



ESCOLA NAVAL

talant de  bi-faire



Pedro Manuel Calado Esteves

**Avaliação da recuperação da energia de bordo, sua
armazenagem e utilização em navios da Marinha Portuguesa**

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



Alfeite
2018



ESCOLA NAVAL



talantõe e biẽ-faire



Pedro Manuel Calado Esteves

Avaliação da recuperação da energia de bordo, sua armazenagem e utilização em navios da Marinha Portuguesa

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

Orientação de: Professor Doutor Jorge Manuel Gomes Antunes

Co-orientação de: Professor Doutor Miguel José Pereira Sales Cavique Santos

O Aluno Mestrando

O Orientador

Pedro Esteves

Professor Doutor Jorge Antunes

Alfeite

2018

“A Educação é a arma mais poderosa que podes usar para mudar o mundo”

Nelson Mandela

Dedico esta dissertação aos meus pais e irmã por todo o carinho e educação,
que me moldaram a nível profissional e pessoal.

AGRADECIMENTOS

Ao meu Orientador Professor Doutor Jorge Antunes, pelo apoio e ensinamentos derivados da sua experiência, pela orientação e disponibilidade demonstrada.

Ao meu Co-Orientador Professor Doutor Caviqne Santos, que me acompanhou desde o início deste trabalho e orientou da forma mais correta.

Aos docentes do Departamento de Ciências e Tecnologias por todos os ensinamentos lecionados, que tornaram possível a realização desta dissertação e que me prepararam para as minhas futuras funções de oficial.

Aos meus pais e irmã que sempre me apoiaram, desde o primeiro dia de Escola Naval até ao culminar desta dissertação de mestrado. Mesmo com a distância que nos separou, nunca senti falta do apoio familiar quer em terra ou no mar.

À Família Pereira e Lénia Iria por me apoiarem como uma segunda família e por toda a amizade demonstrada ao longo do meu percurso.

RESUMO

O crescente consumo de combustíveis como gasóleo e gasolina, cria cada vez mais dependência nos combustíveis fósseis. As atividades da Marinha dependem muito deste recurso, sendo por isso importante utilizar a sua energia como um recurso escasso, mas com grande impacto económico e ambiental durante as diversas missões. Existe então a necessidade de encontrar fontes de energia alternativa ou aproveitar os recursos ainda disponíveis.

O presente trabalho avalia o potencial de aproveitamento da energia térmica contida nos gases de evacuação do NRP Viana do Castelo da Marinha Portuguesa. Para tal foi criado um modelo teórico de aproveitamento da energia calorífica libertada pelos motores diesel, através de um ciclo orgânico de *Rankine* (ORC). Foi necessário o estudo termodinâmico deste ciclo para os fluidos orgânicos escolhidos, nomeadamente o R134a e do R245fa. A simulação do comportamento da instalação propulsora sob diversos regimes permitiu determinar a disponibilidade de calor rejeitado pela instalação a diversos regimes de máquinas, para ser recuperado pelo sistema proposto.

A utilização conjunta do ORC com um *chiller* de absorção de brometo de lítio, para aproveitar o calor residual permite o aumento do intervalo de temperaturas entre o condensador e evaporador, permitindo que no processo global se obtenha um acréscimo do rendimento do ciclo. A energia obtida é posteriormente armazenada em baterias de brometo de lítio, pelas vantagens apresentadas ao comparar com diversos métodos de armazenamento.

Considerando um sistema que é constituído por permutadores de calor de placas soldadas e um *chiller* de absorção foi feito a análise da energia recuperada obtendo-se um rendimento teórico máximo de cerca de 20%, utilizando o R245fa. A energia prevista recuperada numa missão de um dia é equivalente a metade das necessidades do navio durante o tempo a navegar, produzida nos geradores.

[Energia – ORC – Marinha – Fluido de Trabalho– *Chiller* de Absorção]

ABSTRACT

The increasing consumption of fuels such as gasoil and gasoline creates an increasing dependence on fossil fuels. The Navy's activities rely heavily on this resource, and it is therefore important to use its energy as a scarce resource, but with great economic and environmental impact during the various missions. There is then a need to find alternative energy sources or reuse the resources still available.

The present work evaluates the potential of the use of the thermal energy contained in the evacuation gases of the NRP Viana do Castelo of Marinha Portuguesa. For this, a theoretical model of reuse of the heat energy released by the diesel engines was created through an Organic Rankine cycle (ORC). A thermodynamic study of this cycle was required for the chosen organic fluids, namely R134a and R245fa. The simulation of the behavior of the propulsion plant under different regimes allowed to determine the availability of heat rejected by the installation to different engine regimes, to be recovered by the proposed system.

The combined use of the ORC with a lithium bromide absorption chiller to take advantage of the residual heat allows the temperature range between the condenser and the evaporator to increase, allowing the overall process to increase the cycle efficiency. The energy obtained is subsequently stored in lithium bromide batteries, for the advantages presented when compared with several storage methods.

Considering a system consisting of welded plate heat exchangers and an absorption chiller, the recovered energy was analyzed to give a theoretical maximum yield of about 20% using R245fa. The expected energy recovered on a one-day mission is equivalent to half of the ship's needs during the sailing time, produced in the generators.

[Energy - ORC - Navy – Working Fluid – Absorption Chiller]

ÍNDICE GERAL

RESUMO	IX
ABSTRACT	XI
ÍNDICE GERAL	XIII
ÍNDICE DE FIGURAS	XVII
ÍNDICE DE TABELAS	XXI
ÍNDICE DE GRAFICOS.....	XXIII
LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E ACRÓNIMOS	XXV
INTRODUÇÃO	1
1. ENQUADRAMENTO AO TEMA	3
1.1. MOTIVAÇÃO	4
1.2. APROVEITAMENTO DA ENERGIA	6
1.3. RESISTÊNCIA PROPULSÃO DO NAVIO	7
1.4. NAVIOS DA CLASSE VIANA DO CASTELO	10
1.5. SISTEMA DE PROPULSÃO E AUXILIARES	11
1.6. SISTEMA DE CONTROLO E AQUISIÇÃO DE DADOS.....	12
1.7. OBJETIVOS DE TRABALHO	13
2. CICLO ORGÂNICO DE RANKINE (ORC).....	15
2.1. EQUIPAMENTOS E CONFIGURAÇÕES	16
2.1.1. Ciclos de nível de pressão única	19
2.1.2. Ciclos de nível de pressão múltipla.....	20
2.2. FLUIDOS DE TRABALHO.....	21
2.3. RECUPERAÇÃO ENERGÉTICA DOS ORC.....	26
3. ACUMULAÇÃO DE ENERGIA	31
3.1. ARMAZENAMENTO	32
3.1.1. Baterias de chumbo	32
3.1.2. Baterias Sulfeto de Sódio	33

3.1.3.	Baterias de níquel-cádmio.....	33
3.1.4.	Baterias de íões de lítio	33
3.1.5.	Baterias de brometo de zinco.....	33
3.1.6.	Baterias de cloreto de sódio e níquel.....	34
3.1.7.	Baterias de vanádio.....	34
3.1.8.	Baterias de Polissulfeto de Brometo.....	34
3.1.9.	Células de combustível de hidrogénio	35
3.2.	APLICAÇÃO DE BATERIAS A BORDO.....	35
4.	DADOS OBTIDOS A PARTIR DO NPO VIANA DO CASTELO	39
4.1.	CARGA DO MOTOR	39
4.2.	NECESSIDADE DE ENERGIA ELÉTRICA.....	42
4.3.	ESPAÇO DISPONÍVEL NO NRP VIANA DO CASTELO	43
5.	MODELO DO CICLO ORC PROPOSTO PARA INSTALAR A BORDO	45
5.1.	DESCRIÇÃO DO MODELO	46
5.2.	EXPRESSÕES USADAS E VARIÁVEIS.....	52
5.3.	APLICAÇÃO E CÁLCULO DO ORC	56
5.4.	AVALIAÇÃO PARAMÉTRICA DE RESULTADOS DO MODELO	57
6.	APLICAÇÃO DOS ORC A BORDO DO NPO VIANA DO CASTELO	61
6.1.	ESTIMATIVA DA ENERGIA RECUPERADA E DO PESO DO SISTEMA	62
6.2.	ESQUEMA PROPOSTO E IMPLICAÇÕES A BORDO.....	64
6.3.	PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS	65
	CONCLUSÃO	67
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	69
	APÊNDICES	75
A.	DEFINIÇÃO DOS DIVERSOS TIPOS DE RESISTÊNCIA	75
B.	MÉTODO DE FROUDE.....	77
C.	MÉTODO ITTC 78.....	79
D.	VARIÁVEIS A CONSIDERAR PARA CALCULO DA POTÊNCIA A INSTALAR NUM NAVIO	81

E.	CÁLCULO DA POTÊNCIA A INSTALAR.....	85
F.	MÉTODO LMTD (LOG MEAN TEMPERATURE DIFFERENCE).....	87
G.	NTU (NÚMERO DE TRANSFERÊNCIA DE UNIDADES) - EFETIVIDADE.....	89
H.	PROGRAMA DESENVOLVIDO.....	91
ANEXOS.....		99
A.	MANUAL DO MOTOR WÄRTSILÄ.....	99
B.	DIAGRAMAS DE MOLLIER.....	101
C.	MANUAL DO CHILLER DE ABSORÇÃO	103
D.	MANUAL ORC.....	107
E.	DIMENSÕES DA CASA DAS MÁQUINAS DO NRP VIANA DO CASTELO.....	109

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 - Dados referentes às emissões de gases com efeito de estufa referentes a 1950, 1990 e 2015 (adaptado de EEA, 2018).	3
Figura 2 - Movimento da água em torno do casco, criando zona de menor e maior pressão (RAWSON K. , 2001).	7
Figura 3 – Diferentes zonas de fluxo criadas durante a navegação (adaptado de RAWSON K. , 2001).	8
Figura 4 - Potência, Velocidade e Impulso do navio (RAWSON K. , 2001).	9
Figura 5 – NRP Viana do Castelo (MARINHA, 2013).	11
Figura 6 - Esquema da Produção e Distribuição de energia a bordo da Classe Viana do Castelo onde estão caracterizados os principais consumidores (MARINHA, 2013).	11
Figura 7 - Comando na Ponte (MARINHA, 2013).	12
Figura 8 - Diagrama de Sankey com aproveitamento energético nos ORC (DOMINGUES, 2011).	15
Figura 9 - Componentes do ORC.	16
Figura 10 - Representação de um regenerador (MACCHI & ASTOLFI, 2017).	18
Figura 11 - Ciclos de nível de pressão única (adaptado de MACCHI & ASTOLFI, 2017).	19
Figura 12 - Exemplo de Ciclos de nível de pressão múltipla (adaptado de MACCHI & ASTOLFI, 2017).	21
Figura 13 - Produção de trabalho W, pelo fluido de trabalho num ciclo ORC.	21
Figura 14 - Diagramas (T,s) de diversos ciclos ORC com crescente complexidade molecular, considerando água, benzeno e MDM, respetivamente (MACCHI & ASTOLFI, 2017)	22
Figura 15 - Representação de diversos ciclos, a) ciclo aberto; b) ciclo aberto com regenerador; c) ciclo fechado com regenerador (MACCHI & ASTOLFI, 2017).	22
Figura 16 - Diagrama de Mollier de R245fa (adaptado de ASHRAE, 2013).	25
Figura 17 – Ciclo ORC.	26
Figura 18 – Esquema básico do funcionamento de uma bateria (AKINYELE et al, 2017).	

