



ESCOLA NAVAL

talant de bi-faire



David Emanuel Filipe Gonçalves

Funcionamento de sistemas de climatização de navios em águas tropicais: Avaliação e Solução para as Fragatas da Classe Vasco da Gama

Dissertação para obtenção do grau de Mestre em Ciências Militares Navais, na especialidade de Engenharia Naval no Ramo de Mecânica



Alfeite
2018



ESCOLA NAVAL



ta sãntde & biẽfaire

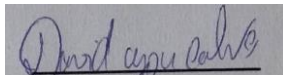
David Emanuel Filipe Gonçalves

Funcionamento de sistemas de climatização de navios em águas tropicais: Avaliação e Solução para as Fragatas da Classe Vasco da Gama

Dissertação para obtenção do grau de Mestre em Ciências Militares Navais, com especialização em Engenharia Naval no Ramo de Mecânica

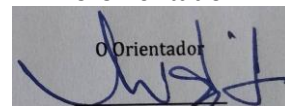
Orientação de: Prof. Doutor Miguel José Pereira Sales Cavique Santos

O Aluno Mestrando



David Gonçalves

O Orientador



Prof. Doutor Miguel Cavique Santos

Alfeite

2018

*“Uma vez que aceitamos os nossos
limites vamos além deles”*

Albert Einstein

Agradecimentos

É difícil de agradecer a cada uma das pessoas que se cruzaram durante os meus últimos cinco anos como aluno da Escola Naval e que contribuíram para o meu percurso académico e militar.

Aos meus pais pelo apoio constante que, desde cedo me apoiaram, me deram as forças e meios necessários para que tivesse o melhor dos sucessos, a paciência pelo tempo despendido fora de casa, por vezes sem o contacto desejado, e pelo orgulho que em mim foi depositado. Ao meu irmão que, desde cedo ganhou também o animo para seguir as pegadas, pela sua paciência pelo tempo que não poderia estar com ele. À minha avó materna, já que, sempre me desejou o maior dos cuidados e para que nada de mal me acontecesse. À minha avó paterna, embora o seu falecimento tenha ocorrido quando tinha os meus seis anos de idade, muita saudade me deixou e nunca, mas nunca me saiu da mente, sendo um poço de força, uma segunda mãe durante aqueles anos em que partilhamos vida.

Aos amigos de longa data, agradeço ao Rodrigo Teixeira e José Gaspar pelo contacto que temos mantido. O apoio e a disponibilidade do CTEN EN-MEC Maia Morgado, 1 TEN EN-MEC Alves Rodrigues e do 2 TEN EN-MEC Nobre Antunes aquando das visitas a bordos das unidades navais.

Um agradecimento ao Curso CMG Henrique Quirino da Fonseca pelo excelente ambiente destes cinco anos de Escola Naval. Em especial, aos Engenheiros Navais da Classe de Mecânica deste curso que, através da forte união sempre nos apoiamos para ultrapassar todas as dificuldades.

Ao departamento de Ciências e Tecnologias pelo incentivo, apoio e motivação para a realização, não só, da dissertação, mas também de todo o percurso académico efetuado.

Por ultimo, e não menos importante, o orientador desta dissertação Professor Doutor Miguel Cavique Santos, pelo constante apoio, disponibilidade e motivação dada para levar a bom porto e ao maior dos sucessos todo este trabalho científico.

Resumo

A presente dissertação tem como objetivo efetuar uma avaliação do sistema de climatização dos navios da Classe Vasco da Gama em ambientes tropicais. Sendo projetados para navegar em águas com temperaturas inferiores a 27 °C, acima destes valores, o sistema de refrigeração tende alterar os parâmetros de funcionamento. A potência máxima disponível é de 960 kW e a potência necessária ronda os 640 kW quando operado dentro dos parâmetros de projeto.

Sendo uma preocupação com o meio ambiente cada vez mais globalizada, a necessidade de efetuar trocas dos refrigerantes nos sistemas de refrigeração. Pretende-se reduzir as emissões de gases com potencial de aquecimento global, ou que esse valor (de potencial de aquecimento) seja menor nos refrigerantes utilizados.

Face aos problemas verificados no funcionamento do sistema em ambientes tropicais e na necessidade de efetuar a troca do refrigerante usado atualmente efetuou-se uma análise do sistema com o refrigerante de projeto, R22, o refrigerante atualmente em uso, R404a e com possíveis substitutos.

A análise, passa por avaliar o sistema de refrigeração, e pela sua ligação com o sistema de distribuição de ar. Desenvolveu-se um modelo do sistema de bordo através de um software com as propriedades termodinâmicas dos diferentes refrigerantes. Efetuou-se a resolução das diferentes equações que descrevem o modelo, e obteve-se os resultados necessários para a sua avaliação. O R407C apresenta capacidade de refrigeração e características operacionais muito próximas do R22. O R404a sendo limitado pelas suas características e pela potência do motor elétrico não permite melhores capacidades de refrigeração. Além disso, tem pressões na alta pressão elevadas o que é um problema por se aproximar do valor máximo de dimensionamento do condensador.

A solução principal passa por substituir o sistema com o R407C, ou alterar o sistema atualmente instalado, para que ele possa funcionar em condições mais extremas (ambientes tropicais).

Tropical, Refrigerante, Potencial, Análise, Soluções

Abstrat

The present dissertation aims to evaluate the air conditioning system of Vasco da Gama Class warships in tropical environments. Being ships essentially designed to sail in waters with temperatures below 27 ° C, above these values, the cooling system significantly changes their operation. The maximum available power is 960 kW, and power required for 640 kW when operated within the design parameters.

Concern about the environment is increasingly globalized, requiring the exchange of refrigerants in refrigeration systems. It is intended to reduce emissions of gases with a high global warming potential (GWP) and to replace them with refrigerants with lower GWP.

In view of the problems encountered in the operation of the air conditioning system in tropical environments, and the need to replace the refrigerant currently used, an analysis was made of the system already implemented with the current refrigerant and then with possible substitutes.

The system model considered the refrigeration system, the load interconnection network and the air distribution system. For this, a software was used with the thermodynamic properties of the different refrigerants, the different equations describing the model were solved, and the necessary results were obtained for its evaluation. In order to guarantee a near capacity during the system to work with the design refrigerant, the solutions / alterations to be equated will be given. The R22 has the best capabilities for the currently installed system. The R407C when presenting capacities, as well as its operating characteristics very close to the R22, is considered the alternative. The R404a being limited by the power of the electric motor does not allow for better cooling capabilities. In addition the working pressure starts to be a problem, since, it is close to the maximum that the condenser supports.

The solution has been to replace the system with the R407C, or to change the system currently installed, so that it can work in more extreme conditions (tropical environments).

Tropical, Refrigerant, Potential, Analysis, Solutions.

Índice de Figuras

Figura 1 - Ciclo real de refrigeração vs ciclo teórico/ideal.....	7
Figura 2 - Visualização no diagrama P-H do efeito do sobrearrefecimento (subcooling) e sobreaquecimento (superheating) no ciclo teórico de refrigeração	8
Figura 3 - Localização dos sistemas de refrigeração (circulo a preto).....	9
Figura 4 - Diagrama do sistema de refrigeração instalado a bordo - Componentes principais	12
Figura 5 - Rendimento volumétrico versus razão de pressão.....	17
Figura 6 - Condensador tubo e carcaça - Shell and tube.	19
Figura 7 - Válvula Expansora Termostática.....	21
Figura 8 - Comparação de refrigerantes quanto ao Potencial de Aquecimento Global	34
Figura 9 - Limitações impostas para diferentes tipos de sistemas.	34
Figura 10 - Comparação entre refrigerantes para diferentes temperaturas de evaporação.	38
Figura 11 - Parâmetros de funcionamento do sistema de refrigeração com R404a, no dia 17 Março de 2017, a operar em águas com temperaturas de 30 °C – dados fornecidos pelo N.R.P Vasco da Gama.	49
Figura 12 - Comparação do funcionamento do sistema com R404a (vermelho - normal funcionamento, amarelo - funcionamento fora dos padrões)	51
Figura 13 - Diagrama psicrométrico do Ar para as condições limites de projeto - resolução no EES.....	58
Figura 14 - Propriedades do R407C	85
Figura 15 - Cálculo do ciclo de refrigeração com R404a através de um diagrama PH (Mollier).....	90
Figura 16 - Vista geral da planificação do N.R.P. Vasco da Gama - Ventilação por compartimento (trocas de ar internas e/ou externas).....	101

Figura 17 - Planificação detalhada de uma zona do N.R.P. Vasco da Gama - Ventilação por
compartimento (trocas de ar internas e/ou externas)..... 102

Índice de Tabelas

Tabela 1- Características dos principais componentes.	10
Tabela 2 - Parâmetros de funcionamento do sistema de refrigeração com R22.	12
Tabela 3 - Temperatura e Humidade do ar para as condições limites de projeto - Verão. .	13
Tabela 4 - Temperaturas máximas em diversos locais.	13
Tabela 5 - Evolução do GWP médio ao longo dos anos	33
Tabela 6 - Refrigerantes – Descrição de algumas características.	36
Tabela 7 - Retrofit para os principais refrigerantes atualmente em uso	40
Tabela 8 - Características na compressão dos refrigerantes R22,R404A,R134a,R407C,R1234ze para uma temperatura de condensação de 40 °C ..	42
Tabela 9 - Comportamento dos refrigerantes com temperatura de condensação de 40 °C com o sistema atualmente instalado - análise teórica com diagrama de Mollier	43
Tabela 10 - Comportamento dos refrigerantes com temperatura de condensação de 45°C com o sistema atualmente instalado – análise teórica com diagrama de Mollier	44
Tabela 11 - Perda de capacidade de refrigeração com temperatura de condensação de 45°C	44
Tabela 12 - Cálculo da LMTD e potência do condensador com o aumento da temperatura de entrada da água	48
Tabela 13 - Análise ao sistema de refrigeração com R22 através de dados fornecidos pelo N.R.P. Corte Real	49
Tabela 14 - Temperatura de evaporação VS Carga Térmica VS Capacidade necessária do sistema de refrigeração	69
Tabela 15 - Comparação da performance do sistema com os refrigerantes R22, R407C e R404a em funcionamento com a temperatura da água do mar de 32,5 °C	70

Tabela 16 - Comparação da performance do R22,R404a,R407C,R134a,R410a,R1234yf,R1234ze,R32,R290 no modelo do sistema de refrigeração. Temperatura de entrada água no condensador e do ar exterior de 35 °C	72
Tabela 17 - Vantagens e desvantagens do sobreaquecimento e sobrearrefecimento	81
Tabela 18 - Temperatura média logarítmica do sistema de refrigeração em funcionamento com R22.....	82
Tabela 19- Método da Efetividade - Parâmetros para o condensador instalado a bordo ...	82
Tabela 20 - Método da Efetividade - Parâmetros para o evaporador instalado a bordo	83
Tabela 21 – Comparação entre R22, R1234ze e R1234yf.....	87
Tabela 22 - Comparação da potência requerida para compressão com os diferentes refrigerantes testados no modelo - água salgada 30°C.....	89
Tabela 23 - Comparação da potência requerida para compressão com os diferentes refrigerantes testados no modelo - água salgada 35°C.....	89
Tabela 24 - Comportamento dos refrigerantes com temperatura de condensação de 40°C com o sistema atualmente instalado – análise teórica com resolução no EES	91
Tabela 25 - Comportamento dos refrigerantes com temperatura de condensação de 45°C com o sistema atualmente instalado – análise teórica com EES	91

Lista de Abreviaturas, Siglas e Acrónimos

A – Área

a – Gradiente de pressão de fricção para o fluido no estado líquido

AU - Transmissão de calor por grau de diferença

b - Gradiente de pressão de fricção para o fluido no estado gasoso

CFC - Clorofluorcarbonetos

COP – Coeficiente de performance

C – Capacidade térmica

C_{min} – Capacidade térmica inferior

$cp_{água}$ – Calor específico da água

d_i – Diâmetro interno do tubo

ε -Efetividade

FC – fator de contacto da bateria.

f_L – Fator de fricção de líquido;

f_G – Fator de fricção de vapor

GWP – Global warming potential

HC - Hidrocarbonos

HCFC - Hidroclorofluorcarbonetos

HFC - Hidrofluorcarbonetos

HFO – Hidrofluoroolefina

h_1 – Entalpia do refrigerante na entrada do compressor

h_2 – Entalpia do refrigerante na saída do compressor

h_3 – Entalpia do refrigerante na saída do condensador

h_4 - Entalpia do refrigerante na entrada do evaporador

$h_{insuflação}$ - Entalpia do ar no ponto de insuflação;

$h_{mistura}$ - Entalpia do ar no ponto de mistura

L – Comprimento do tubo

LMTD - Diferença de temperatura média logarítmica

\dot{m} – Caudal mássico de refrigerante

$\dot{m}_{insuflação}$ – Caudal mássico de ar

$m_{água}$ – Caudal mássico de água

NTU - Número de unidades de transferência

ODP – *Ozone depletion potential*

PAG – Potencial de aquecimento global

P-H – Pressão-entalpia

PMI – Ponto morto inferior

PMS – Ponto morto superior

Q – Calor transferido

q_{cond} - Calor cedido pelo condensador por unidade de massa de refrigerante;

Q_{cond} - Calor cedido pelo condensador.

q_{evap} - Calor cedido pelo evaporador por unidade de massa de refrigerante;

Q_{evap} - Calor cedido pelo evaporador.

R_p – Razão de Pressão

SPC – *Store Program Control*

T – Temperatura

$T_{ar\ insuflado}$ – Temperatura do ar insuflado

$T_{ar\ mistura} (^{\circ}C)$ – Temperatura do ar de mistura;

$T_{ar\ novo} (^{\circ}C)$ – Temperatura do ar novo;

$T_{ar\ recirculado}$ – Temperatura do ar recirculado

T_{evap} – Temperatura de evaporação;

T_{cond} – Temperatura de condensação;

T_{Bubble} – Temperatura do refrigerante na linha de vapor;

T_{Dew} – Temperatura do refrigerante na linha de líquido;

T_{LMTD} – Temperatura média logarítmica

T-S – Temperatura-Entropia

T_f – Temperatura da zona fria

T_q – Temperatura da zona quente

U - Coeficiente global de transmissão de calor

EU – Uniao Europeia

VEE - Válvula Expansora Eletrónica

VET - Válvula Expansora Termostática

v_{real} – Volume deslocado pelo Compressor

$v_{teórico}$ - Volume disponível do Compressor

$w_{ar\ insuflado}$ – Humidade absoluta do ar insuflado

$w_{ar\ novo}$ – Humidade absoluta do ar de novo

$w_{ar\ mistura}$ – Humidade absoluta do ar de mistura

$w_{ar\ recirculado}$ – Humidade absoluta do ar recirculado

$w_{bateria}$ – Humidade absoluta da bateria

W_{comp} – Trabalho do Compressor

W_{real} - Trabalho do compressor no sistema (real) para efetuar a compressão;

$W_{teórico}$ – Trabalho teórico do compressor para efetuar a compressão

η_{comp} – Rendimento do compressor

η_v – Rendimento Volumétrico

η_{isen} – Rendimento Isentrópico

ΔP_{total} – Perda de pressão total;

ΔP_{mom} – Perda de pressão de aceleração;

ΔP_{frict} – Perda de pressão de fricção.

ΔT – Variação de temperatura

ΔT_1 - Diferença de temperatura entre a temperatura do refrigerante e a água de entrada

ΔT_2 - Diferença de temperatura entre a temperatura do refrigerante e a água de saída

ρ – Densidade

Índice

Introdução	1
1 Objetivo do trabalho	3
2 Sistema de Refrigeração.....	5
2.1 Descrição geral do Sistema instalado a Bordo	8
2.2 Condições de projeto/limites de operação	13
2.3 Condições de operação	14
3 Equipamentos dos sistemas de refrigeração	15
3.1 Compressores	15
3.1.1 Compressor alternativo	16
3.1.2 Compressor de parafuso	17
3.1.3 Compressores rotativos	17
3.1.4 Compressores <i>scroll</i>	18
3.2 Condensadores	18
3.3 Evaporador – <i>Chiller</i>	20
3.4 Válvula expansora	20
3.5 Equações que descrevem o comportamento dos componentes	23
4 Refrigerantes	29
4.1 Definições	29
4.2 Regulamentação Europeia para a utilização dos refrigerantes.....	31
4.3 Características dos Refrigerantes	35
4.4 Análise e performance dos Refrigerantes	37
4.5 <i>Retrofit</i> no sistema de Refrigeração nas Fragatas Classe Vasco Da Gama	40

5	Análise do sistema de refrigeração – dados retirados do funcionamento a bordo.....	47
5.1	Capacidade de refrigeração – perda de capacidade do condensador com aumento de temperatura da água do mar.....	47
5.2	Comportamento do sistema com o aumento de temperatura da água do mar – análise aos dados retirados de bordo.....	48
5.3	Análise do sistema instalado no seu máximo funcionamento.....	50
6	Modelo do sistema instalado a bordo.....	53
6.1	Equações do sistema de refrigeração.....	53
6.2	Equações do sistema de climatização.....	56
6.3	Modelo do sistema de refrigeração.....	59
6.4	Modelo aproximado do sistema a bordo.....	65
6.5	Discussão e análise de resultados do modelo.....	66
6.5.1	Avaliação do ciclo com R22, R404a e R407C.....	66
6.5.2	Regulamento dos F-Gas: possíveis soluções para o <i>retrofit</i>	71
7	Soluções.....	73
7.1	<i>Retrofit</i> para R407C.....	73
7.1.1	Alterações a efetuar.....	73
7.1.2	Manutenção e mudança de refrigerante no sistema.....	74
7.1.3	Performance do sistema.....	75
7.2	Alterações no sistema atual.....	75
7.2.1	Motor elétrico.....	75
7.2.2	Compressor.....	76
7.3	Implementação de novo sistema.....	76
8	Conclusão.....	79

8.1 Solução	80
8.2 Trabalhos futuros	80
Apêndices	81
Apêndice A	81
Apêndice B.....	82
Apêndice C.....	84
Apêndice D	86
Apêndice E.....	87
Apêndice F	88
Apêndice G	89
Apêndice H	90
Apêndice I.....	91
Apêndice J	92
Apêndice K.....	97
Anexos.....	101
Anexo A	101
Anexo B	103
Anexo C	105
Bibliografia	107

Introdução

A refrigeração apresenta nos dias atuais um papel importante na sociedade. A climatização de espaços habitacionais (ar condicionado), aplicações na indústria alimentar e arrefecimento de equipamentos são aplicações possíveis de equipamentos de refrigeração. O seu aparecimento veio contribuir para um aumento da qualidade de vida.

Num navio de guerra tem igualmente importância a qualidade habitacional. O navio deve estar preparado para que a guarnição se sinta confortável durante esses longos períodos.

Os navios da Classe Vasco da Gama têm sido empenhados em várias missões internacionais de cooperação em regiões do globo com ambientes tropicais. Nesses ambientes, a temperatura do ar é superior a 30 °C e a humidade relativa a 70%. Em muitas missões a temperatura da água do mar ultrapassa os 30 °C. Estas condições extremas tornam difícil manter a temperatura de conforto no interior do navio e originam problemas no sistema de climatização. É pois necessário uma análise cuidada do funcionamento do sistema nessas condições e propor alterações e medidas para mitigar a falta de desempenho do sistema.

As alterações ao sistema devem ter em consideração as limitações/restrições aprovados nos diferentes protocolos e conferências realizados pelo mundo ao longo dos últimos 50 anos. No caso dos refrigerantes a serem utilizados em sistemas de climatização e de refrigeração surgiram regulamentos europeus em 2009 e em 2014. O primeiro é relativo a substâncias que atacam a camada de ozono, e o segundo a substâncias que provocam efeito de estufa, limitando ambos a utilização de diversos refrigerantes.

Com base nestas limitações impostas, a classe Vasco da Gama, sofreu alteração no refrigerante do sistema de refrigeração para R404a em 2012. Porém, os problemas já descritos na utilização dos navios em ambientes tropicais agravaram-se com a

substituição do R22 pelo R404A. De forma a limitar a perda de capacidade do sistema em ambientes tropicais, bem como, manter o sistema com um refrigerante que esteja dentro dos regulamentos atuais, é necessário proceder a nova alteração de refrigerante.

Ao longo do presente trabalho será efetuado uma análise aos principais refrigerantes em uso, através de um modelo aproximado do sistema de climatização. De modo a complementar a dissertação e a alargar o estudo efetuado dos refrigerantes, desenvolveu-se um artigo para a IManEE (*Innovative Manufacturing Engineering & Energy International Conference*) intitulado: *F-Gas regulation– Possible solutions for the retrofit dead end*. O mesmo permite avaliar, dentro de parâmetros definidos para funcionamento do sistema de refrigeração definido (baseado no sistema das Fragatas Classe Vasco da Gama) avaliar a performance dos refrigerantes mais comuns para os sistemas água-água e efetuar a conexão com os refrigerantes atuais, ou seja, o futuro do retrofit. Este artigo foi distinguido com um prémio.

1 Objetivo do trabalho

O objetivo deste trabalho é avaliar o sistema de refrigeração e climatização dos navios da Classe Vasco da Gama em ambientes tropicais. Para isso é necessário analisar o comportamento do sistema atualmente instalado usando valores retirados a bordo e verificar quais são os fatores que influenciam a perda de performance. A comparação entre diferentes refrigerantes poderá garantir soluções que passam apenas pela substituição do refrigerante, evitando a substituição total do sistema.

A descrição do sistema do sistema de refrigeração considerando os seus principais componentes vai permitir efetuar a avaliação do funcionamento do sistema em ambientes tropicais, ou seja, fora dos limites para que foi projetado. A alteração do normal funcionamento do sistema de refrigeração provocará a necessidade de efetuar alterações em alguns dos equipamentos do sistema.

Para avaliar as alterações, é efetuada uma análise do funcionamento do sistema com diferentes refrigerantes, tendo-se desenvolvido um modelo desenvolvido sobre a plataforma *Engineering Equation Solver* (EES). Este modelo permite verificar os limites de utilização de cada um dos refrigerantes testados e avaliar a possibilidade de mudança do refrigerante para um dos novos refrigerantes estudados.

2 Sistema de Refrigeração

A refrigeração é a remoção de calor de um espaço ou objecto para outro espaço ou objectos. A remoção de calor pode ser efetuada por contacto com substâncias a menores temperatura, ou por refrigeração mecânica. Os sistemas de refrigeração mais comuns utilizam ciclos de compressão de vapor (*Air-Conditioning and Refrigeration Institute, 1979*).

A refrigeração pode ser entendida como o método de realizar a transferência de calor de um local a arrefecer com menor temperatura para um local a maior temperatura, utilizando uma máquina frigorífica. Os ciclos de refrigeração podem ser de: absorção, gás, termoelétricos e compressão de vapor (MONTEIRO, 2014).

Os processos termodinâmicos e o calor estão diretamente ligados aos sistemas/ciclos de refrigeração. A termodinâmica define-se como o “estudo das mudanças envolventes na energia”, sendo definido pela *ASHRAE Handbook Fundamentals 1.1* (1997) como o “estudo da energia, as suas transformações, e o relacionamento com estado da matéria.” (JONES, 2001).

Carnot em 1824 definiu a lei para a conversão de calor em trabalho em máquinas térmicas. Para que exista a transformação contínua de calor em trabalho numa máquina térmica que trabalhe entre a fonte quente e a fonte fria, tem de rejeitar calor para a fonte fria (MONTEIRO, 2014). No ciclo inverso, a máquina funciona em ciclo de refrigeração, recebe trabalho e transfere calor de uma fonte fria para uma fonte quente.

A eficiência de Carnot para o ciclo de refrigeração é dada pela seguinte expressão:

$$COP = \frac{T_f}{T_q - T_f} \quad (1)$$

Sendo,

COP – coeficiente de operação;

T_f (K) - Temperatura da zona fria;

T_q (K) - Temperatura da zona quente.

O diagrama de Temperatura-Entropia (T,s) é frequentemente usado para analisar o desempenho dos ciclos de refrigeração e para determinar os parâmetros operacionais ótimos e o desempenho do sistema (WANG, 2000).

O princípio de funcionamento de um sistema de refrigeração real passa por quatro etapas:

- No compressor o refrigerante é comprimido para uma pressão mais alta e uma temperatura também mais alta (temperatura de condensação) (WANG, 2000);
- O condensador é responsável por dissipar calor do ciclo para o ambiente normalmente através de ar forçado ou água – Processo idealmente isobárico e isotérmico na zona a duas fases. O refrigerante na forma de gás a alta pressão perde energia passando ao estado líquido (JONES,2001).
- A válvula expansora é responsável por efetuar uma redução de pressão do refrigerante até que se atinja a pressão de evaporação – Processo adiabático;
- No evaporador o refrigerante absorve o calor do meio a arrefecer – processo idealmente isotérmico e isobárico. A evaporação inicia-se depois da expansão na zona a duas fases (ponto 4 da) (MONTEIRO, 2014);

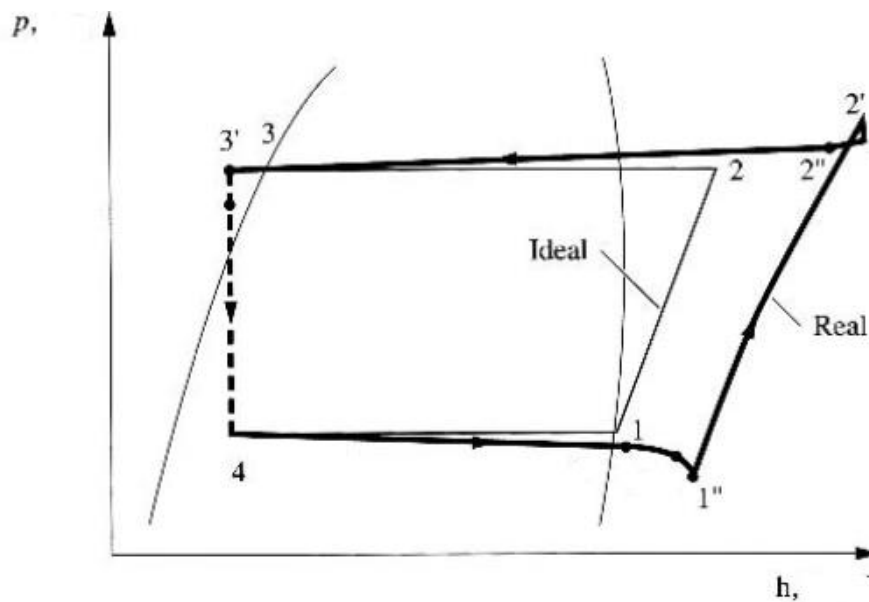
Na compressão, a energia despendida é geralmente superior aquela (caso o compressor não seja arrefecido) que se determina numa evolução isentrópica. As irreversibilidades no sistema levam a um aumento da entropia obrigando a um acréscimo de energia despendida.

A mostra um diagrama PH onde é possível visualizar o ciclo real em relação ao ciclo teórico. Verifica-se que no ponto 2 e 2' se destaca a diferença de pressões existentes. Num ciclo real, a pressão à saída do compressor (ponto 2') é superior à

pressão de condensação (ponto 2'') para suprir as perdas na saída do compressor e da linha de descarga. Além disso a perda de pressão no condensador terá de ser compensada, originando uma redução da temperatura à saída do condensador (DOSSAT, 1980).

Figura 1 - Ciclo real de refrigeração vs ciclo teórico/ideal

adaptado de: Wang,2000



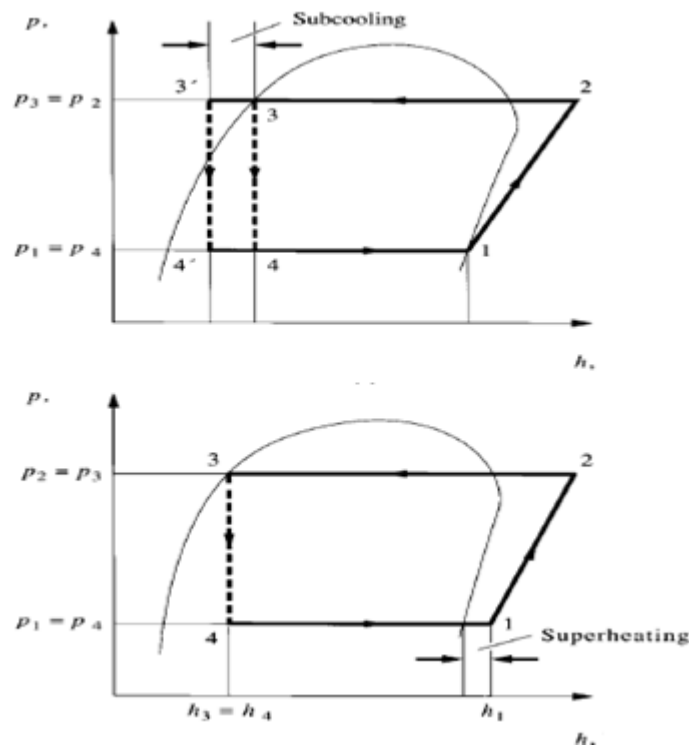
A perda de pressão do refrigerante na linha de alta pressão aumenta a potência requerida ao compressor por unidade de massa (ASHRAE, 2006). Como resultado, o compressor terá uma razão de pressão superior à do ciclo teórico, resultando não só, numa diminuição do COP, como aumento de irreversibilidade. A perda de pressão no evaporador origina igualmente uma redução na temperatura e de pressão no final da evaporação comparativamente ao seu início, tendo como consequência um aumento do volume de vapor à saída do evaporador. Genericamente uma menor diferença entre a temperatura de saturação no evaporador e no condensador leva a uma redução no consumo de energia no compressor (ASHRAE, 2006, p. 43.1).

