	0	1427	0	0	100	0	0	100	481	0
Cabine	313	2	351	936	140	0	0	1427	0	0	100	0	0	100	481	0
Cabine	314	2	351	936	140	0	0	1427	0	0	100	0	0	100	481	0
Cabine	315	2	351	936	140	0	0	1427	0	0	100	0	0	100	481	0
Cabine	316	2	351	936	140	0	0	1427	0	0	100	0	0	100	481	0
Cabine	317	2	351	936	140	0	0	1427	0	0	100	0	0	100	481	0
Cabine	318	2	351	936	140	0	0	1427	0	0	100	0	0	100	481	0
Cabine	319	2	623	936	140	0	0	1699	0	0	100	0	0	100	752	0
Cabine	320	2	351	936	140	0	0	1427	0	0	100	0	0	100	481	0
Lounge	Lounge	20	2501	3761	1400	117	0	7779	0	0	1000	0	0	1000	3219	0
Main Lounge & bar	Main lounge & bar	98	4758	6186	6860	522	451	18777	0	0	4900	0	0	4900	6542	0
Despensa	Despensa	1	103	84	85	18	1460	1749	0	0	85	0	784	869	141	0
Entrada principal	Entrada principal	30	932	1067	2100	266	0	4365	0	0	1500	0	0	1500	1303	0
Escritório	Escritório	2	147	67	140	44	0	398	0	0	100	0	0	100	203	0

ANEXO D: DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES DE TRANSMISSÃO DE CALOR DAS SUPERFÍCIES DO NAVIO

No presente anexo, demonstra-se o cálculo dos coeficientes de transmissão de calor das superfícies do navio, segundo a expressão 6, posteriormente utilizados na determinação das cargas térmicas. Na Tabela 54, encontra-se a determinação do coeficiente de transmissão de calor entre o espaço útil interior e o exterior, para todos os *decks*.

Tabela 54: Determinação do coeficiente de transmissão de calor das anteparas entre o espaço interior útil e o exterior.

Variável	Valor					
k	0.36					
$1/k$	2.74					
$\Sigma 1/\alpha$	0.14					
α_{exterior}	80					
α_{interior}	8					
$\Sigma d/\lambda$	2.72					
M_L	0.15					
M_B	0.9					
μ	1.45					
	Chapa metal		Isolamento <i>Paroc marine 35</i>		Painel lã de rocha	
d	0.006	d	0.08	d	0.025	
λ	50	λ	0.036	λ	0.05	

De seguida, nas Tabela 55 a 57, apresentam-se os coeficientes relevantes para a análise dos espaços do pavimento inferior.

Tabela 55: Coeficiente de transmissão de calor da antepara entre o espaço interior útil e a casa das máquinas.

Variável	Valor							
k	0.24							
$1/k$	4.21							
$\Sigma 1/\alpha$	0.25							
α_{exterior}	8							
α_{interior}	8							
$\Sigma d/\lambda$	4.84							
M_L	0							
M_B	0.9							
μ	1.45							
	Chapa		Isolamento <i>Paroc marine 60</i>		Isolamento <i>Paroc marine 35</i>		Painel lã de rocha	
d	0.006	d	0.07	d	0.08	d	0.025	
λ	50	λ	0.033	λ	0.036	λ	0.05	

Tabela 56: Coeficiente de transmissão de calor da antepara entre o espaço interior útil e a casa de propulsão de vante.

Variável	Valor	
k	0.43	
$1/k$	2.33	
$\Sigma 1/\alpha$	0.25	
α_{exterior}	8	
α_{interior}	8	
$\Sigma d/\lambda$	2.12	
M_L	0	
M_B	0.9	
μ	1.45	
	Chapa	Isolamento <i>Paroc marine 60</i>
d	0.006	d 0.07
λ	50	λ 0.033

A antepara para o exterior das cabines de passageiros 109 a 112 e três cabines de tripulantes apresentam um tanque que deverá estar sempre vazio, pelo que se considerou que se tratava de uma caixa de ar adicional, dividida pelas duas anteparas de separação da cabine para o exterior (Figura 42).



Figura 42: Estrutura da vigia das cabines de passageiros 109 a 112. A seta indica a largura do tanque que se encontra entre as duas anteparas de separação entre o espaço interior e o exterior.

Tabela 57: Coeficiente de transmissão de calor da antepara para o exterior na zona da tripulação e cabines de passageiros 109 a 112 (dupla antepara).

Variável	Valor								
k	0.34								
1/k	2.96								
$\Sigma 1/\alpha$	0.25								
α_{exterior}	8								
α_{interior}	8								
$\Sigma d/\lambda$	2.72								
M_L	0.153								
M_L	0.153								
M_B	0.9								
μ	1.45								
Chapa		Chapa		Isolamento <i>Paroc marine 35</i>				Painel lã de rocha	
d	0.006	d	0.006	d	0.08			d	0.025
λ	50	λ	50	λ	0.036			λ	0.05

Nas Tabela 58 a 60, apresentam-se os coeficientes relevantes para a análise dos espaços do pavimento principal.

Tabela 58: Coeficiente de transmissão de calor da antepara para a cabine de tripulantes.

Variável	Valor						
k	0.37						
1/k	2.67						
$\Sigma 1/\alpha$	0.14						
α_{exterior}	80						
α_{interior}	8						
$\Sigma d/\lambda$	2.62						
M_L	0.153						
M_B	0.9						
μ	1.45						
Chapa		Isolamento <i>Paroc 60</i>				Painel de lã de rocha	
d	0.006	d	0.07			d	0.025
λ	50	λ	0.033			λ	0.05

Tabela 59: Coeficiente de transmissão de calor da antepara entre o espaço interior útil e a zona técnica de ré.

Variável	Valor				
k	0.37				
1/k	2.68				
$\Sigma 1/\alpha$	0.25				
α_{exterior}	8				
α_{interior}	8				
$\Sigma d/\lambda$	2.62				
M_L	0				
M_B	0.9				
μ	1.45				
Chapa		Isolamento <i>Paroc</i> 60		Painel lã de rocha	
d	0.006	d	0.07	d	0.025
λ	50	λ	0.033	λ	0.05

Tabela 60: Coeficiente de transmissão de calor da antepara entre o restaurante e a zona exterior de vante.

Variável	Valor				
k	0.37				
1/k	2.67				
$\Sigma 1/\alpha$	0.14				
α_{exterior}	80				
α_{interior}	8				
$\Sigma d/\lambda$	2.62				
M_L	0.153				
M_B	0.9				
μ	1.45				
chapa		Isolamento <i>Paroc</i> 60		Painel lã de rocha	
d	0.006	d	0.07	d	0.025
λ	50	λ	0.033	λ	0.05

Por fim, nas Tabela 61 a 66, apresentam-se os coeficientes de transmissão de calor de todas as divisões horizontais (coberturas e pavimentos).

Tabela 61: Coeficiente de transmissão de calor entre o *first deck* e o *main deck*.

Variável	Valor									
k	0.43									
1/k	2.35									
$\Sigma 1/\alpha$	0.25									
α_{exterior}	8									
α_{interior}	8									
$\Sigma d/\lambda$	2.01									
M_L	0.134									
M_B	0.9									
μ	1.45									
	Carpete		Composto latex		Chapa		Isolamento <i>Paroc</i> 35		Pladur	
d	0.0165	d	0.012	d	0.006	d	0.05	d	0.015	
λ	0.2	λ	0.17	λ	50	λ	0.036	λ	0.032	

Tabela 62: Coeficiente de transmissão de calor entre o *main deck* e o *upper deck*.

Variável	Valor									
k	0.43									
1/k	2.35									
$\Sigma 1/\alpha$	0.25									
α_{exterior}	8									
α_{interior}	8									
$\Sigma d/\lambda$	2.01									
M_L	0.134									
M_B	0.9									
μ	1.45									
	Carpete		Composto latex		Chapa		Isolamento <i>Paroc</i> 35		Pladur	
d	0.0165	d	0.012	d	0.006	d	0.05	d	0.015	
λ	0.2	λ	0.17	λ	50	λ	0.036	λ	0.032	

Tabela 63: Coeficiente de transmissão de calor entre o *upper deck* e o *sun deck*.

Variável	Valor									
k	0.47									
1/k	2.13									
$\Sigma 1/\alpha$	0.1375									
α_{exterior}	80									
α_{interior}	8									
$\Sigma d/\lambda$	1.86									
M_L	0.134									
M_B	0.9									
μ	1.45									
	Madeira		Chapa		Isolamento <i>Paroc</i> 35				Pladur	
d	0.01	d	0.006	d	0.05		d	0.015		
λ	18	λ	50	λ	0.036		λ	0.032		

Tabela 64: Coeficiente de transmissão de calor entre o *main deck* e casa das máquinas e casa de propulsão de vante.

Variável	Valor									
k	0.48									
1/k	2.06									
$\Sigma 1/\alpha$	0.25									
α_{exterior}	8									
α_{interior}	8									
$\Sigma d/\lambda$	1.60									
M_L	0.134									
M_B	0.9									
μ	1.45									
	Chapa		Isolamento <i>Paroc</i> 60		Chapa		Composto latex		Cerâmico	
d	0.006	d	0.05	d	0.006	d	0.012	d	0.015	
λ	50	λ	0.033	λ	50	λ	0.17	λ	1.3	

Tabela 65: Coeficiente de transmissão de calor entre o *main deck* e cozinha.

Variável	Valor									
k	0.61									
1/k	1.65									
$\Sigma 1/\alpha$	0.25									
α_{exterior}	8									
α_{interior}	8									
$\Sigma d/\lambda$	0.99									
M_L	0.134									
M_B	0.9									
μ	1.45									
	Chapa		Isolamento <i>Paroc</i> 60		Chapa		Composto de latex		Cerâmico	
d	0.006	d	0.03	d	0.006	d	0.012	d	0.015	
λ	50	λ	0.033	λ	50	λ	0.17	λ	1.3	

Tabela 66: Coeficiente de transmissão de calor entre a zona técnica de ré (*main deck*) e o *lounge* (*upper deck*)

Variável	Valor									
k	0.41									
1/k	2.44									
$\Sigma 1/\alpha$	0.25									
α_{exterior}	8									
α_{interior}	8									
$\Sigma d/\lambda$	2.14									
M_L	0.134									
M_B	0.9									
μ	1.45									
	Carpete		Composto latex		Chapa		Isolamento <i>Paroc marine</i> 60		Pladur	
d	0.0165	d	0.012	d	0.006	d	0.05	d	0.015	
λ	0.2	λ	0.17	λ	50	λ	0.033	λ	0.032	

ANEXO E: RESULTADOS OBTIDOS DO BALANÇO TÉRMICO PARA CADA DECK (COEFICIENTES DE TRANSMISSÃO DE CALOR CALCULADOS)

Nas tabelas seguintes, apresenta-se o sumário de resultados do balanço térmico do navio para o pavimento inferior (Tabela 67), principal (Tabela 68) e superior (Tabela 69), respetivamente, segundo valores de coeficientes de transmissão de calor calculados no Anexo D: Determinação dos coeficientes de transmissão de calor das superfícies do navio.