.....	31
Figura 19 - Características das células de polímero de lítio marinizadas (adaptado de Tecnoveritas, 2015).	37
Figura 20 – Célula de brometo de lítio (adaptado de Tecnoveritas, 2015).....	37
Figura 21 - Casa da máquina principal.....	44
Figura 22 - Espaço disponível na casa das máquinas, junto ao centrifugador de óleo.	44
Figura 23 - Ciclo ORC com aproveitamento das fontes de calor dos gases de evacuação, da água de arrefecimento do bloco, da água de arrefecimento do óleo e do Air Cooler.....	48
Figura 24 - Ciclo ORC com aproveitamento apenas da fonte de calor dos gases de evacuação.....	48
Figura 25 - Transferência de calor dos gases de evacuação para o fluido de trabalho (adaptado de DOMINGUES, 2011).....	49
Figura 26 - Ciclo ORC , com aproveitamento apenas da fonte de calor dos gases de evacuação e com regenerador.	49
Figura 27 - Princípio de funcionamento do chiller de absorção.....	51
Figura 28 - Ciclo de absorção do calor desperdiçado (Worl Energy CO., 2011).....	52
Figura 29 – Ciclo termodinâmico proposto representado no diagrama de Mollier do R245fa (ASHRAE, 2013).....	53
Figura 30 – Diagrama de Mollier, com áreas de análise (adaptado de ASHRAE, 2013).	55
Figura 31 – Ciclo ORC com regenerador (adaptado de ASHRAE, 2013).....	56
Figura 32 - Ciclo ORC usando o R134a, criado a partir do programa desenvolvido.	57
Figura 33 - Análise do rendimento do ORC, com e sem regenerador para o R134a e R245fa. Os pontos vermelhos representam as 900 rpm e as bolas azuis representam as 1.000 rpm.	58
Figura 36 - Resistência de atrito, com componentes da pressão e corte.	75
Figura 37 - Componentes do cálculo da potência a instalar num navio.	83
Figura 38 - Representação de permutador com um fluxo contracorrente.	87

Figura 39 - Aplicação do método LMTD a um fluxo contracorrente..... 88

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 - Estimativa do consumo em mboe/d, milhões de baris de petróleo ou equivalente (adaptado de OPEC, 2017).....	4
Tabela 2 - Comparação dos resultados obtidos por um ORC, usando como fluido de trabalho o isopentano ou R245ca, em comparação com ciclos Rankine de baixa e alta pressão, quando aplicados a um motor de 1,4l a gasolina, numa condição de ¼ de carga a 1500 rpm (adaptado de DOMINGUES, A., 2005).....	16
Tabela 3 - Comparação de riscos entre o R134a e R245fa (adaptado de ASHRAE, 2013).	24
Tabela 4 - Tabela indicativa das rotações do motor e do passo do hélice.....	40
Tabela 5 - Calor disponível nas fontes de calor do motor.....	46
Tabela 6 - Temperaturas e caudais do chiller de absorção considerado (adaptado de Worl Energy CO., 2011).	52
Tabela 7 - Resultados obtidos, para um caso extremo.	59
Tabela 8 - Potências do condensador e evaporador com R134a e R245fa.....	59
Tabela 9 - Trabalho realizado pela turbina, considerando o R134a e R245fa.....	60
Tabela 10 - UA do condensador e evaporador, considerando o R134a e R245fa.....	60
Tabela 11 - Avaliação final de resultados.	65

ÍNDICE DE GRAFICOS

Gráfico 1 - Temperaturas e rotações de ambos os motores do navio.....	40
Gráfico 2 - Horas das cargas mais utilizadas e o sfc dos motores propulsoresr.	41
Gráfico 3 - Potência ao veio desenvolvida pelos motores do navio durante uma missão.	42
Gráfico 4 - Potência de três geradores ao longo de uma missão.	42
Gráfico 5 - Temperaturas dos gases de evacuação ao longo de uma missão.	61
Gráfico 6 - Gráficos de caudal requerido para o ORC com R245fa, com regenerador e chiller de absorção.....	62
Gráfico 7 - Rendimento ORC, com regenerador e chiller de absorção, ao longo do funcionamento do motor.....	62
Gráfico 8 - Gráfico de potência recuperada do ciclo ORC com R245fa, com regenerador e chiller de absorção.	63

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E ACRÓNIMOS

BB - Bombordo;

CODOL - *Combined Diesel or Electric*

IMO - *International Maritime Organization*

EB - Estibordo;

EEA - *European Environment Agency*

EMSA - *European Maritime Safety Agency*

GWP - *Global Warming Potential*

LA - Limitação de Avarias

LC - *Load Center*

LMTD - *Log mean temperature difference*

NRP - Navio da República Portuguesa

ODP - *Ozone Depletion Potential*

OECD - *Organisation for Economic Co-operation and Development*

OPEC - *Organization of the Petroleum Exporting Countries*

ORC - *Organic Rankine Cycle*

PrHE - *Primary Heat Exchanger*

RC - *Rankine Cycle*

RTE - *Round Trip Efficiency*

SAR - *Search and Rescue*

SIGP - Sistema Integrado de Gestão da Plataforma

sfc - *specific fuel consumption*

VEEO - *Voyage Energy & Emissions Optimizer*

Introdução

A energia é considerada um bem de elevado valor, capaz de mover a economia de um país. Da energia consumida a nível mundial, cerca de 80% é proveniente de combustíveis fósseis, sendo de extrema importância na economia de um país. Pelo seu consumo excessivo, estamos longe de poder suportar a economia nacional noutra recurso. No entanto, a rentabilização deste escasso recurso pode ser positiva para a redução da dependência de combustíveis fósseis. Os motores de combustão interna convertem em energia útil, cerca de 40% da energia contida no combustível, rejeitando cerca de 60% para o ambiente circundante, dos quais cerca de 27% sob a forma de gases de evacuação.

Atualmente, com novas tecnologias, é possível a recuperação da energia contida nos gases de evacuação, água de refrigeração do óleo e do bloco e *Air Cooler*. Esta energia, que tem sido desperdiçada para o exterior, é agora objeto de estudo para melhorar o rendimento da instalação através da sua recuperação. Dentro de todas as fontes de calor, é possível recuperar uma maior quantidade de energia através dos gases de evacuação que são libertados para o exterior a cerca de 370 °C, ao considerar motores diesel navais.

No início desta dissertação de mestrado, será feito um enquadramento teórico de toda problemática que envolve o desperdício energético nos navios da Classe Viana do Castelo. A avaliação de fontes de calor desperdiçadas pelo motor principal será ponderada, para determinar o potencial de recuperação de energia que posteriormente, através de um ciclo ORC e um *chiller* de absorção, irá ser aproveitada.

Com os consumos diários do navio em estudo, serão apresentados diversos tipos de armazenamento de energia, em que serão considerados relevantes os que dispõem de elevada segurança, fiabilidade, eficiência, reduzido tamanho e peso. Com recurso ao *MatLab*, será desenvolvido um programa que terá como base toda a investigação elaborada, a análise dados de modo justificar a utilização de ciclos ORC para o melhor aproveitamento da energia e posteriormente a análise dos resultados obtidos.

1. Enquadramento ao tema

Esta dissertação está enquadrada na problemática energética que afeta não só a Marinha Portuguesa, como outras marinhas e diversas indústrias pelos continentes. A escassez de petróleo nas jazidas tem sido relatada nos últimos anos, mas os consumos de combustíveis, derivados de combustíveis fósseis, não têm parado de aumentar. Este recurso é a principal fonte de energia de um país, sendo em muitos casos o seu impulsor político e económico.

Segundo a *European Environment Agency* (EEA), o sector dos transportes representa cerca de um terço do consumo de energia, responsável por cerca de 20% das emissões de gases poluentes nos países da União Europeia, sendo esta a principal preocupação de diversos países. Considerando as emissões mundiais de dióxido de carbono (CO₂), o transporte marítimo é considerado o meio mais eficiente, embora represente uma crescente fonte de gases com efeito de estufa, sendo responsável por cerca de 3% das emissões, com previsão de aumento até 5% em 2050 (EMSA, 2018).

Para além destas emissões prejudiciais à camada de ozono, também a indústria da climatização contribui para o ataque atmosférico, devido aos compostos derivados de HFC's, que foram diminuídos pelo Protocolo de Montreal¹.

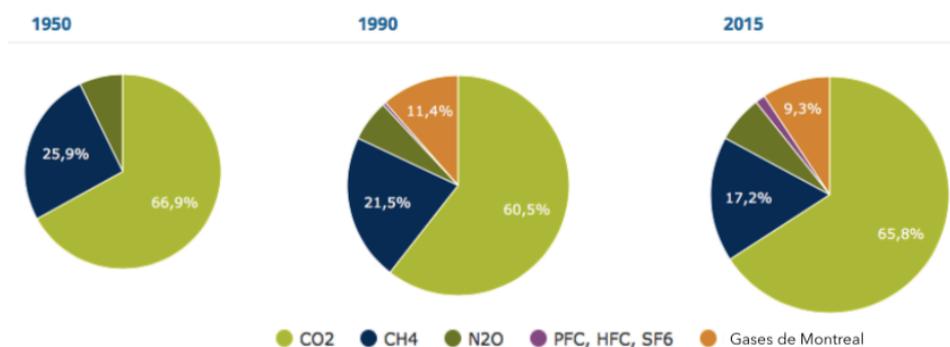


Figura 1 - Dados referentes às emissões de gases com efeito de estufa referentes a 1950, 1990 e 2015 (adaptado de EEA, 2018).