No ciclo real de refrigeração, e para melhor funcionamento, efetua-se o sobreaquecimento e sub-arrefecimento. Na é possível verificar que o sobreaquecimento garante uma diferença entre a temperatura evaporação e a de

entrada no compressor, garantindo que o compressor admite apenas vapor sobreaquecido (encontra-se na zona de vapor sobreaquecido). O sobrearrefecimento é efetuado no condensador, onde se pretende que o refrigerante possa sair como líquido sub-arrefecido. São várias as vantagens e desvantagens do sobreaquecimento e sobrearrefecimento – Ver **Apêndice A**

Figura 2 - Visualização no diagrama P-H do efeito do sobrearrefecimento (subcooling) e sobreaquecimento (superheating) no ciclo teórico de refrigeração .

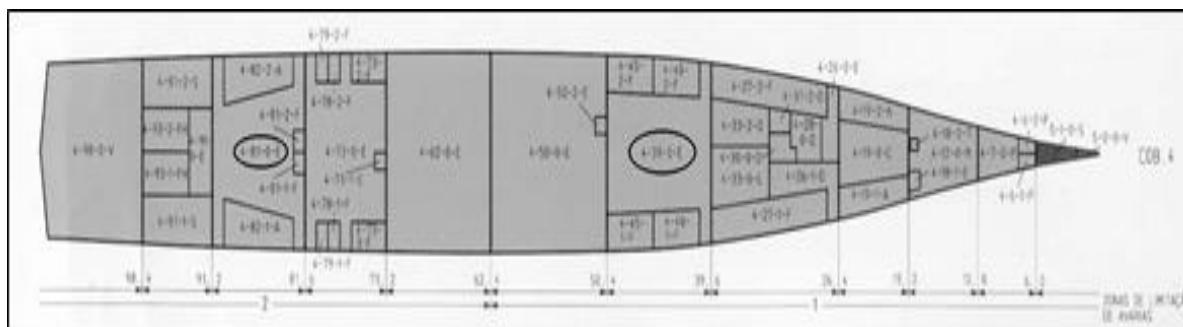
adaptado de: Wang,2000



2.1 Descrição geral do Sistema instalado a Bordo

O sistema de ar-condicionado das Fragatas Classe Vasco da Gama tem dois sistemas de refrigeração, um à vante de meio navio e o outro à ré de meio navio – ver **Figura 3**. São responsáveis por arrefecer a água que irá circular pelas casas de ventilação (unidades de tratamento de ar) distribuídas pelo navio.

Figura 3 - Localização dos sistemas de refrigeração (circulo a preto)



O navio dispõe de nove casas de ventilação existindo uma por cada zona estanque, tendo uma das zonas duas casas de ventilação. O ar distribuído pelo navio através das casas de ventilação tem 70% de ar recirculado, proveniente do interior do navio, e 30% de ar novo, ou ar exterior (Maiorgas, 2009).

Cada sistema de refrigeração é responsável por retirar calor do circuito de água glicolada refrigerada, que circula até às casas de ventilação dispostas pelo navio e retorna ao mesmo. A água refrigerada contém glicol, cerca de 10%, que permite baixar o ponto de congelação. É nas casas de ventilação que se efetua a troca de calor entre a água refrigerada e o ar que será distribuído pelo navio. O circuito de água refrigerada constitui um anel de ida e retorno entre o sistema de refrigeração e as casas de ventilação.

Os equipamentos do sistema de refrigeração têm as seguintes características, ver **Tabela 1**, de acordo com os manuais respetivos e Memória Descritiva da reconversão do sistema para o R404A (COUTEIRO, 2012).

Tabela 1- Características dos principais componentes.

Adaptado de: (Couteiro, 2012).

	Compressor	Evaporador- Chiller	Condensador	Motor eléctrico
Modelo	5H66 Carrier	WK480	-----	-----
Nrº de unidades por subsistema	2	2	2	2
Potência	Potência do motor eléctrico (60 kW)	240 kW	293 kW	60 kW
Caudal Volumétrico Teórico	0,0817 m ³ /s	-----	-----	-----
Caudal de água	-----	100 m ³ /h (50 m ³ /h por evaporador)	72m ³ /h (36 m ³ /h por condensador)	-----
Temp. de entrada de água	-----	6 °C	27°C	-----
Temp. de saída de água	-----	10,13 °C	34 °C	-----
Pressão máxima	-----	-----	22 Bar	-----

Cada compressor tem 6 cilindros e 5 estágios de funcionamento, sendo que, quatro desses cilindros são acionados por solenóides. Os dois primeiros cilindros garantem 33% da carga (sendo considerado o 1º estágio) e não necessitam de acionamento. A restante capacidade é garantida com a introdução dos restantes 4 cilindros em funcionamento, ou seja: 50% - 3 cilindros, 66% - 4 cilindros, 84% - 5 cilindros, 100% - 6 cilindros.

Cada sistema de refrigeração instalado tem 2 compressores, 2 condensadores e 2 evaporadores. Mas o seu funcionamento é separado, ou seja, cada compressor tem um circuito para cada um dos condensadores e evaporadores.

Quando um compressor atinge a sua máxima capacidade, e existe a necessidade de aumentar a capacidade de refrigeração, é acionado mais um compressor. No processo inverso de diminuição de capacidade, um dos compressores irá parar depois de estar fora de ação um cilindro de um outro (capacidade abaixo de 84%). A temperatura da água do circuito de água do condensador tem controlo pneumático atuado em função da pressão de condensação, que faz acionar a válvula

reguladora de mistura entre a água de saída do condensador e a água do mar. Deste modo, pretende-se que a pressão da condensação se mantenha mais ou menos constante independentemente da carga. A circulação de água nos dois condensadores de cada sistema de refrigeração é assegurada por uma única bomba.

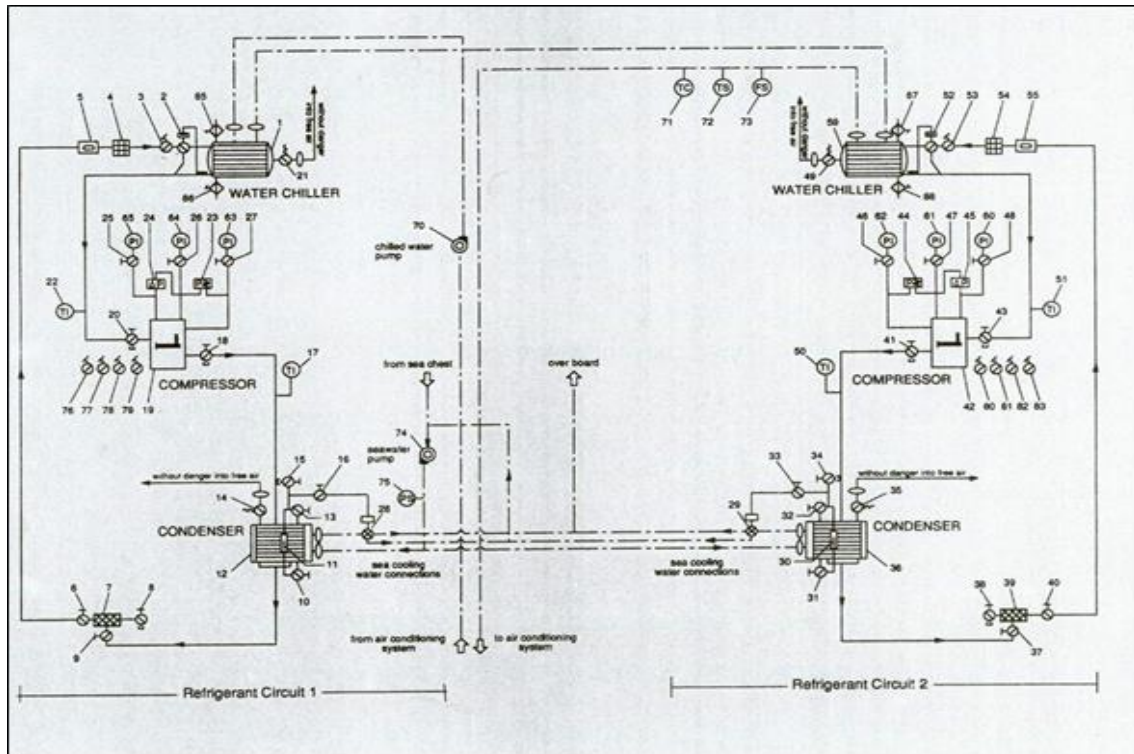
Um termostato é responsável pelo controlo da temperatura de saída da água do evaporador. É ligado ao autómato *Store Program Control* (SPC) que regula a capacidade do compressor, isto é, em função da temperatura da água glicolada à saída do evaporador, faz entrar ou retira cilindros de funcionamento. O pressostato combinado contém os pressostatos de baixa pressão e o de alta pressão. O de baixa pressão está ligado à aspiração do compressor atuando se a pressão se reduzir (valor não definido no manual e sem conhecimento desse mesmo por parte dos técnicos). O lado de alta pressão está montado na saída do compressor para o proteger de pressões elevadas (22bar), eventualmente causadas por temperatura de condensação elevada. Esta situação pode acontecer quando existe um estrangulamento antes do condensador, falta de circulação de água do mar, ou temperatura da água muito elevada.

A válvula expansora eletrónica (VEE), SIEMENS MVL661.25-6.3 (Ver **Anexo B**) garante que o *chiller* é alimentado com o refrigerante necessário de maneira contínua e uniforme, em função do sobreaquecimento imposto à saída do evaporador.

Além dos principais componentes descritos, o sistema tem equipamento de controlo e de alimentação elétrica. O controlo dos compressores e a atuação da válvula expansora quando o sistema é sujeito a aumento de temperatura da água do mar será explicado em secção posterior.

Na está desenhado um dos dois sistemas de refrigeração instalados a bordo. A presente figura mostra um diagrama com a disposição dos vários componentes (principais) e a sua ligação. A descrição detalhada de todos os pontos que estão assinalados estão presentes no manual de reconversão da instalação para R404A (COUTEIRO, 2012).

Figura 4 - Diagrama do sistema de refrigeração instalado a bordo - Componentes principais



O sistema foi construído para usar refrigerante R22 e sofreu uma alteração para R404A devido aos regulamentos europeus de uso de gases fluorados (será explicado no **subcapítulo 4.2**). Os parâmetros de funcionamento do sistema com R22 são apresentados na , para a temperatura de condensação de 39,5 °C e de evaporação de 0,5 °C.

Tabela 2 - Parâmetros de funcionamento do sistema de refrigeração com R22.

Adaptado de: Coureiro, 2012

Equipamento	Parâmetro	Dados
Compressor	Rendimento Volumétrico	82%
	Volume efetivo	0,0671 m ³ /s
Condensador	Queda de Pressão	0,5 Bar
Evaporador	Queda de Pressão	0,2 Bar
	Sobreaquecimento	5°C

2.2 Condições de projeto/limites de operação

O sistema foi projetado para operar nas seguintes condições (limites) de tempo quente, de acordo com os manuais:

Tabela 3 - Temperatura e Humidade do ar para as condições limites de projeto - Verão.

Adaptado de: VOSS, 1992

Parâmetro	Temperatura	Humidade
Ar exterior	32 °C	80%
Água do mar – a navegar (motores em funcionamento)	27 °C	-----
Água do mar – atracado	30 °C	-----
Interior do Navio - generalizado	25 °C /	50%

Na **Tabela 4** são indicadas as diferentes temperaturas para diversos compartimentos ou zonas (Voss, 1992):

Tabela 4 - Temperaturas máximas em diversos locais.

Adaptado de: Voss, 1992

Local	Temperatura
Lavandaria, paióis gerais e de munições	40 °C
Casa das turbinas e motores principais, casa dos geradores e casa das bombas a ré	45 °C
Oficinas	32 °C
Cozinha	30 °C
Hangar	Temperatura ambiente exterior

2.3 Condições de operação

O navio tem em cada sistema de arrefecimento/refrigeração da água capacidade para 480 kW representando 75% das necessidades totais de projecto. Ou seja, a potência frigorífica instalada a bordo garante 150% da carga em condições de projeto.

Os dados recolhidos a bordo, permitem verificar que, para condições climatéricas tipicamente de verão em águas portuguesas, um dos sistemas opera na sua capacidade máxima e o outro tem pelo menos um dos dois compressores em funcionamento (com todos os cilindros em trabalho). Esta folga permite ao sistema funcionar para além dos limites de projecto com temperaturas ligeiramente mais elevadas, e assim operar facilmente nas águas portuguesas. Verifica-se contudo algumas variações no modo como o sistema opera relativamente às suas características de projeto. Os valores de entrada e saída da água no evaporador apresentam valores próximos dos valores de projeto quando o sistema está em funcionamento em ambientes mais quentes. Já a temperatura de condensação aumenta quando a temperatura da água salgada se aproxima de 27 °C (valor de projeto).

Ao longo do **capítulo 5**, serão analisados com maior detalhe os dados retirados de bordo e as mudanças que ocorrem no funcionamento do sistema quando é sujeito a uma temperatura de condensação superior.

3 Equipamentos dos sistemas de refrigeração

O circuito de refrigeração é formado por quatro componentes/equipamentos principais: compressor, condensador, válvula expansora e evaporador. Além destes existem as interligações de alta e de baixa pressão onde o fluido circula, o filtro secador, termóstatos, pressostatos, linhas e depósitos de óleo de lubrificação.

As perdas de pressão nos circuitos, e as variações de rendimento volumétrico e isentrópico do compressor são determinantes para a avaliação de um sistema já implementado.

Neste capítulo falar-se-á sobre cada um dos principais componentes dos sistemas de refrigeração. É necessário descrever e efetuar uma pequena comparação entre as diferentes tecnologias aplicadas para um determinado componente. O compressor é um componente que se torna fundamental analisar, já que, permite verificar que alternativas poderão existir caso a troca do mesmo se verifique no sistema atual ou a aplicação num novo sistema. Os permutadores de calor, evaporador e condensador, serão também abordados. Os permutadores de placas devido às suas características poderão ser uma alternativa viável para um novo sistema. Já a válvula expansora será abordada num contexto inicial mais geral, sendo que, se destacarão a válvula termostática expansora e válvula expansora eletrónica.

3.1 Compressores

Os compressores podem apresentar várias configurações, tais como: alternativo, parafuso, scroll, palhetas rotativas ou centrífugo (*single-stage ou multi-stage*). Os compressores podem ser dispostos em série ou em paralelo. Podem ainda ser classificados em herméticos, semi-herméticos ou abertos. Os últimos são mais comuns em sistemas de refrigeração industriais ou de grandes dimensões, onde o motor está acoplado fora da carcaça do compressor (compressores instalados na Classe Vasco da Gama). (ASHRAE,2006,p. 43.1). Numa outra divisão, os compressores podem ser alternativos ou de fluxo. Apenas os compressores centrífugos são máquinas de fluxo, sendo os restantes compressores enumerados no parágrafo anterior de deslocamento positivo (WANG,2000,p. 9.52). E qual a diferença na característica de

compressão? O deslocamento positivo é efetuado pelo aumento da pressão do refrigerante, onde se verifica uma diminuição do seu volume de vapor. Já a máquina de fluxo efetua o aumento de pressão através da conversão da pressão dinâmica em pressão estática (MONTEIRO, 2014).

São múltiplos os fatores que determinam qual a velocidade e o tamanho requerido para um compressor de deslocamento positivo. O fluxo de refrigerante, a eficiência volumétrica são os principais; a razão de pressão, temperatura de aspiração do compressor e a perda de pressão na linha de baixa pressão são fatores a ter em consideração (ASHRAE,2006,p. 43.29). Alguns destes fatores serão diretamente ligados ao estudo a efetuar na performance do sistema implementado nas Fragatas Classe Vasco da Gama.

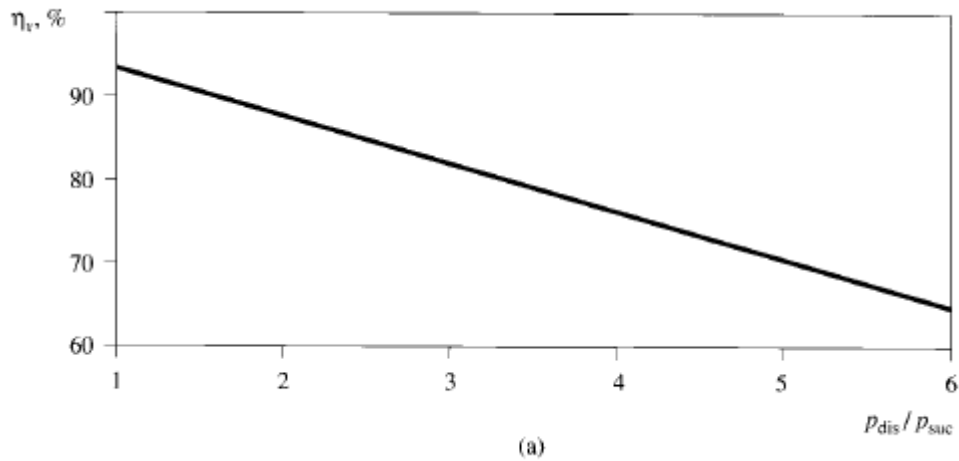
3.1.1 Compressor alternativo

O compressor alternativo, como o usado no sistema de refrigeração nas Fragatas Classe Vasco da Gama, comprime o refrigerante através de um êmbolo (ou vários) com um movimento alternativo. Descendo do ponto morto superior (PMS) o êmbolo cria uma depressão que faz introduzir refrigerante no cilindro pressão ao abrir a válvula de admissão. A válvula é fechada quando o êmbolo chega próximo do ponto morto inferior (PMI), iniciando depois a subida do êmbolo e conseqüentemente a compressão do refrigerante. O refrigerante é expulso do cilindro por abertura da válvula de descarga. São amplamente usados em sistemas comerciais e industriais, pois a sua capacidade pode rondar os 700 kW (MONTEIRO,2014,p. 170).

O rendimento volumétrico (η_v) destes compressores passa tipicamente de 92% para 65% se a razão de pressão aumentar de 1 para 6 - **Figura 5** O rendimento isentrópico (η_{isen}) diminui de 83% para 75% quando se verifica um aumento da razão de pressão de 4 para 6. São valores a ter em consideração no projeto de um sistema ou numa análise de eficiência (WANG,2000,p. 11.5).

Figura 5 - Rendimento volumétrico versus razão de pressão.

Adaptado de: WANG,2000



3.1.2 Compressor de parafuso

Embora existam compressores de parafuso com apenas um fuso/rotor, a maioria das aplicações apresentam o chamado compressor de duplo parafuso – *twin screw*. Este tipo de compressores apresentam, comparativamente aos compressores alternativos, capacidade para movimentar um maior caudal volumétrico. A relação de pressão pode chegar aos 20. A sua geometria destaca-os para a utilização com R717, vulgo amoníaco, sendo igualmente comuns em sistemas com R134a. A potência de refrigeração situa-se entre os 170 kW e 1200 kW por compressor.

3.1.3 Compressores rotativos

Os compressores rotativos têm um rolo dentro de um cilindro, que rola de forma excêntrica efetuando a compressão do refrigerante. Parte desse rolo está sempre em contacto com a parede do cilindro. Esta zona tem volume variável devido ao movimento uniforme e excêntrico que o rolo desenvolve (MONTEIRO,2014,p.173).

Este tipo de compressores são amplamente adotados em pequenos sistemas de refrigeração. Os rendimentos são ligeiramente superiores quando comparados com os compressores alternativos. Não é comum a aplicação em grandes instalações (WANG,2000,p. 11.43).

3.1.4 Compressores *scroll*

O rotor dos compressores *scroll* é constituído por duas espirais, uma móvel (espiral interior) e outra fixa (espiral exterior). Num estudo realizado os compressores *scroll* apresentam um η_v entre os 93,6% e 97% quando operados numa razão de pressão entre os 2,7 e 3,6 (LEVINS et al.,1996).

3.2 Condensadores

O condensador é o equipamento que liberta o calor absorvido pelo evaporador e o trabalho do compressor, tipicamente arrefecido a ar ou a água. Os condensadores arrefecidos a ar podem ser de convecção natural ou forçada.

Um condensador arrefecido a água pode ser de água servida ou de água recirculada. No caso específico dos navios o sistema é de água servida, já que, depois de a água retirar o calor do condensador volta para o mar. Nos sistemas de de água recirculada, a água circula em circuito fechado libertando normalmente o calor numa torre de arrefecimento (DOSSAT,1980). Os condensadores arrefecidos a água podem ser de tubo duplo, serpentina e carcaça, e tubo e carcaça.

Os condensadores de tubo duplo têm um tubo dentro de outro onde a água circula no tubo interno e o refrigerante circula em sentido oposto, ou contracorrente, no tubo exterior. A opção de contracorrente é normalmente a melhor pois a temperatura média entre os fluidos é maior, aumentando o fluxo de transmissão de calor relativamente à situação de ambos os fluidos terem o mesmo sentido. A capacidade máxima, pois a sua construção coaxial causa algumas limitações, vai até 180 kW, sendo o seu uso em pequenos sistemas de refrigeração ou para complemento de condensadores a ar. (MONTEIRO, 2014).

O condensador de serpentina e carcaça "*Shell and coil*" é constituído por uma ou várias serpentinas dentro de uma carcaça onde a água circula, e efetua a troca de calor com o refrigerante que circunda nas serpentinas (DOSSAT, 1980). Geralmente o fluxo de água apenas tem uma passagem. Estes permutadores utilizam um caudal de água superior aos de tubo e carcaça. São aplicados muitas vezes em sistemas de

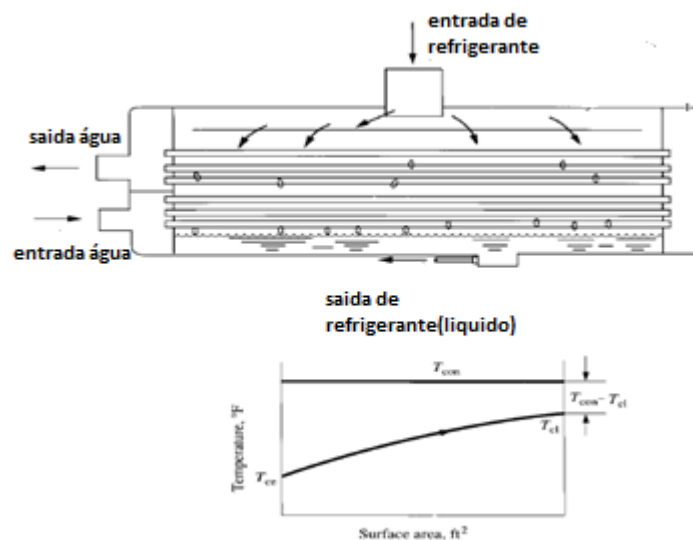
refrigeração por amónia em aplicações industriais (WANG, 2000). Apresentam-se como condensadores de pequena e média capacidade podendo efetuar transferências de calor até 50 kW. São muitas vezes usados como auxiliares de condensadores a ar quando a temperatura do ar excede os 39 °C (MONTEIRO, 2014).

O condensador de tubo e carcaça “Shell-and-tube”, do modelo instalado a bordo das Fragatas da Classe Vasco da Gama, é composto por uma carcaça cilíndrica em aço onde estão dispostos vários tubos retos, paralelos e fixados por chicanas (DOSSAT, 1980). Numa possível configuração, a água circula dentro dos tubos e absorve o calor do refrigerante, que passa na carcaça circulando entre os tubos. A potência deste tipo de condensadores pode chegar até aos 35.000 kW, sendo utilizado em grandes sistemas. Na apresenta-se um esquema do referido condensador, onde é possível verificar o gráfico da relação entre a temperatura de condensação (linha constante) e o aumento da temperatura da água que nele circula.

A deposição de sujidade (incrustações) nas paredes dos tubos é um grave problema neste tipo de condensadores. Deve-se garantir um sobredimensionamento da área de transferência de calor, garantindo um prolongamento do seu tempo útil de funcionamento (WANG, 2000).

Figura 6 - Condensador tubo e carcaça - Shell and tube.

Retirado de: Wang,2000



Muitos dos condensadores mais recentes são geralmente de placas pois têm maiores coeficientes globais de transferência de calor, situando-se entre $2500 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ e $4500 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$. Constituídos normalmente por placas de aço inox de espessuras que não ultrapassam os $0,80 mm$, são montadas paralelamente com um pequeno espaço entre elas de $1,5 mm$ a $3 mm$ (MONTEIRO, 2014). Os permutadores de placas são usados em condensadores e também em evaporadores.

3.3 Evaporador – Chiller

O evaporador é o equipamento responsável por garantir a passagem de calor do meio a arrefecer. As trocas de calor no evaporador efetuam-se do ar (forçado ou não) ou da água, que arrefecem, para o refrigerante (Monteiro,2014). No caso dos sistemas de refrigeração das fragatas os evaporadores são usados para arrefecimento da água do circuito que abastece as casas de ventilação.

De modo análogo à descrição dos condensadores, os *chillers* podem ter condensadores arrefecidos a água do tipo serpentina e carcaça, ou tubo e carcaça.

A instalação a bordo tem evaporadores do tipo tubo e carcaça. Os *chillers* de tubo e carcaça apresentam as vantagens em relação a outros permutadores de facilidade de retorno do óleo ao compressor e de menor probabilidade de congelação. Nos *chillers* do tipo inundado o fluido refrigerante está na carcaça e o líquido a arrefecer no interior dos tubos. (DOSSAT,1980).

3.4 Válvula expansora

A válvula expansora tem um papel fundamental no controlo do sistema de refrigeração. Permite dosear o refrigerante que sai na linha de líquido em função da taxa de evaporação no evaporador, ao manter um sobreaquecimento à saída do evaporador (Monteiro, 2014).

Consoante a dimensão, rigor e necessidades de controlo e o tipo de sistema (industrial, doméstico,...) as válvulas mais comuns são de tubo capilar (o mais simples), válvula de bóia, válvula de expansão termostática e válvula de expansão eletrónica. Estas duas últimas são as mais comuns em sistemas de grandes dimensões. As válvulas

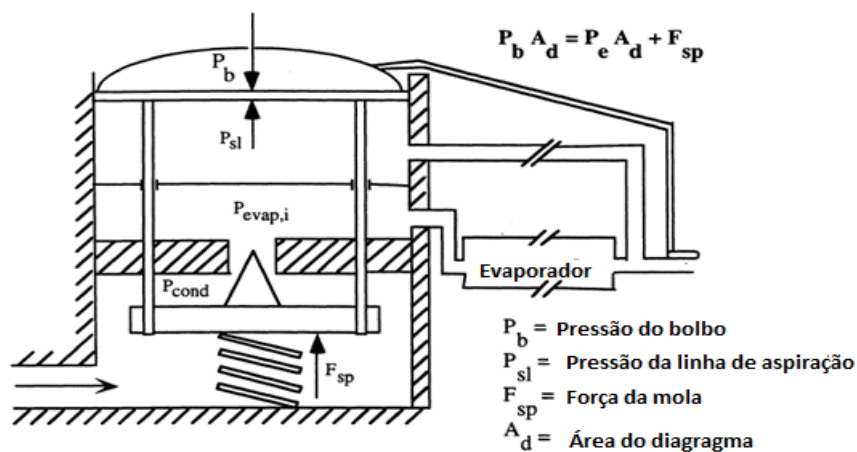
de bóia são exclusivas para *chillers* sobrealimentados e inundados. Embora atualmente o sistema a bordo utilize a válvula eletrônica, o seu projeto inicial contemplava uma válvula expansora termostática (VET).

A VET é regulada de modo a garantir um sobreaquecimento fixo. O bolbo, instalado após o evaporador responde à temperatura nesse local. A pressão exercida pela mola (regulável) somada à pressão do refrigerante na saída do evaporador fica em equilíbrio com a pressão causada pelo fluido dentro do bolbo. Caso exista uma desigualdade a válvula irá abrir ou fechar para regular o caudal de refrigerante. Se a pressão no bolbo for inferior, a válvula irá fechar (estrangular), caso seja o inverso, a pressão seja superior no bolbo, a válvula irá abrir (LENGER et al., 1998). Fora dos limites de funcionamento, a válvula pode ficar sempre aberta sem conseguir garantir a redução do sobreaquecimento, dado não ser possível deixar passar mais refrigerante.

Na maioria das aplicações a VET é de equalização externa, tendo o bolbo e a tomada de pressão à saída da linha de baixa pressão (saída do evaporador) (Arora, 2000). A representa um esquema do modo como a VET funciona.

Figura 7 - Válvula Expansora Termostática.

Adaptado de:LENGER et al, 1998



A válvula expansora eletrônica (VEE) tem uma função e funcionamento análogo ao da VET, sendo a medição de temperatura e de pressão por transdutores. As VEE podem separar-se em três tipos: motor passo a passo, pulso modulado e analógicas.

A válvula de motor de passo a passo tem um motor multifásico controlado eletronicamente capaz de se mover continuamente para a frente ou para trás. Também pode ser discretamente posicionado em incrementos de uma revolução fracional. Os motores de passo aceitam uma série de sinais de passo (200 por segundo, por exemplo). O movimento de rotação é transformado em movimento linear necessário para abrir e fechar uma válvula de expansão por meio de uma caixa de engrenagens e um eixo de transmissão rosqueado. A engrenagem é usada para aumentar o torque. Isso permite o uso de um pequeno motor sem sobrecarregá-lo (DOSSAT, 1980).

As válvulas de pulso modulado são válvulas solenóides operadas no modo *on/off*, ou seja, totalmente aberto ou totalmente fechado. A taxa de fluxo do refrigerante é fornecida pela quantidade de tempo, a largura do pulso ou a duração da abertura da válvula. Por exemplo, uma válvula modulada por largura de pulso pode ser pulsada a cada 5 segundos. Se apenas é necessário estar aberta 40% para garantir o fluxo, a válvula permanecerá aberta por 2 segundos e fechada por 3 segundos (WANG, 2000).