Tabela 67: Resumo dos resultados obtidos para todas as divisões climatizadas do pavimento inferior.

Espaço		Ocupação	Verão												Inverno		
Designação	Ref.		Ganhos de calor sensível						Ganhos de calor latente						Perdas de calor sensível		Perdas de calor latente
			Transmissão de calor	Ganhos solares	Ganhos ocupação	Ganhos da iluminação	Ganhos de outras fontes	Total	Transmissão de calor	Ganhos solares	Ganhos por ocupação	Ganhos da iluminação	Ganhos de outras fontes	Total	Transmissão de calor	Transmissão de calor	
W						W						W		W			
Cabine	101	2	209	323	140	20	0	692	0	0	100	0	0	100	461	0	
Cabine	102	2	209	323	140	20	0	692	0	0	100	0	0	100	461	0	
Cabine	103	2	209	323	140	20	0	692	0	0	100	0	0	100	461	0	
Cabine	104	2	209	323	140	20	0	692	0	0	100	0	0	100	461	0	
Cabine	105	2	209	323	140	20	0	692	0	0	100	0	0	100	461	0	
Cabine	106	2	209	323	140	20	0	692	0	0	100	0	0	100	461	0	
Cabine	107	2	110	320	140	21	0	590	0	0	100	0	0	100	157	0	
Cabine	108	2	110	320	140	21	0	590	0	0	100	0	0	100	157	0	
Cabine	109	2	192	147	140	17	0	496	0	0	100	0	0	100	417	0	
Cabine	110	2	192	147	140	17	0	496	0	0	100	0	0	100	417	0	
Cabine	111	2	192	147	140	17	0	496	0	0	100	0	0	100	417	0	
Cabine	112	2	192	147	140	17	0	496	0	0	100	0	0	100	417	0	
Cabine	113	2	199	320	140	19	0	679	0	0	100	0	0	100	448	0	
Cabine	114	2	199	320	140	19	0	679	0	0	100	0	0	100	448	0	
Cabine trip.	1*	4	143	70	280	16	0	509	0	0	200	0	0	200	347	0	
Cabine trip.	2*	4	143	70	280	16	0	509	0	0	200	0	0	200	347	0	
Cabine trip.	3*	4	148	72	280	16	0	516	0	0	200	0	0	200	349	0	
Cabine trip.	4*	4	148	72	280	16	0	516	0	0	200	0	0	200	349	0	
Cabine trip.	5*	4	164	42	280	17	0	503	0	0	200	0	0	200	373	0	
Cabine trip.2 trip	1*	2	100	27	140	9	0	276	0	0	100	0	0	100	222	0	
Cabine trip.2 trip	2*	2	100	27	140	9	0	276	0	0	100	0	0	100	222	0	
Cabine trip.	hotel manager	1	144	30	70	15	0	258	0	0	50	0	0	50	323	0	
Cabine trip.	2 eng	2	146	29	140	15	0	331	0	0	100	0	0	100	327	0	
Cabine trip	3 trip	3	169	36	210	14	0	429	0	0	150	0	0	150	348	0	
Átrio 1º pav		9	138	0	630	74	0	842	0	0	450	0	0	450	434	0	
Ginásio	Ginásio	4	185	62	340	59	58	704	0	0	1360	0	0	1360	387	0	
Mess	Mess	10	211	64	700	160	2526	3661	0	0	500	0	1309	1809	483	0	
Lavandaria	Lavandaria	3	282	36	255	73	19144	19790	0	0	765	0	0	765	438	0	
Paioi seco	Paioi seco	3	174	14	255	69	40	551	0	0	765	0	0	765	382	0	

Tabela 68: Resumo dos resultados obtidos para todas as divisões climatizadas do *main deck*.

Designação	Espaço	Nº	Ocupação	Verão											Inverno		
				Ganhos de calor sensível					Ganhos de calor latente					Perdas de calor sensível	Perdas de calor latente		
				Transmissão de calor por condução	Ganhos solares	Ganhos ocupação	Ganhos de iluminação	Ganhos de outras fontes	Total	Transmissão de calor por condução	Ganhos solares	Ganhos ocupação	Ganhos de iluminação	Ganhos de outras fontes	Total	Transmissão de calor por condução	Transmissão de calor por condução
W					W					W	W						
Cabine		201	2	199	770	140	0	0	1109	0	0	100	0	0	100	284	0
Cabine		202	2	199	770	140	0	0	1109	0	0	100	0	0	100	284	0
Cabine		203	2	188	770	140	0	0	1098	0	0	100	0	0	100	255	0
Cabine		204	2	188	770	140	0	0	1098	0	0	100	0	0	100	255	0
Cabine		205	2	188	770	140	0	0	1098	0	0	100	0	0	100	255	0
Cabine		206	2	188	770	140	0	0	1098	0	0	100	0	0	100	255	0
Cabine		207	2	188	770	140	0	0	1098	0	0	100	0	0	100	255	0
Cabine		208	2	188	770	140	0	0	1098	0	0	100	0	0	100	255	0
Cabine		209	2	188	770	140	0	0	1098	0	0	100	0	0	100	255	0
Cabine		210	2	188	770	140	0	0	1098	0	0	100	0	0	100	255	0
Cabine		211	2	188	770	140	0	0	1098	0	0	100	0	0	100	255	0
Cabine		212	2	188	770	140	0	0	1098	0	0	100	0	0	100	255	0
Cabine		213	2	188	770	140	0	0	1098	0	0	100	0	0	100	255	0
Cabine		214	2	188	770	140	0	0	1098	0	0	100	0	0	100	255	0
Cabine		215	2	188	770	140	0	0	1098	0	0	100	0	0	100	255	0
Cabine		216	2	188	770	140	0	0	1098	0	0	100	0	0	100	255	0
Cabine		217	2	188	770	140	0	0	1098	0	0	100	0	0	100	255	0
Cabine		218	2	330	770	140	0	0	1240	0	0	100	0	0	100	408	0
Cabine trip.		Capitão	1	251	66	70	11	0	398	0	0	50	0	0	50	278	0
Cabine trip.		Diretor cruzeiro	1	103	78	70	12	0	263	0	0	50	0	0	50	132	0
Cabine trip.		Crew 1+1	2	219	74	140	14	0	446	0	0	100	0	0	100	244	0
Átrio principal		Átrio principal	21	492	533	1470	188	0	2683	0	0	1050	0	0	1050	536	0
Restaurante		Restaurante	104	3764	4066	7280	176	7537	22823	0	0	5200	0	22208	27408	4915	0

Tabela 69: Resumo dos resultados obtidos para todas as divisões climatizadas do pavimento superior.

Espaço		Ocupação	Verão											Inverno		
Designação	N°		Ganhos de calor sensível						Ganhos de calor latente						Perdas de calor sensível	Perdas de calor latente
			Transmissão de calor por condução	Ganhos solares	Ganhos ocupação	Ganhos de iluminação	Ganhos de outras fontes	Total	Transmissão de calor por condução	Ganhos solares	Ganhos ocupação	Ganhos de iluminação	Ganhos de outras fontes	Total	Transmissão de calor por condução	Transmissão de calor por condução
W						W						W	W			
Cabine	301	2	317	892	140	0	0	1349	0	0	100	0	0	100	434	0
Cabine	302	2	317	892	140	0	0	1349	0	0	100	0	0	100	434	0
Cabine	303	2	310	893	140	0	0	1342	0	0	100	0	0	100	434	0
Cabine	304	2	310	893	140	0	0	1342	0	0	100	0	0	100	434	0
Cabine	305	2	310	893	140	0	0	1342	0	0	100	0	0	100	434	0
Cabine	306	2	310	893	140	0	0	1342	0	0	100	0	0	100	434	0
Cabine	307	2	310	893	140	0	0	1342	0	0	100	0	0	100	434	0
Cabine	308	2	310	893	140	0	0	1342	0	0	100	0	0	100	434	0
Cabine	309	2	310	893	140	0	0	1342	0	0	100	0	0	100	434	0
Cabine	310	2	310	893	140	0	0	1342	0	0	100	0	0	100	434	0
Cabine	311	2	310	893	140	0	0	1342	0	0	100	0	0	100	434	0
Cabine	312	2	310	893	140	0	0	1342	0	0	100	0	0	100	434	0
Cabine	313	2	310	893	140	0	0	1342	0	0	100	0	0	100	434	0
Cabine	314	2	310	893	140	0	0	1342	0	0	100	0	0	100	434	0
Cabine	315	2	310	893	140	0	0	1342	0	0	100	0	0	100	434	0
Cabine	316	2	310	893	140	0	0	1342	0	0	100	0	0	100	434	0
Cabine	317	2	310	893	140	0	0	1342	0	0	100	0	0	100	434	0
Cabine	318	2	310	893	140	0	0	1342	0	0	100	0	0	100	434	0
Cabine	319	2	466	893	140	0	0	1499	0	0	100	0	0	100	586	0
Cabine	320	2	310	893	140	0	0	1342	0	0	100	0	0	100	434	0
Lounge	Lounge	20	2013	3643	1400	117	0	7173	0	0	1000	0	0	1000	2666	0
Main Lounge & bar	Main lounge	98	4377	5830	6860	522	414	18003	0	0	4900	0	0	4900	6019	0
Despensa	Despensa	1	93	43	85	18	1460	1698	0	0	85	0	784	869	128	0
Entrada principal	Entrada principal	30	821	1048	2100	266	0	4235	0	0	1500	0	0	1500	1140	0
Escritório	Escritório	2	97	49	140	44	0	331	0	0	100	0	0	100	134	0

ANEXO F: DETERMINAÇÃO DOS CAUDAIS DE AR NO VERÃO

No presente anexo apresentam-se as tabelas com o cálculo dos caudais de ar a insuflar em cada compartimento, de acordo com os critérios do caudal mínimo de ar novo de acordo com a ocupação dos espaços, bem como o caudal necessário para eliminar/adicionar a carga térmica necessária para se atingir as condições de projeto, em concordância com o balanço térmico efetuado com os coeficientes de transferência de calor das anteparas padronizados. Na Tabela 70 são expostos os cálculos efetuados para os espaços abastecidos pela UTAN-1, de acordo com os coeficientes de transmissão de calor padronizados e na Tabela 71 apresentam-se os valores calculados com base nos ganhos térmicos determinados com os coeficientes de transmissão de calor definidos. A determinação do caudal de insuflação para a estação de arrefecimento encontra-se no Anexo G: Determinação do ponto de insuflação no inverno.