¹ O protocolo de Montreal, atualmente constituído por 191 países, entrou em vigor em 1989, com o objetivo de reduzir o impacto ambiental de determinados gases (denominados de gases de Montreal) contidos em aparelhos de ar condicionado.

As emissões de gases nocivos para a atmosfera são proporcionais ao crescimento do consumo de combustíveis fósseis. A solução a adotar passará pelo uso de fontes de energia alternativa, esperando-se a utilização em larga escala a longo prazo. A curto prazo e com os recursos ainda disponíveis, a solução a implementar será reduzir os consumos de combustíveis e as emissões de gases com efeito de estufa para a atmosfera. Deste modo, será possível rentabilizar os recursos que nos restam, reduzindo o impacto ambiental.

Países	2015	2020	2030	2040
Pertencentes OECD ²	110	113,5	113,6	112,0
Não pertencentes OECD	166	184,7	225,8	259,6
Total	276	298,2	339,4	371,6

Tabela 1 - Estimativa do consumo em mboe/d, milhões de baris de petróleo ou equivalente (adaptado de OPEC, 2017).

1.1. Motivação

O aumento do consumo de combustíveis derivados do crude tem efeitos negativos para o efeito estufa, a formação de chuvas ácidas e a destruição da camada do ozono. Existe por isso, um aumento das normas europeias, principalmente no ramo automóvel, de forma a reduzir as emissões de gases poluentes para a atmosfera.

As metas a alcançar são cada vez mais exigentes, sendo as fontes de energia alternativa uma solução a considerar, para substituir os motores a gasolina ou diesel (como carros híbridos ou elétricos).

² Organização para a Cooperação e Desenvolvimento Económico com 35 países membros, com elevado PIB *per capita* e índice de desenvolvimento.

Para salvaguardar o ambiente, foram criados protocolos que visam minimizar a emissão de gases nocivos para a atmosfera, como o Protocolo de Quioto³ e o Acordo de Paris⁴. No meio naval é a *International Maritime Organization* (IMO), a *European Maritime Safety Agency* (EMSA) e a convenção MARPOL⁵ (ANEXO VI), que regulam as emissões de gases poluentes, desenvolvendo legislação e diretivas operacionais de modo a reduzir o impacto ambiental destes gases.

O transporte marítimo movimenta cerca de 90% das mercadorias de todo o mundo em aproximadamente 70 mil navios mercantes que cruzam os oceanos todos os dias. Em comparação com outros meios, o transporte marítimo é a forma mais eficiente de transporte pois emite menos dióxido de carbono por tonelada de material transportado. No ano de 2000, apenas nos mares da Europa, as emissões resultantes foram estimadas em 2,3 milhões de toneladas de dióxido de enxofre (SO₂), cerca de 3,3 milhões de toneladas de óxidos de azoto (NO_x) e 250 mil toneladas em partículas (SARDINHA, 2013). Segundo “*A Navy Energy Vision for the 21st century*”, os Estados Unidos da América (US) produzem cerca de 10% e importam cerca de 26% do petróleo no conjunto dos países membros da *Organization of the Petroleum Exporting Countries*⁶ (OPEC). Destes, cerca de 0,4% é usado pela sua Marinha, sendo uma preocupação constante o aproveitamento destes recursos fundamentais para as suas operações.

³ O protocolo de Quioto é um tratado internacional assinado em 1997 que impõe diversas restrições para a redução da emissão dos gases que agravam o efeito de estufa.

⁴ Acordo de Paris foi assinado em 2015, com o objetivo de reduzir as emissões de dióxido de carbono, a partir de 2020.

⁵ *International Convention for the Prevention of Pollution from Ships*, é a principal convenção para a prevenção da poluição em ambientes marinhos, onde foram estabelecidos limites nas emissões de óxidos de enxofre (SO_x) e óxidos de azoto (NO_x), para além de normas bem explícitas de qualquer outra poluição derivada de navios.

⁶ Estes países incluem Arábia Saudita, Argélia, Angola, Emirados Árabes Unidos, Equador, Irão, Iraque, Kuwait, Líbia, Nigéria, Catar, Venezuela.

1.2. Aproveitamento da energia

Com o desenvolvimento da engenharia, impulsionado pelo aumento das preocupações ambientais, foram desenvolvidos diversos sistemas de otimização energética que diminuem a emissão de gases para a atmosfera, como por exemplo o sistema *Voyage Energy & Emissions Optimiser*⁷ (VEEO), da empresa *TecnoVeritas*.

Nos motores de combustão interna disponíveis a bordo, a energia que é fornecida através do combustível é desperdiçada de diversas formas. O motor propulsor aproveita cerca de 43% para a rotação do veio, enquanto a restante é libertada em radiação, calor e ruído. Para aumentar o rendimento dos motores de combustão interna, é necessário aproveitar a energia que é desperdiçada. Sistemas a vapor com ciclos de *Rankine* (RC) para aproveitamento de fontes de calor a altas temperaturas são utilizados há vários anos, no entanto o aproveitamento de fontes de calor a baixa temperatura é ainda pouco explorado devido ao baixo rendimento. Existe no entanto, resultados promissores em diversas investigações nesta área na última década (DOMINGUES, 2011).

Existem diversos sistemas que permitem a recuperação de energia térmica de fontes de calor a baixa temperatura, como o ciclo de *Stirling*, o ciclo de *Kalina*, o ciclo de *Rankine* ou o ciclo Orgânico de *Rankine* (ORC). O ciclo de *Stirling* funciona com o aquecimento de um gás, através da transferência de calor da fonte quente para a fonte fria, transformando parte da energia em trabalho do êmbolo, resultando rendimentos de cerca de 45%. Estes motores têm a vantagem de não serem poluentes, embora sejam somente utilizados em pequenas aplicações. O ciclo de *Kalina* utiliza uma mistura de fluidos, constituída por amónia com água sobreaquecida, sendo o primeiro o fluido que realiza trabalho na turbina. Sendo a amónia um gás tóxico, este ciclo é apenas teórico, não tendo aplicação conhecida.

⁷ Sistema VEEO é instalado nos navios da classe Viana do Castelo com objetivo de otimizar a energia a bordo.

Para motores de combustão interna, a solução mais promissora com melhor relação custo/benefício e menor influência no desempenho dos motores referidos, são as instalações de ciclos RC ou ORC (ZHANG & JIANG, 2012).

1.3. Resistência Propulsão do navio

A propulsão do navio depende da interação entre a resistência do meio ao movimento do navio (resistência do ar e da água) e da eficiência da unidade propulsora. Para superar os desafios do *design* hidrodinâmico e eficiência dos equipamentos, têm de ser realizados ensaios com modelos à escala, por ainda não existirem meios suficientes entre os desenvolvidos e fiáveis de previsão numérica.

O modo como a propulsão é escolhida, é importante para compreender o funcionamento da unidade propulsora. Os parâmetros de análise do navio, como o caso de pressões e temperaturas, variam com diferentes formas de emprego de potência durante a missão.

O estudo da resistência é determinante para a escolha da potência a instalar no navio, de modo a produzir o impulso necessário para que este se mova a uma determinada velocidade. Durante a navegação, a água cria zonas de menor pressão, onde a água se move com maior velocidade, e zonas de maior pressão, onde a água demora mais tempo a percorrer o casco. É nas zonas de maior velocidade da água junto ao casco, segundo o teorema de *Bernoulli*, que existirá uma maior resistência ao movimento (equação 1).

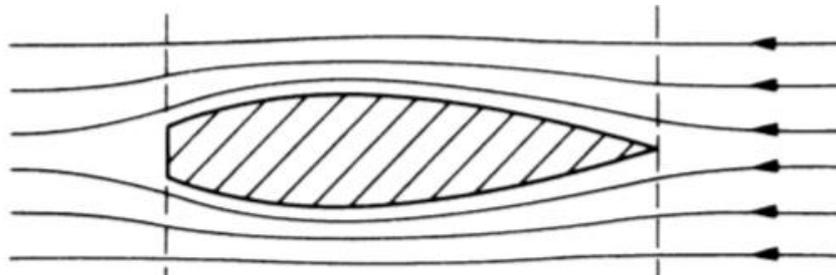


Figura 2 - Movimento da água em torno do casco, criando zona de menor e maior pressão (RAWSON K. , 2001).

- Utilização de modelos à escala. Têm a desvantagem de não recriar as condições que o navio real estará sujeito. No entanto, estes estudos têm um custo relativamente baixo relativamente aos estudos anteriores.

A utilização de modelos recorre aos métodos de *Froude* ou método ITTC 78, enunciados nos apêndices B e C, respetivamente. Cada um destes assume diversos tipos de resistências, agrupadas no apêndice A, que complementam a resistência total (R_T) que afeta o navio.

Uma das principais questões a responder durante o projeto é a velocidade que o navio deve atingir. A velocidade e a massa dos equipamentos, permitem determinar a potência a instalar e a estimativa do consumo de combustível. A capacidade dos tanques de combustível dependerá ainda da autonomia pretendida. Recorrendo à terceira lei de *Newton*, para que navio se mova será necessário vencer a resistência que a água aplica ao navio, é fundamental uma eficiente conversão da potência do motor principal (P) em impulso (T) gerado pelo hélice, para que o navio possa atingir uma determinada velocidade (V). Este movimento será mais eficiente quanto menor for a resistência do casco, maior a eficiência do hélice em transformar a potência em impulso e melhor a interação entre estes.

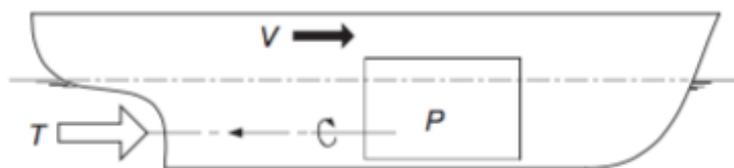


Figura 4 - Potência, Velocidade e Impulso do navio (RAWSON K., 2001).

Para o cálculo da Potência a Instalar (P_I) no navio, enunciado em apêndice E, é necessário o estudo prévio das diversas variáveis enunciadas no apêndice D.