As VEE apresentam algumas vantagens relativamente às VET:

- Precisão de controlo de temperatura;
- Conseguem fornecer um sobreaquecimento constante e sem grandes flutuações;
- Melhor eficiência energética;
- Bom funcionamento com baixas pressões e temperaturas baixas do ar.

Uma boa utilização da válvula expansora, ou seja, um sobreaquecimento correto evita a possibilidade de haver o chamado “golpe de líquido”. Este fenómeno acontece quando o sobreaquecimento não garante que o refrigerante chega ao compressor como vapor sobreaquecido, recebendo líquido que o pode danificar. O valor típico de sobreaquecimento em VET é de 5 °C.

Numa análise efetuada por Lei et al. (2005), que verifica a performance de um sistema de refrigeração através do comportamento da VET, o aumento de 20% da abertura da mesma, 100 segundos após o compressor estabilizar na frequência de trabalho, causou um aumento ligeiro na pressão de condensação que a seguir

estabilizou, e a pressão na evaporação também ela aumentou mas acabou por reduzir novamente. Acabou por existir um ligeiro aumento da razão de pressão e do fluxo de refrigerante. É possível afirmar que a pressão no sistema pode sofrer desvios devido à abertura ou fecho da válvula, já que, as necessidades do sistema não são constantes e as condições externas, temperatura do meio de condensação e de evaporação, também variam.

3.5 Equações que descrevem o comportamento dos componentes

O ciclo real de refrigeração tem algumas diferenças relativamente ao ciclo teórico nos cálculos da sua performance. Analisando um ciclo real no diagrama (P,h) é possível efetuar cálculos do comportamento do sistema.

O trabalho realizado, por unidade de massa, pelo compressor é calculado pela expressão:

$$w_{comp} = h_2 - h_1 \quad (2)$$

Sendo o trabalho total:

$$W_{comp} = \dot{m} \times w_{comp} \quad (3)$$

Sendo,

h_1 (kJ/kg) - Entalpia do refrigerante na entrada do compressor;

h_2 (kJ/kg) – Entalpia do refrigerante na saída do compressor;

\dot{m} (kg/s) – Caudal mássico de refrigerante;

w_{comp} (kJ/kg) – Trabalho do compressor por unidade de massa;

W_{comp} (kW) – Trabalho do compressor.

O compressor tem rendimento isentrópico e volumétrico dados por:

- Rendimento isentrópico:

$$\eta_{isen} = \frac{W_{real}}{W_{teórico}} \quad (4)$$

Sendo,

W_{real} (kW) -Trabalho do compressor no sistema (real) para efetuar a compressão;

$W_{teórico}$ (kW) – Trabalho teórico do compressor para efetuar a compressão

- Rendimento volumétrico:

$$\eta_v = \frac{v_{real}}{v_{teórico}} \quad (5)$$

Sendo,

v_{real} (m³/s) – Volume realmente deslocado pelo compressor;

$v_{teórico}$ (m³/s) - Volume disponível ao compressor.

Pigani et al. (2016) considera que o rendimento isentrópico do compressor alternativo para uma razão de pressão (R_p) superior a 2,5, é obtido através de:

$$\eta_{isen} = 0,8371 - 0,0429R_p \quad (6)$$

Com base na , a equação 7 obtém o rendimento volumétrico do compressor alternativo instalado a bordo em função da razão de pressão:

$$\eta_v = 0,94 - 0,048R_p \quad (7)$$

Janković et al. (2016) apresenta uma equação que descreve o rendimento volumétrico do compressor alternativo em função da R_p . Porém, através dessa equação, os resultados do rendimento apresentam-se com maiores diferenças em relação à equação 7. Ainda relativo ao rendimento volumétrico do compressor alternativo, Domanski, McLinden, (1992) aplica no seu modelo:

$$\eta_v = 0,96 \left(1 - 0,04 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \right) \quad (8)$$

Sendo n na equação anterior o coeficiente do processo politrópico. Segundo Lenz, (2002) os coeficientes do processo politrópico de compressão com os

refrigerantes mais comuns são aproximadamente de 1,1. Na equação $\frac{P_2}{P_1}$ é a razão de pressão num compressor, pelo que a equação de Domanski, McLinden(1992) passará a ser descrita da seguinte forma:

$$\eta_v = 0.96(1 - 0.04[(Rp)^{0.91} - 1]) \quad (9)$$

As equações 7, 8 e 9 permitem obter o η_v para um compressor alternativo, obtendo-se valores ligeiramente diferentes para a mesma razão de pressão. Aquando do desenvolvimento do modelo aproximado do sistema implantado na Classe Vasco da Gama, a **equação 7** será a usada pois é a que apresenta dados de rendimento mais próximo com os dados reais do sistema em funcionamento.

O rendimento do compressor (η_{comp}) é então dado por:

$$\eta_{comp} = \eta_v \times \eta_{isen} \quad (10)$$

O condensador é responsável por dissipar toda a energia que o evaporador absorve do meio a arrefecer e o trabalho realizado pelo compressor. Assim:

$$q_{cond} = h_3 - h_2 \quad (11)$$

A energia total dissipada no condensador:

$$Q_{cond} = \dot{m} \times q_{cond} \quad (12)$$

Sendo,

$h_3(kJ/kg)$ – Entalpia do refrigerante na saída do condensador;

$q_{cond}(kJ/kg)$ – Calor cedido pelo condensador por unidade de massa de refrigerante;

$Q_{cond}(kJ)$ - Calor cedido pelo condensador.

Para verificar a capacidade de refrigeração de um sistema é necessário conhecer a quantidade de energia absorvida no evaporador, dada por:

$$q_{evap} = h_1 - h_4 \quad (13)$$

Pelo que a potência frigorífica do sistema, ou seja, calor total cedido no evaporador é:

$$Q_{evap} = \dot{m} \times (h_1 - h_4) \quad (14)$$

Sendo,

h_4 (kJ/kg) - Entalpia do refrigerante na entrada do evaporador;

q_{evap} (kJ/kg) – Calor cedido pelo evaporador por unidade de massa de refrigerante;

Q_{evap} (kJ) - Calor cedido pelo evaporador.

Para analisar os permutadores de calor de um sistema (condensador e evaporador num *chiller*) existem dois métodos: o da diferença de temperatura média logarítmica (LMTD) e o da efetividade (ε). Tanto na condensação como na evaporação parte da transferência de calor é efetuada num regime de valor sobreaquecido em que a temperatura é superior à temperatura de condensação. Porém a maioria da transferência de calor, sobretudo no evaporador, ocorrer no regime a duas fases. quando parte do refrigerante estará em fase líquida e a outra em vapor. Os cálculos, através das **equações 15 e 17**, consideram a troca de calor no permutador a temperatura constante, ou seja, num regime a duas fases.

Segundo HOLMAN, (1989) o método LMTD é usado essencialmente quando as temperaturas de entrada e saída no permutador são conhecidas. A capacidade de um condensador ou evaporador fica dependente da sua área (A) , da temperatura média logarítmica (T_{LMTD}) entre o meio de condensação e o refrigerante e do coeficiente global de transmissão de calor(U):

$$Q = A \times U \times T_{LMTD} \quad (15)$$

Sendo,

Q (kJ ou kW) – Calor cedido

A – m^2 ;

$$U - W/(m^2 \text{ } ^\circ\text{C});$$

$$T_{LMTD} - ^\circ\text{C}.$$

A T_{LMTD} é calculada da seguinte forma:

- $\Delta T_1(^\circ\text{C}) =$ Diferença de temperatura entre a temperatura do refrigerante e a da água de entrada (condensador ou evaporador);
- $\Delta T_2(^\circ\text{C}) =$ Diferença de temperatura entre a temperatura do refrigerante e a da água de saída (condensador ou evaporador);

$$T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (16)$$

A área do permutador de calor, bem como o fator de transmissão de calor, são fixados no projeto/construção. A capacidade do permutador de calor fica assim dependente da diferença de temperatura entre o meio de condensação e o refrigerante. O aumento de temperatura do meio de condensação/evaporação é proporcional à carga térmica trocada no condensador e inversamente ao calor específico do fluido e da massa em circulação:

$$\Delta T = \frac{Q}{m_{\dot{a}gua} \times cp_{\dot{a}gua}} \quad (17)$$

Sendo,

$\Delta T (^\circ\text{C})$ – Variação de temperatura (entre a entrada e a saída da água);

$m_{\dot{a}gua} (kg/s)$ – Caudal mássico de água;

$cp_{\dot{a}gua} (kJ/kg \cdot K)$ – Calor específico da água.

Quando não são conhecidas as temperaturas de entrada ou de saída no condensador (HOLMAN, 1989) o método da efetividade é preferível. Verifica-se que o aumento do caudal de água no condensador ou evaporador causa uma diminuição da efetividade, ou seja, na eficiência de transferência de calor, muito embora resulte num aumento do calor transferido.

A capacidade térmica (C) da água é inferior à do refrigerante, resultando para o caso a equação 18. O aumento da temperatura da água será superior à do refrigerante que deve manter a temperatura durante a mudança de fase (C do refrigerante bastante elevado, considerado a tender para ∞). As equações que descrevem o método da efetividade:

$$C_{min} = m_{\acute{a}gua} \times cp_{\acute{a}gua} \quad (18)$$

$$NTU = \frac{AU}{C_{min}} \quad (19)$$

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (20)$$

$$Q = m_{\acute{a}gua} \times \Delta T \times cp_{\acute{a}gua} (1 - e^{-NTU}) \quad (21)$$

Sendo,

$C_{min} (kJ/K)$ – Capacidade térmica inferior

NTU - número de unidades de transferência;

$AU (kJ/K)$ – Transmissão de calor por grau de diferença.

Ambos os métodos serão abordados no presente trabalho para calcular as temperaturas no sistema (condensador e evaporador), capacidades de transferência de calor, eficiência com a variação do caudal (**Apêndice B**) e, no caso extremo considerado neste estudo, com os máximos caudais no sistema no condensador e no evaporador.

A eficiência do ciclo de refrigeração é dada pela seguinte expressão:

$$COP = \frac{q_{evap}}{W_{comp}} \quad (22)$$

4 Refrigerantes

As características dos refrigerantes, também designados por fluidos refrigerantes ou gases de refrigeração, são determinantes para o funcionamento de um sistema.

As preocupações com o meio ambiente são uma realidade que acompanha a sociedade do mundo atual embora tenham surgido, numa escala global, no último quartel do século XX. A substituição dos refrigerantes em sistemas mais antigos, ou a aplicação em novos sistemas, tem por vezes, dificuldades em ser efetivada na prática. Os navios de guerra não devem ter refrigerantes tóxicos e/ou inflamáveis.

Segundo o artigo nº3 do Regulamento Nº 517/2014 do Parlamento Europeu e do Conselho, define-se como *ozone depletion potential (ODP)*, em português potencial de destruição do ozono como sendo a base para quantificar a degradação que um refrigerante/gás fluorado causa na camada de ozono. Como referência tomou-se o potencial do R12 que assume o valor de 1; o R22, refrigerante que teve um grande uso nos mais variados sistemas tem ODP de 0,055.

O (*global warming potential*) *GWP*, em português potencial de aquecimento global (PAG) é calculado pela relação entre os potenciais de aquecimento de um quilograma de refrigerante e de um quilograma de dióxido de carbono num período de 100 anos (Regulamento (CE) 1005/2009, artº2, 16 de setembro).

A necessidade crescente na substituição dos refrigerantes nos sistemas já implementados, por exemplo, devido às restrições impostas, traduz-se numa operação chamada de *retrofit*.

De forma a efetuar uma primeira análise, ainda que teórica, através dos parâmetros de funcionamento do sistema instalado nos navios da Classe Vasco da Gama serão analisados alguns dos principais refrigerantes mais comuns.

4.1 Definições

Existem várias formas de caracterizar os refrigerantes, pela sua composição química, grupo de segurança ou se é uma substância pura ou uma mistura. Os

refrigerantes são ainda classificados quanto à sua natureza, como naturais ou artificiais. Estes últimos são dos seguintes tipos:

- Clorofluorcarbonetos (CFC) – Na sua composição apresentam átomos de cloro, flúor e carbono;
- Hidroclorofluorcarbonetos (HCFC) – Na sua composição apresentam átomos de hidrogénio, cloro, flúor e carbono;
- Hidrofluorcarbonetos (HFC) – Na sua composição apresentam hidrogénio, flúor e carbono;
- Hidrofluoroolefinas (HFO) – São halocarbonetos com apenas flúor e hidrogénio;
- Hidrocarbonos (HC) - Compostos de hidrogénio e carbono.

A segurança é importante na escolha do refrigerante. Os navios de guerra, como já descrito anteriormente, devem evitar ter nos seus sistema de refrigeração refrigerantes tóxicos ou com alta inflamabilidade. Segundo a norma ASHRAE 34 de 2010 (ASHRAE, 2010) pode-se classificar os refrigerantes em 6 grupos (de segurança) – A1, A2, A3, B1, B2, B3. As letras têm os seguintes significado:

- A – Baixa toxicidade;
- B – Alta toxicidade.

Os dígitos representam:

- 1 – Sem propagação de chama;
- 2 – Baixa inflamabilidade;
- 3 – Alta inflamabilidade.

Atualmente existem muitos refrigerantes que são designados como A2L situando-se entre o A1 e A2. São designados então por ligeiramente inflamáveis.

A composição dos refrigerantes é importante para avaliar o seu comportamento na evaporação e condensação podendo ser: substâncias puras (R22, R32, R134a); misturas de substâncias puras zeotrópicas (R404a, R407C, R410A); e misturas de substâncias puras azeotrópicas (R502, R507A). As substâncias puras

entram em ebulição a uma temperatura dependendo da pressão de trabalho (MONTEIRO, 2014). As misturas zeotrópicas tendo várias substâncias puras apresentam variação da temperatura de ebulição com a composição designando-se por “*Glide value*” a variação da temperatura ao longo da evaporação da mistura. O início da ebulição e o fim tem temperaturas diferentes (JONES, 2001). Por fim, as misturas azeotrópicas não são separáveis por ebulição (MONTEIRO, 2014), pelo que apresentam a mudança de fase a temperatura constante (JONES, 2001).

Quando os sistemas apresentam mais que um fluido de refrigeração este pode ser chamado de fluido primário ou secundário. No caso das Fragatas da Classe Vasco da Gama, o fluido que efetua as trocas de calor com a água salgada proveniente do mar é o fluido primário. A água glicolada é, por sua vez, o fluido secundário pois circula entre o *chiller* onde efetua a troca de calor com fluido primário e as casas de ventilação.

A aplicação dos refrigerantes pode ser dividida em três tipos: baixa temperatura, média temperatura e alta temperatura. Esta divisão permite facilmente ter uma noção em que tipo de sistemas se deve utilizar cada refrigerante,. Os sistemas de refrigeração usados para climatização usam refrigerante de média temperatura.

4.2 Regulamentação Europeia para a utilização dos refrigerantes

A evolução nos refrigerantes que se tem verificado nos últimos anos deve-se à necessidade de criar gases “amigos” do ambiente. A destruição da camada de ozono e o efeito de estufa foram as causas da sua utilização. Por isso, foram criadas normas e legislação para a comercialização, utilização e manutenção de equipamentos com refrigerantes.

A convenção de Montreal pode ser considerada como o primeiro grande passo para a redução dos refrigerantes/gases com efeito de estufa. Atualmente existem diversas legislações sobre o assunto sendo importante fazer uma breve resenha das restrições até aqui impostas e algumas das que serão implementadas, com base nos regulamentos:

- REGULAMENTO (CE) Nº 1005/2009 DO PARLAMENTO EUROPEU E DO CONSELHO - de 16 de Setembro de 2009 - relativo às substâncias que empobrecem a camada de ozono;
- REGULAMENTO (UE) Nº 517/2014 DO PARLAMENTO EUROPEU E DO CONSELHO - de 16 de abril de 2014 - relativo aos gases fluorados com efeito de estufa.

“Nos termos do Regulamento Nº 2037/2000, a partir de 2010 deixam de poder ser utilizados os hidroclorofluorocarbonetos virgens para a manutenção e reparação de equipamento de refrigeração e de ar condicionado”.

No artigo nº4 do Regulamento Nº 1005/2009 vem proibir a produção de todos os gases fluorados regulamentados. Em anexo deste mesmo regulamento está a lista dos gases proibidos bem como o valor do seu ODP. No mesmo regulamento através do artigo nº5, complementa o anterior, proibindo a sua comercialização. Exceção feita para uso com fins laboratoriais.

A proibição e a colocação de equipamentos que contenham substâncias regulamentadas, ou que delas dependam, é regulamentado pelo artigo 6 do Regulamento Nº 1005/2009. Ainda assim existem algumas exceções como por exemplo os gases que servem de como matéria-prima para a produção de outros gases.

No mesmo regulamento, o artigo nº20 vem proibir a importação e exportação de substâncias regulamentadas e equipamentos que delas dependam. Ou seja, os equipamentos que funcionem a R22 aquando da necessidade de recarregamento não poderão ser alvos dessa operação com gás comprado em países em que não existe a proibição da sua comercialização. O regulamento até aqui referido tem data de aplicação de 1 de Janeiro de 2010. Embora a sua publicação seja uma das razões para efetuar o *retrofit* em equipamentos de refrigeração e ar condicionado em grande escala, já era algo que se começava a fazer mesmo antes da proibição das substâncias regulamentadas.

O Regulamento Nº 517/2014 referente à utilização de gases fluorados vem colocar barreiras e limitações à sua utilização. No artigo nº2 retira-se quais são as linhas de ação deste regulamento, ou seja, os gases fluorados que são proibidos de utilizar.

A proibição da libertação intencional de gases com efeito de estufa, os procedimentos em caso de deteção de fugas em equipamentos está presente no artigo nº3 do Regulamento Nº 517/2014. A verificação de deteção de fugas é regulamentada no artigo nº4, destacando-se o ponto nº3 onde se descreve o intervalo entre verificações consoante o número de toneladas equivalente de dióxido de carbono contidas no sistema. O artigo nº10 refere-se à formação e à certificação dos elementos que operam com os sistemas que utilizam gases fluorados.

A primeira excepção que é apresentada para equipamentos militares é referida no artigo nº11 onde se faz referência a produtos e equipamentos que, a partir da data definida, estão proibidos de serem colocados no mercado. No artigo nº12, refere que qualquer gás fluorado cujo o seu fim é para aplicação em equipamentos militares, o seu rótulo deve conter essa informação. No artigo nº 13 refere que os equipamentos militares não estão proibidos de usar refrigerantes com GWP superior a 2500.

A (usada para o artigo: *F-Gas regulation– Possible solutions for the retrofit dead end*) espelha quais as metas a alcançar ao longo dos anos relativamente ao valor do GWP médio instalado nos sistemas que utilizem gases/refrigerantes. O valor de GWP é médio pelo que não elimina o uso de refrigerantes com maior GWP.

Tabela 5 - Evolução do GWP médio ao longo dos anos

Período de Anos	2015	2016-17	2018-20	2021-23	2024-26	2027-29	2030
GWP	2000	1860	1260	900	620	480	420

A **Figura 8** e **Figura 9** espelham as consequências das limitações impostas pelos regulamentos até aqui abordados. A partir do ano 2020 todos os refrigerantes com GWP superior a 2500 serão colocados fora do mercado. Já para pequenos

equipamentos de climatização, será proibido após 2025 o uso de refrigerantes com GWP superior a 750.

Figura 8 - Comparação de refrigerantes quanto ao Potencial de Aquecimento Global

Designação	PAG*	Estado
R134a	1300	Acima da média
R404a	3940	Banido a partir de 2020
R407a	1920	Acima de média
R407c	1620	Acima da média
R410a	1920	Acima da média
R422a	2850	Banido a partir de 2020
R507a	3990	Banido a partir de 2020
R502	4790	Banido a partir de 2020

A partir de 2022 a utilização de novos equipamentos comerciais com refrigerantes de GWP superior a 1500 serão proibidos para potências superiores a 40 kW. Os novos equipamentos domésticos desde que móveis a partir de 2020 não poderão ter refrigerantes com GWP superior a 150.

Figura 9 - Limitações impostas para diferentes tipos de sistemas.

Equipamentos fixos de refrigeração que contenham, ou cujo funcionamento dependa de, HFC com PAG \geq 2500, excepto equipamentos destinados a aplicações concebidas para arrefecer produtos a temperaturas inferiores a -50°C .	1 de Janeiro de 2020
Aparelhos de ar condicionado residenciais móveis contendo HFC com PAG \geq 150	1 de Janeiro de 2020
Sistemas múltiplos de refrigeração centralizada para uso comercial com uma capacidade nominal \geq 40 kW, que usem gases fluorados com efeito estufa com PAG \geq 150, excepto no circuito refrigerador primário de sistemas em cascata nos quais podem ser utilizados gases fluorados com efeito estufa com PAG $<$ 1500.	1 de Janeiro de 2022
Sistemas de ar condicionado em dois componentes que contenham menos de 3kg de gases fluorados com efeito estufa com PAG \geq 750.	1 de Janeiro de 2025

As limitações impostas pelos regulamentos levaram a mudança e nos preços dos refrigerantes, sobretudo nos que apresentam GWP mais elevado. Mesmo que permitidos embora o GWP médio a reduzir ano após ano, serão cada vez menos fabricados, e a redução do fabrico originou um aumento no seu preço. Apesar

de não existirem restrições para equipamentos militares, o parágrafo anterior indica uma consequência indireta para o uso de refrigerantes com GWP mais elevado, o preço.

4.3 Características dos Refrigerantes

A escolha de um refrigerante seja para um novo sistema ou para um retrofit tem fatores determinantes. Atualmente ainda existem equipamentos com R22, a par de muitos outros com R134a, R404a, R410A, R407C. A necessidade de reduzir o GWP levou a que muitos outros refrigerantes surgissem no mercado. Porém, alguns apresentam menores rendimentos em relação aos que até aqui foram utilizados, ou a sua composição torna-os potencialmente inflamáveis.

Os refrigerantes provenientes de misturas zeotrópicas segundo ASHRAE (2013) estão designados nas séries dos R400's e as misturas azeotrópicas estão designados nas series dos R500's. Os mais recentes refrigerantes a serem introduzidos, o R1234yf e o R1234ze, são séries de compostos orgânicos insaturados onde já se encontram o propileno e etileno. São designados com R-1000's. A mesma entidade, ASHRAE, e globalmente difundido, ainda designa por RXX's todos os refrigerantes na série dos Metanos, R1XX's na série dos Etanos, R2XX's na série dos Propanos. O número que se encontra à frente do R, indica a família do refrigerante.

A apresenta algumas das características dos refrigerantes mais utilizados atualmente e alguns dos mais recentes: R1234ze e R1234yf.

Tabela 6 - Refrigerantes – Descrição de algumas características.

Adaptado de: ASHRAE, 2013

Refrigerante	Tipo	Composição - %	Temperatura - °C (pressão atmosférica)	Temperatura Crítica - °C	Pressão Crítica - Mpa	ODP	GWP	Grupo de segurança
R22	HCFC	-	-40,81	96,14	4,990	0,055	1790	A1
R32	HFC	-	-51,65	78,10	5,782	0	716	A2L
R134a	HFC	-	-26,07	101,6	4,059	0	1370	A1
R404a (R125,R143a,R134a)	HFC	44/52/4	-46,22	72,04	3,729	0	3700	A1
R407c (R32,R125, R134a)	HFC	23/25/52	-43,62	86,03	4,629	0	1700	A1
R407F (R134a,R125, R32)	HFC		-45,5	82,7	4,750	0	1800	A1
R410A (R32,R125)	HFC	50/50	-51,45	71,35	49,02	0	2100	A1
R507 (R125,R143a)	HFC	50/50	-46,74	70,61	3,705	0	3800	A1
R1234yf	HFO	-	-29,45	94,7	3,382	0	4	A2L
R1234ze	HFO	-	-18,95	109,37	4,059	0	6	A2L
R290	HC	-	-42,11	96,74	4,251	0	3	A3

A pressão e a temperatura crítica podem dar uma percepção da capacidade que o refrigerante tem para poder condensar a elevadas temperaturas, como no caso do sistema de refrigeração das fragatas. Essa comparação poderá ser efetuada com o R22 visto ser o refrigerante inicialmente utilizado. Quando a pressão crítica do refrigerante for análoga à do R22 é expectável que a sua pressão de condensação também seja análoga à do R22. Se o refrigerante em avaliação tiver uma pressão crítica superior, as pressões de trabalho serão superiores para as temperaturas referidas.

Como já descrito anteriormente, as misturas zeotrópicas apresentam, para a mesma pressão, variação de temperatura na condensação ou evaporação. Essas temperaturas, “*glide*” e “*bubble*”, junto à linha de vapor saturado e líquido saturado respetivamente. O R407C pode apresentar diferenças de 5 °C a 6 °C. No R404a essa diferença é muito menor (inferior a 1 °C) podendo, para efeitos desta avaliação, ser desprezada.

Existem muitos outros refrigerantes além dos exemplificados na tabela anterior. Atualmente, surgem muitos novos refrigerantes como o R1234ze e o R1234yf com GWP inferior a 150 (limites para aparelhos móveis domésticos de ar-condicionado). Surgem igualmente misturas de refrigerantes como o R513a (também designado por XP10) com GWP superior com classe A1. A maioria dos novos refrigerantes são ligeiramente inflamáveis (A2L). Com GWP entre 400 e 600 existem novos refrigerantes classificados como A1, como por exemplo, o R459a, R459b, R460a, R460b.

4.4 Análise e performance dos Refrigerantes

A necessidade de efetuar o retrofit nos sistemas de refrigeração já implementados e analisar a performance dos refrigerantes torna-se fundamental, para que seja efetuada a melhor escolha para cada um dos sistema. A comparação da capacidade de refrigeração e do desempenho entre refrigerantes já proibidos e os que são atualmente permitidos é também importante para adaptar os novos sistemas aos desempenhos de sistemas utilizados num passado recente.

Gelu (2016) fez uma comparação entre o R22, R134A e R407C com o R32 num estudo teórico de um sistema com 50 kW com temperaturas de evaporação de -30, -20, -10, 0, 10 e temperatura de condensação de 40 °C. Verificou-se que:

- Menor razão de compressão com o R32;
- Pressão mais elevada na evaporação com o R32 (aumenta com a temperatura de evaporação);
- Refrigerante que apresenta menor fluxo – R32;
- Maior capacidade de refrigeração do R32 (+40%);

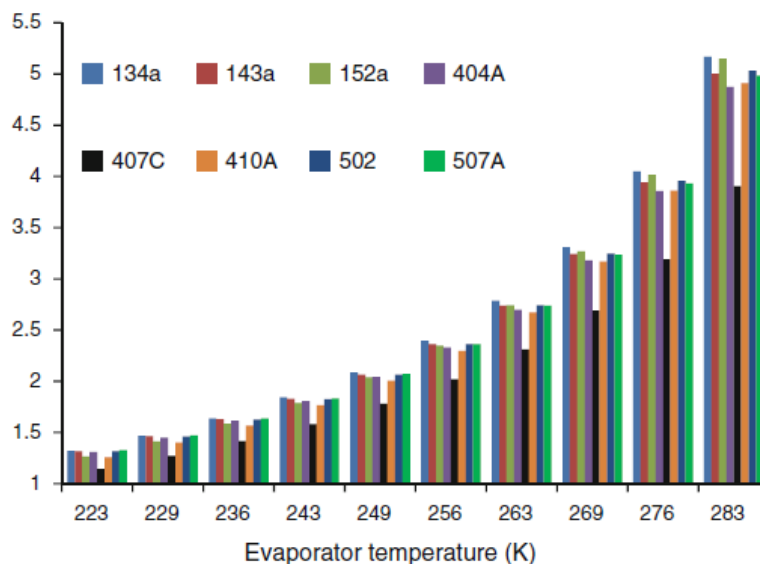
Nos testes efetuados por Arora e Kaushik (2008) com R404A, R502, R507 foi considerado: eficiência isentrópica de 75%; temperatura de condensação de 40 °C a 55°C, temperatura de evaporação de -50 °C a 0 °C com intervalos de 5 °C; eficiência do permutador do líquido-vapor de 80%. O COP do R507 é superior em 2,5% comparativamente ao R404A para uma temperatura de condensação a 55 °C. O COP

aumenta de 4% a 8% com uma temperatura de condensação de 40 °C, ao utilizar-se o R502 em vez do R404A ou o R507. Os resultados apontam para que o R507A seja o substituto do R502, melhor que o R404a (ARORA, KAUSHIK, 2008).

Numa análise onde foi usado o mesmo caudal mássico de R134a, R143A, R152a, R404a, R407C, R410A, R502 e R507A foi possível retirar que o R134a apresenta o valor mais alto de COP e o R407C o valor mais baixo – ver . Porém, e para uma análise mais detalhada da capacidade de refrigeração, é necessário considerar que é o volume específico de cada gás que determina a capacidade efetiva de refrigeração num processo de *retrofit* (REDDY et al., 2011).

Figura 10 - Comparação entre refrigerantes para diferentes temperaturas de evaporação.

(REDDY et al., 2011).



Para volumes de deslocação idênticos, o R152a e o R134a têm cerca de menos 25% de capacidade de refrigeração que o R32. O R152a tem um COP 3% superior ao R134a e 17% superior ao R32 (BOLAJI et al., 2011).

Para temperaturas inferiores a 0 °C o R507 e R404A são recomendados para substituir o R22 pois apresentam uma capacidade de transferência superior apesar da diminuição do COP (Memet, 2011).