Tabela 70: Caudais de ar a insuflar no interior de cada divisão abastecida pela UTAN de vante, de acordo com a ocupação e ganhos térmicos (calculado de acordo com os coeficientes de transmissão de calor padronizados).

Espaço		Volume m ³	Ocupação	Verão		Caudal de ar no verão			
Designação	Ref.			Total ganhos sensíveis	Total ganhos latentes	Mínimo devido à ocupação		Devido aos ganhos térmicos	
				W	W	m ³ /h	m ³ /s	m ³ /h	m ³ /s
<i>Main Lounge & bar</i>	<i>Main lounge</i>	365.40	98	18777	4900	1225	0.34	7607	2.11
Restaurante	Restaurante	396.90	104	23290	27408	1300	0.36	16288	4.52
Cabine trip.	3 trip	19.24	3	490	150	75	0.02	206	0.06
<i>Mess</i>	<i>Mess</i>	29.19	10	3744	1809	125	0.03	1784	0.50
Lavandaria *	Lavandaria	24.24	3	19914	765	364	0.10	6644	1.85
Paiol seco *	Paiol seco	22.85	3	620	765	137	0.04	445	0.12
Despensa	Despensa	9.01	1	1749	869	13	0.003	841	0.23

Tabela 71: Caudais de ar a insuflar no interior de cada divisão abastecida pela UTAN de vante, de acordo com a ocupação e ganhos térmicos (calculado de acordo com os coeficientes de transmissão de calor reais).

Espaço		Volume	Ocupação	Verão		Caudal de ar no verão			
Designação	Ref.			Total ganhos sensíveis	Total ganhos latentes	Mínimo devido à ocupação		Devido aos ganhos térmicos	
		m ³		W	W	m ³ /h	m ³ /s	m ³ /h	m ³ /s
Main Lounge & bar	Main lounge	365.40	98	18003	4900	1225	0.34	7359	2.04
Restaurante	Restaurante	396.90	104	22823	27408	1300	0.36	16139	4.48
Cabine trip.	3 trip	0.00	3	429	150	75	0.02	186	0.05
Mess	Mess	0.00	10	3661	1809	125	0.03	1757	0.49
Lavandaria*	Lavandaria	24.24	3	19790	765	364	0.10	6604	1.83
Paioi seco*	Paioi seco	22.85	3	551	765	137	0.04	423	0.12
Despensa	Despensa	9.01	1	1698	869	13	0.003	825	0.23

De notar que na lavandaria e no paioi seco (*) o caudal de ar novo não é definido pela ocupação do espaço, mas sim pelo número de renovações de ar por hora definidos pela norma ISO 7547.

Na Tabela 72 e 73, apresentam-se os cálculos efetuados para a determinação dos caudais de ar a insuflar em cada espaço pela UTAN-2, de acordo com os coeficientes padronizados e os calculados, respetivamente.

Tabela 72: Caudais de ar a insuflar no interior de cada divisão abastecida pela UTAN a ré da piscina, de acordo com a ocupação e ganhos térmicos (calculado de acordo com os coeficientes de transmissão de calor padronizados).

Espaço		Volume	Ocupação	Verão		Caudal de ar no verão			
Designação	Ref.			Total ganhos sensíveis	Total ganhos latentes	Mínimo devido à ocupação		Mínimo devido à ocupação	
		m ³		W	W	m ³ /h	m ³ /s	m ³ /h	m ³ /s
Entrada principal	Entrada principal	123.97	30	4364.88	1500	375	0.10	523.42	0.15
Átrio principal	Átrio principal	87.71	21	2707.53	1050	263	0.07	335.35	0.09
Ginásio	Ginásio	19.74	4	785.09	1360	50	0.01	191.44	0.05
Cabine trip.	5*	23.25	4	591.35	200	50	0.01	70.63	0.02
Átrio 1 st deck	Átrio 1st deck	34.58	9	911.23	450	113	0.03	121.49	0.03
corredor + escadas (first deck)		23.87	6	-	-	75	0.02	0	0
WC mulheres*	WC	7.14	-	-	-	96.4	0.03	-	-
WC homens*	WC	12.23	-	-	-	165.1	0.05	-	-
Escritório	Escritório	14.30	2	398.35	100	25	0.01	44.48	0.01

Tabela 73: Caudais de ar a insuflar no interior de cada divisão abastecida pela UTAN a ré da piscina, de acordo com a ocupação e ganhos térmicos (calculado de acordo com os coeficientes de transmissão de calor reais).

Espaço		Volume	Ocupação	Verão		Caudal de ar no verão			
Designação	Ref.			Total ganhos sensíveis	Total ganhos latentes	Mínimo devido à ocupação		Mínimo devido à ocupação	
				W	W	m ³ /h	m ³ /s	m ³ /h	m ³ /s
Entrada principal	Entrada principal	123.97	30	4235	1500	375	0.10	1843	0.51
Átrio principal	Átrio principal	87.71	21	2683	1050	263	0.07	1199	0.33
Ginásio	Ginásio	19.74	9	842	450	113	0.03	415	0.12
Cabine trip.	5*	23.25	4	503	200	50	0.01	226	0.06
Átrio 1 st deck	Átrio 1st deck	34.58	4	704	1360	50	0.01	663	0.18
corredor + escadas (<i>first deck</i>)		23.87	6	-	-	75	0.02	0	0.00
WC mulheres*	WC	7.14	-	-	-	96	0.03	-	-
WC homens*	WC	12.23	-	-	-	165	0.05	-	-
Escritório	Escritório	14.30	2	331	100	25	0.01	138	0.04

É importante chamar à atenção para o facto de os caudais de insuflação das casas de banho (*) serem definidos de acordo com o caudal de extração exigido e não pela ocupação, com já foi mencionado.

Na Tabela 74 e 76 apresentam-se os cálculos para os compartimentos associados à UTAN-3, seguindo o raciocínio anterior.

Tabela 74: Caudais de ar a insuflar no interior de cada divisão abastecida pela UTAN de ré, de acordo com a ocupação e ganhos térmicos, na estação de arrefecimento (calculado de acordo com os coeficientes de transmissão de calor padronizados).

Espaço		Volume	Ocupação	Verão		Caudal de ar no verão			
Designação	Ref			Total ganhos sensíveis	Total ganhos latentes	Mínimo devido à ocupação		Devido aos ganhos térmicos	
				W	W	m ³ /h	m ³ /s	m ³ /h	m ³ /s
Cabine	301 e 302	34.06	2	1438	100	50	0.014	494.26	0.14
Cabine	303 a 318	34.35	2	1427	100	50	0.014	490.63	0.14
Cabine	319	34.37	2	1699	100	50	0.014	577.88	0.16
Cabine	320	34.37	2	1427	100	50	0.014	490.63	0.14
Cabine	201 e 202	34.06	2	1125	100	50	0.014	393.73	0.11
Cabine	203 a 217	34.52	2	1115	100	50	0.014	390.35	0.11
Cabine	218	34.06	2	1330	100	50	0.014	459.39	0.13
Cabine	101 e 102	28.21	2	777	100	50	0.014	281.69	0.08
Cabine	103 a 106	28.21	2	777	100	50	0.014	281.69	0.08
Cabine	107 e 108	28.91	2	767	100	50	0.014	278.72	0.08
Cabine	109 a 112	24.15	2	572	100	50	0.014	215.83	0.06
Cabine	113 e 114	27.18	2	756	100	50	0.014	274.87	0.08
Cabine trip.	1* e 2*	22.93	4	575	200	100	0.028	249.16	0.07
Cabine trip.	3* e 4*	22.65	4	588	200	100	0.028	253.21	0.07

Tabela 74 (continuação): Caudais de ar a insuflar no interior de cada divisão abastecida pela UTAN de ré, de acordo com a ocupação e ganhos térmicos, na estação de arrefecimento (calculado de acordo com os coeficientes de transmissão de calor padronizados).

Espaço		Volume	Ocupação	Verão		Caudal de ar no verão			
Designação	Ref			Total ganhos sensíveis	Total ganhos latentes	Mínimo devido à ocupação		Devido aos ganhos térmicos	
						W	W	m ³ /h	m ³ /s
		m ³							
Cabine trip.	1* e 2*	13.15	2	315	100	50	0.014	133.44	0.04
Cabine trip.	2 eng	20.57	2	418	100	50	0.014	166.47	0.05
Cabine trip.	Gerente do hotel	20.57	1	337	50	25	0.007	124.19	0.03
Lounge	Lounge	81.90	20	7779	1000	250	0.069	2820.49	0.78
Cabine trip.	Capitão	15.50	1	440	50	25	0.007	157.54	0.04
Cabine trip.	Diretor cruzeiro	17.41	1	306	50	25	0.007	114.23	0.03
Cabine trip.	Trip. 1+1	19.13	2	595	100	50	0.014	223.38	0.06
Corredores + escadas (<i>upper</i>)		106.37	26	1820	1300	325	0.090	-	-
Corredores + escadas (<i>main</i>)		113.92	28	1960	1400	350	0.097	-	-
Corredores + escadas (<i>first</i>)		79.82	20	1400	1000	250	0.069	-	-

Tabela 75: Caudais de ar a insuflar no interior de cada divisão abastecida pela UTAN de ré, de acordo com a ocupação e ganhos térmicos, na estação de arrefecimento (calculado de acordo com os coeficientes de transmissão de calor reais).

Espaço		Volume	Ocupação	Verão		Caudal de ar no verão			
Designação	Ref			Total ganhos sensíveis	Total ganhos latentes	Mínimo devido à ocupação		Devido aos ganhos térmicos	
						W	W	m ³ /h	m ³ /s
		m ³							
Cabine	301 e 302	34.06	2	1349	100	50	0.01	465	0.13
Cabine	303 a 318	34.36	2	1342	100	50	0.01	463	0.13
Cabine	319	34.36	2	1499	100	50	0.01	514	0.14
Cabine	320	34.36	2	1342	100	50	0.01	463	0.13
Cabine	201 e 202	34.06	2	1109	100	50	0.01	389	0.11
Cabine	203 a 217	34.52	2	1098	100	50	0.01	385	0.11
Cabine	218	34.06	2	1240	100	50	0.01	430	0.12
Cabine	101 e 102	0.00	2	692	100	50	0.01	255	0.07
Cabine	103 a 106	0.00	2	692	100	50	0.01	255	0.07
Cabine	107 e 108	0.00	2	590	100	50	0.01	222	0.06
Cabine	109 a 112	0.00	2	496	100	50	0.01	192	0.05
Cabine	113 e 114	0.00	2	679	100	50	0.01	250	0.07
Cabine trip.	1* e 2*	0.00	4	509	200	100	0.03	228	0.06
Cabine trip.	3* e 4*	0.00	4	516	200	100	0.03	230	0.06

Tabela 75 (continuação): Caudais de ar a insuflar no interior de cada divisão abastecida pela UTAN de ré, de acordo com a ocupação e ganhos térmicos, na estação de arrefecimento (calculado de acordo com os coeficientes de transmissão de calor reais).