O estudo da estabilidade do navio está relacionado com os gráficos de carenas⁸ direitas, referentes a cada navio, podendo variar com a adição de peso em determinadas

⁸ Parte do casco que fica submersa.

zonas do navio ou com movimentação de líquidos a bordo, durante a sua navegação. Com a adição de peso a bordo, seria necessário o estudo das referidas curvas para determinar o local mais adequado a bordo para a adição de pesos, tendo de estar em concordância com os parâmetros pré-estabelecidos na construção do casco do navio.

1.4. Navios da classe Viana do Castelo

Este estudo terá como objetivo a recuperação energética dos navios da classe Viana do Castelo. Obtiveram-se dados para estudo do navio, construído com o intuito de exercer a Autoridade do Estado e realizar tarefas de interesse público nas áreas de jurisdição ou responsabilidade nacional, não sendo por isso um navio combatente. É um navio de patrulha oceânico, que por norma passa diversas semanas em missão no mar. Devido à sua atividade, foi escolhido com o objetivo de aumentar a sua autonomia em missões, reduzir as emissões de gases poluentes e consequentemente reduzir do consumo de combustível. Esta classe de navios tem como principais tarefas:

- Patrulhar, vigiar e fiscalizar o exercício da Autoridade do Estado;
- Apoiar, proteger e controlar atividades económicas, científicas e culturais;
- Executar, isoladamente ou integrado em ações coordenadas, operações de assistência a pessoas e embarcações em perigo (SAR⁹);
- Colaborar na defesa do ambiente;
- Executar ações em situações de catástrofe, calamidade ou acidente;
- Colaborar com as autoridades civis na satisfação das necessidades básicas e melhoria da qualidade de vida das populações.

⁹ Missões de busca e salvamento (*Search and Rescue*).



Figura 5 – NRP Viana do Castelo (MARINHA, 2013).

1.5. Sistema de Propulsão e Auxiliares

A instalação propulsora da classe de navios Viana do Castelo é do tipo CODOL (*Combined Diesel Or Electrical Motor*), disposta por duas linhas de veios, onde podem ser encontrados os seguintes componentes:

- Motor Diesel Propulsor – *Wärtsila W12V26A2*;
- Motor Elétrico Propulsor – *Marelli B5M 355 LD6*;

A nível de desempenho, a velocidade máxima dos navios da Classe Viana do Castelo é de 21 nós com motores diesel e de cerca de 8 nós com motores elétricos. Com esta unidade propulsora o navio tem uma autonomia de 5 000 milhas.

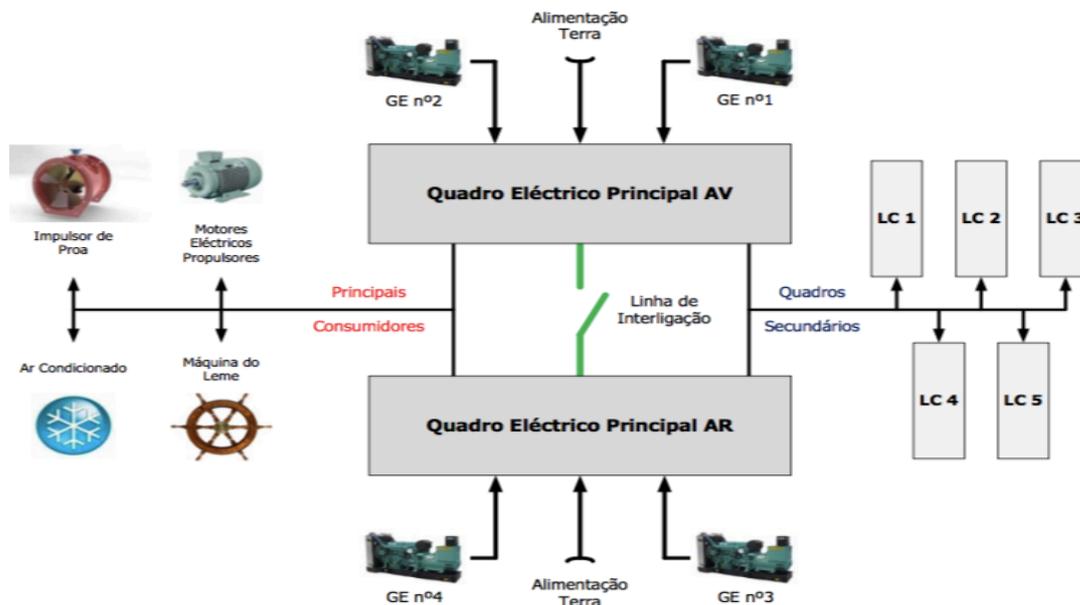


Figura 6 - Esquema da Produção e Distribuição de energia a bordo da Classe Viana do Castelo onde estão caracterizados os principais consumidores (MARINHA, 2013).

A produção de energia a bordo do navio é garantida por quatro grupos eletrogéneos *Volvo Penta TAMD165A/HCM 534 E 1*. Cada um debita uma potência máxima contínua de 362 kW. Estes estão divididos pelos dois quadros principais do navio (a vante e a ré), onde estão associados as cinco *Load Center*¹⁰ (LC). Durante uma navegação encontram-se dois geradores em funcionamento. Em entradas e saídas de portos ou operações em que seja necessário garantir a energia nos equipamentos, entra ao barramento mais um gerador para salvaguardar as operações.

A bordo existem diferentes tensões de alimentação, conforme a sua finalidade, divididas em duas principais redes de alimentação, sendo a principal de 400V/50Hz e a secundária de 230V/50Hz, para além das redes de emergência.

1.6. Sistema de controlo e aquisição de dados

O Centro de Comando encontra-se materializado na ponte do navio, em consolas de comando que concentram toda a informação relevante do navio, nomeadamente dedicadas à navegação, mas também ao controlo e distribuição de energia.



Figura 7 - Comando na Ponte (MARINHA, 2013).

Toda a instalação elétrica pode ser operada por um único elemento nas consolas do Sistema Integrado de Gestão da Plataforma (SIGP). Todos os componentes da

¹⁰ Quadros secundários que derivam dos principais, com a função de controlo e distribuição de energia de determinados equipamentos, numa determinada zona do navio.

instalação elétrica podem ser operados localmente, no respetivo painel de operação e remotamente através destas. As consolas do SIGP estão dispostas pelo navio na ponte, destacamentos de limitação de avarias (LA) a vante e a ré e na casa da máquina principal. Para além do controlo, estas monitorizam diversos sensores que avaliam diversos parâmetros como temperaturas, caudais, pressões e tensões, úteis para o constante acompanhamento de todos os equipamentos durante a navegação.

1.7. Objetivos de trabalho

O presente trabalho tem como principais objetivos:

- Avaliar o potencial de recuperação da energia rejeitada pelos motores Diesel propulsores;
- Avaliar a utilização de sistemas ORC na recuperação de calor;
- Avaliar o interesse de armazenar energia a bordo proveniente do sistema.

2. Ciclo Orgânico de Rankine (ORC)

Nos ciclos *Rankine* o fluido de trabalho é água e vapor, que gera trabalho transferindo calor da fonte quente (evaporador ou caldeira) para a fonte fria (condensador).

Considera-se que fontes com energia infinita libertam calor a uma temperatura constante, enquanto que fontes com energia finita libertam calor a temperatura variável. Usando fluidos de trabalho que, através de processos termodinâmicos onde retiram energia da fonte quente para a fonte fria, é possível criar trabalho por transformações características.

Os ORC usam fontes de calor a temperaturas relativamente baixas, comparando com ciclos RC, no entanto com resultados bastantes promissores no que toca ao aproveitamento energético, com aplicações em energia de biomassa, geotérmica, solar e ainda no aproveitamento de gases de evacuação de motores de combustão interna (WANG & DAI, 2016).

Ao analisar a Figura 8, verifica-se que o aproveitamento da energia nos ORC, para produção de energia mecânica, em relação à energia fornecida pelo combustível é reduzido, apesar de melhorar o rendimento do ciclo. O rendimento de um ciclo orgânico de *Rankine* da temperatura da fonte quente e da temperatura da fonte fria.

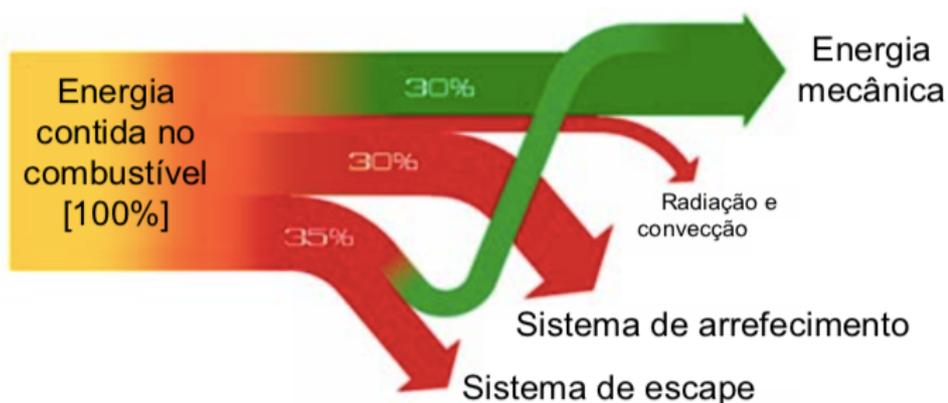


Figura 8 - Diagrama de Sankey com aproveitamento energético nos ORC (DOMINGUES, 2011).

2.1. Equipamentos e configurações

Os ORC têm configurações simples que permitem uma fácil operação, um aproveitamento de uma vasta gama de temperaturas relativamente baixas e uma grande flexibilidade de operação em condições não projetadas para o sistema, em comparação com outros ciclos.

Rendimento (%)	Motor	RC baixa pressão	RC alta pressão	ORC
Motor	19,0	18,8	18,8	18,8
Potência elétrica	-	1,3	2,0	4,9
Economia de combustível	-	5,8	9,5	24,7

Tabela 2 - Comparação dos resultados obtidos por um ORC, usando como fluido de trabalho o isopentano ou R245ca, em comparação com ciclos Rankine de baixa e alta pressão, quando aplicados a um motor de 1,4l a gasolina, numa condição de ¼ de carga a 1500 rpm (adaptado de DOMINGUES, A., 2005).

São quatro os componentes principais que constituem um ORC: Bomba, Evaporador, Turbina e Condensador.