A comparação efetuada entre o R22 e R404A, R407A, R407B, R407C, R507, mostra que o R410A tem um consumo energético próximo do R22. Os restantes têm mais 5% a 15% de consumo energético em comparação com o R22. O R404A apresenta-se com o maior consumo de energia dos refrigerantes presentes no teste (Horst, 2000).

Uma análise detalhada ao desempenho do R407A, R407F, R448A e R449A em relação ao R22 verificou que a pressão à temperatura de saturação do R407A e R407F têm valores próximos ao R22. O teste começou por comparar o fluxo de massa para obter $3,52kW$ de potência de refrigeração do sistema e verifica-se que o R407F tem valores de potência muito próximos ao R22. Contudo não é suficiente para se obter uma verdadeira análise da capacidade de cada refrigerante. É necessário comparar a taxa de fluxo volumétrico para perceber o volume do líquido a circular. Todas as válvulas controlam o fluxo através do caudal volúmico e não diretamente da massa (WITHOUSE, 2016).

Ao dividir a taxa de fluxo mássico por kW de refrigeração pela densidade de líquido e de vapor obtém-se o fluxo volumétrico de líquido/vapor por kW de refrigeração. Os valores obtidos permitem fazer uma comparação mais realista da capacidade de refrigeração de cada um dos refrigerantes analisados. Este é um ponto-chave para a análise dos refrigerantes e da sua real capacidade quando empregues em sistemas reais.

O R22 tem uma menor taxa de fluxo volumétrico de vapor por kW de refrigeração. Isto indica que tem maior capacidade de refrigeração para a mesma quantidade comparativamente com os restantes. Os restantes, e exepcto o R404A que tem cerca de mais 50%, apresentam mais 20% de taxa de fluxo volumétrico por kW de refrigeração. Esta análise torna-se indispensável para a escolha do refrigerante para realizar o *retrofit* (WITHOUSE, 2016).

São diversos os estudos onde se comparam os refrigerantes mais usados atualmente. É no entanto necessário ter cuidado pois os estudos podem ter considerações não aplicáveis ao *retrofit* de um sistema real. Os estudos para gases de

GWP muito baixos ainda não estão muito divulgados. A (usada para o artigo da IManEE) mostra qual a tendência actual para a utilização de novos refrigerantes. As suas características dos permitem avaliar a possibilidade de substituição dos refrigerantes atualmente em utilização.

Tabela 7 - Retrofit para os principais refrigerantes atualmente em uso

Refrigerantes atuais	Gás de Retrofit	Composição (% massa)	Segurança	GWP	ODP
R134a	R1234ze	R1234ze (100)	A2L	<1	0
	R1234yf	R1234yf (100)	A2L	<1	0
	R513A	R-1234yf/134a (56/44)	A1	573	0
	R450A	R-1234ze/134a (42/58)	A1	547	0
	R600a	Butano	A3	20	0
R410A	R454A	R-32/1234yf (68,9/31,1)	A2L	467	0
	R452B	R-32/125/1234yf (67/7/26)	A2L	675	0
	R32	Difluorometano	A2L	650	0
R-22/ R407C	R1270	Propileno	A3	1.8	0
	R290	Propano	A3	5	0

Os estudos e os sistemas com alguns destes refrigerantes do futuro ainda não permitem retirar conclusões diretas para a aplicação aos Navios da Classe Vasco da Gama. Em sistemas de climatização a R410A a tendência é o da substituição deste gás pelo R32.

4.5 Retrofit no sistema de Refrigeração nas Fragatas Classe Vasco Da Gama

O *retrofit* de qualquer sistema deve ser efetuado seguindo uma análise cuidada. A necessidade de efetuar a troca do R22 por outro refrigerante traz certamente, como referido em muitos dos estudos, uma redução do COP.

O sistema implementado a bordo apresenta alguns parâmetros, mencionados no **subcapítulo 2.1**, que limitam a escolha dos refrigerantes para o retrofit.

A análise será centrada no R22 pois é o refrigerante usado no projeto de origem, e no R404a porque foi o gás usado no anterior *retrofit*. A necessidade de

efetuar a substituição do R404a prende-se pelo facto do seu GWP ser elevado, sendo descontinuado a partir de 2020. Além disso, pode-se usar esta oportunidade para substituí-lo por um refrigerante com características de funcionamento mais próximas do R22, ou com melhor desempenho. O R134a, R32, R407C, R410A, R422D serão alvo de comparações para uma possível aplicação. Os novos gases como o R1234ze e o R1234yf terão uma análise simplificada apenas para avaliar a sua performance numa possível aplicação a bordo. Estes refrigerantes apresentam inflamabilidade e poderão ser potencialmente perigosos para uma aplicação num navio de guerra – ver **Apêndice E**.

As diferentes análises já vertidas neste capítulo indicam quais são os refrigerantes que terão melhores capacidades de refrigeração e de COP. O R32 terá de ser colocado fora das opções devido à pressão elevada na condensação para garantir a temperatura de 40 °C. O mesmo acontece com o R410A pois a sua pressão de condensação rondaria os 24 *bar*.

Alguns dos refrigerantes têm o seu uso direcionado para equipamentos domésticos, automóveis ou de refrigeração comercial. O sistema a bordo das fragatas leva a uma busca direcionada para os refrigerantes para aplicações em *chillers*. Os gases mais usados como substitutos diretos do R22 para este tipo de sistemas são o R407C, o R410A e o R422D (Monteiro, 2014, p.430).

O R407C e o R410A ao apresentarem um OPD igual a zero tornar-se-ão refrigerantes alternativos para substituir o R22 (WANG,2000). O R407C é um refrigerante apontado para o *retrofit* e segundo (Genetron, 2011) é o melhor substituto para o R22. O R410A, como já referido, não pode ser equacionado para substituição embora seja uma boa solução numa nova instalação (Dupont, 2011). O R125 é usado para misturas com outros para a produção de refrigerantes zeotrópicos e azeotrópicos. O R407C e R422D são apontados para instalações industriais para *retrofit* direto do R22. No entanto, todos estes gases têm GWP superior à média para 2018. Porém o R407C tem GWP inferior ao R422D e daí ser uma escolha mais favorável.

O R404a apresenta boa capacidade de implementação em equipamentos para baixas temperaturas em equipamentos comerciais industriais (Monteiro, 2014). Ao encontro desta afirmação estão os fabricantes que indicam o R404A para as aplicações a baixas temperaturas (Dupont, 2011).

O futuro passará por utilizar refrigerantes com baixo valor de GWP e para isso, os sistemas já implementados poderão ter a necessidade de sofrer a mudança de refrigerante. Para o R22, o futuro passará por utilizar o R1270, R290 ou um outro dessa mesma família. Porém estes gases têm alguns perigos acrescidos devido à inflamabilidade. Face a isso, não é simples definir um refrigerante para ser usado nas fragatas com os sistemas de refrigeração atuais. Apenas a substituição total do sistema poderia resolver essa limitação.

Como primeira abordagem, a apresenta o resultado de um estudo com base nas temperaturas de evaporação e de condensação do sistema de refrigeração das fragatas. Este estudo foi elaborado para um ciclo de refrigeração teórico sem irreversibilidades, com $\eta_{isen} = 100\%$ e sem perdas de pressão no circuito.

Tabela 8 - Características na compressão dos refrigerantes R22,R404A,R134a,R407C,R1234ze para uma temperatura de condensação de 40 °C

	Volume de Vapor - m^3/kg	Pressão Evaporação - MPa	Pressão Condensação - MPa
R22	0,0391	0,603	1,54
R404a	0,3029	0,641	1,87
R134a	0,0564	0,362	1,00
R407C	0,0335	0,7	1,56
R1234ze	0,4977	0,315	1,02

Uma representação do estudo efetuado ao ciclo de refrigeração, descrito no parágrafo anterior, encontra-se no **Apêndice H**. Para um caudal volumétrico fixo no compressor determinou-se o caudal mássico de refrigerante, limitado pela capacidade

do compressor (volume deslocado), pela potência do compressor ou da capacidade de transferência de calor do condensador.

Na encontram-se os dados que permitem avaliar a potência do sistema para uma temperatura de condensação de 40 °C. No caso do R134a, a limitação verificada deve-se ao seu volume de vapor (capacidade volumétrica do compressor) que não permite ter um fluxo de refrigerante de forma a garantir uma capacidade de refrigeração maior. Ainda assim verifica-se que o sistema a funcionar na máxima capacidade com R134a não atinge os 640 kW (fica-se pelos 620 kW) que são referenciados como necessários para operar nas condições de projeto. Em operação nas águas portuguesas considera-se que seria suficiente. Porém é necessário realçar que ao aumentar a temperatura de condensação, a capacidade reduz-se e pode ser limitativo.

Apesar da capacidade de refrigeração ser inferior com o R1234ze comparativamente ao R1234yf, ambos parecem não ser uma boa escolha para o *retrofit*. Isto deve-se à redução da capacidade de refrigeração pois, o volume de vapor não permite garantir no sistema um caudal suficiente para obter uma refrigeração próxima quando o sistema operava com R22. Se for equacionado a mudança do compressor, o R1234ze poderá ser uma opção válida.

Tabela 9 - Comportamento dos refrigerantes com temperatura de condensação de 40 °C com o sistema atualmente instalado - análise teórica com diagrama de Mollier

Refrigerantes	Entalpia Compressor kJ/kg	Entalpia Condensador kJ/kg	Entalpia Evaporador kJ/kg	COP	Caudal máximo (kg/s)	Potência de refrigeração kW
R22	35	189	158	4,51	1,46	231
R404a	27	140	113	4,18	2,10	237
R134a	35,1	181,1	147	4,19	1,04	153
R407C	39	194	150	3,85	1,55	232
R1234ze	31,5	171,5	140	4,4	0,85	120

Quando a diminui a diferença de temperatura entre a temperatura de condensação e a da água do mar o sistema perde necessariamente capacidade de

refrigeração. Terá de existir um aumento da temperatura de condensação embora careça de alterações aos parâmetros do sistema. A razão de pressão irá aumentar levando a uma ligeira redução do rendimento volumétrico, a temperatura de saída do compressor também irá subir o que poderá ser crítico para alguns dos refrigerantes, e haverá uma redução da quantidade de refrigerante a circular derivado da limitação na capacidade dos condensadores.

A análise efetuada para a temperatura de condensação de 45 °C permitem avaliar a capacidade de refrigeração – .

Tabela 10 - Comportamento dos refrigerantes com temperatura de condensação de 45°C com o sistema atualmente instalado – análise teórica com diagrama de Mollier

	Entalpia Compressor kJ/kg	Entalpia Condensador kJ/kg	Entalpia Evaporador kJ/kg	COP	Caudal máximo (kg/s)	Potência de refrigeração kW
R22	41	192	151	3,68	1,46	221
R404a	32	134	102	3,35	1,90	194
R134a	39,5	182,5	143	3.62	1,00	143
R407C	42,5	188,5	146	3.43	1,45	212
1234ze	34	155	121	3.56	0,85	102

É evidente a perda na capacidade de refrigeração quando a temperatura de condensação aumenta para 45 °C. Na avalia-se a perda de refrigeração entre a situação do sistema a trabalhar com temperatura de condensação de 40 °C e de 45 °C. Em parte devido ao aumento do volume de vapor o R404A e o R12234ze diminuem fortemente a capacidade de refrigeração com o aumento de temperatura referido.

Tabela 11 - Perda de capacidade de refrigeração com temperatura de condensação de 45°C

	Redução da capacidade de refrigeração – kJ/kg	Perda Capacidade
R22	10	4,5%
R404a	11	9,7%
R134a	4	2,7%
R407C	4	2,7%
R1234ze	19	13,5%

Denota-se mais uma vez que, sem alterar o sistema atual, o único refrigerante capaz de garantir uma capacidade de refrigeração dentro de valores aceitáveis é o R407C. O R134a devido à sua limitação pelo volume de vapor, apenas poderia ser usado caso existisse uma mudança de compressor, ou caso a potência necessária no navio seja substancialmente mais baixa, já que, aumentando a temperatura de condensação para 45 °C, a capacidade do sistema na sua máxima capacidade seria aproximadamente 530 kW, valor abaixo dos 640 kW (valor de projeto).

5 Análise do sistema de refrigeração – dados retirados do funcionamento a bordo

Para melhor compreender qual é o efeito da temperatura da água do mar no sistema de refrigeração, foi efetuada uma análise ao condensador considerando que a temperatura de condensação não varia. Assim permite verificar a influência do aumento da temperatura da água do mar.

Os dados retirados de bordo foram a alavanca para a análise do comportamento do sistema com o aumento da temperatura do mar. Estes dados serão importantes para verificar qual a variação da temperatura da água glicolada, temperatura de condensação e evaporação quando o sistema altera o seu padrão de funcionamento relativamente às condições de projeto.

A descrição do funcionamento do sistema na sua máxima capacidade, onde os valores retirados de bordo com o funcionamento do sistema com R22 e R404a são fundamentais, permite visualizar através do diagrama (P-h) e a partir da explicação desse funcionamento as consequências e impacto na performance do sistema.

5.1 Capacidade de refrigeração – perda de capacidade do condensador com aumento de temperatura da água do mar

O aumento da temperatura da água do mar reduz a capacidade em efetuar trocas de calor entre o condensador e a água. Quando a diferença entre estas temperaturas é pequena o sistema terá, por exemplo, de reduzir o caudal de refrigerante a circular para conseguir operar dentro dos parâmetros estabelecidos.

Considerando as condições limites de projeto e a capacidade do sistema atualmente instalado foi possível efetuar o cálculo do $AU = 32,97 \text{ kW/K}$ e o LMTD de $9,1 \text{ K}$. A apresenta a LMTD e potência do condensador para as diversas temperaturas da água do mar mantendo para isso a temperatura de condensação nas condições de projeto, de 40 °C .

Tabela 12 - Cálculo da LMTD e potência do condensador com o aumento da temperatura de entrada da água

Temperatura de entrada - °C	LMTD - K	Potência Condensador - kW
30	7,9	260
31	7,4	244
32	6,9	227
33	6,6	217

Verifica-se que, o aumento da temperatura da água que alimenta o condensador em 3 °C, provoca uma redução na capacidade de refrigeração de cerca de 15%.

5.2 Comportamento do sistema com o aumento de temperatura da água do mar – análise aos dados retirados de bordo

No ponto anterior e a análise no **subcapítulo 4.5** permitem verificar a perda de capacidade do sistema relativamente às condições de projeto.

O sistema instalado a bordo tem diversos equipamentos e sensores que permitem regular/auxiliar o seu funcionamento. São esses que, em determinadas situações, "obrigam" o sistema a sair das condições de funcionamento de projeto. O sistema tenta manter a pressão de condensação sempre constante. No entanto, para valores elevados da temperatura da água salgada (água do mar) a pressão de condensação sofre também um aumento.

De forma a equilibrar as pressões (evaporação e condensação) ao longo do sistema, o fluxo de água aumenta ou reduz-se no condensador para garantir as trocas de calor. Porém, quando o caudal atinge o seu máximo, o sistema só conseguirá manter as trocas de calor se efetuar um aumento de temperatura de condensação ou baixar a quantidade de fluxo de refrigerante no sistema.

Foram recolhidos dados a bordo com o sistema a funcionar com R22, sendo possível verificar que existe uma relação entre a temperatura de entrada e saída da água salgada no condensador, e a pressão de condensação e temperatura de condensação. Na **Tabela 13** encontra-se alguns dos valores obtidos com o sistema a trabalhar ainda com R22 à máxima capacidade – carga de cada compressor = 5.

Tabela 13 - Análise ao sistema de refrigeração com R22 através de dados fornecidos pelo N.R.P. Corte Real

Carga -%	Compressor		Temp. água Evaporador - °C (entrada/saída)	Temperatura água Condensador - °C (entrada/saída)	Temperatura Evaporação- °C (aproximada)	Temperatura condensação- °C (aproximada)	Diferença de temperaturas entre a condensação e a água na entrada do condensador- °C
	Pressão entrada/saída - Bar						
100	4.5/16.5	4/10	24/32	2	43	19	
	4/16.5					19	
100	3/16	2/8	25/32	0	42	17	
	4.5/19			5	48	23	
100	4.5/16	4/9	21/30	2	40	19	
100	3.5/15.5			0	38	17	
100	3/17	4/6	28/36	0	44	16	
100	4.5/17			4	44	16	
100	4.5/18.5	4/7	25/32	2	46	21	
100	3/16			0	42	17	

Na **Figura 11** apresentam-se os parâmetros de funcionamento do sistema de refrigeração em águas com temperaturas de 30 °C. Verifica-se que são necessariamente desviados do normal funcionamento. O sobreaquecimento definido em projeto é de 5 °C, garantindo uma temperatura de aspiração no compressor de 6°C (dados de projeto). Contudo a temperatura de aspiração verificada situava-se nos 26°C. A água glicolada apresenta valores bastante elevados de temperatura e sem grande variação. Comparando com os dados de projeto, é possível verificar que, mais uma vez, existem parâmetros que são bastante diferentes.

Figura 11 - Parâmetros de funcionamento do sistema de refrigeração com R404a, no dia 17 Março de 2017, a operar em águas com temperaturas de 30 °C – dados fornecidos pelo N.R.P Vasco da Gama.

Compressores nr1 e nr2 em funcionamento

Hora	Água Glicolada		Aspiração 1		Compressão 1		Oléo 1	Temp Água Salg 1		Temp Expansora 1		Temperatura 1		Cargas 1
	Entrada	Saída	Temp	Pressão	Temp	Pressão	Pressão	Entrada	Saída	Entrada	Saída	Comp	Mot Elet	
2210	23,3	23,2	26,4	2,9	78,6	15	8	30,2	33	31,3	12,9	68,8	47,7	5
			Aspiração 2		Compressão 2		Oléo 2	Temp Água Salg 2		Temp Expansora 2		Temperatura 2		Cargas 2
			Temp	Pressão	Temp	Pressão	Pressão	Entrada	Saída	Entrada	Saída	Comp	Mot Elet	
			25,6	3,4	80	19,2	6,4	30,1	32,6	32,8	-4	61,3	52,3	5

A temperatura de entrada no compressor permite verificar que o sobreaquecimento da válvula expansora é elevado. A necessidade de transferir todo o calor do refrigerante no evaporadora leva à necessidade de a válvula expansora abrir totalmente, mas não podendo haver mais caudal a passar, há um aumento da

temperatura de sobreaquecimento. Mesmo sem considerar as perdas de pressão no evaporador, a temperatura de evaporação é bastante baixa quando comparada com a temperatura de aspiração no compressor.

Perante os dados da **Figura 11**, o sobreaquecimento é extremamente superior aos valores normais implicando o aumento significativo da temperatura da água glicolada (ou apenas água, já que, em situações limite foi retirado todo o glicol para tentar aumentar a performance do sistema).

5.3 Análise do sistema instalado no seu máximo funcionamento

A simulação do sistema permite avaliar a sua real capacidade de refrigeração, sendo necessário colocar todas as equações que descrevem o sistema, incluindo as das perdas de pressão e trocas de calor a duas fases.

O aumento da temperatura de condensação necessário para efetuar as trocas de calor com o exterior causa um aumento da pressão de condensação e a razão de pressão também sobe. Aliado a isso, aumenta a energia consumida pelo sistema. Porém, o motor elétrico acoplado ao compressor tem um limite de carga, além da qual não permite ao compressor vencer a pressão necessária para o refrigerante efetuar as trocas de calor necessárias.

O facto de o sistema não garantir a troca total do calor a rejeitar para o exterior não permite ao refrigerante atingir a zona de vapor sobre-arrefecido. Como verificado no **subcapítulo 5.1**, quando a temperatura de condensação se fixa e apenas se varia a temperatura da água no condensador, a capacidade de troca de calor reduz-se, diminuindo a potência a transferir. Em resultado disso, as trocas de calor com a água glicolada diminuem no evaporador. A válvula expansora irá abrir totalmente para deixar passar mais refrigerante, mas não sendo possível origina um aumento do sobreaquecimento à saída do evaporador. Por sua vez, a diminuição da capacidade de refrigeração levará a um aumento da temperatura da água glicolada.

O ciclo de refrigeração sofre assim uma alteração no seu funcionamento, já que, a zona de vapor sobreaquecido será maior de forma a garantir maiores trocas de

calor (a temperatura do refrigerante é superior à de condensação) mas também devido ao aumento do sobreaquecimento. A mostra uma situação de funcionamento do sistema devido à impossibilidade de aumentar a pressão de condensação.

Figura 12 - Comparação do funcionamento do sistema com R404a (vermelho - normal funcionamento, amarelo - funcionamento fora dos padrões)

Adaptado de: ASHRAE, 2011)

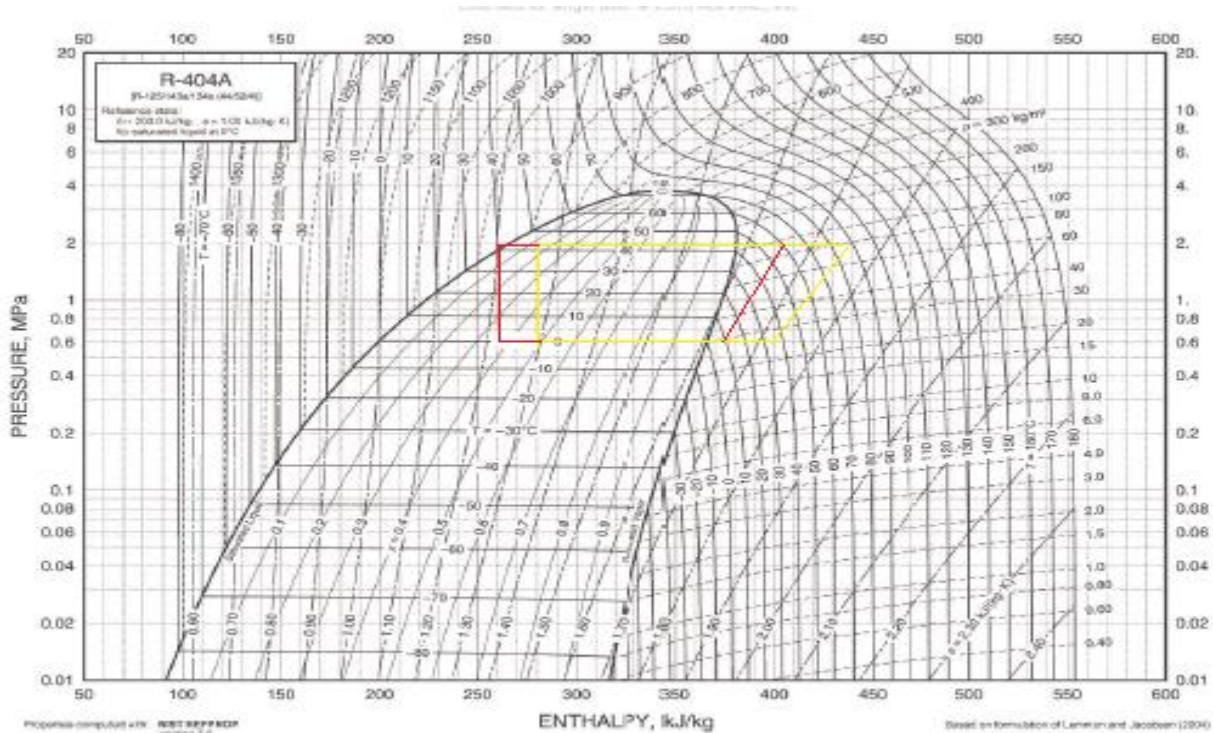


Fig. 14 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 404A

Em condições extremas, a temperaturas elevadas (cerca de 150 °C), os refrigerantes poderão reagir de forma exotérmica com o metal do compressor e produzem halogenetos metálicos e carbono (ASHRAE, 2006). Os compressores podem assim perder alguma da sua resistência física e resultar em quebras/fissuras na estrutura dos mesmos. Há relatos de que pelo menos um compressor num dos navios tenha tido problemas com quebras nos cilindros sendo esta uma possibilidade de explicação dessas quebras. Uma forma simples de descrever o fenómeno é afirmar que o ciclo sofre uma deslocação para a direita no diagrama de Mollier, ou seja, o sistema apresenta progressivamente o seu funcionamento maioritariamente no regime de vapor sobreaquecido.

O aumento da temperatura de condensação obriga o sistema a garantir maiores taxas de compressão, podendo a capacidade de refrigeração diminuir ligeiramente. O volume deslocado de refrigerante é praticamente constante pois não é afetado pelo aumento da pressão de saída no compressor. Neste processo a temperatura de evaporação é também fundamental, pois ao subir fará subir a temperatura da água glicolada e assim também a temperatura de insuflação, reduzindo a carga que é possível retirar do navio.

No próximo capítulo, será apresentado o modelo matemático do sistema instalado a bordo, com o que podemos verificar o equilíbrio de funcionamento do sistema.

6 Modelo do sistema instalado a bordo

Os dados de projeto e os parâmetros de funcionamento do sistema permitem descrever um modelo do sistema instalado a bordo. Recorrendo ao EES é possível descrever as equações e obter resultados do desempenho do sistema para diversos refrigerantes em função da temperatura da água do mar, da temperatura e da humidade do ar exterior.

O modelo do sistema instalado representa o sistema, desde o sistema de refrigeração até à permuta com o ar ambiente do navio. Assim é possível efetuar a interligação entre a carga térmica possível de retirar em função das condições exteriores e da temperatura da água do mar.

As condições de teste do modelo são as de em ambientes tipicamente tropicais. A temperatura da água do mar será de 25°C, 27,5°C, 30°C e 32,5°C; a do ar exterior de 30°C, 35°C e 40°C; e a humidade relativa exterior de 80%. O ar do interior do navio será considerado a 25°C e 50% de humidade relativa. Em todas as avaliações efetuadas considera-se o sistema à máxima capacidade.

6.1 Equações do sistema de refrigeração

No **subcapítulo 3.5** apresentaram-se algumas das equações que descrevem o comportamento dos equipamentos, e do sistema de refrigeração.

Com os dados de funcionamento do sistema de refrigeração retirados de bordo com o sistema em funcionamento na máxima capacidade, ainda com o R22, (valores da **Tabela 13** do **capítulo 4**) calculou-se novamente o AU do condensador e manteve-se o valor do AU do evaporador. O valor obtido para o AU do condensador de 21,5 kW/K foi calculado usando a média de valores de T_{LMTD} . O valor para o evaporador é 35,1 kW/K – ver **Apêndice B**.

O cálculo da efetividade do condensador e do evaporador encontra-se no **Apêndice B**. O aumento do caudal de água diminui a efetividade, mas faz aumentar as trocas de calor. Porém, para avaliar o sistema à sua máxima capacidade, a efetividade não é, de todo, necessária.

Relativamente à avaliação das perdas de pressão, há a considerar as perdas de pressão na zona a duas fases. Didi, Kattan, Thome (2001) comparam 7 métodos para calcular as perdas de pressão a duas fases em tubos horizontais. Dos vários métodos existem 2 que se destacam: método de Muller-Steinhagen and Heck e o método de Gronnerud. O mesmo autor usa diferentes refrigerantes para uma melhor comparação dos métodos. As perdas de pressão levam a uma redução da temperatura de evaporação em cerca de 1,4 °C. A perda de pressão é assim dada por:

$$\Delta P_{\text{total}} = \Delta P_{\text{mom}} + \Delta P_{\text{frict}} \quad (23)$$

Sendo,

$\Delta P_{\text{total}} (kPa)$ – Perda de pressão total;

$\Delta P_{\text{mom}} (kPa)$ – Perda de pressão de aceleração;

$\Delta P_{\text{frict}} (kPa)$ – Perda de pressão de fricção.

Da correlação efetuada por Gronnerud conclui-se que é possível que seja usada em toda a gama de qualidade de vapor (x), ou seja, desde $0 < x < 1$.

O modelo é essencialmente empírico sendo aplicado a toda a zona a duas fases. Embora no estudo de Didi et al. (2001) existam limites impostos nos diâmetros e na velocidade do fluido, (Tribbe C., 1999) demonstra que o método de Muller-Sheinhagen apresenta bons resultados comparativamente a outros métodos usados para calcular perdas de pressão em tubos com ar-óleo, ar-água, água-vapor e refrigerantes. Assim pode-se afirmar que o método poderá ser usado em qualquer diâmetro de tubo. A perda de pressão de aceleração, embora o seu valor não seja nulo, varia entre os 5% e 15%.

Segundo Yildiz (2010), as perdas de pressão nos microcanais ocorrem devido à fricção ou aceleração. O caudal mássico usado por Yildiz (2010) tem um valor muito baixo originando uma perda de pressão muito pequena, pelo que a variação de temperatura na condensação é de apenas 0,45 °C.

Apesar de serem enumerados 3 autores diferentes sobre estudos de perdas de pressão a duas fases, Didi et al. (2001) efetua um estudo que permite abranger diversos métodos e obter uma melhor conclusão.

O método de Muller-Sheinhagen, onde o fluxo de calor é considerado constante, apresenta a seguinte correlação para a perda de pressão a duas fases:

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{frict} = (a + 2(b - a)x) \times (1 - x)^{1/3} + bx^3, \quad (24)$$

Sendo,

a (Pa/m)– Gradiente de pressão de fricção para o fluido no estado líquido - $(dp/dz)_{Lo}$;

b (Pa/m)- Gradiente de pressão de fricção para o fluido no estado gasoso - $(dp/dz)_{Go}$;

Os gradientes de pressão são definidos pelas seguintes equações:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Lo} = f_L \frac{2\dot{m}^2}{d_i \rho L} \quad (25)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Go} = f_G \frac{2\dot{m}^2}{d_i \rho L} \quad (26)$$

Sendo,

f_L – Fator de fricção de líquido;

f_G – Fator de fricção de vapor (refrigerante estado gasoso);

d_i (m) – Diâmetro interno do tubo;

ρ (kg/m³) – Densidade;

L (m) – Comprimento do tubo.