Espaço		Volume m ³	Ocupação	Verão		Caudal de ar no verão			
Designação	Ref			Total ganhos sensíveis	Total ganhos latentes	Mínimo devido à ocupação		Devido aos ganhos térmicos	
				W	W	m ³ /h	m ³ /s	m ³ /h	m ³ /s
Cabine trip. 2 trip	1* e 2*	0.00	2	276	100	50	0.01	121	0.03
Cabine trip.	hotel manager	0.00	1	258	50	25	0.01	99	0.03
Cabine trip.	2 eng	0.00	2	331	100	50	0.01	138	0.04
Lounge	Lounge	81.90	20	7173	1000	250	0.07	2626	0.73
Cabine trip.	Capitão	15.50	1	398	50	25	0.01	144	0.04
Cabine trip.	Diretor cruzeiro	17.41	1	263	50	25	0.01	101	0.03
Cabine trip.	Trip. 1+1	19.13	2	446	100	50	0.01	175	0.05
Corredores + escadas (upper)		106.37	26	1820	1300	325	0.09	-	-
Corredores + escadas (main)		113.92	28	1960	1400	350	0.10	-	-
Corredores + escadas (first)		79.82	20	1400	1000	250	0.07	-	-

ANEXO G: DETERMINAÇÃO DO PONTO DE INSUFLAÇÃO NO INVERNO

Aqui são apresentados os cálculos efetuados para a determinação do ponto de insuflação do ar durante a estação de aquecimento.

Tabela 76: Determinação do ponto de insuflação da UTAN-1, na estação de aquecimento.

Espaço				Total de perdas por transmissão de calor	Caudal mínimo em função da ocupação		Determinação do ponto de insuflação em função das perdas térmicas		Carga térmica a cargo do FCU se corresponder a 75% da carga total	Carga que a UTA tem de garantir se FCU = 75% da carga de aquecimento	Entalpia do ponto de insuflação	Temperatura do ar insuflado pela UTAN	Temperatura de insuflação	Carga térmica total assegurada pela UTAN	Carga térmica total restante para o FCU
Designação	Ref.	Volume	Ocupação				Entalpia do ponto de insuflação	Temperatura do ponto de insuflação							
		m ³		W	m ³ /h	m ³ /s	J/kg	°C	W	W	J/kg	°C	°C	W	W
<i>Main Lounge & bar</i>	<i>Main lounge</i>	365.40	98	6018.9	1225	0.34	57740	T > 45 °C	4514.15	1504.7	46685.0	37.40	36.00	1157.93	4860.93
Restaurante	Rest.	396.90	104	4915.3	1300	0.36	54343	ver gráfico	3686.48	1228.8	45835.8	36.00	36.00	1228.83	3686.48
Cabine trip.	3 trip	19.24	3	348.3	75	0.02	56933	T > 45 °C	261.24	87.1	46483.2	37.40	36.00	70.89	277.43
Ginásio	Ginásio	19.74	4	387.0	50	0.01	66218	T > 45 °C	290.23	96.7	48804.6	38.80	36.00	47.26	339.71
<i>Mess</i>	<i>Mess</i>	29.19	10	483.5	125	0.03	54603	ver gráfico	362.59	120.9	45900.7	36.40	36.00	118.16	365.30
Lavandaria	Lav.	24.24	3	438.4	364	0.10	46616	ver gráfico	328.77	109.6	43904.1	47.00	36.00	343.73	94.63

Tabela 77: Determinação do ponto de insuflação da UTAN-2, na estação de aquecimento.

Espaço				Total de perdas por transmissão de calor	Caudal mínimo em função da ocupação		Determinação do ponto de insuflação em função das perdas térmicas		Carga térmica a cargo do FCU se corresponder a 75% da carga total	Carga que a UTA tem de garantir se FCU = 65% da carga de aquecimento	Entalpia do ponto de insuflação	Temperatura do ar insuflado pela UTAN	Temperatura de insuflação	Carga térmica total assegurada pela UTAN	Carga térmica total restante para o FCU
Designação	Ref.	Volume	Ocupação				Entalpia do ponto de insuflação	Temperatura do ponto de insuflação							
		m ³		W	m ³ /h	m ³ /s	J/kg	°C	W	W	J/kg	°C	°C	W	W
Entrada principal	Entrada principal	123.97	30	1140.4	375	0.10	52124	ver gráfico	741.29	399.2	46193.2	36.20	35.20	267.82	872.63
Átrio principal	Átrio principal	87.71	21	535.6	263	0.07	49122	ver gráfico	348.16	187.5	45142.6	35.20	35.20	187.47	348.16
Átrio 1º pav	Átrio 1º pav	34.58	9	434.5	113	0.03	54587	ver gráfico	282.42	152.1	47055.3	36.80	35.20	80.35	354.15
Cabine trip.	5*	23.25	4	373.1	50	0.01	65387	T > 45 °C	242.52	130.6	50835.4	41.00	35.20	35.71	337.40
Paioi seco	Paioi	22.85	3	382.4	38	0.01	73588	T > 45 °C	248.53	133.8	53705.8	43.20	35.20	26.78	355.57
corredor + escadas (<i>first</i>)	Corredor	23.87	6	-	75	0.02	43000	ver gráfico	0.00	0.0	43000.0	0.00	35.20	53.56	-
WC mulheres	WC	7.14	0	-	96	0.03	43000	ver gráfico	0.00	0.0	43000.0	0.00	35.20	68.84	-
WC homens	WC	12.23	0	-	165	0.05	43000	ver gráfico	0.00	0.0	43000.0	0.00	35.20	117.91	-
Escritório	Escritório	14.30	2	134.2	25	0.01	59099	T > 45 °C	87.20	47.0	48634.6	39.00	35.20	17.85	116.30

Tabela 78: Determinação do ponto de insuflação da UTAN-3, na estação de aquecimento.

Espaço				Total de perdas por transmissão de calor W	Caudal mínimo em função da ocupação		Determinação do ponto de insuflação em função das perdas térmicas		Carga térmica a cargo do FCU se corresponder a 75% da carga total W	Carga que a UTA tem de garantir se FCU = 75% da carga de aquecimento W	Entalpia do ponto de insuflação J/kg	Temperatura do ar insuflado pela UTAN °C	Temperatura de insuflação °C	Carga térmica total assegurada pela UTAN W	Carga térmica total restante para o FCU W
Designação	Ref.	Volume m ³	Ocupação		m ³ /h	m ³ /s	Entalpia do ponto de insuflação J/kg	Temperatura do ponto de insuflação °C							
Cabine	301	34.06	2	433.5	50	0.01	69013	T > 45 °C	325.2	108.4	49503.2	40.20	35.40	65.00	368.55
Cabine	302	34.06	2	433.5	50	0.01	69013	T > 45 °C	325.2	108.4	49503.2	40.20	35.40	65.00	368.55
Cabine	303	34.36	2	434.4	50	0.01	69061	T > 45 °C	325.8	108.6	49515.3	40.20	35.40	65.00	369.35
Cabine	304	34.36	2	434.4	50	0.01	69061	T > 45 °C	325.8	108.6	49515.3	40.20	35.40	65.00	369.35
Cabine	305	34.36	2	434.4	50	0.01	69061	T > 45 °C	325.8	108.6	49515.3	40.20	35.40	65.00	369.35
Cabine	306	34.36	2	434.4	50	0.01	69061	T > 45 °C	325.8	108.6	49515.3	40.20	35.40	65.00	369.35
Cabine	307	34.36	2	434.4	50	0.01	69061	T > 45 °C	325.8	108.6	49515.3	40.20	35.40	65.00	369.35
Cabine	308	34.36	2	434.4	50	0.01	69061	T > 45 °C	325.8	108.6	49515.3	40.20	35.40	65.00	369.35
Cabine	309	34.36	2	434.4	50	0.01	69061	T > 45 °C	325.8	108.6	49515.3	40.20	35.40	65.00	369.35
Cabine	310	34.36	2	434.4	50	0.01	69061	T > 45 °C	325.8	108.6	49515.3	40.20	35.40	65.00	369.35
Cabine	311	34.36	2	434.4	50	0.01	69061	T > 45 °C	325.8	108.6	49515.3	40.20	35.40	65.00	369.35
Cabine	312	34.36	2	434.4	50	0.01	69061	T > 45 °C	325.8	108.6	49515.3	40.20	35.40	65.00	369.35
Cabine	313	34.36	2	434.4	50	0.01	69061	T > 45 °C	325.8	108.6	49515.3	40.20	35.40	65.00	369.35
Cabine	314	34.36	2	434.4	50	0.01	69061	T > 45 °C	325.8	108.6	49515.3	40.20	35.40	65.00	369.35
Cabine	315	34.36	2	434.4	50	0.01	69061	T > 45 °C	325.8	108.6	49515.3	40.20	35.40	65.00	369.35
Cabine	316	34.36	2	434.4	50	0.01	69061	T > 45 °C	325.8	108.6	49515.3	40.20	35.40	65.00	369.35
Cabine	317	34.36	2	434.4	50	0.01	69061	T > 45 °C	325.8	108.6	49515.3	40.20	35.40	65.00	369.35
Cabine	318	34.36	2	434.4	50	0.01	69061	T > 45 °C	325.8	108.6	49515.3	40.20	35.40	65.00	369.35
Cabine	319	34.36	2	586.0	50	0.01	78160	T > 45 °C	439.5	146.5	51790.1	40.90	35.40	65.00	521.01
Cabine	320	34.36	2	434.4	50	0.01	69061	T > 45 °C	325.8	108.6	49515.3	40.20	35.40	65.00	369.35
Cabine	201	34.06	2	284.3	50	0.01	60059	T > 45 °C	213.2	71.1	47264.7	37.00	35.40	65.00	219.31
Cabine	202	34.06	2	284.3	50	0.01	60059	T > 45 °C	213.2	71.1	47264.7	37.00	35.40	65.00	219.31
Cabine	203	34.52	2	255.2	50	0.01	58310	T > 45 °C	191.4	63.8	46827.4	37.00	35.40	65.00	190.16
Cabine	204	34.52	2	255.2	50	0.01	58310	T > 45 °C	191.4	63.8	46827.4	37.00	35.40	65.00	190.16
Cabine	205	34.52	2	255.2	50	0.01	58310	T > 45 °C	191.4	63.8	46827.4	37.00	35.40	65.00	190.16
Cabine	206	34.52	2	255.2	50	0.01	58310	T > 45 °C	191.4	63.8	46827.4	37.00	35.40	65.00	190.16
Cabine	207	34.52	2	255.2	50	0.01	58310	T > 45 °C	191.4	63.8	46827.4	37.00	35.40	65.00	190.16
Cabine	208	34.52	2	255.2	50	0.01	58310	T > 45 °C	191.4	63.8	46827.4	37.00	35.40	65.00	190.16
Cabine	209	34.52	2	255.2	50	0.01	58310	T > 45 °C	191.4	63.8	46827.4	37.00	35.40	65.00	190.16
Cabine	210	34.52	2	255.2	50	0.01	58310	T > 45 °C	191.4	63.8	46827.4	37.00	35.40	65.00	190.16
Cabine	211	34.52	2	255.2	50	0.01	58310	T > 45 °C	191.4	63.8	46827.4	37.00	35.40	65.00	190.16
Cabine	212	34.52	2	255.2	50	0.01	58310	T > 45 °C	191.4	63.8	46827.4	37.00	35.40	65.00	190.16
Cabine	213	34.52	2	255.2	50	0.01	58310	T > 45 °C	191.4	63.8	46827.4	37.00	35.40	65.00	190.16
Cabine	214	34.52	2	255.2	50	0.01	58310	T > 45 °C	191.4	63.8	46827.4	37.00	35.40	65.00	190.16