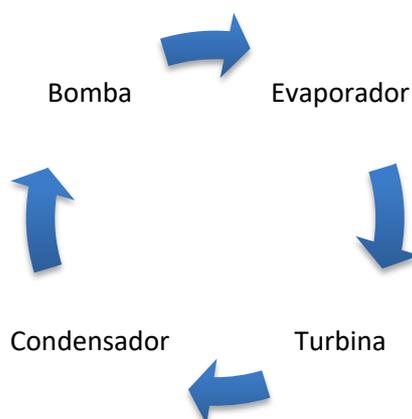


Figura 9 - Componentes do ORC.

Da bomba até à turbina verifica-se um aumento de pressão, chamada de linha de alta pressão, enquanto que o ramo complementar é caracterizado por uma diminuição de pressão, chamada de linha de baixa pressão.

O permutador de calor é utilizado para introduzir calor no sistema através do evaporador ou *Primary Heat Exchanger*¹¹ (PrHE), para a libertação de calor para o meio

¹¹ O PrHE é constituído pelo evaporador, por um economizador e um superaquecedor.

envolvente através do condensador, ou até no aproveitamento no regenerador. Esta permuta de calor pode ser feita por contacto direto onde existe a mistura do mesmo fluido de trabalho a temperaturas diferentes, sendo este processo pouco utilizado, ou por contacto indireto onde existe uma superfície sólida, normalmente metal, que separa dois fluidos da mesma ou de diferente constituição.

Os permutadores tubulares ou *Shell and Tube* (S&T), são mais utilizados normalmente com água como fluido de trabalho, apresentando diversas vantagens manutenção e operação. Os permutadores de placas soldadas têm rendimentos análogos ao S&T e menores dimensões, mas são facilmente colmatados com impurezas nos fluidos.

Ao serem aplicados evaporadores de placas soldadas nos ORC, este irá diminuir ligeiramente a pressão dos gases de evacuação do navio. Este efeito causará uma ligeira diminuição na potência e binário do motor, acompanhado com um ligeiro aumento no consumo de combustível. O aumento máximo do consumo de combustível registado é de cerca de 1% (BEI, et al., 2015).

A escolha da turbina depende do tipo de fluido utilizado, da configuração e do tamanho do ciclo. Esta tem como função a transição do fluido da linha de alta pressão para a linha de baixa pressão, diminuindo a pressão e temperatura deste que se encontra em estado gasoso. As turbinas utilizadas para fluidos de trabalho orgânicos são de pequenas dimensões em relação aos permutadores de placas utilizados.

A bomba faz circular o fluido de trabalho ao sair do condensador na fase líquida, sendo normalmente do tipo centrífuga multiestágicas com velocidade variável. Tal como a turbina, também a escolha das bombas irá depender do fluido de trabalho e da configuração do ciclo, dimensionado para funcionar em sincronia com a turbina.

A unidade geradora associada à turbina é constituída por um gerador, um inversor¹² e por todo o sistema eletrónico de controlo e segurança. O gerador é o componente responsável pela transformação de energia mecânica em eletricidade. Este está ligado à turbina por um veio comum, produzindo eletricidade. Também aqui a

¹² O inversor é um dispositivo eletromecânico, capaz de converter um sinal elétrico DC (corrente continua) num sinal AC (corrente alternada), segundo as especificações do utilizador.

configuração do sistema e o fluido de trabalho escolhido irão afetar a velocidade de rotação do gerador.

O regenerador melhora o rendimento do sistema na medida que aproveita a energia à saída da turbina que seria desperdiçada, diminuindo a diferença de temperaturas entre a turbina e o condensador e entre o regenerador e evaporador. No entanto, é necessário aumentar caudal do fluido de trabalho a circular para aproveitar a mesma quantidade de energia da fonte, para diversas temperaturas do gás, ou seja, para temperaturas mais altas é necessário um caudal maior de fluido de trabalho a circular para garantir um diferencial de temperaturas constante.

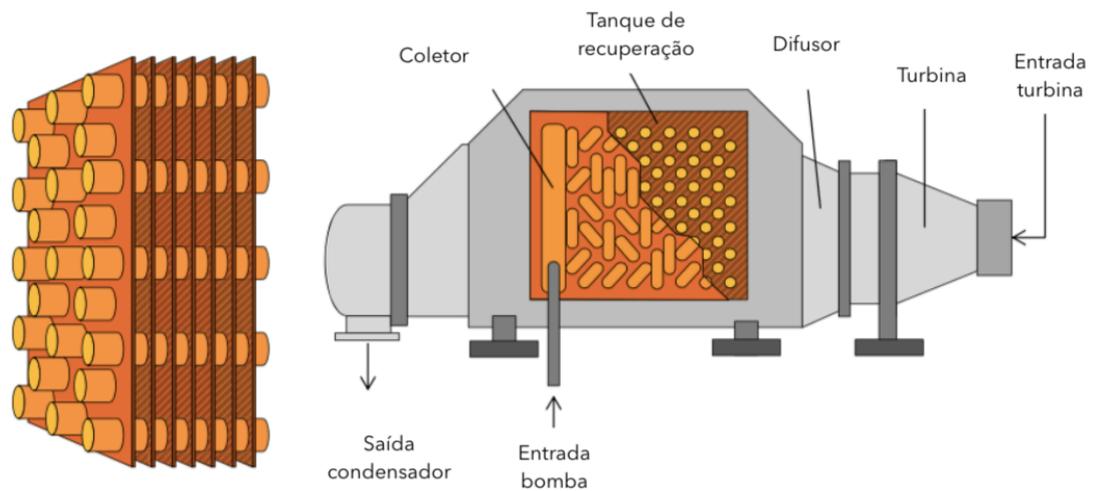


Figura 10 - Representação de um regenerador (MACCHI & ASTOLFI, 2017).

Aplicando o ORC em fontes de calor com temperatura variável, ou seja, fontes com energia finita, permite estabilizar a temperatura nos permutadores de calor. Também permitem que o fluido de trabalho esteja na fase líquida durante o processo de compressão, permitindo o uso de bombas em vez de compressores, reduzindo deste modo o trabalho na compressão, para aproximadamente o mesmo trabalho produzido pela turbina. Com estas vantagens, as perdas são reduzidas e o trabalho do ciclo aumenta, produzindo um acréscimo do rendimento. Existem diversas configurações possíveis para diversas aplicações (MACCHI & ASTOLFI, 2017).

2.1.1. Ciclos de nível de pressão única

Os ciclos de nível de pressão única são constituídos por um reduzido número de equipamentos. Estes componentes são um evaporador, uma turbina, uma bomba e um condensador, podendo ainda incluir um regenerador.

Segundo a Figura 11, o fluido saturado (a verde) sai do condensador a reduzida temperatura (1), pelas trocas com o circuito de arrefecimento (a azul), seguindo para a bomba que irá aumentar a pressão do fluido (2). Se o regenerador estiver presente (c), o fluido será aquecido através da troca de calor com os gases ainda a temperaturas elevadas resultantes da expansão na turbina. No *PrHE*, o fluido de trabalho vaporiza ao absorver o calor da fonte de calor (a amarelo). Este componente pode ser constituído só por um evaporador (ciclos supercríticos), ou também por um economizador e um superaquecedor (ciclos subcríticos). Na turbina o fluido aquecido a elevadas temperaturas, expande ficando com pressão inferior, passando pelo regenerador e iniciando novamente o processo. O trabalho produzido na turbina é transferido para um gerador (i), através de uma caixa redutora (h), produzindo eletricidade pelo trabalho produzido.

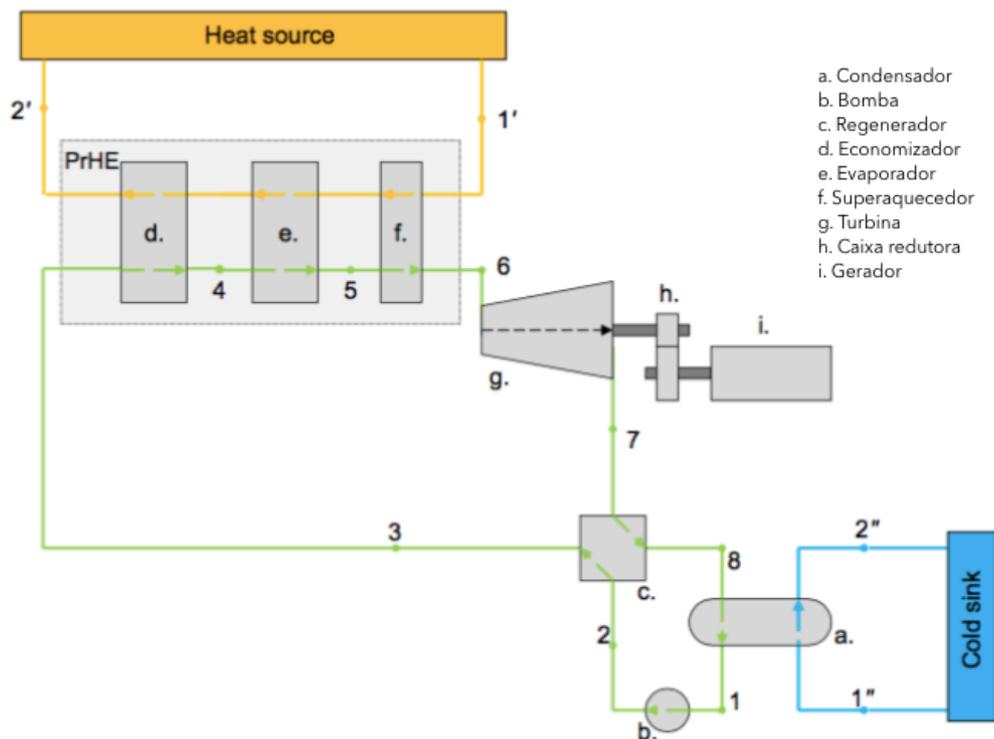


Figura 11 - Ciclos de nível de pressão única (adaptado de MACCHI & ASTOLFI, 2017).

Os ciclos subcríticos são caracterizados por terem uma pressão máxima menor do que a pressão crítica. Por estes serem caracterizados por configurações mais simples, são os mais utilizados.

Os ciclos supercríticos operam com uma pressão máxima superior à crítica permitindo as transições acima do ponto crítico e um maior rendimento em relação aos ciclos subcríticos, embora necessitem de equipamentos mais dispendiosos.