6.2 Equações do sistema de climatização

A climatização do navio é efetuada em 9 casas de ventilação, assumidas no modelo do sistema com uma única Unidade de Tratamento de Ar (UTA). A UTA efetua o arrefecimento e desumidificação do ar , numa bateria arrefecida pela água glicolada.

A bateria remove calor sensível do ar assim como calor latente presente na humidade do ar interior e exterior Assim, a carga total a retirar é:

$$Q_{total} = Q_{sensivel} + Q_{latente} \quad (27)$$

Sendo que,

$Q_{total} (kW)$ – Carga térmica do ar;

$Q_{sensivel} (kW)$ – Carga térmica sensível do ar;

$Q_{latente} (kW)$ – Carga térmica latente do ar.

A energia a despende para o arrefecimento do ar a ser removido pela UTA é dado por:

$$Q_{total} = \dot{m}_{insuflação} \times (h_{insuflação} - h_{mistura}) \quad (28)$$

Sendo que,

$\dot{m}_{insuflação} (kg/s)$ – Caudal mássico de ar;

$h_{insuflação} (kJ/kg)$ - Entalpia do ar no ponto de insuflação;

$h_{mistura} (kJ/kg)$ - Entalpia do ar no ponto de mistura.

Com as condições de projeto inicial do navio calculou-se a potência necessária para a remoção da carga do ar novo. Os dados de projecto são:

- Ar interior: 25 °C / 50%;
- Ar exterior: 32 °C / 80%;
- Temperatura da água glicolada: 6 °C / 10 °C, considerando-se assim a bateria à temperatura média de 10 °C;
- Temperatura de insuflação do ar: 14 °C.

- Caudal de ar: $74.000 \text{ m}^3/h$ - Valor retirado do diagrama de projeto do navio para ventilação dos diferentes compartimentos – ver **Anexo A**.

Os valores anteriormente definidos permitem considerar que, para efeitos de estudo, as 9 casas de ventilação são equivalentes a uma única UTA com o caudal total de $74.000 \text{ m}^3/h$.

O cálculo da carga a remover pelo programa EES usa os seguintes passos:

- Dados já apresentados – caudal de ar, temperatura da bateria;
- Dados a introduzir - temperatura e humidade relativa do ar interior e exterior;
- É calculado a temperatura e a humidade absoluta do ar de mistura, e assim é possível retirar o valor da entalpia do ar à entrada da bateria da UTA:

$$\triangleright w_{ar\ mistura} = w_{ar\ novo} \times 0,3 + w_{ar\ recirculado} \times 0,7 \quad (29)$$

$$\triangleright T_{ar\ mistura} = T_{ar\ novo} \times 0,3 + T_{ar\ recirculado} \times 0,7 \quad (30)$$

Sendo que,

$w_{ar\ mistura} (g/kg)$ – Humidade absoluta do ar de mistura;

$w_{ar\ novo} (g/kg)$ – Humidade absoluta do ar de novo;

$w_{ar\ recirculado} (g/kg)$ – Humidade absoluta do ar recirculado;

$T_{ar\ mistura} (^\circ C)$ – Temperatura do ar de mistura;

$T_{ar\ novo} (^\circ C)$ – Temperatura do ar novo;

$T_{ar\ recirculado} (^\circ C)$ – Temperatura do ar recirculado.

- Com o fator de contacto (FC) é calculada a temperatura e humidade absoluta do ar insuflado:

$$\triangleright T_{ar\ insuflado} = FC \times (T_{ar\ mistura} - T_{bateria}) \quad (31)$$

$$\triangleright w_{ar\ insuflado} = FC \times (w_{ar\ mistura} - w_{bateria}) \quad (32)$$

Sendo,

$w_{ar\ insuflado} (g/kg)$ – Humidade absoluta do ar insuflado;

$w_{bateria} (g/kg)$ – Humidade absoluta da bateria

$T_{ar\ insuflado} (^\circ C)$ – Temperatura do ar insuflado;

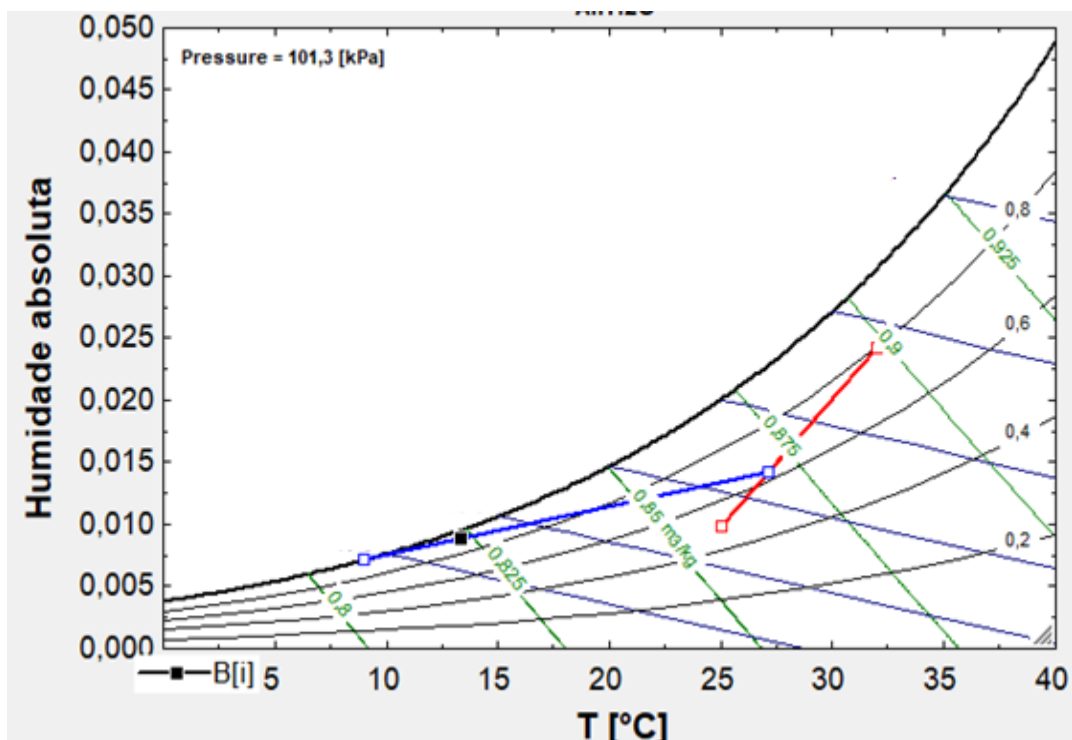
$T_{bateria} (^{\circ}C)$ – Temperatura da bateria;

- Através da **equação 28**, calcula-se o calor total a retirar ao ar. Com esta mesma equação substituindo $h_{mistura}$ por $h_{ar interior}$ permite calcular a carga térmica retirada do navio.

Os dados mencionados anteriormente, permitiram calcular a temperatura de mistura do ar de 27,15 °C, e retirar a entalpia correspondente – ver . O fator de contacto (FC), valor entre a razão do ar que é totalmente arrefecido pela bateria e o ar que é colocado nos ventiladores é de 0,72 Este valor será usado para calcular a temperatura de insuflação. O fator de contacto é calculado da seguinte forma:

$$FC = \frac{T_{ar\ mistura} - T_{ar\ insuflado}}{T_{ar\ mistura} - T_{bateria}} \quad (33)$$

Figura 13 - Diagrama psicrométrico do Ar para as condições limites de projeto - resolução no EES.



A apresenta a linha vermelha correspondente à mistura do ar interior recirculado com o ar exterior. O ponto de interseção com a linha azul corresponde às condições de mistura. A linha azul é traçada do ponto de mistura ao ponto da bateria a 8 °C. O ponto a preto é o correspondente às condições de insuflação. Estes dados permitem calcular as necessidades do sistema de refrigeração. A potência total

necessária é de 677 kW e a carga térmica interna a retirar de 432 kW . O valor de carga térmica considera o calor libertado pelo pessoal de bordo, equipamentos e calor proveniente da condução e convecção do exterior para o interior do navio. A diferença entra a potência total necessária e a carga térmica é referente ao arrefecimento do ar novo proveniente do exterior.

6.3 Modelo do sistema de refrigeração

O modelo do sistema de refrigeração instalado a bordo tem como principais variáveis a temperatura de evaporação e a temperatura de entrada de água salgada no condensador. A performance será testada de duas formas: mantendo a temperatura da água salgada e variando a temperatura de evaporação e vice-versa. Assim é possível verificar a carga térmica que é necessária para diferentes temperaturas do ar exterior para uma determinada temperatura da água do mar. Para uma determinada temperatura do ar exterior, aumentando-se a temperatura da água do mar, é possível calcular a carga possível de retirar e verificar que a potência retirada diminui. Esta situação ocorre necessariamente com todos os refrigerantes testados.

O sistema de bordo opera, por vezes, com caudais de água glicolada inferiores ao máximo que o sistema comporta. O modelo considera as condições extremas nas quais são máximos os caudais de circulação. Estes caudais foram definidos no capítulo 2 como valores de projeto.

Tal como no modelo do ciclo Rankine proposto por Wenzel (2015), o modelo simplificado irá apresentar várias considerações para o funcionamento dos permutadores de calor:

- A variação de energia cinética potencial são desprezíveis;
- Os coeficientes de transmissão de calor são constantes;
- Calores específicos dos fluidos são constantes (no caso da água salgada o calor específico será em função da temperatura de entrada no condensador);
- A temperatura de evaporação do sistema é definida como grau de liberdade variável, de acordo com as condições impostas.

Já nos modelos apresentados por (Domanski, 1992), os permutadores de calor são definidos através do método da temperatura média logarítmica. O mesmo autor considera o rendimento volumétrico do compressor alternativo, já descrito anteriormente na **equação 9**.

Devido à temperatura *glide* dos refrigerantes zeotrópicos há necessidade de ajustar as temperaturas de evaporação e condensação, como ocorre com o R407C. Balachander,Rani,2008 referem que a temperatura de condensação (entrada no condensador) para o R407C deve ser 1 °C a 2 °C superior ao R22 para as mesmas condições, por forma a manter a mesma performance. Honeywell,2018 encontrou uma relação das temperaturas de evaporação e condensação aplicada ao R407C:

$$T_{evap} = \frac{1}{3}T_{Bubble} + \frac{1}{2}T_{Dew} \quad (34)$$

$$T_{cond} = \frac{1}{2}T_{Bubble} + \frac{1}{2}T_{Dew} \quad (35)$$

Sendo,

T_{evap} (°C) – temperatura de evaporação;

T_{cond} (°C) – temperatura de condensação;

T_{Bubble} (°C) – temperatura do refrigerante na linha de vapor;

T_{Dew} (°C) – temperatura do refrigerante na linha de líquido;

O sistema irá funcionar com os fluxos de água no seu máximo. Tratando-se de analisar a máxima capacidade, a análise é efetuada com água em vez de água glicolada para maior capacidade de absorção de calor. Adaptando a equação que Stoecker (2011), a temperatura de condensação em função da temperatura da água na entrada do condensador ($T_{entrada}$) será:

$$T_{cond} = \frac{\Delta T}{\left(1 - e^{\left(\frac{-AU}{\dot{m}_{\text{água}} \times cp_{\text{água}}}\right)}\right)} + T_{entrada} \quad (36)$$

Como características relevantes dos equipamentos no modelo para efetuar o cálculo das perdas de pressão, considerou-se:

- O evaporador e condensador serão compostos por apenas um tubo com a mesma perda de pressão e caudal do sistema real (os equipamentos reais contêm centenas);
- O coeficiente de transmissão de calor será considerado com base em valores apresentados em trabalhos deste domínio – $U=1000 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$;
- As perdas de pressão expressas na **(capítulo 2)** (0,5 bar e 0,2 bar para condensador e evaporador respectivamente) permitirão dimensionar o tubo correspondente aos permutadores;
- O cálculo das perdas de carga serão efetuados através das equações dadas por Didi et al. (2001) do método de Muller-Sheinhagen (pressão por fricção). Neste modelo as perdas de pressão de aceleração são também calculadas (embora não tenham sido descritas as expressões).

O EES apresenta uma função que permite calcular as perdas de pressão através do método de Muller-Sheinhagen. Após dimensionar os permutadores através das perdas de pressão base, a função calcula a perda de pressão na evaporação e na condensação. Estas perdas terão impacto principal no compressor aumentando a razão de pressão e a necessidade de maiores potências. Além disso, a temperatura à saída do compressor será maior comparativamente ao sistema sem perdas de pressão, e a temperatura de aspiração terá um valor mais baixo aumentando assim a quantidade de refrigerante em circulação. É necessário calcular as perdas de pressão no evaporador e condensador e introduzi-las nas equações de cálculo dos respectivos parâmetros do refrigerante.

O modelo desenvolvido no EES efetua o cálculo com os seguintes passos – ver **Apêndice K**:

- Introduzir a temperatura de evaporação (existirá uma relação com a temperatura de insuflação). O sobreaquecimento na evaporação também poderá ser alterado, embora o valor base seja de $5 \text{ }^\circ\text{C}$;

- Introdução da temperatura de água salgada e a salinidade (esta última terá o valor fixo de 30 para o estudo) para calcular o calor específico e a temperatura de condensação inicial através da **equação 36**. O ΔT será de 7 °C (dados de projeto);
- Dimensões do evaporador e condensador estão previamente calculados (apenas com perdas de carga);
- Desenvolve-se o respetivo modelo do ciclo de refrigeração com perdas de pressão;
- O modelo do sistema de refrigeração é repetido várias vezes de modo a calcular a temperatura de condensação final, já que, inicialmente foi definido uma primeira temperatura de condensação para iniciar o respetivo ciclo. O ciclo apenas termina quando duas temperaturas sucessivas têm uma diferença inferior a 0,05. Em cada ciclo, o caudal de refrigerante é ajustado. Este ajuste prende-se pelo facto de se considerar que a temperatura do condensador é constante para efeitos de cálculo da efetividade do permutador. É previamente definida para garantir $\Delta T = 7^{\circ}C$ da água no condensador. Após isso, o ajuste da temperatura de condensação é feito consoante a carga que realmente é necessária retirar do refrigerante.
- Obtém-se a temperatura de condensação final, e todos os parâmetros necessários para avaliar o sistema de refrigeração;
- O programa EES permite calcular os diferentes parâmetros de um refrigerante (duas variáveis são necessárias). O ciclo de refrigeração tem os seguintes passos:
 - ✓ Com duas “Function” (**R407evap (R\$) e R407cond (R\$;T[3])**) é possível, com aproximação, calcular os resultados das **equações 34 e 35**. Caso o refrigerante seja o R407C existe a necessidade de adaptar a temperatura de evaporação T[4] e de condensação T[3]– cálculos em **Apêndice C**;

- ✓ A função **DELTAP_2phase_horiz** é usada para calcular as perdas de pressão no evaporador e condensador - **Apêndice D**;
- ✓ A pressão de entrada no compressor P[11] será dada pela pressão de evaporação P[4] subtraída da perda de pressão no evaporador;
- ✓ É calculado a entalpia e entropia na saída do condensador (através da temperatura de condensação) e a entropia e o respectivo título de vapor na entrada do evaporador (dada pelo valor de x);
- ✓ A temperatura de aspiração no compressor T[11] corresponde à soma da temperatura do vapor sobreaquecido do evaporador T[4] com o sobreaquecimento;
- ✓ A temperatura T[1] é então calculada através da posição sobre a linha de vapor sobreaquecido e do valor de pressão P[11] (A temperatura de aspiração é calculada da mesma forma);
- ✓ Em todos os parâmetros onde é necessário a pressão no ponto 1, ou seja, na aspiração é usado o valor de P[11];
- ✓ Para a pressão de saída do compressor é calculada a perda de pressão no condensador sendo esse valor somado ao valor da pressão de condensação sem perdas de pressão, P[2]. A pressão na saída do compressor será assim P[22] e a pressão do final da condensação será P[2]=P[3];
- ✓ Os parâmetros do refrigerante na entrada do compressor são calculados – entalpia h[1], entropia s[1] e volume específico v[1]. O volume de vapor é calculado através da temperatura T[1] e da entalpia do refrigerante na aspiração do compressor h[1];
- ✓ Os parâmetro relativos à saída do compressor e entrada no condensador usam a pressão P[22] que considera as perdas de pressão;

- ✓ A pressão na saída do compressor é calculada com a temperatura de condensação e o refrigerante na linha de vapor sobreaquecido ($x=1$) – o sistema não tem perdas;
- ✓ A razão de pressão calculada com as pressões de entrada e saída do refrigerante no compressor permite obter o η_v . Esse valor será calculado com a **equação 8**. Das várias equações consideradas é a que melhor se aproxima do η_v de projeto do sistema instalado;
- ✓ A entalpia para um compressor isentrópico é calculada usando $\eta_{isen} = 0,774$ (valor de projeto) e com a **equação 5** é calculada a energia consumida pelo compressor por unidade de massa de refrigerante (kJ/kg);
- ✓ O ponto anterior permite calcular a entalpia na saída do compressor/ entrada do condensador pois foi calculado a energia despendida pelo compressor. A temperatura $T[2]$ e a entropia $s[2]$ também são calculadas.
- ✓ A massa de refrigerante $m[1]$, que o compressor comportará em relação ao volume de vapor é dada pela adaptação da equação 6:

$$m[1] = \eta_v \times \frac{V_{deslocado}}{V_{[1]}} \quad (37)$$

- ✓ Tendo os valores das entalpias nos 4 pontos do ciclo, calcula-se a massa de refrigerante que o compressor, condensador e evaporador comportam à máxima potência através das **equações 3, 15, 17** respetivamente. O menor valor entre as massas calculadas e a massa $m[1]$ será a massa a considerar em circulação do sistema;
- ✓ A massa considerada em circulação define a potência em cada um dos componentes.

- ✓ A **equação 20** permite calcular a variação da temperatura no evaporador e condensador. O calor específico da água tem um valor fixo, 4,18 kJ/kg sendo o valor da água salgada variável com a temperatura. Embora se fale em água glicolada, para efeitos de testes (condições extremas) considera-se apenas água sem mistura, já que, aumenta o seu coeficiente térmico;
- ✓ A temperatura de saída da água glicolada corresponde:

$$T_{saida \text{ água glicolada}} = T[4] + T_{sobreaquecimento} + \Delta T_{\text{água glicolada}} \quad (38)$$

Sendo,

$T_{saida \text{ água glicolada}} (^{\circ}C)$ – Temperatura de saída água glicolada;

$T_{sobreaquecimento} (^{\circ}C)$ - Variação de temperatura na linha de aspiração;

$\Delta T_{\text{água glicolada}} (^{\circ}C)$ - Variação da temperatura da água glicolada.

6.4 Modelo aproximado do sistema a bordo

O modelo aproximado do sistema a bordo passa por efetuar a ligação entre o modelo do sistema de refrigeração e o sistema de climatização (mega UTA) a funcionar na sua máxima capacidade. O ar a distribuir pelo navio influencia diretamente a temperatura de evaporação. A necessidade de aumentar a capacidade de arrefecimento não passa apenas pelo sistema de refrigeração ou pela UTA.

Tipicamente, uma UTA com temperatura de água 7 °C/12 °C, entrada/saída respetivamente, a bateria apresenta uma temperatura de 9 °C/10 °C. Mantendo-se essa relação, e sendo o regime de temperatura da água refrigerada de 6 °C/10 °C a temperatura da bateria é dada por:

$$T_{bateria} = T_{saida \text{ água glicolada}} + 2 \text{ } ^{\circ} C \quad (39)$$

A equação descrita anteriormente é aplicável quando o sistema é testado à carga máxima, tendo a grande vantagem numérica de desacoplar as equações do sistema de refrigeração das da transferência de calor na UTA.

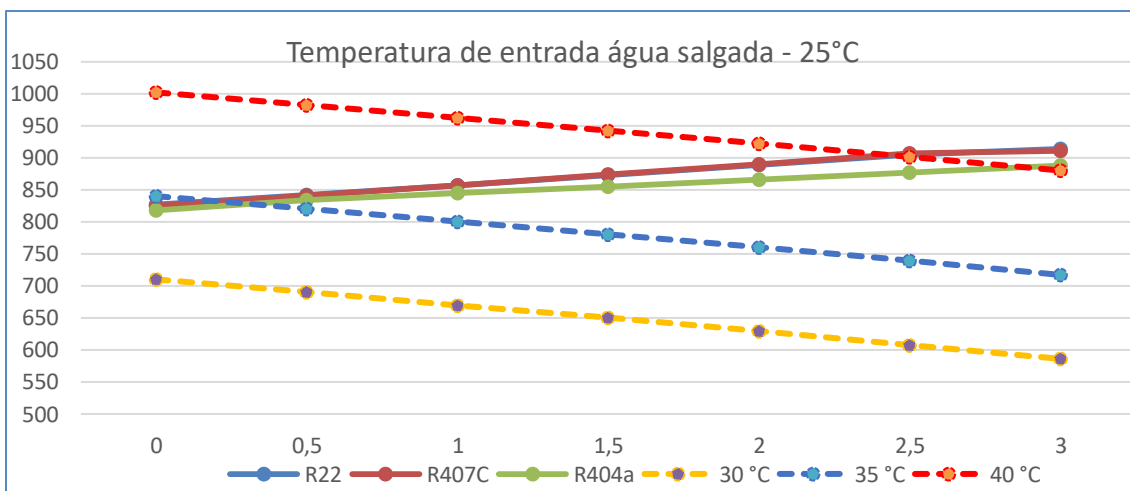
6.5 Discussão e análise de resultados do modelo

6.5.1 Avaliação do ciclo com R22, R404a e R407C

No **capítulo 4** foram efetuadas diversas comparações entre os diversos refrigerantes, foi possível constatar que o R407C se apresenta como o único refrigerante capaz de substituir o R22 sem grandes perdas de capacidade no sistema atualmente instalado. O modelo do sistema de refrigeração foi testado com, R22, R404A e R407C, e temperaturas de entrada de água salgada no condensador de 25 °C, 27,5 °C, 30 °C, 32,5 °C. Já a necessidade de carga para refrigeração do ar a distribuir pelo navio foi analisada para uma humidade exterior de 80% e temperaturas de 30°C, 35 °C, 40 °C.

Através do *Gráfico 1* Verifica-se que o sistema apresenta capacidades de refrigeração até à temperatura do ar exterior de 35 °C, sendo que, com o aumento da temperatura de evaporação, exista o aumento da capacidade de refrigeração até que a temperatura do ar exterior atinja os 40 °C. A temperatura de condensação para este caso situa-se entre os 41 °C e 42 °C para o R22 e R404a. No caso do R407C, essa temperatura é inferior em cerca de 2,5 °C - (**equação 35**).

Gráfico 1 Performance do sistema com temperatura de água salgada na entrada do condensador de 25°C VS temperatura de evaporação entre 0 °C e 3°C

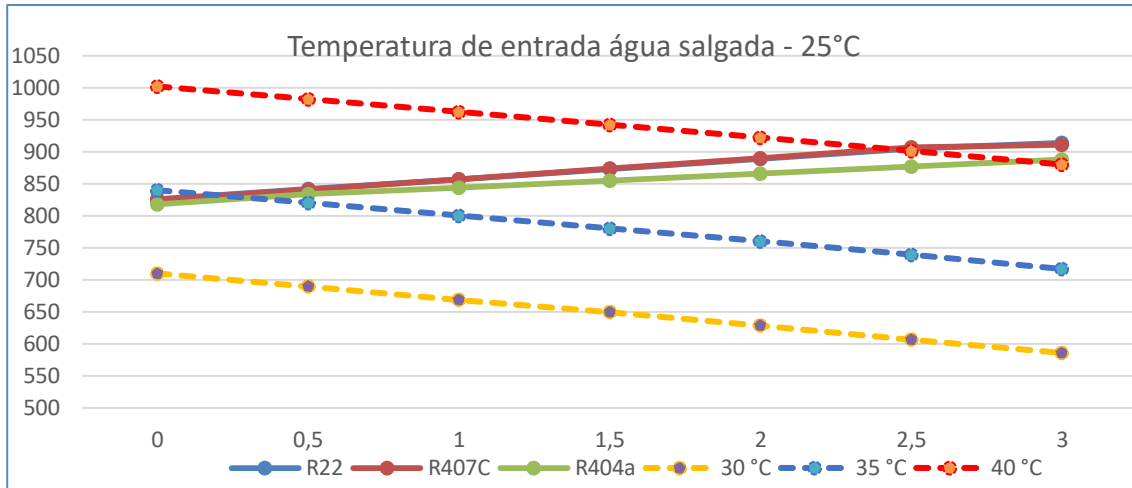


A capacidade que o sistema tem em garantir a refrigeração verifica-se enquanto as linhas das cargas para as diferentes temperaturas do ar exterior (linhas a

tracejado) se encontram abaixo das linhas referentes às cargas (linhas a cheio), que os diferentes refrigerantes conseguem retirar.

Ao analisar o e fazendo comparação com o

Gráfico 1 Performance do sistema com temperatura de água salgada na entrada do condensador de 25°C VS temperatura de evaporação entre 0 °C e 3°C



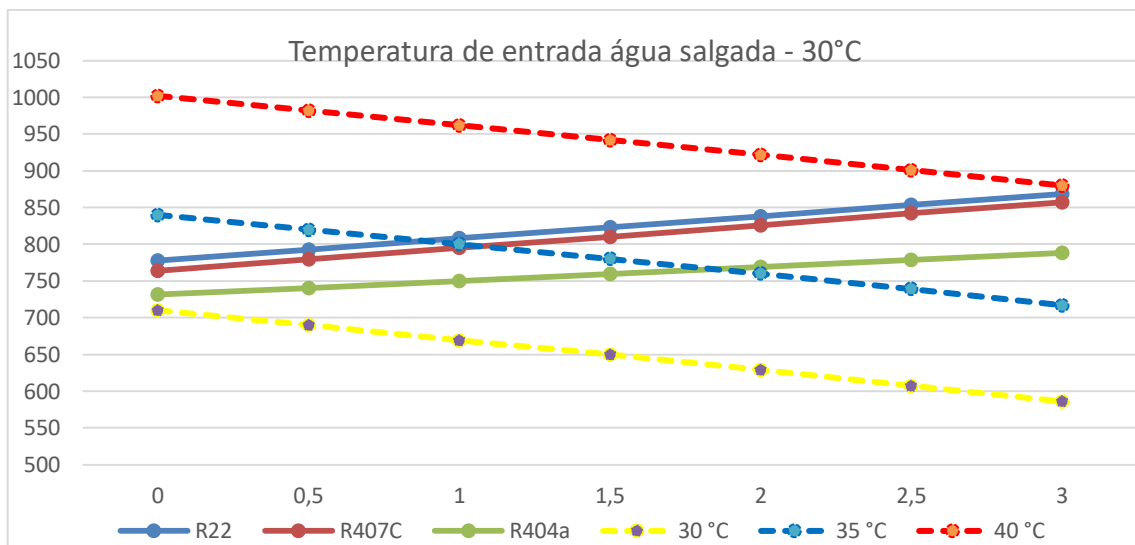
verifica-se que o R404a começa a aumentar a perda de capacidade relativamente aos restantes refrigerantes analisados. Uma das causas é a incapacidade do compressor de aumentar a pressão, já que, o motor elétrico atinge a sua máxima potência de funcionamento. Além disso, com o aumento da temperatura de condensação, o R404A, tem uma redução maior na diferença de entalpias entre o vapor e líquido saturado relativamente a muitos outros refrigerantes. Isto implica aumentar o caudal para compensar a carga, que não se verifica devido à limitação volumétrica do compressor.

Em continuação da análise aos resultados do retira-se que, o sistema deixa de ter capacidade para refrigeração quando a temperatura exterior atinge os 40 °C. Para temperaturas acima dos 35 °C, tanto o R22 como o R407C apenas têm capacidade quando a temperatura de evaporação é superior a 1 °C. Já para o R404A acontece para valores acima dos 2 °C.

O aumento da temperatura de evaporação permite melhorar a performance do sistema de refrigeração, aumentando a sua capacidade de arrefecimento. Porém,

aumentar a capacidade de refrigeração leva a uma diminuição da carga térmica possível de retirar ao ar em circulação, pois o caudal de ar é fixo. A carga térmica total que o navio pode conter também ela diminui. É necessário encontrar um equilíbrio, sendo esse, o cruzamento das linhas de carga dos refrigerantes com as linhas de carga das diferentes temperaturas – ver novamente **Gráfico 1** e ver **Gráfico 2**. Esses pontos darão qual a capacidade máxima que o sistema comportará.

Gráfico 2- Performance do sistema com temperatura de água salgada na entrada do condensador de 30°C VS temperatura de evaporação entre 0 °C e 3°



A permite verificar que independentemente dos valores da temperatura exterior, a capacidade de carga térmica tem valores praticamente iguais para a mesma temperatura de evaporação. Com o aumento da temperatura de evaporação, a bateria da UTA aumenta de temperatura e a capacidade de refrigeração diminui. A carga de arrefecimento do ar novo tem uma grande influência na performance de todo o sistema.

Tabela 14 - Temperatura de evaporação VS Carga Térmica VS Capacidade necessária do sistema de refrigeração

Temperatura Ar exterior - °C	Temperatura de evaporação - °C	Carga Térmica - kW	Capacidade Necessária - kW
30	0	514	710
30	0,5	495	690
30	1	475	669
30	1,5	454	650
30	2	433	629
30	2,5	412	607
30	3	391	586
35	0	512	840
35	0,5	492	820
35	1	472	800
35	1,5	452	780
35	2	431	760
35	2,5	410	739
35	3	389	717
40	0	510	1002
40	0,5	490	982
40	1	470	962
40	1,5	450	942
40	2	430	922
40	2,5	409	901
40	3	387	880

O aumento da temperatura da água salgada proveniente do mar para 30 °C, causa no sistema, uma necessidade de a temperatura de condensação subir para valores entre 44,5 °C e 45,5 °C para o R22 e R404a. O R407C permanece com uma diferença a rondar os 2,5 °C. A diminuição na capacidade de refrigeração não é significativa com R22 e R407C. Como já referido, o R404a apresenta já uma variação significativa, tanto em relação aos outros dois refrigerantes, como na sua performance para temperaturas de água salgada de 25 °C e 30 °C.