Tabela 78 (continuação): Determinação do ponto de insuflação da UTAN-3, na estação de aquecimento.

Espaço				Total de perdas por transmissão de calor W	Caudal mínimo em função da ocupação		Determinação do ponto de insuflação em função das perdas térmicas		Carga térmica a cargo do FCU se corresponder a 75% da carga total W	Carga que a UTA tem de garantir se FCU = 75% da carga de aquecimento W	Entalpia do ponto de insuflação J/kg	Temperatura do ar insuflado pela UTAN °C	Temperatura de insuflação °C	Carga térmica total assegurada pela UTAN W	Carga térmica total restante para o FCU W
Designação	Ref.	Volume m ³	Ocupação		m ³ /h	m ³ /s	Entalpia do ponto de insuflação J/kg	Temperatura do ponto de insuflação °C							
Cabine	215	34.52	2	255.2	50	0.01	58310	T > 45 °C	191.4	63.8	46827.4	37.00	35.40	65.00	190.16
Cabine	216	34.52	2	255.2	50	0.01	58310	T > 45 °C	191.4	63.8	46827.4	37.00	35.40	65.00	190.16
Cabine	217	34.52	2	255.2	50	0.01	58310	T > 45 °C	191.4	63.8	46827.4	37.00	35.40	65.00	190.16
Cabine	218	34.06	2	407.6	50	0.01	67454	T > 45 °C	305.8	101.9	49113.5	39.20	35.40	65.00	342.57
Cabine	101	28.21	2	460.6	50	0.01	70635	T > 45 °C	345.4	115.1	49908.8	40.20	35.40	65.00	395.59
Cabine	102	28.21	2	460.6	50	0.01	70635	T > 45 °C	345.4	115.1	49908.8	40.20	35.40	65.00	395.59
Cabine	103	28.21	2	460.6	50	0.01	70635	T > 45 °C	345.4	115.1	49908.8	40.20	35.40	65.00	395.59
Cabine	104	28.21	2	460.6	50	0.01	70635	T > 45 °C	345.4	115.1	49908.8	40.20	35.40	65.00	395.59
Cabine	105	28.21	2	460.6	50	0.01	70635	T > 45 °C	345.4	115.1	49908.8	40.20	35.40	65.00	395.59
Cabine	106	28.21	2	460.6	50	0.01	70635	T > 45 °C	345.4	115.1	49908.8	40.20	35.40	65.00	395.59
Cabine	107	28.91	2	157.2	50	0.01	52431	ver gráfico	117.9	39.3	45357.8	35.40	35.40	65.00	92.19
Cabine	108	28.91	2	157.2	50	0.01	52431	ver gráfico	117.9	39.3	45357.8	35.40	35.40	65.00	92.19
Cabine	109	24.15	2	417.3	50	0.01	68039	T > 45 °C	313.0	104.3	49259.8	39.00	35.40	65.00	352.32
Cabine	110	24.15	2	417.3	50	0.01	68039	T > 45 °C	313.0	104.3	49259.8	39.00	35.40	65.00	352.32
Cabine	111	24.15	2	417.3	50	0.01	68039	T > 45 °C	313.0	104.3	49259.8	39.00	35.40	65.00	352.32
Cabine	112	24.15	2	417.3	50	0.01	68039	T > 45 °C	313.0	104.3	49259.8	39.00	35.40	65.00	352.32
Cabine	113	27.18	2	447.6	50	0.01	69858	T > 45 °C	335.7	111.9	49714.6	40.20	35.40	65.00	382.64
Cabine	114	27.18	2	447.6	50	0.01	69858	T > 45 °C	335.7	111.9	49714.6	40.20	35.40	65.00	382.64
Cabine trip.	1*	22.93	4	347.2	100	0.03	53415	ver gráfico	260.4	86.8	45603.8	35.40	35.40	130.00	217.18
Cabine trip.	2*	22.93	4	347.2	100	0.03	53415	ver gráfico	260.4	86.8	45603.8	35.40	35.40	130.00	217.18
Cabine trip.	3*	22.65	4	349.0	100	0.03	53469	ver gráfico	261.7	87.2	45617.2	35.40	35.40	130.00	218.97
Cabine trip.	4*	22.65	4	349.0	100	0.03	53469	ver gráfico	261.7	87.2	45617.2	35.40	35.40	130.00	218.97
Cabine trip.	1*	13.15	2	221.9	50	0.01	56316	T > 45 °C	166.5	55.5	46329.1	36.00	35.40	65.00	156.94
Cabine trip.	2*	13.15	2	221.9	50	0.01	56316	T > 45 °C	166.5	55.5	46329.1	36.00	35.40	65.00	156.94
Cabine trip.	Gerente hotel	20.57	1	322.9	25	0.01	81749	T > 45 °C	242.2	80.7	52687.2	41.80	35.40	32.50	290.41
Cabine trip.	2 eng.	20.57	2	327.3	50	0.01	62640	T > 45 °C	245.5	81.8	47910.0	38.00	35.40	65.00	262.34
Lounge	Lounge	81.90	20	2665.8	250	0.07	74990	T > 45 °C	1999.4	666.5	50997.5	40.20	35.40	325.00	2340.8
Cabine trip.	Capitão	15.50	1	277.8	25	0.01	76336	T > 45 °C	208.4	69.5	51334.0	41.00	35.40	32.50	245.30
Cabine trip.	Diretor cruzeiro	17.41	1	132.4	25	0.01	58883	T > 45 °C	99.3	33.1	46970.8	37.00	35.40	32.50	99.86
Cabine trip.	Trip. 1+1	19.13	2	244.4	50	0.01	57664	T > 45 °C	183.3	61.1	46666.1	36.80	35.40	65.00	179.40
Corredores + escadas (<i>upper</i>)	0	106.37	26	0	325	0.09	43000	ver gráfico	0.00	0.0	43000.0	0.00	35.40	422.50	-
Corredores + escadas (<i>main</i>)	0	113.92	28	0	350	0.10	43000	ver gráfico	0.00	0.0	43000.0	0.00	35.40	455.00	-
Corredores + escadas (<i>first</i>)	0	79.82	20	0	250	0.07	43000	ver gráfico	0.00	0.0	43000.0	0.00	35.40	325.00	-

ANEXO H: DETERMINAÇÃO DAS POTÊNCIAS DOS FCU

No presente anexo são apresentadas as tabelas auxiliares para a seleção dos ventiloconvectores dos vários compartimentos do navio. Na Tabela 79 apresentam-se os cálculos efetuados para a determinação da potência dos FCU dos compartimentos associados à UTAN de vante.

Tabela 79: Seleção dos FCU associados à UTAN-1.

Espaço			Ocupação	Carga térmica total calculada W	Caudal de ar proveniente da UTAN		Carga térmica assegurada pela UTAN W	Carga restante para o FCU		FCU selecionado	Nº de equipamentos	Capacidade de arrefecimento kW	Total de arrefecimento kW	Margem kW
Designação	Ref.	Deck			m³/h	m³/s		W	kW					
<i>Main Lounge & bar</i>	<i>Main lounge</i>	<i>Upper</i>	98	22903	1225	0.340	3813	19091	19.09	FVW-FIW 63	4	5.09	20.36	1.27
Restaurante	Restaurante	Main	104	50231	1300	0.361	4046	46184	46.18	FVW-FIW 34	8	5.96	47.68	1.50
Cabine trip.	3 trip	First	3	579	75	0.021	233	346	0.35	FVW-FIW 12	1	0.95	0.95	0.60
Ginásio	Ginásio	First	4	2064	50	0.014	156	1909	1.91	FVW-FIW 33	1	2.47	2.47	0.56
Mess	Mess	First	10	5470	125	0.035	1770	3700	3.70	FVW-FIW 53	1	4.04	4.04	0.34
Lavandaria	Lavandaria	First	3	20555	0	0.000	0	20555	20.55	FVW-FIW 74	3	7.26	21.78	1.23
Despensa	Despensa	Upper	1	2567	13	0.0035	39	2528	2.53	FVW-FIW 43	1	3.11	3.11	0.58
Paioi seco	Paioi seco	First	3	1316	38	0.010	117	1199	1.20	FVW-FIW 22	1	1.29	1.29	0.09

Na Tabela 80 expõe-se os cálculos efetuados para selecionar o ventiloconvector que deveria ser instalado em cada espaço associado à unidade de tratamento de ar situada a ré da piscina.

Tabela 80: Seleção dos FCU associados à UTAN-2.