2.1.2. Ciclos de nível de pressão múltipla

Os ciclos de nível de pressão múltipla são menos utilizados, pois os diversos níveis de pressão requerem configurações mais complexas dos sistemas. Estes diversos níveis de trabalho poderão necessitar de vários fluidos de trabalho, dependendo da aplicação. Normalmente o investimento não compensa a sua aplicação, pois a maior complexidade dos ciclos acaba por estar contra a lógica dos ORC, ou seja, de ciclos o mais simples possíveis para serem economicamente viáveis. Estes ciclos com diversos níveis de pressão requerem mais do que uma turbina, permutadores de calor e bombas. Estes podem ainda usar diversos fluidos de trabalho, para diversas fontes de calor, requerendo por isso mais componentes para isolar os diversos fluidos, de modo a que estes não se misturem.

Na Figura 12 é apresentado um ciclo de níveis de pressão múltipla. A linha de baixa pressão é constituída pelos mesmos componentes que os ciclos de níveis de pressão única. Existe uma divisão do ciclo na linha de alta pressão para o aproveitamento da mesma fonte de calor. Neste caso, a linha de alta pressão é dividida tendo um evaporador e superaquecedor para cada linha. Com a multiplicação das linhas de alta pressão existe a necessidade de instalação de várias turbinas para cada pressão exercida. Devido ao aumento da complexidade, neste trabalho não será explorado as vantagens destes ciclos.

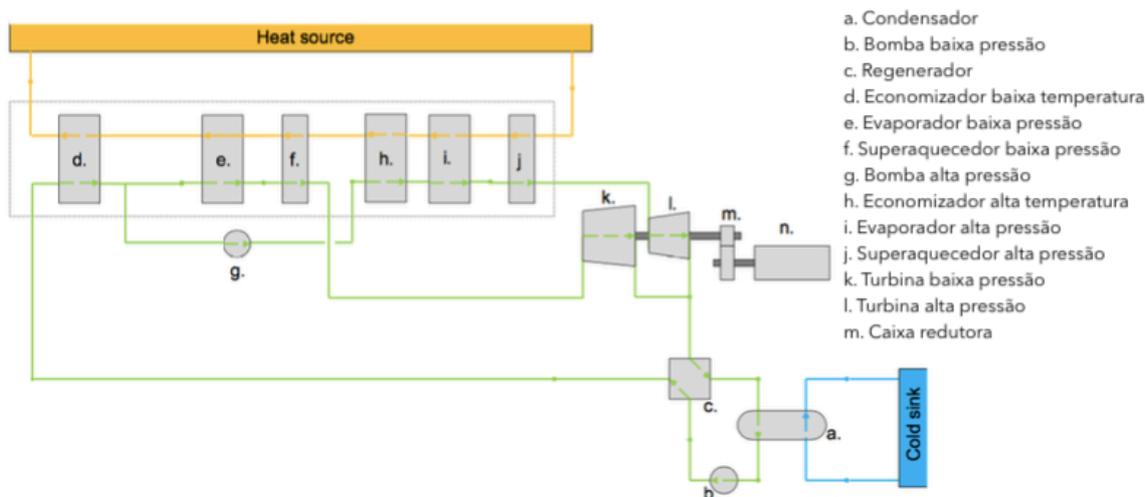


Figura 12 - Exemplo de Ciclos de nível de pressão múltipla (adaptado de MACCHI & ASTOLFI, 2017).

Os ciclos de pressão única como os de pressão múltipla podem ser recuperativos ou não recuperativos, se incluírem no ciclo um regenerador. Podem também ser classificados como superaquecidos ou saturados, dependendo da energia que se pretende retirar da fonte de calor, podendo existir a necessidade de sobreaquecer o fluido de trabalho para introduzir uma maior quantidade de energia no ciclo.

Existem vários outros ciclos que poderão ser considerados de modo a aproveitar energia diversas fontes de calor, no entanto não serão desenvolvidos nesta investigação.

2.2. Fluidos de Trabalho

As transformações características de um fluido de trabalho permitem a transferência de calor da fonte quente para a fonte fria, com a produção de trabalho. Existem diversos fluidos de trabalho, com diversos parâmetros de funcionamento que deverão ser consideradas para cada aplicação.

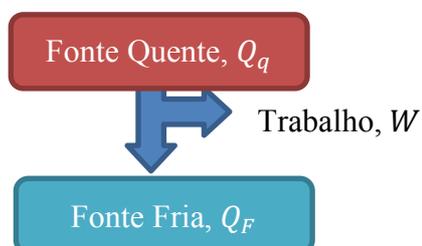


Figura 13 - Produção de trabalho W , pelo fluido de trabalho num ciclo ORC.

Ao considerar a água como fluido de trabalho, muito utilizado em ciclos onde existem fontes de energia com altas temperaturas, existe a necessidade do uso de turbinas multiestágicas e de ciclos com configurações complexas.

Analisando três fluidos de trabalho limitados pela mesma temperatura máxima (fonte quente) e mínima (fonte fria) o rendimento de *Carnot* (η_{Carnot}) será o mesmo para cada um dos ciclos, como demonstrado na Figura 14.

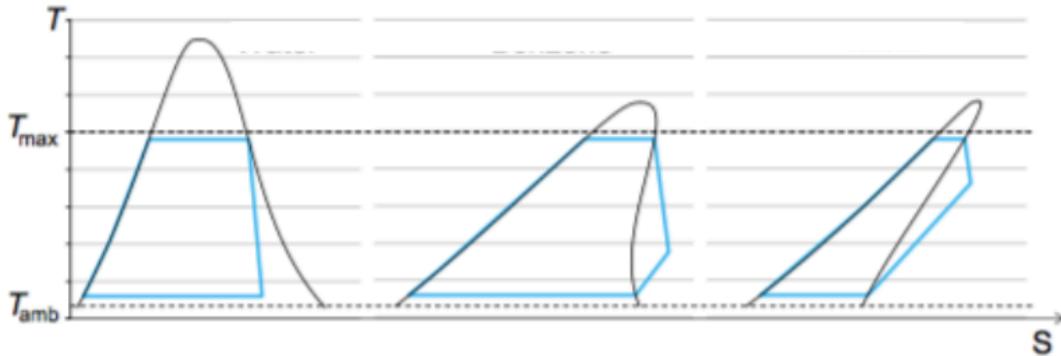


Figura 14 - Diagramas (T,s) de diversos ciclos ORC com crescente complexidade molecular, considerando água, benzeno e MDM, respetivamente (MACCHI & ASTOLFI, 2017).

Um dos fluidos muito utilizados em ciclos abertos é o ar. Este é admitido a uma determinada temperatura e pressão ambiente, retornando para o ambiente no fim do processo. Outros fluidos são operados em ciclos fechados, sem contacto direto com o exterior, apresentando características importantes para melhor aproveitamento de diversas fontes de calor (R22, R404, R134a ou R245fa), como é possível observar na Figura 15.

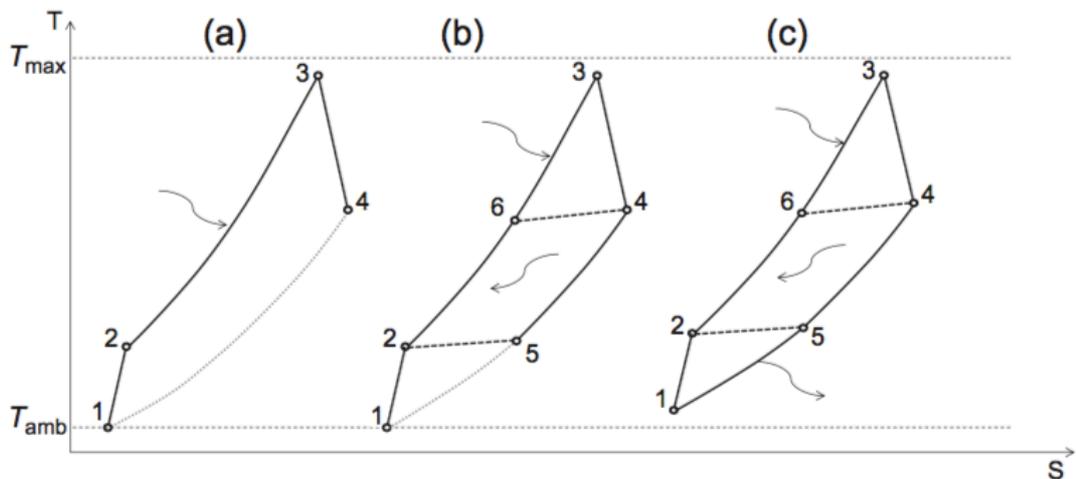


Figura 15 - Representação de diversos ciclos, a) ciclo aberto; b) ciclo aberto com regenerador; c) ciclo fechado com regenerador (MACCHI & ASTOLFI, 2017).

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{amb}}{T_{max}} = 1 - \frac{T_{fonte\ fria}}{T_{fonte\ quente}} \quad (2)$$

Com estes fluidos, teoricamente os rendimentos de *Carnot* num ORC são independentes da complexidade das ligações entre os constituintes do fluido de trabalho utilizado, podendo existir pequenas alterações na configuração do ciclo. Embora diversos fluidos apresentem efeitos secundários que poderão prejudicar os equipamentos do ciclo, como perdas de temperatura na expansão afetando a turbina e necessidade de maiores permutadores pela complexidade das moléculas em relação a outros ciclos. Estes fatores contribuem em muito na complexidade do ciclo a criar e no aumento do investimento nos equipamentos a adquirir.

Comparativamente aos sistemas de refrigeração, são diversos os requisitos procurados para o fluido de trabalho ideal do ciclo ORC:

- Disponibilidade económica;
- Custo de mercado;
- Não inflamável;
- Não tóxico;
- Compatibilidade com materiais (lubrificantes, metais, etc);
- Temperaturas e pressão limites adequadas às fases de cada gás;
- Complexidade e massa molecular adequada a cada aplicação;
- Não prejudiciais para o ambiente (ODP¹³ nulo e baixo GWP¹⁴).

Atualmente não é possível encontrar um fluido de trabalho que respeite todos os pontos anteriores, embora se consiga bons resultados com alguns dos fluidos de trabalho usados atualmente usados em diversos sistemas. Estes são utilizados para temperaturas relativamente baixas, sendo possível obter bons rendimentos evitando que estes sejam degradados. As turbinas ao operarem com uma gama de temperaturas abrangentes (diferença da temperatura de condensação e evaporação), poder-se-á

¹³ ODP (*Ozone Depletion Potencial*) é avaliação do aumento da degradação da camada de ozono, comparado com a degradação causada pelo R11 (que tem um valor fixo de 1).