Os dados da **Tabela 15** são o resultado desse cruzamento (gráficos para as temperaturas de água do mar de 27,5 °C e 32,5 °C estão no **Apêndice F**). A avaliação do sistema com temperatura de entrada de água salgada de 32,5 °C e do ar exterior de 35 °C permitiu obter:

Tabela 15 - Comparação da performance do sistema com os refrigerantes R22, R407C e R404a em funcionamento com a temperatura da água do mar de 32,5 °C

Refrigerante	Temperatura de evaporação [°C]	Carga Térmica [kW]	Carga total [kW]
R22	1,25	462	790
R407C	1,5	452	780
R404a	2,6	406	734

Os resultados permitem verificar que o sistema em funcionamento com R404A perde capacidade. Essa perda é devido à falta de potência do motor elétrico que atinge o seu máximo. Em praticamente todos os testes efetuados, para as diferentes temperaturas de água o mar, o compressor ficou limitado devido à potência. Já no R22 e R407C essa limitação verifica-se apenas para temperaturas de água do mar acima dos 30 °C com temperaturas de evaporação acima os 2 °C.

Ao retirar a limitação de potência do compressor, verifica-se que a mesma nunca ultrapassaria os 69 kW (R404A) – ver **Apêndice G**. A limitação no sistema passaria a dever-se ao volume específico do refrigerante (causa mais comum) ou devido a um dos permutadores.

Nas condições de projeto, a potência de 640 kW necessários pelo sistema garantem a refrigeração de todo o navio em águas e clima típicos de Portugal. Porém, e mesmo sem a existência do valor de carga térmica a que o navio está sujeito em ambientes tipicamente tropicais, revela-se que será necessária uma potência próxima dos 800 kW. A conclusão surge nos problemas anteriormente verificados em missões e pelos resultados obtidos do modelo aproximado do sistema.

6.5.2 Regulamento dos F-Gas: possíveis soluções para o *retrofit*

Anteriormente o modelo já foi alvo de uma avaliação para uma temperatura da água do mar de 25 °C, 27,5 °C, 30 °C, 32,5 °C. O artigo publicado e aceite pela ImanEE– ver **Apêndice J**, onde o mesmo recebeu um prémio – ver **Anexo C**, segue o modelo do sistema instalado a bordo de forma a ser considerado como um sistema genérico de climatização, permite avaliar um conjunto de refrigerantes como possíveis *retrofit*. A análise foi efetuada para uma temperatura da água do mar de 35°C e condições do ar exterior de 35°C/80%.

Na Tabela 16 estão presente os resultados provenientes do modelo do sistema de climatização, onde não se colocou a restrição da potência do motor elétrico. Sendo o inverso do volume específico (volume de vapor), a densidade do refrigerante na entrada do compressor (ρ_1) permite verificar de que forma o *retrofit* se poderá efetuar. Sendo uma característica que poderá determinar a capacidade do sistema, conclui-se que os refrigerantes com maior ρ , garantem uma maior capacidade de refrigeração fruto do caudal mássico que é possível obter para um determinado deslocamento volumétrico.

Ainda na mesma tabela pode-se verificar que, não existindo restrição na potência do motor elétrico, o R404A garante, ainda que inferior, uma capacidade de refrigeração próxima ao R22 e R407C. Os resultados revelam ainda que, devido ao volume de vapor, os refrigerantes não têm um caudal que permita grandes potências de refrigeração. Face a isso, é necessário aumentar a T_{evap} de modo a conseguir garantir um ligeiro aumento do caudal, já que, o volume de vapor poderá diminuir com o aumento da referida temperatura. Não esquecer, tal como para a análise do ponto anterior, a potência de refrigeração entra em linha de conta com a UTA do sistema.

Os diferentes parâmetros retirados permitem efetuar algumas soluções de *retrofit*. O R32 apresenta-se como substituto direto do R410A. A capacidade de refrigeração de ambos é superior ao R22. No entanto, e já explicado durante o capítulo 4, não poderão ser usados no sistema atualmente instalado a bordo devido às pressões de trabalho serem superior ao máximo do condensador. O R134a tem como

possíveis substitutos o R1234yf e o R1234ze. O R22 tem o R407C e o R290. Este último faz parte da classe de segurança A3, razão pela qual não pode ser equacionado como possível refrigerante para o sistema a bordo.

Tabela 16 - Comparação da performance do R22,R404a,R407C,R134a,R410a,R1234yf,R1234ze,R32,R290 no modelo do sistema de refrigeração. Temperatura de entrada água no condensador e do ar exterior de 35 °C

Refrigerante	P ₁ [bar]	T ₁ [°C]	ρ ₁ [kg/m ³]	P ₂ [bar]	ΔP _{cond} [bar]	ΔP _{evap} [bar]	Q _{ref} [kW]	W _c [kW]
R22	5,05	0,4	21,5	19,85	0,31	0,18	194	61,1
R404a	6,24	1,2	31,7	23,63	0,38	0,25	187	68,6
R407C	5,29	3,0	21,8	21,23	0,28	0,17	190	61,4
R134a	3,49	4,9	17,1	12,28	0,27	0,15	152	37,8
R410a	7,95	-0,1	30,4	32,32	0,21	0,15	206	77,8
R1234yf	3,73	5,0	20,8	12,17	0,35	0,18	148	37,5
R1234ze	2,92	6,9	15,1	8,887	0,27	0,14	128	28,1
R32	8,04	-0,3	21,9	32,98	0,13	0,09	210	74,2
R290	5,07	2,1	11,0	16,91	0,19	0,09	180	53,1

Portanto, misturas de R1234yf ou R1234ze e HFCs podem produzir gases para os próximos anos. Atualmente muitos dos refrigerantes tem na sua composição R32. Mesmo as novas misturas entre os R1234yf e R1234ze tem o R32 e/ou R134a como principais HFCs. Como resultado, muitos dos novos gases de retrofit possuem uma classificação de segurança de A2L (maioritariamente) ou A3. Misturas de gases HFO com gases HFC podem ser uma solução de transição de modo a alcançar um refrigerante com GWP menor que 420 (valor médio para 2030).

7 Soluções

A solução mais simples a equacionar é a troca de refrigerante. Como avaliado, com as limitações do sistema instalado o R407C apresenta-se como a melhor solução, dentro do leque de refrigerantes usados nos dias de hoje. Porém, as constantes alterações impostas para reduzir o GWP médio dos refrigerantes usados, fizeram surgir no mercado novos refrigerantes. Verificou-se que a grande limitação se encontra no compressor devido à incapacidade de fazer subir a pressão e temperatura de condensação; ou devido ao volume de vapor, que limita a massa em circulação; ou devido à potência do motor elétrico para acionar o compressor. O retrofit do R404a é inevitável, já que, o seu preço de mercado não só irá aumentar como será descontinuado a partir de 2020.

A alteração/mudança de componentes no sistema atualmente instalado pode ser uma solução a ser equacionada. A troca dos compressores, embora dispendiosa, pode ser uma solução viável.

7.1 Retrofit para R407C

A pressão de condensação e evaporação depois de efetuado os devidos ajustes relativos à variação de temperatura durante a mudança de fase, permitem ao R407C apresentar características de funcionamento idênticas ao R22. A perda de performance é ligeira, não sendo, de todo um problema.

Apresentando um GWP ligeiramente acima da média, a sua descontinuação no mercado não está em causa pelo menos para os próximos anos, já que, ainda é uma das alternativas para substituir o R22.

7.1.1 Alterações a efetuar

Atualmente no sistema de refrigeração é utilizado o óleo sintético a base de polioléster (POE). Muitos dos fabricantes e técnicos de refrigeração aconselham os óleos POE, o óleo MOBIL EAL ARCTIC 68 poderá continuar a ser utilizado.

A quantidade de refrigerante a introduzir será de 120 Kg por sistema, num total de 240 Kg por navio, já que, se prevê para as mesmas condições de utilização do R22, uma quantidade semelhante de fluxo de refrigerante.

A válvula expansora instalada a bordo terá de ser substituída. A válvula SIEMENS MVL661.25-6.3 está sobredimensionada para a quantidade de refrigerante a passar (R407C) pois não permite garantir 50% da capacidade da válvula instalada. Esta mesma, para condições normais de utilização com R404a, também apresenta uma capacidade inferior a 50%. Porém o modelo anterior a este não conseguiria garantir a capacidade que o sistema necessita. A válvula SIEMENS MVL661.20-2.5 deverá ser o modelo a instalar caso se pretenda manter a mesma série, garantindo-se uma utilização entre os 50% e 82% da capacidade da mesma com R407C.

7.1.2 Manutenção e mudança de refrigerante no sistema

A mudança de refrigerante deve passar por uma sequência de passos de forma a proceder a uma mudança eficaz:

- Retirar todo o óleo lubrificante existente;
- Retirar o R404A colocando-o em recipientes para um transporte e armazenamento seguro;
- Substituir manómetros, válvulas, o-rings no sistema de refrigeração;
- Efetuar vácuo ao sistema e colocar azoto com duração aproximada de 24 horas. Efetuar o vácuo pelo menos 3 vezes de modo a garantir uma limpeza total das linhas, retirando toda a humidade.
- Introdução da carga de R407C.
- Deve ser garantido no sistema $T_{cond} = 37,5 \text{ °C}$ (saída do condensador) e $T_{evap} = -1 \text{ °C}$ (entrada do evaporador). Para isso é necessário ajustar o sistema para as pressões de evaporação e condensação, 5,5 bar (0,55MPa) e 16,5bar (1,65 MPa) respetivamente;
- O sobreaquecimento poderá ser ajustado para valores de 2/3 °C. Como se trata de um refrigerante com uma temperatura “glide” o sobreaquecimento poderá ser menor comparativamente aos

refrigerantes que apresentam uma temperatura constante durante a mudança de fase (Refrigerants N. , 2010). Porém deverão ser efetuados testes preliminares ao circuito de modo a verificar que não irá ocorrer a entrada de líquido no compressor.

7.1.3 Performance do sistema

Balachander,Rani, (2008) efetuaram uma comparação das perdas de pressão entre o R22 e R407C na condensação, verificam que o R407C apresenta menores valores de perda de pressão, embora essa diferença não represente um grande desvio de valores. Os mesmos autores referem que o aumento da temperatura do refrigerante na entrada do condensador mantendo a temperatura de condensação fixa não causa aumento da perda de pressão, já que, não existe uma grande variação na velocidade do refrigerante. De facto, o R407C, pelos resultados demonstrados no modelo do sistema instalado a bordo permitem verificar que a perda de capacidade de refrigeração é inferior a 5%

7.2 Alterações no sistema atual

Na análise do modelo do sistema instalado a bordo verifica-se que é necessário baixar a temperatura de evaporação para garantir maiores potências de refrigeração na UTA.

7.2.1 Motor elétrico

A potência do motor elétrico ao ser aumentada permite, em alguns casos, eliminar a limitação da compressão por parte do compressor. Como descrito na análise dos parâmetros de funcionamento retirados de bordo, capítulo 5.3, a potência de compressão ao atingir o máximo não permite garantir a temperatura de condensação necessária para transmitir todo o calor. Também durante a análise do modelo de refrigeração constou-se que, em alguns casos (especialmente com R404a), que rapidamente é atingida a potencia máxima dos motores elétricos.

Aumentar a potência dos motores elétricos vai necessariamente levar, em condições de menores cargas, ao funcionamento do mesmo em carga parcial. Sabendo

que a eficiência do motor elétrico reduz-se significativamente em funcionamento em carga parcial, deverá ser equacionada apenas a mudança de alguns dos motores elétricos.

Como forma de solucionar estas limitações e garantir um aumento da potência poderá manter-se 2 dos motores já instalados (60 kW) e aumentar a potência para valores entre os 70/80 kW dos outros dois motores. Com o aumento da potência, o caudal de refrigerante terá um ligeiro aumento passando a estar limitado devido ao limite de trocas de calor a efetuar no evaporador ou condensador.

7.2.2 Compressor

Os compressores usados nos sistema instalados a bordo, Carrier 5H66, fazem parte de uma série de modelos entre o 5H20 e o 5H126. Das várias características, destaca-se o volume deslocado. Aliado a isso, a dimensão, o número de cilindros varia consoante o modelo. Efetuando uma comparação entre o 5H66 e 5H126, a capacidade de deslocamento aumenta para o dobro, sendo os valores nominais de $0,0817 \text{ m}^3/\text{s}$ e $0,0165 \text{ m}^3/\text{s}$.

O volume de vapor do refrigerante na aspiração do compressor tem uma grande importância na performance de todo o sistema. Aumentar a capacidade de volume deslocado permitirá efetuar uma diminuição na temperatura de evaporação e contribuir para um ganho na capacidade de refrigeração (diminuir a $T_{bateria}$). É necessário no entanto perceber que, o caudal de refrigerante não terá de ter valores superiores aos até aqui praticados com o R22.

7.3 Implementação de novo sistema

Ainda que relativamente recente, os refrigerantes que se apresentam como A2L e A3, são cada vez mais usados e aplicados em sistemas de refrigeração onde, no passado, não se considerava outra hipótese que não passasse pela utilização de refrigerantes com designação A1.

O *retrofit* para os refrigerantes mais recentes no mercado poderão levar à necessidade de troca de todos os equipamentos. Estes são testados e aplicados em

instalações novas não sendo conhecido, com um grau de certeza considerável, as suas aplicações em *retrofit* de sistemas já instalados com mais de 20 anos de uso.

A mudança para um sistema de refrigeração com R134a poderá ser uma solução bastante aceitável. Na análise do modelo do sistema atual no **subcapítulo 6.5.2** e ainda durante uma primeira análise teórica onde se verifica que o R134a apresenta uma boa capacidade de refrigeração face à energia despendida para garantir o mesmo COP. O R134a ao ser aplicado num sistema preparado de modo a garantir uma capacidade de refrigeração, pelo menos igual à do sistema instalado atualmente no seu início de vida, poderá sofrer um *retrofit* para um refrigerante com menor GWP e classificação A1. Estas aplicações tem sido efetuadas sobretudo em sistemas com compressores de parafuso.

8 Conclusão

Os sistemas de refrigeração, bem como, qualquer outro sistema mecânico ao ser colocado fora das condições de funcionamento para o qual foi projetado poderá deixar de ter capacidade de resposta. Na presente dissertação avalia-se a limitação do sistema de refrigeração instalado a bordo.

Os atuais regulamentos aprovados pela UE vêm limitar o uso dos refrigerantes nos equipamentos de refrigeração traduzindo-se numa descontinuação e desuso de alguns dos mais utilizados até aqui. Os *retrofits* em sistemas mais antigos e com alguns anos de uso são cada vez mais comuns. Existem substituições diretas que podem ser feitas, aconselhadas pelos diversos fabricantes.

Verificou-se que existe uma perda de capacidade do sistema de climatização com uso do R404A em comparação com o R22. Os dados retirados de bordo revelam isso. Sobretudo com o R404A, a perda de capacidade deve-se à incapacidade de compressão do refrigerante para temperaturas de condensação mais altas. Seria necessário aumentar a potência do motor elétrico, ou a área de permuta do condensador ser aumentada, embora não estivesse a ser usado na sua máxima capacidade de potência, mas de modo a poder baixar a temperatura de condensação.

Aquando do *retrofit* para o R404A apenas foi analisado para os normais parâmetros de funcionamento do sistema. O modelo apresentado na dissertação permite verificar, juntamente com os dados recolhidos de bordo, que efetivamente existe uma limitação com o sistema de refrigeração dos navios da Classe Vasco da Gama ao utilizarem o R404a.

A utilização do R134a para o novo projeto poderá garantir o tempo necessário até existir um conhecimento generalizado dos novos refrigerantes (R1234ze/R1234yf) ou em misturas onde estão presentes, pois apresentam características termodinâmicas próximas com o R134a e o retrofit ser efetuado sem grande necessidade de alterar o sistema.

8.1 Solução

O retrofit para o R407C é a solução a efetuar, por forma a garantir uma capacidade próxima com o R22. A substituição dos motores elétricos, aumentando a sua potência, vai permitir aumentar ligeiramente a capacidade de refrigeração do sistema.

O N.R.P Corte Real, navio onde se obteve apoio para realização da dissertação, procedeu ao *retrofit* do sistema de refrigeração para R407C em maio de 2018 onde se espera obter resultados para comparar com o modelo apresentado na dissertação.

A substituição do sistema atual para um novo será necessário, na medida em que o GWP médio dos refrigerantes vai diminuir e, a substituição para um refrigerante com valor baixo de GWP parece ser a solução a tomar. O novo sistema deverá ser equacionado de modo a garantir uma boa resposta em ambientes tropicais e que o compressor disponha de uma capacidade volume deslocado que não permita ficar limitado.

8.2 Trabalhos futuros

Embora seja provável, devido a relatos acerca das missões já realizadas, que existe dificuldades em retirar toda a carga térmica em ambientes tropicais, num trabalho futuro, uma análise detalhada das cargas térmicas dos navios da Classe Vasco da Gama poderá indicar, com um grau de certeza elevado, a carga térmica a que o navio se encontra sujeito nesse tipo de ambientes.

O estudo de cargas térmicas poderá contribuir diretamente para o projeto do então novo sistema e assim equacionar o seu dimensionamento para este tipo de ambientes sem comprometer o funcionamento em ambientes menos adversos, já que, terá de garantir uma grande variação das diferentes temperaturas (ar e água).

Apêndices

Apêndice A

Tabela 17 - Vantagens e desvantagens do sobreaquecimento e sobrearrefecimento

	Vantagens	Desvantagens
Sobreaquecimento	<ul style="list-style-type: none">• Garante o refrigerante em vapor sobreaquecido no compressor;	<ul style="list-style-type: none">• O refrigerante terá uma temperatura mais elevada na saída do compressor face a uma compressão sem sobreaquecimento;• Diminuição da capacidade frigorífica por kG de refrigerante;
Sub-arrefecimento	<ul style="list-style-type: none">• Aumenta a capacidade de refrigeração;• Aumento significativo do COP.	<ul style="list-style-type: none">• O condensador poderá não ter capacidade caso se aumente o sobrearrefecimento no sistema.• O sub-arrefecimento é o único método para superar a perda de pressão na linha e garantir líquido no evaporador porque, caso não aconteça, ocorre o “flashing” e causa degradação no sistema.

Apêndice B

Para calcular o AU do condensador utilizou-se as diferentes T_{LMTD} dos parâmetros de funcionamento que se encontram na Tabela 18.

Tabela 18 - Temperatura média logarítmica do sistema de refrigeração em funcionamento com R22

LMTD (K)	14,65	14,22	13	13,93	15,25
----------	-------	-------	----	-------	-------

- Potência do Condensador = 293 kW;
- LMTD = 14,21 K
- AU=20,61 kW/K
- Massa de água máxima =10 kG/s
- cp=4.18 kJ/kg.K

As equações 19, 20, 21 permitem calcular os parâmetros do método da efetividade:

- Obtém-se NTU=0,492.
- $\varepsilon = 0,389$
- Potência Máxima = $\frac{293}{\varepsilon} = 753,2$ kW

$$(c \times \Delta T)_{condensador} = \frac{753,2}{10} = 75,32$$

Os diversos parâmetros, após serem calculados, permitem efetuar uma análise da performance do condensador com a variação do caudal.

Tabela 19- Método da Efetividade - Parâmetros para o condensador instalado a bordo

Massa água	Efetividade	Potência real	DeltaT
1	0,9927	74,77	17,89
2	0,9150	137,83	16,49
3	0,8067	182,28	14,53
4	0,7084	213,45	12,77
5	0,6269	236,12	11,29
6	0,5603	253,23	10,09
7	0,5055	266,56	9,11
8	0,4600	277,22	8,29
9	0,4218	285,93	7,60
10	0,3892	293,18	7,01

Para o cálculo dos parâmetros do evaporador/chiller considerou-se os valores de projeto.

- $T_{entrada}=10,13^{\circ}\text{C}$
- $T_{saida}=6^{\circ}\text{C}$
- $T_{evaporação}=1^{\circ}\text{C}$
- Massa de água máxima =13,88 kg/s
- $c_{água}=4.18 \text{ kJ/kg.K}$
- Potência do Evaporador = 240 kW;

As equações 18 e 19 permite calcular:

- $AU=35,035 \text{ kW/K}$
- $LMTD = 6,45 \text{ K}$

Através das **equações 19, 20, 21** calculou-se os parâmetros relativos ao método da efetividade:

- $NTU=0.4505$
- Potência Máxima (caudal água máximo) = $\frac{240}{\varepsilon} = 533,5 \text{ kW}$

$$(c \times \Delta T)_{evaporador} = \frac{533,5}{13,88} = 38,44$$

Tabela 20 - Método da Efetividade - Parâmetros para o evaporador instalado a bordo

Massa água	Efetividade	Potência Real	Delta T
1	0,999	38,43	9,85
2	0,984	75,71	9,70
3	0,938	108,24	9,25
4	0,876	134,80	8,64
5	0,812	156,18	8,00
6	0,752	173,51	7,41
7	0,697	187,72	6,87
8	0,648	199,54	6,39
9	0,605	209,50	5,96
10	0,567	218,00	5,58
11	0,532	225,33	5,25
12	0,502	231,70	4,95
13	0,474	237,29	4,68
14	0,452	241,62	4,46

Apêndice C

O R407C para uma determinada pressão apresenta temperaturas diferentes para o vapor sobreaquecido e vapor sub-arrefecido. Isso leva a que durante a condensação e evaporação, mesmo não considerando perdas de pressão, exista variação na temperatura de condensação e evaporação.

Para uma temperatura de condensação entre os 40 °C e 50 °C, essa variação de temperatura situa-se nos 5 °C. Já para temperaturas de evaporação entre 0 °C e 10 °C, a variação situa-se nos 6 °C - .

As **equações 34 e 35** podem assim sofrer um ajuste, de modo, a ter um valor fixo entre a relação de temperatura a considerar para o R407C e R22. **Da equação 34** facilmente se fixa o valor dessa variação – 2,5 °C. Este valor, na *Function* do modelo do sistema de refrigeração, irá subtrair ao valor da temperatura de condensação.

Já a **equação 35** é necessário recorrer a uma aproximação, já que, o início da evaporação dá-se com o refrigerante em mistura. Não sendo possível calcular os parâmetros no EES, definiu-se que a temperatura de evaporação do R407C corresponde a mais 2°C da temperatura do R22, visto que, a temperatura *Dew* divide-se por 3 na **equação 34** e, de forma aproximada será esse o valor que será obtido independentemente dos valores as temperaturas a considerar.

Figura 14 - Propriedades do R407C

Thermophysical Properties of Refrigerants

30.33

Refrigerant 407C [R-32/125/134a (23/25/52)] Properties of Liquid on Bubble Line and Vapor on Dew Line

Pressure, MPa	Temperature, °C		Density, kg/m ³	Volume, m ³ /kg	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat, kJ/(kg·K)		c _p /c _v	Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Pressure, MPa
	Bubble	Dew			Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
0.01	-82.45	-74.81	1495.5	1.80703	90.48	366.78	0.5259	1.9471	1.281	0.668	1.182	1098	149.1	779.8	1.43	151.5	6.94	24.75	0.01
0.02	-77.56	-65.82	1466.7	0.90017	103.34	377.75	0.9010	1.9104	1.783	0.604	1.181	951	151.8	637.8	1.43	145.4	7.57	27.03	0.02
0.04	-61.25	-53.95	1433.7	0.51705	117.72	379.47	0.6612	1.8761	1.291	0.727	1.182	891	154.6	513.1	1.28	138.5	8.19	20.91	0.04
0.06	-53.96	-46.79	1412.0	0.35344	127.17	383.77	0.7050	1.8573	1.299	0.750	1.184	856	156.1	453.1	1.57	134.1	8.64	19.62	0.06
0.08	-48.42	-41.34	1395.3	0.26975	134.39	386.99	0.7374	1.8445	1.306	0.769	1.187	828	157.1	414.4	1.79	130.7	8.99	18.65	0.08
0.1	-43.90	-36.90	1381.5	0.21865	140.31	389.59	0.7635	1.8349	1.312	0.786	1.190	806	157.8	386.2	1.97	128.1	9.28	17.87	0.1
0.10132 ^b	-43.63	-36.63	1380.7	0.21595	140.67	389.75	0.7650	1.8343	1.312	0.787	1.190	804	157.8	384.6	1.98	127.9	9.29	17.82	0.10132
0.12	-40.05	-33.11	1369.7	0.18411	145.39	391.78	0.7854	1.8273	1.318	0.800	1.193	787	158.3	364.3	1.82	125.8	9.52	17.21	0.12
0.14	-36.67	-29.79	1359.1	0.15918	149.86	393.68	0.8043	1.8210	1.324	0.813	1.196	770	158.7	346.6	1.65	123.8	9.75	16.63	0.14
0.16	-33.65	-26.83	1349.7	0.14025	153.86	395.36	0.8211	1.8156	1.329	0.825	1.199	755	159.0	331.8	1.47	122.0	9.94	16.12	0.16
0.18	-30.92	-24.15	1341.0	0.12542	157.51	396.86	0.8362	1.8110	1.334	0.837	1.201	742	159.3	319.1	1.48	120.4	10.13	15.66	0.18
0.2	-28.41	-21.89	1333.0	0.11347	160.87	398.22	0.8498	1.8069	1.339	0.848	1.204	730	159.5	308.0	1.67	119.0	10.29	15.24	0.2
0.22	-26.09	-19.41	1325.5	0.10362	163.99	399.47	0.8625	1.8033	1.344	0.858	1.207	719	159.6	298.2	1.66	117.6	10.45	14.86	0.22
0.24	-23.93	-17.29	1318.4	0.09536	166.91	400.62	0.8742	1.8000	1.349	0.868	1.210	708	159.7	289.5	1.65	116.4	10.60	14.50	0.24
0.26	-21.90	-15.31	1311.8	0.08833	169.65	401.69	0.8851	1.7970	1.354	0.877	1.213	698	159.8	281.6	1.63	115.2	10.74	14.16	0.26
0.28	-19.99	-13.43	1305.5	0.08227	172.34	402.69	0.8954	1.7942	1.358	0.886	1.216	689	159.8	274.4	1.60	114.2	10.87	13.85	0.28
0.3	-18.19	-11.66	1299.5	0.07698	174.71	403.62	0.9050	1.7917	1.362	0.895	1.218	680	159.8	267.8	1.60	113.1	10.99	13.56	0.3
0.32	-16.47	-9.98	1293.7	0.07225	177.06	404.49	0.9141	1.7894	1.367	0.900	1.222	672	159.8	261.8	1.60	112.2	11.11	13.28	0.32
0.34	-14.83	-8.38	1288.2	0.06824	179.30	405.32	0.9228	1.7872	1.371	0.911	1.224	664	159.8	256.1	1.11	111.2	11.23	13.01	0.34
0.36	-13.27	-6.85	1282.9	0.06457	181.45	406.10	0.9310	1.7851	1.375	0.919	1.227	656	159.8	250.9	1.17	110.4	11.35	12.76	0.36
0.38	-11.77	-5.38	1277.8	0.06127	183.52	406.85	0.9388	1.7832	1.379	0.927	1.230	649	159.7	246.0	1.12	109.5	11.46	12.52	0.38
0.4	-10.33	-3.97	1272.8	0.05830	185.52	407.55	0.9465	1.7814	1.383	0.934	1.233	642	159.7	241.4	1.12	108.7	11.57	12.29	0.4
0.42	-8.94	-2.61	1268.0	0.05558	187.44	408.23	0.9537	1.7796	1.387	0.942	1.236	635	159.6	237.1	1.14	107.9	11.68	12.07	0.42
0.44	-7.61	-1.31	1263.4	0.05313	189.30	408.87	0.9607	1.7780	1.391	0.949	1.239	628	159.5	233.0	1.13	107.2	11.78	11.85	0.44
0.46	-6.31	-0.04	1258.8	0.05087	191.11	409.48	0.9674	1.7764	1.395	0.956	1.242	622	159.4	229.1	1.14	106.5	11.88	11.65	0.46
0.48	-5.06	1.18	1254.4	0.04879	192.86	410.07	0.9739	1.7750	1.399	0.963	1.245	616	159.3	225.4	1.15	105.8	11.98	11.45	0.48
0.5	-3.85	2.36	1250.1	0.04687	194.56	410.64	0.9801	1.7735	1.403	0.970	1.248	610	159.2	221.9	1.15	105.1	12.08	11.26	0.5
0.55	-0.98	5.17	1239.8	0.04267	198.61	411.95	0.9950	1.7702	1.413	0.987	1.255	596	158.9	213.9	1.16	103.5	12.31	10.81	0.55
0.6	1.79	7.79	1230.0	0.03915	202.42	413.15	1.0087	1.7672	1.422	1.004	1.262	583	158.6	206.7	1.17	102.1	12.54	10.40	0.6
0.65	4.27	10.24	1220.7	0.03615	206.02	414.25	1.0216	1.7644	1.432	1.020	1.270	571	158.2	200.1	1.18	100.7	12.75	10.01	0.65
0.7	6.69	12.56	1211.7	0.03356	209.44	415.25	1.0338	1.7618	1.441	1.036	1.278	559	157.8	194.1	1.18	99.4	12.96	9.64	0.7
0.75	8.85	14.76	1203.1	0.03131	212.71	416.18	1.0452	1.7594	1.451	1.052	1.286	548	157.4	188.6	1.18	98.2	13.17	9.30	0.75
0.8	11.00	16.85	1194.9	0.02933	215.83	417.03	1.0561	1.7571	1.460	1.067	1.294	537	157.0	183.6	1.17	97.1	13.37	8.98	0.8
0.85	13.04	18.84	1186.8	0.02757	218.83	417.83	1.0665	1.7550	1.469	1.082	1.302	527	156.6	178.8	1.16	96.0	13.58	8.67	0.85
0.9	15.00	20.74	1179.1	0.02609	221.71	418.57	1.0764	1.7529	1.479	1.098	1.310	518	156.1	174.4	1.15	94.9	13.78	8.38	0.9
0.95	16.88	22.56	1171.5	0.02469	224.50	419.25	1.0859	1.7508	1.488	1.113	1.319	508	155.6	170.3	1.14	93.9	13.98	8.11	0.95
1.0	18.69	24.32	1164.1	0.02332	227.19	419.89	1.0950	1.7491	1.498	1.128	1.327	499	155.2	166.4	1.12	93.0	14.18	7.84	1.0
1.1	22.13	27.63	1149.9	0.02111	232.34	421.03	1.1122	1.7455	1.517	1.159	1.346	482	154.2	159.2	1.12	91.1	14.59	7.35	1.1
1.2	25.30	30.73	1136.2	0.01926	237.30	422.03	1.1282	1.7421	1.537	1.190	1.365	466	153.2	152.8	1.14	89.3	14.99	6.80	1.2
1.3	28.30	33.63	1123.0	0.01768	241.82	422.89	1.1434	1.7389	1.557	1.222	1.385	451	152.1	146.9	1.01	87.9	15.39	6.47	1.3
1.4	31.14	36.37	1110.2	0.01633	246.24	423.61	1.1577	1.7358	1.578	1.255	1.406	436	151.0	141.5	1.15	86.4	15.80	6.07	1.4
1.5	33.83	38.97	1097.7	0.01512	250.48	424.27	1.1713	1.7328	1.600	1.289	1.421	423	150.0	136.5	1.13	85.0	16.22	5.70	1.5
1.6	36.39	41.43	1085.5	0.01408	254.57	424.80	1.1843	1.7298	1.622	1.324	1.452	409	148.8	131.8	1.14	83.7	16.64	5.35	1.6
1.7	38.84	43.78	1073.5	0.01313	258.51	425.25	1.1967	1.7269	1.645	1.361	1.477	397	147.7	127.5	1.16	82.4	17.07	5.02	1.7
1.8	41.18	46.03	1061.7	0.01231	262.33	425.61	1.2086	1.7241	1.669	1.400	1.504	385	146.6	123.4	1.17	81.2	17.52	4.71	1.8
1.9	43.43	48.18	1050.0	0.01157	266.05	425.89	1.2200	1.7212	1.695	1.440	1.531	371	145.4	119.6	1.14	80.1	17.98	4.42	1.9
2.0	45.59	50.23	1038.5	0.01089	269.66	426.10	1.2311	1.7184	1.722	1.483	1.564	361	144.2	115.9	1.10	78.9	18.45	4.14	2.0
2.1	47.67	52.24	1027.1	0.01027	273.19	426.25	1.2418	1.7155	1.750	1.529	1.597	350	143.0	112.5	1.07	77.9	18.94	3.87	2.1
2.2	49.68	54.15	1015.7	0.00971	276.64	426.29	1.2522	1.7126	1.780	1.577	1.633	339	141.8	109.2	1.04	76.8	19.45	3.62	2.2
2.3	51.63	56.00	1004.4	0.00918	280.05	426.30	1.2624	1.7097	1.811	1.630	1.670	328	140.6	106.0	1.02	75.8	19.96	3.38	2.3

Apêndice D

Com os valores de perdas de pressão para o sistema a funcionar nos parâmetros de projeto, foi utilizado a *Function* do EES que permite calcular essas mesmas perdas. Os valores de AU já previamente calculados e considerando que o U é 1000, permitem retirar, dimensionando um diâmetro da secção do tubo, a velocidade de escoamento, e o comprimento do mesmo. Estes dados, juntamente com a temperatura de condensação ou evaporação, permitem assim calcular as perdas de pressão.