Espaço			Ocupação	Carga térmica total calculada W	Caudal de ar proveniente da UTAN		Carga térmica assegurada pela UTAN W	Carga restante para o FCU		FCU selecionado	Nº de equipamentos	Capacidade de arrefecimento kW	Total de arrefecimento kW	Margem kW
Designação	Ref.	Deck			m³/h	m³/s		W	kW					
Entrada principal	Entrada principal	Upper	30	5735	375	0.10	1167	4568	4.57	FVW-FIW 33	2	2.47	4.94	0.37
Átrio principal	Átrio principal	Main	21	3733	263	0.07	817	2916	2.92	FVW-FIW 43	1	3.11	3.11	0.19
Átrio 1º pav	0	First	9	1292	113	0.03	350	942	0.94	FVW-FIW 22	1	1.29	1.29	0.35
Cabine trip.	5*	First	4	703	50	0.01	156	547	0.55	FVW-FIW 22	1	1.29	1.29	0.74
Escritório	Escritório	Upper	2	431	25	0.01	78	353	0.35	FVW-FIW 12	1	0.95	0.95	0.60

Por fim, na Tabela 81, estão apresentados os cálculos efetuados para a seleção dos ventiloconvectores associados à UTAN de ré.

Tabela 81: Seleção dos FCU associados à UTAN-3.

Espaço			Ocupação	Carga térmica total calculada W	Caudal de ar proveniente da UTAN		Carga térmica assegurada pela UTAN W	Carga restante para o FCU		FCU selecionado	Nº de equipamentos	Capacidade de arrefecimento kW	Total de arrefecimento kW	Margem kW
Designação	Ref.	Deck			m³/h	m³/s		W	kW					
Cabine	301	Upper	2	1449	50	0.01	155.62	1293.12	1.29	FVW-FIW 32	1	2.02	2.02	0.73
Cabine	302	Upper	2	1449	50	0.01	155.62	1293.12	1.29	FVW-FIW 32	1	2.02	2.02	0.73
Cabine	303	Upper	2	1442	50	0.01	155.62	1286.71	1.29	FVW-FIW 32	1	2.02	2.02	0.73
Cabine	304	Upper	2	1442	50	0.01	155.62	1286.71	1.29	FVW-FIW 32	1	2.02	2.02	0.73
Cabine	305	Upper	2	1442	50	0.01	155.62	1286.71	1.29	FVW-FIW 32	1	2.02	2.02	0.73
Cabine	306	Upper	2	1442	50	0.01	155.62	1286.71	1.29	FVW-FIW 32	1	2.02	2.02	0.73

Tabela 81 (continuação): Seleção dos FCU associados à UTAN-3.

Designação	Espaço		Ocupação	Carga térmica total calculada W	Caudal de ar proveniente da UTAN		Carga térmica assegurada pela UTAN W	Carga restante para o FCU		FCU selecionado	Nº de equipamentos	Capacidade de arrefecimento kW	Total de arrefecimento kW	Margem kW
	Ref.	Deck			m³/h	m³/s		W	kW					
Cabine	307	Upper	2	1442	50	0.01	155.62	1286.71	1.29	FVW-FIW 32	1	2.02	2.02	0.73
Cabine	308	Upper	2	1442	50	0.01	155.62	1286.71	1.29	FVW-FIW 32	1	2.02	2.02	0.73
Cabine	309	Upper	2	1442	50	0.01	155.62	1286.71	1.29	FVW-FIW 32	1	2.02	2.02	0.73
Cabine	310	Upper	2	1442	50	0.01	155.62	1286.71	1.29	FVW-FIW 32	1	2.02	2.02	0.73
Cabine	311	Upper	2	1442	50	0.01	155.62	1286.71	1.29	FVW-FIW 32	1	2.02	2.02	0.73
Cabine	312	Upper	2	1442	50	0.01	155.62	1286.71	1.29	FVW-FIW 32	1	2.02	2.02	0.73
Cabine	313	Upper	2	1442	50	0.01	155.62	1286.71	1.29	FVW-FIW 32	1	2.02	2.02	0.73
Cabine	314	Upper	2	1442	50	0.01	155.62	1286.71	1.29	FVW-FIW 32	1	2.02	2.02	0.73
Cabine	315	Upper	2	1442	50	0.01	155.62	1286.71	1.29	FVW-FIW 32	1	2.02	2.02	0.73
Cabine	316	Upper	2	1442	50	0.01	155.62	1286.71	1.29	FVW-FIW 32	1	2.02	2.02	0.73
Cabine	317	Upper	2	1442	50	0.01	155.62	1286.71	1.29	FVW-FIW 32	1	2.02	2.02	0.73
Cabine	318	Upper	2	1442	50	0.01	155.62	1286.71	1.29	FVW-FIW 32	1	2.02	2.02	0.73
Cabine	319	Upper	2	1599	50	0.01	155.62	1443.44	1.44	FVW-FIW 32	1	2.02	2.02	0.58
Cabine	320	Upper	2	1442	50	0.01	155.62	1286.71	1.29	FVW-FIW 32	1	2.02	2.02	0.73
Cabine	201	Main	2	1209	50	0.01	155.62	1053.69	1.05	FVW-FIW 23	1	1.77	1.77	0.72
Cabine	202	Main	2	1209	50	0.01	155.62	1053.69	1.05	FVW-FIW 23	1	1.77	1.77	0.72
Cabine	203	Main	2	1198	50	0.01	155.62	1042.61	1.04	FVW-FIW 23	1	1.77	1.77	0.73
Cabine	204	Main	2	1198	50	0.01	155.62	1042.61	1.04	FVW-FIW 23	1	1.77	1.77	0.73
Cabine	205	Main	2	1198	50	0.01	155.62	1042.61	1.04	FVW-FIW 23	1	1.77	1.77	0.73
Cabine	206	Main	2	1198	50	0.01	155.62	1042.61	1.04	FVW-FIW 23	1	1.77	1.77	0.73
Cabine	207	Main	2	1198	50	0.01	155.62	1042.61	1.04	FVW-FIW 23	1	1.77	1.77	0.73
Cabine	208	Main	2	1198	50	0.01	155.62	1042.61	1.04	FVW-FIW 23	1	1.77	1.77	0.73
Cabine	209	Main	2	1198	50	0.01	155.62	1042.61	1.04	FVW-FIW 23	1	1.77	1.77	0.73
Cabine	210	Main	2	1198	50	0.01	155.62	1042.61	1.04	FVW-FIW 23	1	1.77	1.77	0.73
Cabine	211	Main	2	1198	50	0.01	155.62	1042.61	1.04	FVW-FIW 23	1	1.77	1.77	0.73
Cabine	212	Main	2	1198	50	0.01	155.62	1042.61	1.04	FVW-FIW 23	1	1.77	1.77	0.73
Cabine	213	Main	2	1198	50	0.01	155.62	1042.61	1.04	FVW-FIW 23	1	1.77	1.77	0.73
Cabine	214	Main	2	1198	50	0.01	155.62	1042.61	1.04	FVW-FIW 23	1	1.77	1.77	0.73
Cabine	215	Main	2	1198	50	0.01	155.62	1042.61	1.04	FVW-FIW 23	1	1.77	1.77	0.73
Cabine	216	Main	2	1198	50	0.01	155.62	1042.61	1.04	FVW-FIW 23	1	1.77	1.77	0.73
Cabine	217	Main	2	1198	50	0.01	155.62	1042.61	1.04	FVW-FIW 23	1	1.77	1.77	0.73
Cabine	218	Main	2	1340	50	0.01	155.62	1184.19	1.18	FVW-FIW 23	1	1.77	1.77	0.59
Cabine	101	First	2	792	50	0.01	155.62	636.75	0.64	FVW-FIW 22	1	1.29	1.29	0.65
Cabine	102	First	2	792	50	0.01	155.62	636.75	0.64	FVW-FIW 22	1	1.29	1.29	0.65
Cabine	103	First	2	792	50	0.01	155.62	636.75	0.64	FVW-FIW 22	1	1.29	1.29	0.65
Cabine	104	First	2	792	50	0.01	155.62	636.75	0.64	FVW-FIW 22	1	1.29	1.29	0.65
Cabine	105	First	2	792	50	0.01	155.62	636.75	0.64	FVW-FIW 22	1	1.29	1.29	0.65
Cabine	106	First	2	792	50	0.01	155.62	636.75	0.64	FVW-FIW 22	1	1.29	1.29	0.65
Cabine	107	First	2	690	50	0.01	155.62	534.62	0.53	FVW-FIW 22	1	1.29	1.29	0.76
Cabine	108	First	2	690	50	0.01	155.62	534.62	0.53	FVW-FIW 22	1	1.29	1.29	0.76
Cabine	109	First	2	596	50	0.01	155.62	440.72	0.44	FVW-FIW 22	1	1.29	1.29	0.85
Cabine	110	First	2	596	50	0.01	155.62	440.72	0.44	FVW-FIW 22	1	1.29	1.29	0.85

Tabela 81 (continuação): Seleção dos FCU associados à UTAN-3.

Designação	Espaço		Ocupação	Carga térmica total calculada W	Caudal de ar proveniente da UTAN		Carga térmica assegurada pela UTAN W	Carga restante para o FCU		FCU selecionado	Nº de equipamentos	Capacidade de arrefecimento kW	Total de arrefecimento kW	Margem kW
	Ref.	Deck			m³/h	m³/s		W	kW					
Cabine	111	First	2	596	50	0.01	155.62	440.72	0.44	FVW-FIW 22	1	1.29	1.29	0.85
Cabine	112	First	2	596	50	0.01	155.62	440.72	0.44	FVW-FIW 22	1	1.29	1.29	0.85
Cabine	113	First	2	779	50	0.01	155.62	623.12	0.62	FVW-FIW 22	1	1.29	1.29	0.67
Cabine	114	First	2	779	50	0.01	155.62	623.12	0.62	FVW-FIW 22	1	1.29	1.29	0.67
Cabine trip.	1*	First	4	709	100	0.03	311.24	398.23	0.40	FVW-FIW 12	1	0.95	0.95	0.55
Cabine trip.	2*	First	4	709	100	0.03	311.24	398.23	0.40	FVW-FIW 12	1	0.95	0.95	0.55
Cabine trip.	3*	First	4	716	100	0.03	311.24	405.15	0.41	FVW-FIW 12	1	0.95	0.95	0.54
Cabine trip.	4*	First	4	716	100	0.03	311.24	405.15	0.41	FVW-FIW 12	1	0.95	0.95	0.54
Cabine trip. 2 trip	1*	First	2	376	50	0.01	155.62	220.34	0.22	FVW-FIW 12	1	0.95	0.95	0.73
Cabine trip. 2 trip	2*	First	2	376	50	0.01	155.62	220.34	0.22	FVW-FIW 12	1	0.95	0.95	0.73
Cabine trip.	Gerente hotel	First	1	308	25	0.01	77.81	230.60	0.23	FVW-FIW 12	1	0.95	0.95	0.72
Cabine trip.	2 eng	First	2	431	50	0.01	155.62	274.92	0.27	FVW-FIW 12	1	0.95	0.95	0.68
Lounge	Lounge	Upper	20	8173	250	0.07	778.11	7394.99	7.39	FVW-FIW 34	3	2.77	8.31	0.92
Cabine trip.	Capitão	Main	1	448	25	0.01	77.81	370.10	0.37	FVW-FIW 12	1	0.95	0.95	0.58
Cabine trip.	Diretor cruzeiro	Main	1	313	25	0.01	77.81	235.27	0.24	FVW-FIW 12	1	0.95	0.95	0.71
Cabine trip.	Trip. 1+1	Main	2	546	50	0.01	155.62	390.56	0.39	FVW-FIW 12	1	0.95	0.95	0.56

ANEXO I: DATA SHEET DO CHILLER INSTALADO NO NAVIO

No presente anexo, apresentam-se as especificações do *chiller* instalado no navio (Figura 43).