¹⁴ GWP (*Global Warming Potencial*) indica o potencial do gás para contribuir para o aquecimento global, quando comparado com o dióxido de carbono (que tem um valor fixo de 1).

requerer soluções complexas e dispendiosas relacionadas com o seu *design* da turbina. Estes problemas poderão ser solucionados com um fluido de trabalho com grande massa molecular, maior complexidade e reduzida pressão crítica (MACCHI & ASTOLFI, 2017).

Em 1930 os fluidos orgânicos eram muito utilizados em refrigeração, aplicados a fontes de energia com temperaturas muito baixas. O amoníaco, butano, propano e dióxido de enxofre eram alguns dos gases mais utilizados nesta altura, embora pela sua toxicidade e explosividade, o seu manuseamento era uma operação de risco.

Pelas diversas desvantagens dos fluidos anterior, foram substituídos pelos CFC's (cloro-fluor-carbonetos), mas ainda com alguns procedimentos de segurança exigentes. Estes contêm moléculas de carbono, flúor e cloro, compostos incolores, inodoros, não corrosivos, não inflamáveis e não tóxicos (R11 e R12). Estes são considerados seguros e estáveis permitindo que durante o seu manuseamento fossem por vezes libertados para a atmosfera. Só em 1970 se descobriu que estes destruíam lentamente a camada de ozono.

Fluido de Trabalho	Classificação de segurança (ASHRAE)	Observações
R134a	A1	Não tóxico ou baixa toxicidade e não inflamável
R245fa	B1	Alta toxicidade e não inflamável

Tabela 3 - Comparação de riscos entre o R134a e R245fa (adaptado de ASHRAE, 2013).

Pelo grande impacto ambiental destes gases, discutido no protocolo de Quioto em 1997, foram necessárias alternativas que os substituíssem. Uma alternativa encontrada, numa fase inicial para reduzir as emissões de CFC's, foi a mistura com HCFC's (hidro-cloro-flúor-carbonetos) ou com HFC's (hidro-flúor-carbonetos) que reduziu o ataque na camada de ozono (R123 e R122). Atualmente os CFC's foram praticamente removidos, mas ainda são usados em algumas misturas de gases na tentativa de diminuir o impacto ambiental. Esta alternativa não constitui uma solução,

sendo que em 2030 também estes têm que ser substituídos. Destas misturas, pretende-se que apenas os HFC's sejam usados devido ao seu GWP, como o R134a e R245fa, muito usados no estudo de recuperação energética.

No caso do R245fa, este vaporiza a cerca de 15 °C o que garante uma grande gama de temperatura que pode ser explorado, embora o preço relativamente elevado quando comparado com outros fluidos de trabalho. No caso do R134a, a sua vantagem é a desvantagem do R245fa, ou seja, é um gás com preço razoável, embora com uma temperatura critica mais baixa. Segundo diversos autores, a aplicação de fluidos de trabalho como R134a e R245fa tem sido a mais promissora com o uso de regenerador, em aplicações como recuperação de energia solar ou geotérmica (ASTOLFI, M. et al., 2014; QUOILIN et al, 2011).

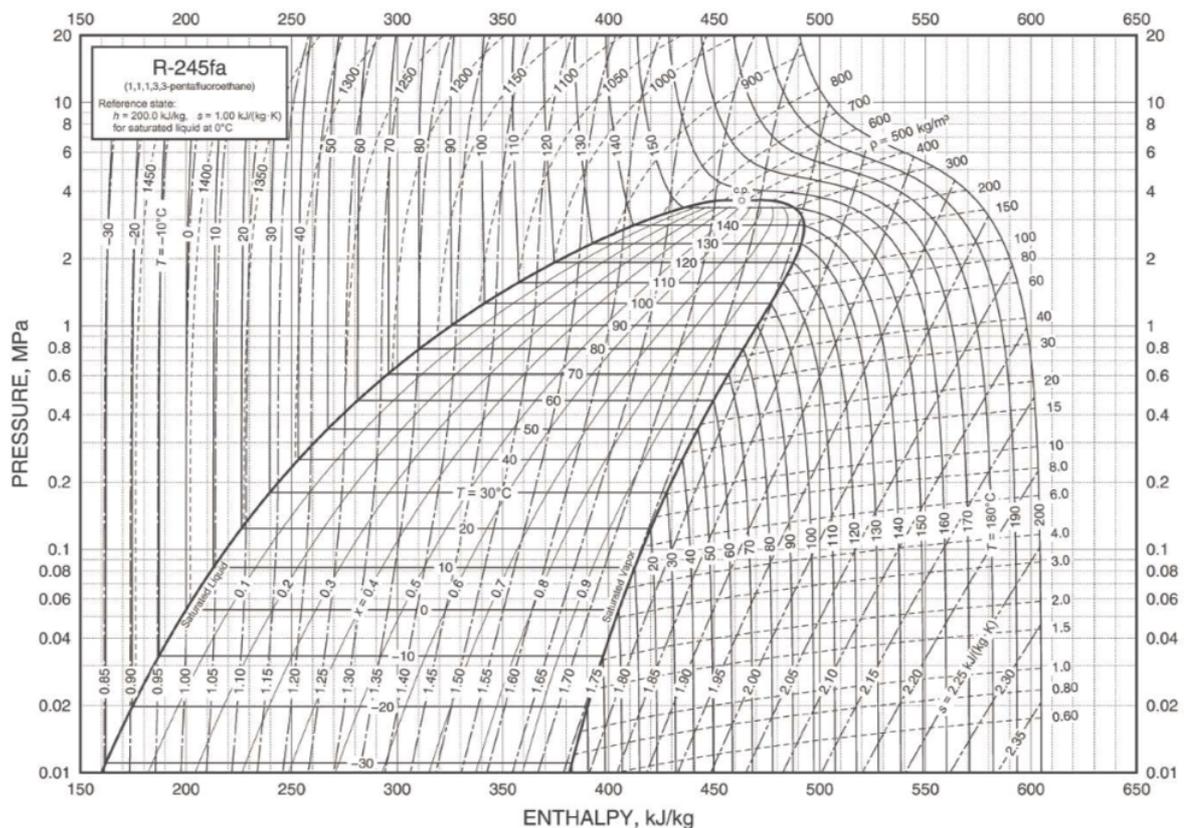


Figura 16 - Diagrama de Mollier de R245fa (adaptado de ASHRAE, 2013).

Os ciclos termodinâmicos são normalmente descritos no diagrama de *Mollier* (anexo B), onde apresenta os diversos estados físicos de um fluido de trabalho, como é apresentado na Figura 16. É possível calcular todas as transformações que um fluido de

trabalho poderá sofrer, pois este diagrama dispõe de informações relativas a pressão, entalpia, entropia, temperatura, volume específico e as respectivas curva de saturação de líquido e vapor saturado, apresentando valores por quilograma de gás. Os diagramas da ASHRAE (ASHRAE, 2013) foram utilizados para construir os ciclos avaliados. No caso do ciclo ORC ideal será definido por quatro pontos que limitam as evoluções. Sendo que:

- Ponto 1 – saída do condensador e entrada na bomba;
- Ponto 2 – entrada no evaporador e saída da bomba;
- Ponto 3 – saída do evaporador e entrada na turbina;
- Ponto 4 – entrada no condensador e saída da turbina.

2.3. Recuperação energética dos ORC

Numa avaliação teórica os fluidos de trabalho apresentam processos adiabáticos, isobáricos e isentrópicos, que percorrem os vários componentes do ciclo descrito no diagrama de *Mollier* sem irreversibilidades ou trocas de calor com os materiais envolventes, exceto nos permutadores. As trocas de calor são realizadas no evaporador e condensador a pressão constante (processo isobárico). Nas bombas e turbinas ideais as transformações são isentrópicas onde se assume que não existem trocas de calor com o exterior (processo adiabático).

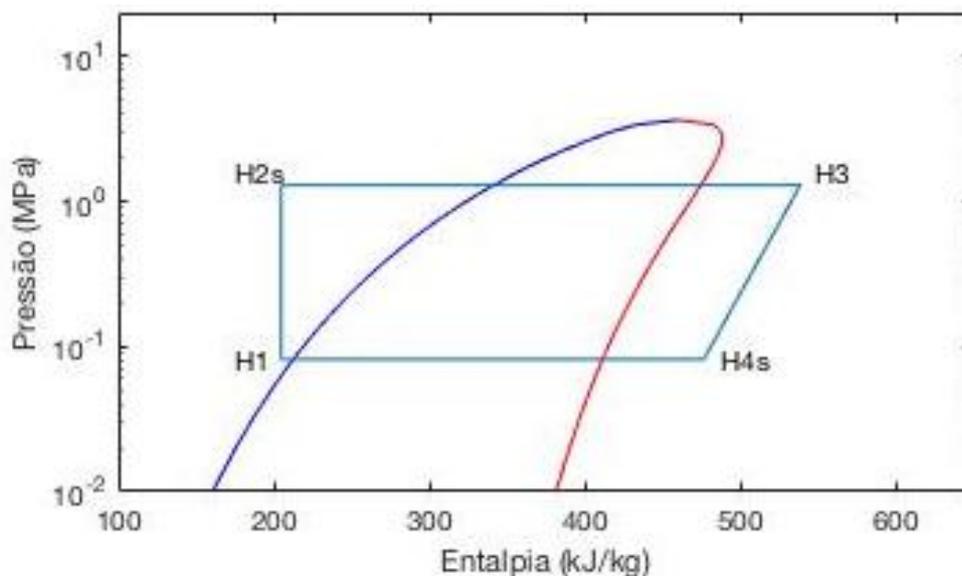


Figura 17 – Ciclo ORC.