Para efetuar o dimensionamento, foi utilizado o R22 para temperaturas de 1° C e 40 °C. Ao variar os diâmetros de secção para o evaporador e condensador, os valores da velocidade de escoamento e de comprimento alteram. Apos sucessivas alterações de diâmetro foi possível dimensionar o condensador e evaporador.

Condensador:

- Perda de pressão = 47 kPa;
- Comprimento total = 677 m;
- Velocidade de escoamento = 1850 ;
- Caudal de massa de R22 = 1,4 kg/s
- Diâmetro de secção = 15,5 mm.

Evaporador:

- Perda de pressão = 21 kPa;
- Comprimento total = 445 m;
- Velocidade de escoamento = 715 ;
- Caudal de massa de R22 = 1,4 kg/s
- Diâmetro de secção = 25 mm.

Sendo a velocidade de escoamento diretamente calculada com a massa de refrigerante, o R407C e R22 terão os mesmos valores considerados. O R404a terá um valor de 2800 e 1070 para o condensador e evaporador respetivamente.

Apêndice E

Análise ao 1234ze e 1234yf

As considerações efetuadas para esta análise tem contido um rendimento volumétrico do compressor de 77% e rendimento isentrópico de 100%. Um sobreaquecimento e sobrearrefecimento de 5°C e temperaturas de evaporação e condensação de 1°C e 40°C.

O R1234ze apresentar-se como melhor substituto em relação ao R1234yf. São gases que apresentam-se como sendo ligeiramente inflamáveis e para um navio de guerra poderá não ser a melhor solução. As pressões de trabalho de ambos os gases considerados no estudo são bem inferiores quando comparados com a maioria dos gases atualmente presentes no mercado.

Tabela 21 – Comparação entre R22, R1234ze e R1234yf

	Entalpia Compressor (kJ/kg)	Entalpia Condensador (kJ/kg)	Entalpia Evaporador (kJ/kg)	COP	R22 – Capacidade de referência para o sistema atual (Compressor)	Potência de refrigeração kW
R22	28	182	158	5.65	1.55 kg/s	245
1234ze	25	165	140	5.6	0.85 kg/s	120
1234yf	25	148	123	5	1.26 kg/s	142

Os chamados novos refrigerantes, como os HFO e HC (Metano, Etano,..) contêm um volume de vapor bastante alto para as temperaturas de evaporação consideradas no sistema dos Navios Classe Vasco da Gama. A temperatura de saída no compressor destes refrigerantes são bem inferiores comparativamente a outros refrigerantes em uso atual – uma grande vantagem. Este problema poderia ser solucionado, no caso da mudança para um destes, com um compressor com maior capacidade volumétrica. Atualmente já existem refrigerantes que usam na mistura o R1234yf ou R1234ze, tornando-os não inflamáveis.

Apêndice F

Gráfico 3 - Performance do sistema com temperatura de água salgada na entrada do condensador de 27,5 °C VS temperatura de evaporação entre 0 °C e 3°C

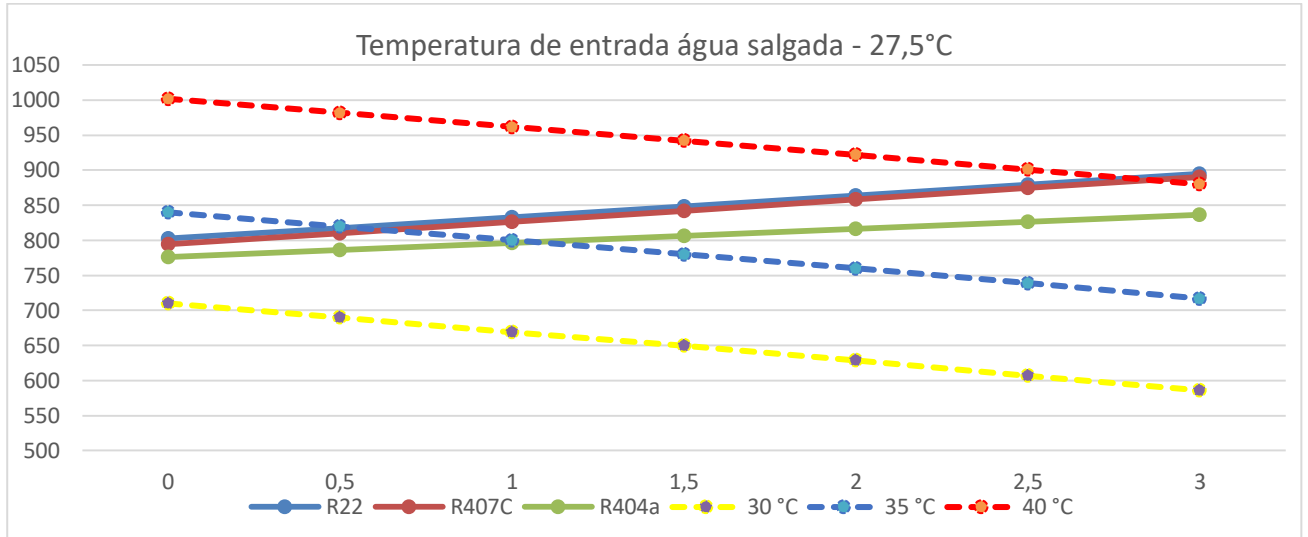
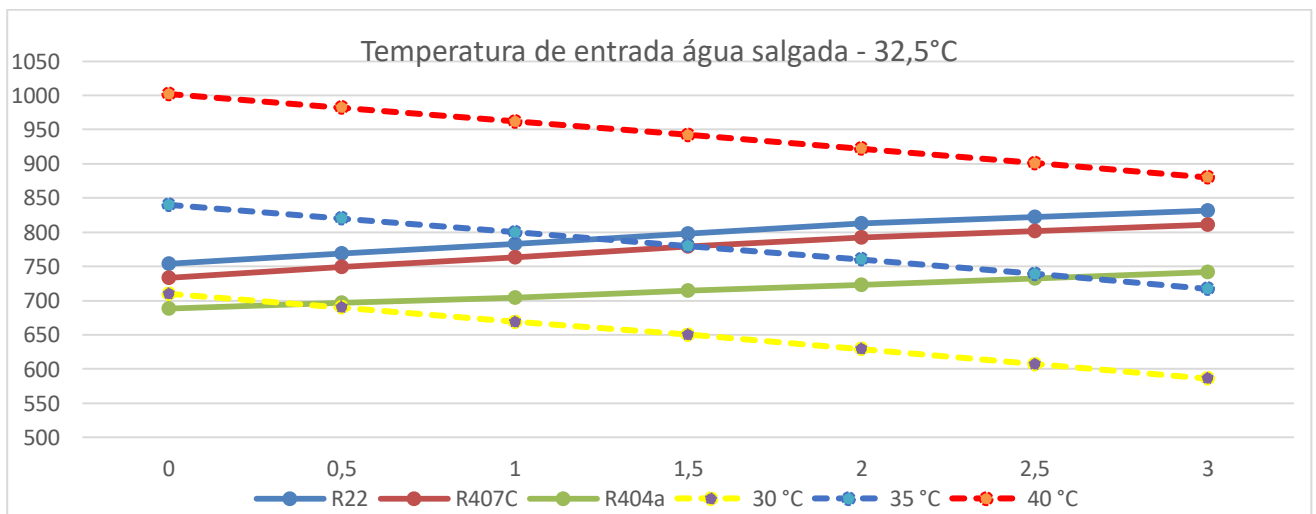


Gráfico 4 - Performance do sistema com temperatura de água salgada na entrada do condensador de 32,5 °C VS temperatura de evaporação entre 0 °C e 3°C



Apêndice G

Tabela 22 - Comparação da potência requerida para compressão com os diferentes refrigerantes testados no modelo - água salgada 30°C

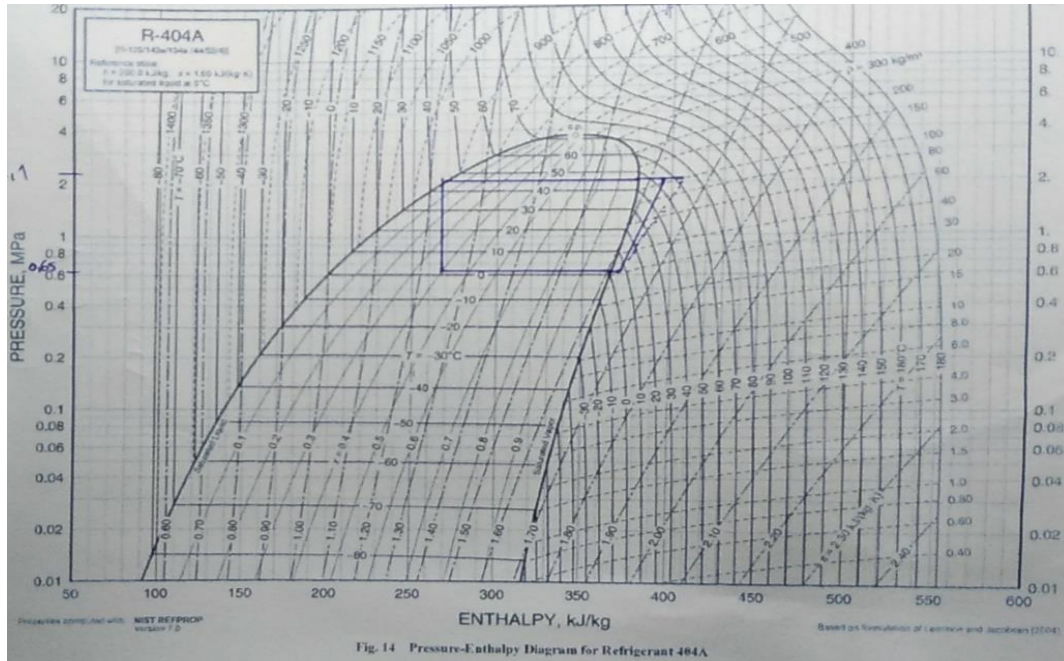
	Massa refrigerante (kG/s)	Volume específico m^3/kG	$W_{compressor}$
R22	1,34	0,04722	57,1
R404a	1,955	0,03249	64,32
R407C	1,328	0,04701	57,59
R1234yf	1,337	0,04904	35
R1234ze	0,9755	0,0676	25,73

Tabela 23 - Comparação da potência requerida para compressão com os diferentes refrigerantes testados no modelo - água salgada 35°C

	Massa refrigerante (kG/s)	Volume específico m^3/kG	$W_{compressor}$
R22	1,336	0,04643	61,05
R404a	1,982	0,03156	68,56
R407C	1,334	0,04588	61,42
R1234yf	1,343	0,04804	37,49
R1234ze	0,9763	0,06639	28,14

Apêndice H

Figura 15 - Cálculo do ciclo de refrigeração com R404a através de um diagrama PH (Mollier)



Apêndice I

Na **Tabela 24** os resultados expressões são retirados através da utilização do programa Engineering Equation Solver (EES) para validar os dados da . As expressões que são usadas no programa, vão de encontro a um estudo teórico, ou seja, não são consideradas perdas de pressão, caudais e temperaturas de água, rendimentos volumétrico e isentrópicos fixos (valores indicados no **subcapítulo 2.2**). O mesmo se verifica com a **Tabela 25** para validar os valores da

Tabela 24 - Comportamento dos refrigerantes com temperatura de condensação de 40°C com o sistema atualmente instalado – análise teórica com resolução no EES

Refrigerantes	Entalpia Compressor kJ/kG	Entalpia Condensador kJ/kG	Entalpia Evaporador kJ/kG	COP	Caudal máximo (kG/s)	Potência de refrigeração kW
R22	35,5	195,0	159,5	4,49	1,464	233,5
R404a	27,9	139,7	111,8	4,00	2,104	235,3
R134a	32,9	180,5	147,6	4,49	0,980	144,6
R407c	37,0	196,1	159,1	4,30	1,462	232,7
R1234ze	29,8	163,95	134,15	4,50	0,808	132,5

Tabela 25 - Comportamento dos refrigerantes com temperatura de condensação de 45°C com o sistema atualmente instalado – análise teórica com EES

Refrigerante	Entalpia Compressor kJ/kG	Entalpia Condensador kJ/kG	Entalpia Evaporador kJ/kG	COP	Caudal máximo (kG/s)	Potência de refrigeração kW
R22	39,7	192,4	152,7	3,85	1,433	218,9
R404a	30,9	134,4	103,5	3,35	1,941	200,8
R134a	36,5	176,5	140,0	3,83	0,954	133,5
R407c	41,0	192,0	151,0	3,68	1,427	215,5
R1234ze	33,1	160,0	126,9	3,83	0,785	126,9

Apêndice J

F-Gas regulation– Possible solutions for the retrofit dead end

Filipe Gonçalves¹, Miguel Cavique^{2,1}

¹Escola Naval, Base Naval de Lisboa – Alfeite, 2810-001 Almada, Portugal

²UNIDEMI, CINAV & Escola Naval, Base Naval de Lisboa – Alfeite, 2810-001 Almada, Portugal

Abstract. The EU F-gas regulation of 2006 and the recast of 2014 are forcing the market to reduce the use of refrigerants with high GWP in the air-conditioning industry. As a result, the production of HFC refrigerants with higher GWP decreased, making the prices of all HFC gases to increase. Any maintenance problem in a refrigeration system asks to evaluate the retrofitting of the gas needing to know the expected behaviour of the system. This paper aims to discuss the gases that can substitute the now-a-days HFCs, and the impact the retrofit will cause in real air-conditioning systems. Many studies on retrofit address the behaviour of the refrigeration cycle, but usually, do not take into account the behaviour of the system as a whole. This paper models a water-to-water air-conditioning system taking into consideration the evaporator and condenser heat exchangers, the refrigeration cycle, the air-conditioning loop and the heat exchanger to the acclimatized area. It uses data from a real water to water machine and models its behaviour with new refrigerants. Moreover, the paper studies the performance of the system when subjected to high condensing temperatures.

1 Introduction

The ozone layer depletion caused by chlorofluorocarbons (CFC) and hydrochlorofluorocarbons (HCFC) refrigerants was discovered in the seventies. However, the regulation for the phase-out of these refrigerants started on the 1st January of 1989 when the Montreal Protocol entered in force. The complete phase out of the R12 ends on 2021 in some countries showing how long it takes to stop using a refrigerant. Thanks to the world effort to eliminate the production of gases with ozone depletion potential (ODP) there are now strong evidences that the ozone layer is recovering.

By the end of the twenty century, the global warming made many authorities to discuss the need of stopping the production of gases with high potential of warming the planet. The impact of the CO₂ molecule over 100 years is the unitary reference to define the global warming potential (GWP) of a molecule of gas. Most refrigerants in use in the EU are hydrofluorocarbons (HFC) with high GWP needing, therefore, to be reduced.

On 2014 the European Parliament and the Council launched the regulation on Fluorinated greenhouse gases or F-Gas Regulation. Chapter IV of the regulation forces a reduction in the amount of HFC to be placed on the market. It will need to reduce by 89% until 2030 based on the average HFC amounts of the period 2009 to 2012. According to the mentioned regulation, the average GWP of the refrigerants putted in the market are dropping from 2000 on 2015 to 420 on 2030. On 2018 occurs the major reduction of HFC forcing the market to reduce the value the average GWP of refrigerants placed in the market to the value of 1260. It means that the weighted GWP by mass of all the refrigerants putted in the market on 2018 needs to be less than 1260. On 2018 the average values of the GWP dropped from 93% to 63% of the average GWP occurred on the period above [1]. The reduction of HFC placed in a market in expansion caused the price of it to increase by more than 500%. Moreover, the market did not prepare itself to the regulation making the reaction on 2018 to keep the escalation of HFCs' prices. Therefore, any refrigeration cycle subjected to a major intervention in the coming years may need to change the refrigerant and undergo a retrofit process.

Models to predict the behaviour of systems being retrofitted are more and more often used due to the capability of programs and database platforms. The refrigeration models may use thermodynamic data from refrigerants, empirical expressions or both to model the behaviour of the evaporator, condenser and compressor, as well as the heat exchangers in the evaporator and condenser. A possible approach is a

¹ Corresponding author: cavique.santos@marinha.pt

semi-empirical model that uses data from the chiller manufactures in order to predict the behaviour of the refrigeration system. It takes into account the clearance of reciprocating compressors, uses the ϵ -NTU method for evaluate the heat exchange and the refrigeration cycles equations [2].

There are many models regarding the evaluation of chillers. Some examples are models to evaluate the performance of special coils, condenser with microchannel and to evaluate the influence of the oil mixed in the refrigerant. However, ASHRAE Toolkit for refrigeration cycles, the Gordon-Ng Universal Chiller Model and the DOE-2 model are still the basic models to evaluate the performance of chillers. The DOE-2 model is a correlation model using polynomial function and the Gordon-Ng model do not make use of the thermodynamic properties of the refrigerants [3]. Therefore, both are unable to discuss the problem of the retrofit of new refrigerants. ASHRAE Toolkit allows evaluating the retrofit of refrigerant gases. It assumes isentropic compression and treats the water flow as variable according to the loads. The heat transfer coefficients are constant despite the variation of flow.

The contribution of this paper is to address the retrofit of a refrigeration cycle of an air-conditioning plant considering the system as a whole. It studies the performance of the water to water chiller when subject to extreme water temperature entering in the condenser heat-exchange of 35 °C. Models of refrigeration systems usually take into account the water condenser cycle, the refrigeration cycle and the water evaporator cycle. This study models in addition the air handling unit (AHU) in the cooling cycle using the psychrometric evolution. Therefore it varies the heat transfer from the indoor conditions according to the water temperature. Using the EES platform it evaluates the thermo-physical properties of each refrigerant on appraisal, makes use of the isentropic efficiency and the volumetric efficiency according to the pressure ratio of the compressor and takes into account the pressure drop of the refrigerant on the condenser and on the evaporator.

Section 2 of this paper addresses the retrofit of nowadays refrigerants referencing some ideas regarding long term solutions for the refrigeration equipment. Section 3 regards the thermodynamic model and the results of the model are presented on section 4. Section 5 discusses the results and made some conclusions regarding how to solve the problem of the retrofit of current refrigeration equipment dedicated to air conditioning systems.

The paper shows that the most likely currently solutions for retrofitting needs flammable gases. Moreover, shows that the retrofit study needs to take into account the power of the compressor as well as the pressure at the condenser at extreme working conditions.

2 Retrofit gases

The GWP of the most used refrigerants in the air conditioning market, R407c, R410a, and R134a have GWP higher than the average value allowed on 2018 (1260). Therefore, the amount of these gases need to be reduced by more efficient equipment, by reducing leak and by using gases with low GWP for new equipment and for retrofitting purposes.

A study on the retrofit of common refrigerants used nowadays shows that retrofitting with R32 allows removing the same amount of heat with lower mass flux and lower compressor ratio. The study compared the R22, R134a and R407c, which has high GWP to the R32, a refrigerant with lower GWP [4].

For temperatures below 0 °C the refrigerant recommended to replace the R22 have been the R507 or the R404a due to the higher transfer capacity of these refrigerants. However, the COP of the refrigeration cycle after retrofitting decreases [5]. Regarding the choice of new refrigerants to retrofit the existing ones, it needs to take into account the safety, operating pressure, gliding and the specific volume at the suction line [6]. A comparison between R22 and R404A, R407a, R407b, R407c, R507, and R410a shows that the latest has energy consumption close to the R22. All other gases have energy consumption 5% to 15% more than a R22 cycle. Moreover in the same paper the author states CO₂ is one of the most probable refrigerants of the future [7].

The substituting of the most common gases in the market, R134a, R410a and R22 or R407c needs an evaluation of the Physical Hazard Evaluation (PHE) the GWP and the ODP. Regarding the PHE all proposed gases nowadays are non-toxic (A type), with classification A1 non-flammable, A2L mildly flammable and A3 flammable. R1234yf, R1234ze, R32, are classified as A2L and R290 (propane) and R600a (butane) as A3. R1234yf, R1234ze are hydrofluoro-olefins (HFO), R32 is a HFC and the other two hydrocarbons (HC). These gases are some of the most likely substitutes of the former refrigerants. For this reason, they are compared in this paper. Other possible refrigerants are blends having, therefore, properties and behaviours on the refrigeration circuit between the ones of the mentioned refrigerants.

Carbon dioxide can be the refrigerant of the future because it is a natural refrigerant. However it has a low critical temperature and a high critical pressure compared to the commercial refrigerants as R22 or

R404a. A possible solution can be a cascade cycle using CO₂ and NH₃, both natural refrigerants, having the advantage of using less mass of ammonia [8]. Withouse compared R22 with bends of refrigerants and with R404a at two arrangements of temperatures at the evaporator and condenser of -28 °C to 38 °C and -6 °C to 38 °C. The latest arrangement with application on air conditioning systems shows that R22 has lower mass flux, lower liquid rate, but similar vapour rate, due to the changes of density of the refrigerants [9].

3 Refrigeration Model

The model presented in this paper uses data from a R22 water to water stationary chiller with a reciprocating compressor with six cylinders. Table 1 shows the data from the chiller, showing the evaporator and condenser nominal powers, the maximum working pressure on the condenser, the displacement flow and the water flow in the evaporator and condenser. The water flow in the evaporator and condenser are steady, the refrigerant flow varies according to the volumetric efficiency that affects the displacement flow. The condensing water enters in the condenser heat exchanger at 35 °C.

Regarding the AHU, the model studies the system at maximum external conditions of 32°C and 80% of relative humidity, maintaining the indoor ambient at 24 °C and 50% of relative humidity. The AHU supplies 74000 m³/h of airflow, which results from a mixture of 30% of outdoor air and 70% of return air at indoor conditions. The supply air is cooled at the cooling coil of the AHU with a contact factor (*cf*) of 0.76 and the coil temperature depends on the water cooling temperature.

Table 1. Chiller data

Evaporator power [kW]	Condenser power [kW]	Maximum pressure Condenser [bar]	Electric motor [kW]	Displacement Flow [m ³ /s]	Water flow Evaporator [kg/s]	Water flow Condenser [kg/s]
240	293	22	60	0.0817	13.9	10

The heat global heat transfer coefficient in the evaporator and condenser heat exchangers depends mostly on the water side heat transfer rather than on the refrigerant side. Moreover, the fouling factor tend to increase mostly on the water side of the heat exchanger, making the global heat transfer close to the water heat transfer coefficient. In the refrigerant side the heat resistance is very small as there are high heat transfers coefficients due to evaporating or condensing phenomena. The heat transfer coefficients of R22, R134a, R507, R404a and R410a show increasing values as pressure goes up. Values on the evaporator varies from 2000 to 4000 W/m².°C and the heat transfer coefficients on the condenser from 8000 to 12000 W/m².°C [10]. The model uses a constant global heat transfer coefficient (*U*) of 1000 W/m².°C on the condenser and on the evaporator heat exchanger. As a consequence *AU* is 35300 W/K on the evaporator and 21600 W/K on the condenser.

Next paragraphs define the way to solve the four loops describing the most common calculations without showing all equations to increase readiness. The model is highly coupled, what made the authors to decouple the equations fixing one of the loops [11].

The equations of the condensing water loop and the ones of the refrigeration loop are computed in an EES platform allowing to obtain a curve of the refrigeration power for each evaporating temperature. Because the cooling water flow is constant, it makes possible to assume the coil temperature of the AHU. It is set as 2 °C higher than the superheat temperature leaving the evaporator. This link allows solving the water cooling loop and to decouple it from the AHU loop. Given the coil temperature of the AHU, the outdoor and indoor thermo-hygro-metric conditions and the outdoor airflow and supply flows, it is possible to compute the cooling power of the AHU. The intersection of the equation of the AHU cooling power with the mentioned equation of the refrigeration power, allows obtaining the working conditions of the system as a whole for a evaporating temperature.

The model uses the \mathcal{E} -*NTU* method to describe the heat exchange in the condenser. Assuming the condenser is at a constant temperature the efficacy of the heat exchanger is $\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$, *NTU* being the number of thermal units. The isentropic efficiency of a reciprocating compressor [12] is taken as an average of the range of working pressure set at 0.774. The volumetric efficiency of the reciprocating

compressor [13] is computed according to the expression $\eta_v = 0.94 - 0.046 \cdot r_p$, being r_p the pressure ratio between the suction and the discharge pressures of the compressor. The pressure drop in the condenser and in the evaporator in the two-phase region is a correlation of the pressure-drop “a” of the liquid fluid and the pressure drop “b” of the gas fluid in a tube of the same dimension, given by $\left(\frac{dP}{dz}\right)_{frict} = (a + 2(b-a)x) \times (1-x)^{1/3} + bx^3$. The superheat provided by the thermal expansion valve is 5 °C allowing to control the mass flow rate in the circuit. The mass flow rate depends on the specific volume v_c of the gas entering into the compressor according to $\dot{m}_c = \frac{v_{disp} \cdot \eta_v}{v_c}$, where v_{disp} is the displacement flow defined at Table 1.

Regarding the psychrometrics of the AHU, the mixing point M is in line linking the indoor (RA) and outdoor (OA) condition at the temperature $T_M = T_{OA} \times 0,3 + T_{RA} \times 0,7$. The supply point (SA) has temperature $T_{SA} = cf \times (T_M - T_{coil})$ in the line that links M to the coil temperature and depends on the contact factor cf of the coil. Finally the calculation of heat removed by the AHU, Q_{total} , requires knowing the enthalpy h of the SA and M points computed by $Q_{total} = \dot{m}_{SP} \times (h_{SP} - h_M)$.