ESWC - Water Cooled Water Chiller		EPSI SA-GKMarine Ltd
Technical data table		
Model		ESWC-120 L4S
Cooling capacity Entering/leaving condenser cooling water temperature 30,0°C / 34,6°C Entering/Leaving chilled water temperature 12,0°C / 6,0°C	kW	418,0
	RT	119
Compressor		Compact Screw
Quantity		2
Capacity control		25%-100% stepless
Absorbed power	kW	91,2
Nominal current	A	155,6
EER	kW/kW	4,6
Oil Heater	W	2 x 200
Water heat exchanger (condenser)		Shell n' tube marine type
Quantity		2
Water flow	m ³ /h	2 x 48,0
Water pressure drop	kPa	25,0
Fouling Factor	m ² K/W	0,000040
Water content	lt	2 x 25,0
Max. operating pressure water side	bar	10
Max. operating pressure refrigerant side	bar	33
Connections		2 1/2"
Water heat exchanger (evaporator)		Shell n' tube
Quantity		1
Water flow	m ³ /h	1 x 59,8
Water pressure drop	kPa	12
Fouling Factor	m ² K/W	0,000044
Water content	lt	1 x 185,7
Max. operating pressure water side	bar	10
Max. operating pressure refrigerant side	bar	30
Connections		8"
Electrical characteristics		380V / 3Ph / 50 Hz
Total absorbed power	kW	91,20
Total operating current	A	155,60
Voltage operating limits	V	380 - 420
Refrigerant circuits		2
Expansion device		Electronic expansion valve
Refrigerant type		R134a
Dimensions	Length (mm)	2700
	Width (mm)	1200
	Height (mm)	2150
Weight	kg	3000

Figura 43: Especificações do *chiller* instalado no navio [46].

ANEXO J: CRONOGRAMA DE VIAGEM

Na Tabela 82 apresenta-se o planeamento típico de uma viagem de 8 dias no rio Douro seguido pela empresa Douro Azul.

Tabela 82: Cronograma de viagem (adaptado de [47]).

Dia	Atividades
Dia 1	Embarque no cais de Vila Nova de Gaia
	Cocktail de boas-vindas
	Jantar a bordo
	Pernoita em Vila Nova de Gaia
Dia 2	Serviço de pequeno-almoço a bordo
	Tour à cidade do Porto com visita às Caves
	Almoço a bordo
	Navio navega de Vila Nova de Gaia para Entre-os-Rios
	Cerimónia de abertura de Porto Vintage
	Jantar a bordo
Pernoita em Entre-os-Rios	
Dia 3	Serviço de pequeno-almoço a bordo
	Navio navega de Entre-os-Rios para a Régua
	Almoço a bordo
	Visita guiada a Lamego
	Jantar numa Quinta produtora de vinho
	Pernoita na Régua
Dia 4	Serviço de pequeno-almoço a bordo
	Navio navega da Régua para Barca d'Alva
	Almoço a bordo
	Visita a Castelo Rodrigo
	Jantar a bordo
	Espetáculo de música portuguesa a bordo
	Pernoita em Barca d'Alva
Dia 5	Serviço de pequeno-almoço a bordo
	Visita guiada a Salamanca com almoço e show de Flamenco
	Jantar de barbecue no <i>sundeck</i>
	Pernoita em Barca d'Alva
Dia 6	Serviço de pequeno-almoço a bordo
	Navio navega de Barca d'Alva para a Régua
	Almoço a bordo
	Visita ao Palácio de Mateus
	Palestra: Portugal hoje
	Jantar a bordo
	Pernoita na Régua

Tabela 82 (continuação): Cronograma de viagem (adaptado de [47]).

Dia	Atividades
Dia 7	Serviço de pequeno-almoço a bordo
	Navio navega da Régua para Entre-os-Rios
	Visita e almoço numa Quinta local
	Navio navega de Entre-os-Rios para Vila Nova de Gaia
	Jantar a bordo
	Pernoita em Vila Nova de Gaia
Dia 8	Serviço de pequeno-almoço a bordo
	Desembarque no cais de Vila Nova de Gaia

ANEXO K: CARGAS TÉRMICAS E NECESSIDADES DE ARREFECIMENTO DO NAVIO DURANTE UMA VIAGEM

Neste anexo apresentam-se as várias tabelas com o cálculo das necessidades de refrigeração de cada espaço considerado para o efeito. Como se pode verificar, o pico das necessidades é atingido no sétimo dia de viagem, às 12 horas.

Tabela 83: Necessidades de arrefecimento determinadas para o primeiro dia de viagem.

Hora	T [°C]	Exp. Solar [%]	Necessidades de arrefecimento [kW]								TOTAL FCU	Total com as UTAN
			Restaurante	Bar	Lounge	Cabines	Cozinha	Mess	Lavandaria			
17:00	30.1	49.88	31.05	0	0	28.28	4.60	5.00	0	68.94	187.90	
18:00	30.1	37.35	31.26	9.80	2.86	1.14	4.59	4.39	0	54.03	172.99	
19:00	30.1	8.14	30.07	8.09	1.79	0.62	4.55	4.37	0	49.50	168.46	
20:00	30.1	0	40.30	0.00	0.66	0	4.54	4.97	0	50.47	169.43	
21:00	23	0	39.18	0.00	0.01	0	4.37	4.93	0	48.49	104.86	
22:00	23	0	0	0	0	8.19	0	0	0	8.19	64.56	
23:00	23	0	0	0	0	8.19	0	0	0	8.19	64.56	

Tabela 84: Necessidades de arrefecimento determinadas para o segundo dia de viagem.

Hora	T [°C]	Exp. Solar [%]	Necessidades de arrefecimento [kW]								Total FCU	Total com as UTAN
			Restaurante	Bar	Lounge	Cabines	Cozinha	Mess	Lavandaria			
00:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44	
01:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44	
02:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44	
03:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44	
04:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44	
05:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44	
06:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44	
07:00	23	3.82	0	0	0	10.72	0	0	0	10.72	67.09	
08:00	23	30.26	39.34	0.00	1.11	0	4.41	4.95	0	49.81	106.17	
09:00	23	60.90	41.66	0.50	2.23	0	4.45	4.97	0	53.80	110.17	
10:00	30.1	79.00	31.52	3.34	3.29	0	4.64	4.42	18.36	65.57	184.53	
11:00	30.1	91.54	32.03	4.08	3.75	0	4.65	4.43	18.37	67.30	186.26	
12:00	39.5	98.45	34.12	7.19	5.06	0	4.89	4.49	18.40	74.14	334.61	
13:00	39.5	100.00	46.18	7.16	5.35	0	4.89	5.09	0	68.67	329.14	
14:00	39.5	95.69	46.01	6.91	5.20	0	4.88	5.08	0	68.08	328.55	

Tabela 84 (continuação): Necessidades de arrefecimento determinadas para o segundo dia de viagem.

Hora	T [°C]	Exp. Solar [%]	Necessidades de arrefecimento [kW]								
			Restaurante	Bar	Lounge	Cabines	Cozinha	Mess	Lavandaria	Total FCU	Total com as UTAN
15:00	39.5	85.92	36.73	9.70	5.20	19.53	4.87	4.24	0	80.27	340.73
16:00	30.1	70.71	34.30	6.10	3.59	14.54	4.63	4.17	0	67.33	186.29
17:00	30.1	49.88	33.45	4.89	2.83	11.40	4.60	4.16	0	61.33	180.29
18:00	30.1	37.35	32.94	4.16	2.38	9.51	4.59	4.15	0	57.72	176.68
19:00	30.1	8.14	31.75	2.45	1.31	5.10	4.55	4.13	0	49.30	168.26
20:00	30.1	0	40.30	0.00	0.66	0	4.54	4.97	0	50.47	169.43
21:00	23	0	39.18	0.00	0.01	0	4.37	4.93	0	48.49	104.86
22:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
23:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44

Tabela 85: Necessidades de arrefecimento determinadas para o terceiro dia de viagem.

Hora	T [°C]	Exp. Solar [%]	Necessidades de arrefecimento [kW]								
			Restaurante	Bar	Lounge	Cabines	Cozinha	Mess	Lavandaria	Total FCU	Total com as UTAN
00:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
01:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
02:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
03:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
04:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
05:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
06:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
07:00	23	3.82	0	0	0	10.72	0	0	0	10.72	67.09
08:00	23	30.26	39.34	0.00	1.11	0	4.41	4.95	0	49.81	106.17
09:00	23	60.90	41.66	0.50	2.23	0	4.45	4.97	0	53.80	110.17
10:00	30.1	79.00	34.64	6.58	3.89	15.79	4.64	4.18	0	69.72	188.68
11:00	30.1	91.54	35.15	7.32	4.35	17.68	4.65	4.19	0	73.34	192.30
12:00	39.5	98.45	34.12	10.43	5.06	21.42	4.89	4.49	0	80.40	340.86
13:00	39.5	100.00	46.18	7.16	5.35	0	4.89	5.09	0	68.67	329.14
14:00	39.5	95.69	46.01	6.91	5.20	0	4.88	5.08	0	68.08	328.55
15:00	39.5	85.92	36.73	9.70	5.20	19.53	4.87	4.24	0	80.27	340.73
16:00	30.1	70.71	31.90	3.70	2.99	0	0.00	4.41	18.36	61.36	180.32
17:00	30.1	49.88	31.05	2.49	2.23	0	0.00	4.40	18.35	58.52	177.48
18:00	30.1	37.35	30.54	1.76	1.78	0	0.00	4.39	18.35	56.81	175.77
19:00	30.1	8.14	29.35	0.05	0.71	0	0.00	4.37	18.34	52.83	171.79
20:00	30.1	0	28.06	0.00	0	0.47	2.66	4.97	0	36.16	155.12
21:00	23	0	39.18	0.00	0	0.25	4.37	4.93	0	48.73	105.10
22:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
23:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44

Tabela 86: Necessidades de arrefecimento determinadas para o quarto dia de viagem.

Hora	T [°C]	Exp. Solar [%]	Necessidades de arrefecimento [kW]								
			Restaurante	Bar	Lounge	Cabines	Cozinha	Mess	Lavandaria	Total FCU	Total com as UTAN
00:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
01:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
02:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
03:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
04:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
05:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
06:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
07:00	23	3.82	0	0	0	10.72	0	0	0	10.72	67.09
08:00	23	30.26	39.34	0.00	1.11	0	4.41	4.95	0	49.81	106.17
09:00	23	60.90	41.66	0.50	2.23	0	4.45	4.97	0	53.80	110.17
10:00	30.1	79.00	34.64	6.58	3.89	15.79	4.64	4.18	0	69.72	188.68
11:00	30.1	91.54	35.15	7.32	4.35	17.68	4.65	4.19	0	73.34	192.30
12:00	39.5	98.45	34.12	7.19	5.06	0	4.89	4.49	18.40	74.14	334.61
13:00	39.5	100.00	46.18	7.16	5.35	0	4.89	5.09	0	68.67	329.14
14:00	39.5	95.69	46.01	6.91	5.20	0	4.88	5.08	0	68.08	328.55
15:00	39.5	85.92	36.73	9.70	5.20	19.53	4.87	4.24	0	80.27	340.73
16:00	30.1	70.71	31.90	3.70	2.99	0	0	4.41	18.36	61.36	180.32
17:00	30.1	49.88	31.05	2.49	2.23	0	0	4.40	18.35	58.52	177.48
18:00	30.1	37.35	30.54	1.76	1.78	0	0	4.39	18.35	56.81	175.77
19:00	30.1	8.14	29.35	0.05	0.71	0	0	4.37	18.34	52.83	171.79
20:00	30.1	0	40.30	0.00	0.66	0	4.54	4.97	0	50.47	169.43
21:00	23	0	39.18	0.00	0.01	0	4.37	5	0	48.49	104.86
22:00	23	0	27.90	8.47	0.00	0.39	2.49	4.93	0	44.19	100.55
23:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44

Tabela 87: Necessidades de arrefecimento determinadas para o quinto dia de viagem.

Hora	T [°C]	Exp. Solar [%]	Necessidades de arrefecimento [kW]								
			Restaurante	Bar	Lounge	Cabines	Cozinha	Mess	Lavandaria	Total FCU	Total com as UTAN
00:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
01:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
02:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
03:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
04:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
05:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
06:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
07:00	23	3.82	0	0	0	10.72	0	0	0	10.72	67.09

Tabela 87 (continuação): Necessidades de arrefecimento determinadas para o quinto dia de viagem.

Hora	T [°C]	Exp. Solar [%]	Necessidades de arrefecimento [kW]								Total FCU	Total com as UTAN
			Restaurante	Bar	Lounge	Cabines	Cozinha	Mess	Lavandaria			
08:00	23	30.26	39.34	0.00	1.11	0	4.41	4.95	0	49.81	106.17	
09:00	23	60.90	41.66	0.50	2.23	0	4.45	4.97	0	53.80	110.17	
10:00	30.1	79.00	32.24	4.18	3.29	0	0	4.42	18.36	62.50	181.45	
11:00	30.1	91.54	32.75	4.92	3.75	0	0	4.43	18.37	64.21	183.17	
12:00	39.5	98.45	34.84	8.03	5.06	0	0	4.49	18.40	70.81	331.28	
13:00	39.5	100.00	34.90	8.12	5.11	0	0	4.49	18.40	71.03	331.49	
14:00	39.5	95.69	34.73	7.87	4.96	0	0	4.48	18.40	70.44	330.90	
15:00	39.5	85.92	34.33	7.30	4.60	0	0	4.48	18.40	69.10	329.57	
16:00	30.1	70.71	31.90	3.70	2.99	0	0	4.41	18.36	61.36	180.32	
17:00	30.1	49.88	31.05	2.49	2.23	0	0	4.40	18.35	58.52	177.48	
18:00	30.1	37.35	30.54	1.76	1.78	0	0	4.39	18.35	56.81	175.77	
19:00	30.1	8.14	31.75	2.45	1.31	5.10	4.55	4.13	0	49.30	168.26	
20:00	30.1	0	40.30	0.00	0.66	0	4.54	4.97	0	50.47	169.43	
21:00	23	0	34.33	0.00	0.01	0	4.37	4.93	0	43.64	100.00	
22:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44	
23:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44	

Tabela 88: Necessidades de arrefecimento determinadas para o sexto dia de viagem.

Hora	T [°C]	Exp. Solar [%]	Necessidades de arrefecimento [kW]								Total FCU	Total com as UTAN
			Restaurante	Bar	Lounge	Cabines	Cozinha	Mess	Lavandaria			
00:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44	
01:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44	
02:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44	
03:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44	
04:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44	
05:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44	
06:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44	
07:00	23	3.82	0	0	0	10.72	0	0	0	10.72	67.09	
08:00	23	30.26	39.34	0.00	1.11	0	4.41	4.95	0	49.81	106.17	
09:00	23	60.90	41.66	0.50	2.23	0	4.45	4.97	0	53.80	110.17	
10:00	30.1	79.00	34.64	6.58	3.89	15.79	4.64	4.18	0	69.72	188.68	
11:00	30.1	91.54	35.15	7.32	4.35	17.68	4.65	4.19	0	73.34	192.30	
12:00	39.5	98.45	34.12	10.43	5.06	21.42	4.89	4.49	0	80.40	340.86	
13:00	39.5	100.00	46.18	7.16	5.35	0.00	4.89	5.09	0	68.67	329.14	
14:00	39.5	95.69	46.01	6.91	5.20	0.00	4.88	5.08	0	68.08	328.55	
15:00	39.5	85.92	36.73	9.70	5.20	19.53	4.87	4.24	0	80.27	340.73	

Tabela 88 (continuação): Necessidades de arrefecimento determinadas para o sexto dia de viagem.

Hora	T [°C]	Exp. Solar [%]	Necessidades de arrefecimento [kW]								Total FCU	Total com as UTAN
			Restaurante	Bar	Lounge	Cabines	Cozinha	Mess	Lavandaria			
16:00	30.1	70.71	31.90	3.70	2.99	0.00	0	4.41	18.36	61.36	180.32	
17:00	30.1	49.88	31.05	2.49	2.23	0.00	0	4.40	18.35	58.52	177.48	
18:00	30.1	37.35	30.54	1.76	1.78	0	0	4.39	18.35	56.81	175.77	
19:00	30.1	8.14	29.35	0.05	0.71	0	0	4.37	18.34	52.83	171.79	
20:00	30.1	0	40.30	0.00	0.66	0	4.54	4.97	0	50.47	169.43	
21:00	23	0	39.18	0.00	0.01	0	4.37	4.93	0	48.49	104.86	
22:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44	
23:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44	

Tabela 89: Necessidades de arrefecimento determinadas para o sétimo dia de viagem.

Hora	T [°C]	Exp. Solar [%]	Necessidades de arrefecimento [kW]								Total FCU	Total com as UTAN
			Restaurante	Bar	Lounge	Cabines	Cozinha	Mess	Lavandaria			
00:00	23	0	0.00	0.00	0.00	8.07	0.00	0.00	0.00	8.07	64.44	
01:00	23	0	0.00	0.00	0.00	8.07	0.00	0.00	0.00	8.07	64.44	
02:00	23	0	0.00	0.00	0.00	8.07	0.00	0.00	0.00	8.07	64.44	
03:00	23	0	0.00	0.00	0.00	8.07	0.00	0.00	0.00	8.07	64.44	
04:00	23	0	0.00	0.00	0.00	8.07	0.00	0.00	0.00	8.07	64.44	
05:00	23	0	0.00	0.00	0.00	8.07	0.00	0.00	0.00	8.07	64.44	
06:00	23	0	0.00	0.00	0.00	8.07	0.00	0.00	0.00	8.07	64.44	
07:00	23	3.82	0.00	0.00	0.00	10.72	0.00	0.00	0.00	10.72	67.09	
08:00	23	30.26	39.34	0.00	1.11	0.00	4.41	4.95	0.00	49.81	106.17	
09:00	23	60.90	41.66	0.50	2.23	0.00	4.45	4.97	0.00	53.80	110.17	
10:00	30.1	79.00	34.64	6.58	3.89	15.79	4.64	4.18	0.00	69.72	188.68	
11:00	30.1	91.54	35.15	7.32	4.35	17.68	4.65	4.19	0.00	73.34	192.30	
12:00	39.5	98.45	34.12	10.43	5.06	21.42	4.89	4.49	0.00	80.40	340.86	
13:00	39.5	100.00	33.94	7.16	0.00	2.62	3.01	5.09	0.00	51.82	312.29	
14:00	39.5	95.69	33.77	6.91	0.00	2.55	3.00	5.08	0.00	51.31	311.77	
15:00	39.5	85.92	33.37	6.34	0.00	2.37	2.99	5.08	0.00	50.15	310.61	
16:00	30.1	70.71	30.94	2.74	0.00	2.55	2.75	5.01	0.00	43.98	162.94	
17:00	30.1	49.88	30.09	1.53	0.00	1.36	2.72	5.00	0.00	40.70	159.66	
18:00	30.1	37.35	32.94	4.16	2.38	9.51	4.59	4.15	0.00	57.72	176.68	
19:00	30.1	8.14	31.75	2.45	1.20	5.10	4.55	4.13	0.00	49.18	168.14	
20:00	30.1	0	40.30	0.00	0.66	0.00	4.54	4.97	0.00	50.47	169.43	
21:00	23	0	39.18	0.00	0.01	0.00	0.00	4.93	0.00	44.12	100.49	
22:00	23	0	0.00	0.00	0.00	8.07	0.00	0.00	0.00	8.07	64.44	
23:00	23	0	0.00	0.00	0.00	8.07	0.00	0.00	0.00	8.07	64.44	

Tabela 90: Necessidades de arrefecimento determinadas para o último dia de viagem.

Hora	T [°C]	Exp. Solar [%]	Necessidades de arrefecimento [kW]								
			Restaurante	Bar	Lounge	Cabines	Cozinha	Mess	Lavandaria	Total FCU	Total com as UTAN
00:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
01:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
02:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
03:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
04:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
05:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
06:00	23	0	0	0	0	8.07	0	0	0	8.07	64.44
07:00	23	3.82	0	0	0	10.72	0	0	0	10.72	67.09
08:00	23	30.26	39.34	0	1.11	0	4.41	4.95	0	49.81	106.17
09:00	23	60.90	41.66	0.50	2.23	0	4.45	4.97	0	53.80	110.17