4 Results

Table 2 shows the results of the model for each refrigerant showing the value of the GWP for each refrigerant. R404a is presented because it was used to retrofit R22 in refrigeration premises. All results exceeding the maximum working conditions, regarding motor power or pressure at the condenser, are in bold.

Table 2. Data from the refrigeration model at 35 °C condensing temperature

Refrigerant (GWP)	P ₁ [bar]	T ₁ [°C]	ρ ₁ [kg/m ³]	P ₂ [bar]	ΔP _{cond} [bar]	ΔP _{evap} [bar]	Q _{ref} [kW]	Wc [kW]
R22 (1810)	5,05	0,4	21,5	19,85	0,31	0,18	194	61,1
R404a (3940)	6,24	1,2	31,7	23,63	0,38	0,25	187	68,6
R407c (1620)	5,29	3,0	21,8	21,23	0,28	0,17	190	61,4
R134a (1300)	3,49	4,9	17,1	12,28	0,27	0,15	152	37,8
R410a (1920)	7,95	-0,1	30,4	32,32	0,21	0,15	206	77,8
R1234yf (<1)	3,73	5,0	20,8	12,17	0,35	0,18	148	37,5
R1234ze (<1)	2,92	6,9	15,1	8,887	0,27	0,14	128	28,1
R32 (650)	8,04	-0,3	21,9	32,98	0,13	0,09	210	74,2
R290 (5)	5,07	2,1	11,0	16,91	0,19	0,09	180	53,1

Table 2 shows that the chiller with R22 gas at extreme conditions exceeds the maximum power. It shows the equipment with R407c to have a similar behaviour as well as with R290, both with slight reduction of cooling power. R404a, R410a or R32 are not solutions to retrofit the R22, because the pressure at the condenser needs to increase too much. The equipment being unable to do it will crash or will not transfer the total amount of heat at the condenser. It causes the fluid to go out of the condenser at two-phase state and to leave the evaporator with high superheat. The results also show the possible retrofit of R134a by R1234yf with a slight reduction on the refrigeration power. Moreover R32 has similar data to the one of R410a.

5 Discussion and Conclusions

The results are in accordance to the possible solutions to retrofit commercial gases on the market. R290 (propane) can retrofit installations using R22 or R407c reducing the cooling power by less than 5%, but having the disadvantage of being flammable (A3). R32 is a possible solution to retrofit R410a being mildly flammable (A2L). However, R32 having a GWP of 650 will be a transition solution. Blends of R32 (HFC) and other gases may help extending the working life of equipment designed to work with R410a. Equipment formally supplied with R134a may use R1234yf (HFO) as retrofit gas, which is classified as A2L. Once more, blends of R1234yf or R1234ze and HFCs may produce gases for a transition period. Therefore, the possible solutions nowadays have PHE classification of A2L or A3. Blends of HFO gases with HFC gases can be a transition trade-off solution targeting to achieve an A1 gas with GWP lower than 420. Maybe, the future will be back with CO₂ and NH₃.

The authors gratefully thank the sponsorship of Fundação para a Ciência e Tecnologia through the Strategic Project UID/EMS/00667/2013 – UNIDEMI.

References

1. The European Parliament and the Council of the European Union, Regulation (EU) No 517/2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (2014)
2. Vincent Lemort, Stéphane Bertagnolio, A Generalized Simulation Model of Chillers and Heat Pumps to be Calibrated on Published Manufacturer's Data, International Symposium on Refrigeration Technology, Zhuhai, China (2010)
3. Priya Sreedharan, Phil Haves, Comparison of Chiller Models for Use in Model-Based Fault Detection, International Conference for Enhanced Building Operations (2001)
4. Coman Gelu, Dragan Marcel, The R32 Refrigerant - A solution for ship refrigeration plant, *Analele Universitatii Maritime Constanta*, **16**, 24:59-62 (2016)
5. Feiza Memet, The impact of HCFC phase out on Marine Refrigeration and Air Conditioning, *Analele Universitatii Maritime Constanta*, **11**,13:107-110 (2010)
6. Mary Kate McGowan, Conversion Challenges and Applications: Adopting Alternative Refrigerants, *ASHRAE Journal*, **60**, 2:48-50,72 (2018)
7. Horst Kruse, Refrigerants Use in Europe, *ASHRAE Journal*, **42**, 9:16-18, 20-24 (2000)
8. Donald L. Fenton, Carbon Dioxide for Industrial Refrigeration, *ASHRAE Journal*, **58**, 8:36-47 (2016)
9. John Withouse, High-Glide Refrigerant Blends & System Retrofits, *ASHRAE Journal*, **58**, 12:24-32 (2016)
10. A. Grecoa, G.P. Vanolib, Flow-boiling of R22, R134a, R507, R404A and R410A inside a smooth horizontal tube, *International Journal of Refrigeration*, **28**, 872-880 (2005)
11. Petru Dusa, Eugen Purice, Gheorghe Nagit, Oana Dodun, Marius Ripanu and Laurentiu Slatineanu, Construction of Patent Claims Using Axiomatic Design, The 11th International Conference on Axiomatic Design (2017)
12. Lorenzo Pigani, Marco Boscolo, Nicola Pagan, Marine refrigeration plants for passenger ships: low-GWP refrigerants and strategies to reduce environmental impact, *International Journal of Refrigeration*, **64**, 80-92 (2016)
13. Piotr A Domanski, Mark O McLinden, A simplified cycle simulation model for the performance rating of refrigerants and refrigerant mixtures, *International Journal of Refrigeration*, **15**, 2:81-88 (1992)

Apêndice K

Function

Ciclo_Refrigeracao(Tevap;Tcondensação_entrada;cp;Tentrada_agua_salgada;R\$;sobreaquecimento;G;P_i;d;L;x_in; x_out;G_evap;d_evap;L_evap;x_in_evap; x_out_evap;AU)

b:=0

T[3]=Tcondensação_entrada

Repeat

"! Expansora"

T[4]=Tevap-R407evap(R\$)

T[3]=T[3]-R407cond(R\$)

x[1]=1

DELTAP_CONDENSADOR=DELTAP_2phase_horiz(R\$;G;P_i;d;L;x_in; x_out)

h[3]=enthalpy(R\$;T=T[3];x=0)

s[3]=entropy(R\$;T=T[3];x=0)

P[4]=pressure(R\$;T=T[4];h=h[3])

P[1]=P[4]

h[4]=h[3]

x[4]=quality(R\$;h=h[4];P=P[4])

s[4]=entropy(R\$;h=h[4];P=P[4])

P_i_evap=Pressure(R\$;T=T[4];h=h[4])

DELTAP_EVAP=DELTAP_2phase_horiz(R\$;G_evap;P_i_evap;d_evap;L_evap;x_in_evap; x_out_evap)

P[11]=P[1]-DELTAP_EVAP

T[1]=temperature(R\$;x=x[1];P=P[11])

T[11]=T[1]+sobreaquecimento

"! Compressor"

h[1]=enthalpy(R\$;T=T[11];P=P[11])

s[1]=entropy(R\$;T=T[11];P=P[11])

v[1]=volume(R\$;T=T[1];x=x[1])

P[2]=pressure(R\$;T=T[3];x=0)

P[22]=P[2]+DELTAP_CONDENSADOR

Rp=P[22]/P[11]

eff=0,774

h_2_ID=ENTHALPY(R\$;P=P[22];s=s[1])

W_c_ID=(h_2_ID-h[1])

renvolcompre=0,94-0,046*Rp

m[1]=renvolcompre*0,0817/v[1]

W[1]=(W_c_ID/Eff)

h[2]=h[1]+W[1]

s[2]=entropy(R\$;h=h[2];P=P[22])

T[2]=temperature(R\$;h=h[2];P=P[22])

Tempdesaidadocompressor=T[2]

B[1]=m[1];

B[2]=294*cp/4180/(h[2]-h[3])

B[4]= 60/ W[1]

B[3]=240/(h[1]-h[4])

m=MIN(B[1..3])

```

EVAP_kg=(h[1]-h[4])
W_Compressor[1]=m*W[1]
Q_Evaporador[1]=m*(h[1]-h[4])
Evaporador=Q_Evaporador[1]
DeltaTglicol=Q_Evaporador[1]/(4,18*13,88)
DeltaTsalgada=(m*(h[2]-h[3])/(cp*10))*1000
Tsaidaaguaglicol=DeltaTglicol+Tevap+sobreaquecimento

```

Fim da function

"Variaveis que sofrem mudançãs no ciclo"

```

G=m/(0,0155*0,0155*PI)
G_evap=m/(0,025*0,025*PI)
i=T[3]
T[3]= DeltaTsalgada/(1-EXP(-AU/(10*cp/1000)))+Tentrada_agua_salgada
a=ABS(i-T[3])
b=b+1
Until (a<0,05)

```

```
Ciclo_Refrigeracao=T[3]-R407cond(R$)
```

```
End
```

```

Function R407evap(R$)
If (R$ ='R407c') Then
Soma=2
Else
Soma=0
EndIf
R407evap=Soma
End

```

```

Function R407cond(R$)
If (R$ ='R407c') Then
Tcond=2,5
Else
Tcond=0
EndIf
R407cond=Tcond
End

```

"!Valores de entrada- alterados pelo utilizador"

```

Tevap=1
sobreaquecimento= 5[C]           "Sobreaquecimento"
S=30
Tentrada_agua_salgada=30
R$='R22'                          "REFRIGERANTE do Sistema "

```

"!Valores de entrada - não alterar"

```

T=Tentrada_agua_salgada
cp = SW_SpcHeat(T;S)
DeltaT=7
AU=21,6                               " AU do Condensador"
Tcondensação_entrada= DeltaT/(1-EXP(-AU/(10*cp/1000)))+Tentrada_agua_salgada

```

"Dimensões do evaporador e condensador"
"Condensador"

d=15,5 [mm]

L=656
x_in=1
x_out=0
G=1850

"Evaporador"

d_evap=25 [mm]
L_evap=445
x_in_evap=0,35
x_out_evap=1
G_evap=720
\$endif

Corpo do Programa

P_i=Pressure(R\$;T=Tcondensação_entrada;x=1)

Tcond=Ciclo_Refrigeracao(Tevap;Tcondensação_entrada;cp;Tentrada_agua_salgada;R\$;sobreaquecimento;G;P_i;d;L;x_in; x_out;G_evap;d_evap;L_evap;x_in_evap; x_out_evap;AU)

T[3]=Tcond
T[4]=Tevap-R407evap(R\$)

x[1]=1

DELTAP_CONDENSADOR=DELTAP_2phase_horiz(R\$;G;P_i;d;L;x_in; x_out)

h[3]=enthalpy(R\$;T=T[3];x=0)
s[3]=entropy(R\$;T=T[3];x=0)
P[4]=pressure(R\$;T=T[4];h=h[3])
P[1]=P[4]
h[4]=h[3]
x[4]=quality(R\$;h=h[4];P=P[4])
s[4]=entropy(R\$;h=h[4];P=P[4])

P_i_evap=Pressure(R\$;T=T[4];h=h[4])
DELTAP_EVAP=DELTAP_2phase_horiz(R\$;G_evap;P_i_evap;d_evap;L_evap;x_in_evap;
x_out_evap)
P[11]=P[1]-DELTAP_EVAP
T[1]=temperature(R\$;x=x[1];P=P[11])
T[11]=T[1]+sobreaquecimento

h[1]=enthalpy(R\$;T=T[11];P=P[11])
s[1]=entropy(R\$;T=T[11];P=P[11])
v[1]=volume(R\$;T=T[1];x=x[1])
P[2]=pressure(R\$;T=T[3];x=0)
P[22]=P[2]+DELTAP_CONDENSADOR
Rp=P[22]/P[11]
eff=0,774
h_2_ID=ENTHALPY(R\$;P=P[22];s=s[1])

$W_{c_ID} = (h_{2_ID} - h[1])$
 $renvolcompre = 0,94 - 0,046 * Rp$
 $m[1] = renvolcompre * 0,0817 / v[1]$
 $W[1] = (W_{c_ID} / Eff)$
 $h[2] = h[1] + W[1]$
 $s[2] = entropy(R\$; h = h[2]; P = P[22])$
 $T[2] = temperature(R\$; h = h[2]; P = P[22])$

Tempdesaidadocompressor = T[2]

$B[1] = m[1];$
 $B[2] = 294 * cp / 4180 / (h[2] - h[3])$
 $B[3] = 240 / (h[1] - h[4])$
 $B[4] = 60 / W[1]$
 $m = MIN(B[1..3])$
 $W_{Compressor} = m * W[1]$
 $W_{Evaporador} = m * (h[1] - h[4])$
 $W_{Condensador} = m * (h[2] - h[3])$

$DeltaTglicol = W_{Evaporador} / (4,18 * 13,88)$
 $DeltaTsalgada = (m * (h[2] - h[3]) / (cp * 10)) * 1000$

Tsaidaaguaglicol = DeltaTglicol + Tevap + sobreaquecimento

Anexos

Anexo A

Figura 16 - Vista geral da planificação do N.R.P. Vasco da Gama - Ventilação por compartimento (trocas de ar internas e/ou externas)

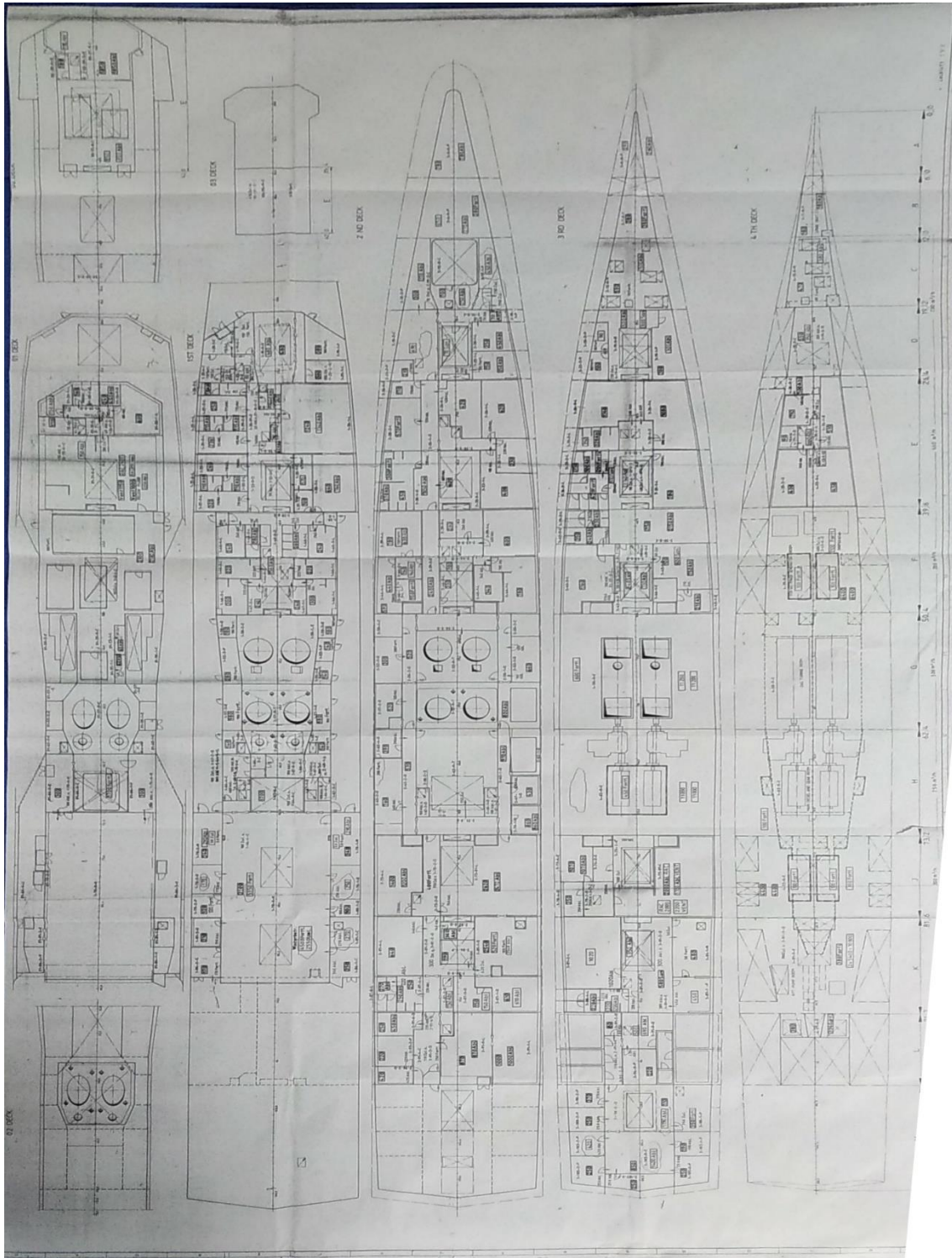
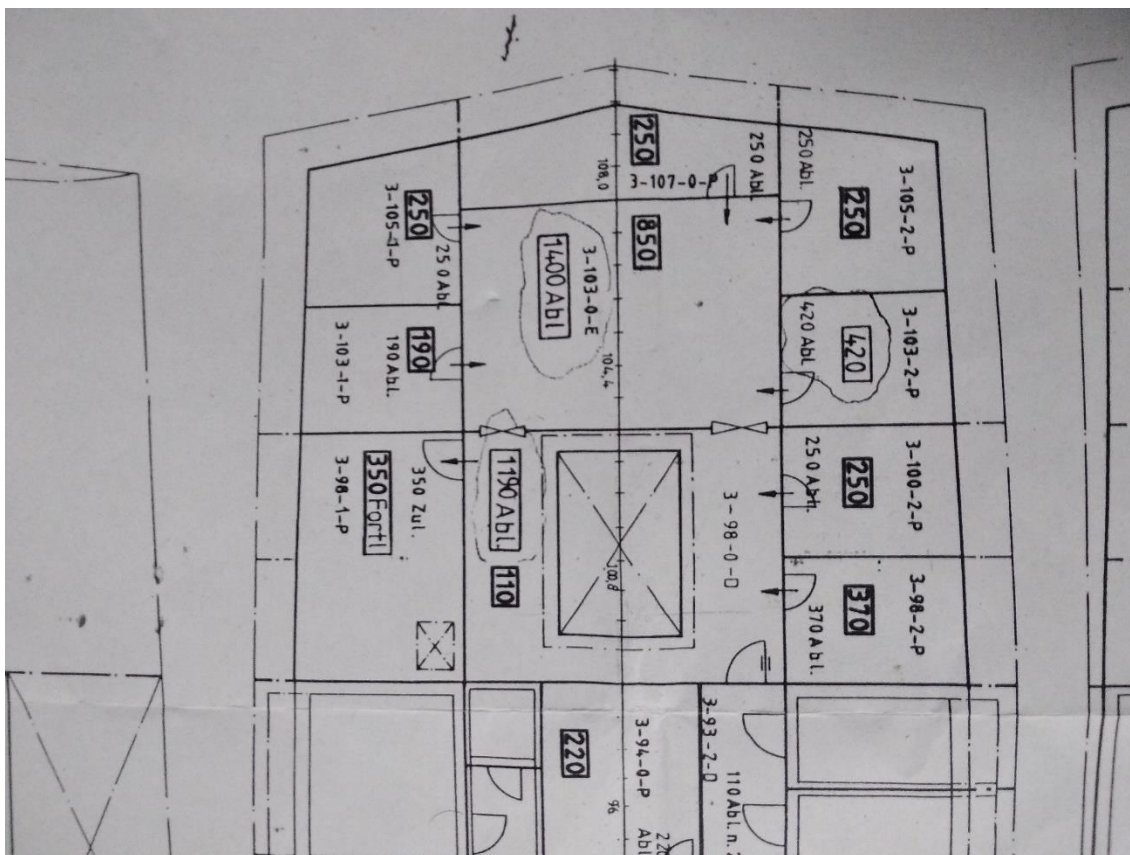


Figura 17 - Planificação detalhada de uma zona do N.R.P. Vasco da Gama - Ventilação por compartimento (trocas de ar internas e/ou externas)



Anexo B

No presente anexo encontram-se algumas características da válvula expansora bem como os restantes modelos da mesma série (dados retirados de informação do fabricante – *datasheet*).

- One valve type for expansion, hot-gas and suction throttle applications
- Hermetically sealed towards outsider
- Selectable standard interface DC 0/2...10 V or DC 0/4...20 mA
- High resolution and control accuracy
- Precise positioning control and position feedback signal
- Short positioning time (< 1 s)
- Closed when deenergized
- Robust and maintenance-free
- Six valve sizes with k_{vs} values from 0.25 to 12 m³/h

Use

The MVL661... refrigerant valve is designed for modulating control of refrigerant circuits including chillers and heat pumps. It can be used in expansion, hot-gas and suction throttle applications as well as with all commonly used safety refrigerants (R22, R134a, R227ea, R404A, R407C, R410A, etc.) and R744 (CO₂).

Type reference	DN	k_{vs} [m ³ /h]	k_{vs} reduced ¹⁾ [m ³ /h]	X_{pma} [MPa]	Q ₀ E [kW]	Q ₀ H [kW]	Q ₀ D [kW]
MVL661.15-0.4	15	0.40		2.5	47	9.2	1.7
			0.25		29	5.7	1.0
MVL661.15-1.0	15	1.0			117	23	4.2
			0.63		74	14	2.6
MVL661.20-2.5	20	2.5			293	57	10
			1.6		187	37	6.6
MVL661.25-6.3	25	6.3			737	144	26
			4		468	92	17
MVL661.32-10	32	10		1.6	117 0	230	42
			6.3	740	140	26	
MVL661.32-12	32	12		0.2	2)	2)	50
			8	2)	2)	33	

1) 63% of k_{vs} , refer to "k_{vs} reduction" on page 4

2) MVL661.32-12.0 is only approved for suction throttle applications

k_{vs} Nominal flow rate of refrigerant through the fully open valve (H_{100}) at a differential pressure of 100 kPa (1 bar) to VDI 2173

Q_0 E Refrigeration capacity in expansion applications

Q_0 H Refrigeration capacity in hot-gas bypass applications

Q_0 D Refrigeration capacity in suction throttle applications and $X_p = 0.5$ bar Q_0 With R407C at $t_0 = 0$ °C, $t_c = 40$ °C

The pressure drop across evaporator and condenser is assumed to be 0.3 bar each, and 1.6 bar upstream of the evaporator (e.g. spider).

The capacities specified are based on superheating by 6 K and subcooling by 2 K.

The refrigeration capacity for various refrigerants and operating conditions can be calculated for the 3 types of application using the tables on page 14 .

For accurate valve sizing, we recommend the valve selection program "Refrigeration VASP".



Bibliografia

- Air-Conditioning, R. a. (1979). *Refrigeration and Air-Conditioning*. New Jersey: Air Conditioning and Refrigeration Institute.
- ARORA, C. P. (2000). *ARORA, C. P. Conditioning, Refrigeration and Air*. New Delhi: McGraw-Hill Company.
- ASHRAE. (2006). ASHRAE Handbook of Refrigeration.
- ASHRAE. (2006). REFRIGERANT SYSTEM CHEMISTRY. In *ASHRAE 2006 Handbook - Refrigeration* (pp. 5.1-5.11). Georgia.
- ASHRAE. (2013). Thermophysical Properties of Refrigerants. In *ASHRAE Handbook Fundamentals* (pp. 30.1-30.70).
- ASHRAE. (2016). High-glide refrigerant blends and system retrofit. *ASHRAE Journal*, 24-32.
- BALACHANDER P., R. T. (2008). Numerical simulation of fin tube condenser in R22 system charged with R407C. *Journal of Scientific Industrial Research*, 209-218.
- BOC. (n.d.). *Refrigerants. product data summary*. Reino Unido: Linde Group.
- BOLAGI, B. (2010, Junho). Experimental study of R152a and R32 to replace R134a in a domestic refrigerator. *Energy*, 3793-3798.
- COUTEIRO, R. Q. (2012). *MEMÓRIA DESCRITIVA –Classe “Vasco da Gama” Reconversão da Instalação de Ar Condicionado para R404A*. Direcção de Navios.
- Daikin. (Fevereiro de 2015). Application Guide Centrifugal Chiller Fundamentals - AG 31-002.
- Didi, M. K. (2001). Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes. *International Journal of Refrigeration* 25, 935-946.
- Domanski, P. A. (1992). A simplified cycle simulation model for the performance rating of refrigerants and refrigerant mixtures. *International Journal of Refrigeration*, 81-88.

- DOSSAT, R. J. (1980). In R. J. DOSSAT, *Principios de Refrigeração* (pp. 385-485). Brasil: Hemus.
- Dupont. (2011). *Guia de Fluidos Refrigerantes*. São Paulo, Brasil: Dupont Refrigerants.
- GELU, Coman, MARCEL, Dragan. (2016). The R32 Refrigerant - A solution for ship refrigeration plant. *Constanta University Annals Vol 24*, 59-62. Retrieved Janeiro 18, 2010, from adaddqedqeqeqweqweqwe
- Genetron. (2011). *Guide to Alternative Refrigerants*. Honeywell International.
- HOLMAN, J. (1989). *Heat Transfer*. Singapura: McGraw-Hill Book Company.
- Honeywell. (2018, Abril 13). *Technology issues regarding Blends of Refrigerants*. Retrieved from honeywell-refrigerants: www.honeywell-refrigerants.com/europe/wp-content/uploads/2013/03/honeywell-blends-technology-issues-2012-presentation.pdf
- Horst, K. (2000). Refrigerants Use in Europe. *ASHRAE Journal*, 16-24.
- INSTITUTE, A.-C. a. (1979). *Refrigeration and Air-Conditioning*.
- J S Chiou, C. J. (1995). The performance of an irreversible. *OPscience*, 1315-1318.
- JANKOVIC, Z. M. (2016). MATHEMATICAL MODEL OF A COMPLETE VAPOR COMPRESSION REFRIGERATION SYSTEM WITH HELICAL COIL EVAPORATOR FLOODED IN THE WATER. *TRANSACTIONS OF FAMENA XL*, 34-46.
- JOLLY P.G., T. C. (2000). Simulation and measurement on the full-load performance of a refrigeration system in a shipping container. *International Journal of Refrigeration*, 112-126.
- JONES, J. F. (1983). *Refrigeration and Air Conditioning*. McGraw-Hill Higher Education.
- JONES, W. (2001). *Air Conditioning Engineering*.
- KHASHAB, A. (1977). *Heating, Ventilating and Air-Conditioning Systems Estimating Manual*. United State of America: McGraw-Hill.
- LEI Zhao, Z. M. (2005). Dynamic simulation and analysis of a water chiller refrigeration system. *Science Direct*, 2258-2271.

- Lenz, J. R. (2002). Polytropic Exponents for Common Refrigerants. *International Compressor Engineering Conference*, 1-6.
- M. J. LENGER, A. M. (1998). *Superheat Stability of an Evaporator and Thermostatic Expansion Valve*. Illinois: University of Illinois.
- Maiorgas, C. (2009). *Manutenção nos Sistemas de Ar Condicionado e Ventilação das Fragatas Classe Vasco da Gama*.
- MAJGAONKAR, A. S. (2008). Refrigeration for Ships. *ASHRAE Journal*, 50-58.
- MEMET, F. (2011). The impact of HCFC phase-out on marine refrigeration and air conditioning. *Constanta Maritime University Annals*, 13, 107-110.
- MONTEIRO, V. (2014). *Refrigeração I - Técnicas e competências ambientais*. ETEP.
- Navios, D. d. (n.d.). *Manual AMR07 - Operação de Sistema de Refrigeração e Ar-Condicionado da Classe "Vasco da Gama"*. Alfeite: Direção de Navios.
- PARLAMENTO EUROPEU E O CONSELHO DA UNIÃO EUROPEIA. (2009). Regulamento (CE) 1005/2009 - relativo às substâncias que empobrecem a camada de ozono. *Jornal Oficial da União Europeia*, 286/1-286/29.
- PARLAMENTO EUROPEU E O CONSELHO DA UNIÃO EUROPEIA. (2014). REGULAMENTO (UE) 517/2014 DO PARLAMENTO EUROPEU E DO CONSELHO - relativo aos gases fluorados com efeito de estufa. *Jornal Oficial da União Europeia*, 150/195-150/230.
- PIGANI, L. (2006). Marine refrigeration plants for passenger ships: low-GWP refrigerants and strategies to reduce environmental impact. *International Journal of Refrigeration*. Retrieved Outubro 2017, 20, from <http://dx.doi.org/doi: 10.1016/j.ijrefrig.2016.01.016>
- Refrigerants, N. (2010). Introduction to Retrofitting. *Refrigerant Reference Guide*, 81-87.
- ROCKFORD, S. W. (2001). *United States of America Patent No. 6,253,573*.

- RORIZ, L. e. (2006). *CLIMATIZAÇÃO - Concepção, Instalação e Condução de Sistemas* (1ª Edição ed.). Amadora: Edições Orion. Retrieved 2017
- STOECKER, W. F. (1989). *Design of Thermal Systems - 3 Edition*. McGraw-Hill.
- Tribbe C., M.-S. (1999). An evaluation of the performance of phenomenological models for predicting pressure gradient during gas-liquid flow in horizontal pipelines. *International Journal of Multiphase Flow*, 1019-1036.
- Voss, B. &. (1992). *Sistema de ventilação e ar condicionado - Fragatas Vasco da Gama*. Direcção de Navios.
- WANG, S. (2000). *Handbook of Refrigeration and Air-Conditioning*. McGraw-Hill.
- Wenzel, T. (2015). *Análise Termodinâmica e Simulação de um Ciclo Rankine Orgânico (ORC)*. Brasil: Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Do Rio Grande do Sul.
- WITHOUSE, J. (2016). High-Glide Refrigerants Blends & System. *ASHRAE Journal*, 24-32.
- YILDIZ, S. (2010). Design and simulation of a vapor compression refrigeration cycle for a micro refrigerator. *THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES*.