A fonte quente contém energia que se transforma em trabalho e calor para a fonte fria.

$$Q_q - W = Q_f \quad (3)$$

Com os principais componentes de um ORC, é possível calcular o calor que entra no sistema (Q_{in}), o trabalho da turbina (W_T), o trabalho da bomba (W_P) e o calor que é rejeitado para o exterior (Q_{out}). Qualquer uma destas energias pode ser calculada aplicando:

$$Q = W = \dot{m}\Delta h \quad (4)$$

Sendo,

\dot{m} (kg/s) – Caudal de fluido a considerar;

h (kJ/kg) – Entalpia;

Ao utilizar o diagrama de *Mollier*, para determinados valores de pressão e entalpia é possível calcular as seguintes energias:

H1-H2s: Transformação adiabática reversível onde ocorre a compressão do fluido por compressores ou bombas. Estes componentes realizam processos que idealmente são isentrópicos, sendo o trabalho da bomba calculado por:

$$W_P = \dot{m}(h_{2s} - h_1) \quad (5)$$

H2s-H3: Transformação isobárica, com adição de calor no sistema através dos permutadores de calor (evaporador), até o fluido atingir o estado de vapor saturado. O calor absorvido pelo fluido é dado por:

$$Q_{in} = \dot{m}(h_3 - h_{2s}) \quad (6)$$

H3-H4s: Transformação adiabática, onde ocorre a expansão do fluido na turbina em vapor saturado até atingir a pressão de condensação. O trabalho realizado por unidade de massa na turbina é dado por:

$$W_T = \dot{m}(h_3 - h_{4s}) \quad (7)$$

H4-H1: Transformação isobárica, com dissipação de calor para o exterior através do permutador de calor (condensador), até o fluido voltar a ser líquido saturado. O calor rejeitado para o exterior pode ser calculado por:

$$Q_{out} = \dot{m}(h_{4s} - h_1) \quad (8)$$

Com os quatro componentes do ciclo ORC e sabendo o caudal de fluido, é possível calcular o seu rendimento, que irá depender do trabalho desenvolvido pela turbina menos o trabalho que teremos que fornecer pela bomba, sobre calor que é dado ao ciclo.

$$\eta_{teorico} = \frac{W}{Q_{in}} = \frac{W_T - W_P}{Q_{in}} \quad (9)$$

Para melhorar o desempenho do ciclo e garantir que a turbina apenas trabalhe com vapor, é necessário aumentar a temperatura do fluido de trabalho à entrada da turbina, ou seja, é necessário sobreaquecer o vapor. Do mesmo modo, é possível aplicar um sobreaquecimento para garantir que entra apenas líquido na bomba. Com estes dois processos é possível absorver mais energia pelo sistema, o que permite um acréscimo de rendimento. Também o regenerador irá permitir o aproveitamento da energia que seria dissipada, para diminuir o calor necessário a introduzir no sistema, melhorando assim o rendimento do ciclo.

Como já foi referido anteriormente, todos estes processos são realizados por equipamentos com rendimentos não ideais. A área de permuta de calor necessária depende da efetividade do permutador (ε), que irá determinar a quantidade de energia que realmente é transmitida. Os mecanismos presentes na transmissão de calor serão essencialmente a condução e a convecção, muito usados em diversos permutadores para transferir calor. Os permutadores tubulares são os mais utilizados, mas para além de poderem ser classificados segundo a sua construção, também podem ser

classificados segundo a disposição do fluido, em permutadores de fluxo paralelo ou de fluxo cruzado, sendo os primeiros os mais utilizados pelo aumento da eficiência de transferência de calor. Ao considerar a aplicação de permutadores de calor para evaporadores ou condensadores de fluxo cruzado, o fator de correlação é igual a 1, permitindo a simplificação do seu dimensionamento, através do método LMTD e NTU – Efetividade, em apêndice F e G, respectivamente.

3. Acumulação de energia

As baterias são uma tecnologia de armazenamento de energia promissora, devido à fácil instalação em comparação com outras tecnologias. No entanto, poderão ser um perigo para o meio ambiente e para a saúde de quem as usar, devido às substâncias químicas que as constituem. Estas tecnologias de armazenamento têm atualmente uma ampla gama de aplicações nos sistemas que nos rodeiam, como em conjunto com sistemas de energias renováveis.

As baterias são das tecnologias de armazenamento mais utilizadas pela facilidade de fabrico permitindo um preço mais atrativo. As baterias são avaliadas pelo seu *Round Trip Efficiency*¹⁵ (RTE) (AKINYELE et al, 2017).

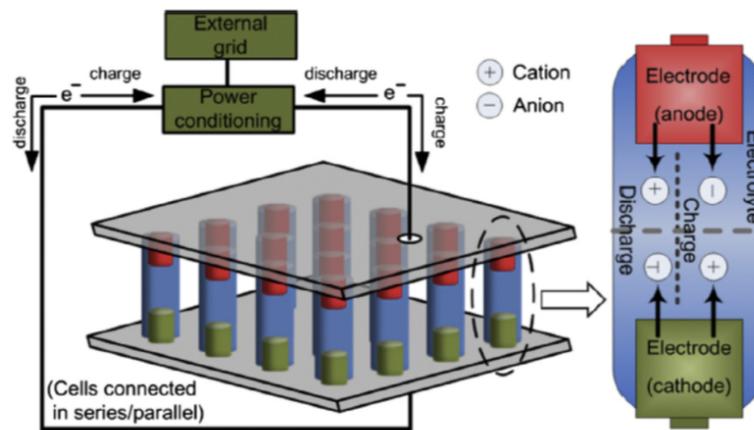


Figura 18 – Esquema básico do funcionamento de uma bateria (AKINYELE et al, 2017).

Outra tecnologia de armazenamento, muito explorada atualmente é a das células de combustível de hidrogénio. A empresa GASIN (Grupo Air Products) têm investido nesta forma de energia, tendo atualmente cerca de 100 estações de carregamento de hidrogénio (H_2) nos EUA. A utilização de hidrogénio vem substituir os combustíveis de modo a reduzir o teor de enxofre emitido a partir da queima de combustíveis derivados do crude, causador das chuvas ácidas e diversos problemas de saúde. Sendo o hidrogénio o combustível mais eficiente e com a combustão mais limpa, pode ser utilizado para produzir eletricidade através das células de combustível ou para

¹⁵ *Round Trip Efficiency* ou RTE é o rácio entre a energia que entra na bateria e a que é devolvida.

alimentar um motor de combustão interna, sem ter nenhum dos problemas associados à emissão de gases poluentes.

3.1. Armazenamento

Os sistemas de armazenamento de energia recarregáveis usam diversas tecnologias, classificadas de acordo com o seu funcionamento, tipo de eletrodo¹⁶ e eletrólitos¹⁷ usados em cada aplicação. As baterias são constituídas por células eletroquímicas ligadas em série que geram energia elétrica a determinada tensão, transformando energia elétrica em energia química. Estas possuem dois eletrodos, o ânodo e o cátodo, e um eletrólito, fornecendo elétrons pelo ânodo e recolhidos pelo cátodo. Durante a carga da bateria é necessário a aplicação de uma tensão externa.

Existem diversos tipos de baterias ou outros tipos de armazenamento de energia, que serão apresentados neste capítulo, enumerando as vantagens e desvantagens de cada uma delas. Esta investigação é importante pois ao estudar o armazenamento de energia, permite focar a investigação numa determinada gama, que apresentem características adequadas para a aplicação a bordo de navios (segurança, toxicidade, peso, explosividade, reação com água, entre outros).

3.1.1. Baterias de chumbo

As baterias de chumbo são utilizadas em pequenos sistemas, para armazenamento e fornecimento constante de energia. No seu interior é possível encontrar o chumbo (*Pb*) numa solução com ácido sulfúrico (H_2SO_4). Estas têm um curto ciclo de vida (5 a 15 anos), com um RTE entre os 70% e 90% e manutenção elevada. São prejudiciais para um ambiente pelos seus constituintes. Estas baterias demoram muito tempo a carregar e são muito pesadas, fazendo com que a razão entre peso e energia fornecida seja muito baixo. No entanto, são vantajosas em muitas aplicações devido ao baixo preço e facilidade de substituição.

¹⁶ Eletrodo conhecido também como pólo, é o terminal que liga o circuito elétrico.

¹⁷ Eletrólito é uma substância que dissociada ou ionizada origina iões positivos e negativos, pela adição de um solvente ou quando aquecida, sendo desta forma um condutor elétrico.

3.1.2. Baterias Sulfeto de Sódio

Estas baterias são utilizadas em aplicações onde é necessário armazenar energia com ordem de grandeza de megawatts, tendo um RTE entre os 75% e os 90%, e um ciclo de vida de 10 a 15 anos. Estas baterias funcionam com um cátodo de enxofre (S) e um ânodo de sódio (Na). São muito eficientes, desenvolvem potências elevadas, embora necessitem de uma fonte de alta potência e requerem um elevado custo de instalação.

3.1.3. Baterias de níquel-cádmio

Estas baterias possuem tecnologia antiga de armazenamento, com ciclos de vida entre os 10 e 20 anos, com RTE entre os 70% e 72%. Estas baterias têm um ânodo de hidróxido de níquel ($Ni(OH)_2$) e um cátodo de hidróxido de cádmio ($Cd(OH)_2$). Estas baterias possuem uma grande densidade de energia, grande resistência mecânica e baixa manutenção sendo por isso utilizadas em luzes de emergência, arranque de geradores e equipamentos portáteis. No entanto, têm componentes altamente tóxicos, custo de aquisição elevado e efeito de memória, ou seja, a bateria ao fim de algumas descargas acusa estando carregada mesmo que sem energia.

3.1.4. Baterias de íões de lítio

As baterias de íões de lítio são utilizadas atualmente para pequenos eletrónicos, como smartphones, aparelhagens ou computadores portáteis. Como eletrólito utilizam carbonatos de lítio orgânico ($LiPF_6$), como ânodo utilizam óxido de metais de lítio ($LiMO_2$, $LiCoO_2$, $LiNiO_2$ entre outros) e como cátodo utilizando grafite de carbono. Estas baterias apresentam um RTE de 100%, podendo ter 10 000 ciclos de utilização. Apresentam ainda uma rápida carga e resposta pronta para a utilização. No entanto estas têm um preço elevado e são degradadas por altas temperaturas.

3.1.5. Baterias de brometo de zinco

As baterias de brometo de zinco são constituídas por dois tanques com eletrólitos diferentes, contendo num dos tanques o ânodo, com o elemento brometo ($2Br^-$) e no outro tanque o cátodo, com os íões de zinco (Zn^{2+}), sendo estes corrosivos.

Através de uma membrana existe a migração de elétrons. Estas baterias apresentam um RTE entre os 65% e os 75%, com um tempo de vida de cerca de 16 anos.

3.1.6. Baterias de cloreto de sódio e níquel

As baterias de cloreto de sódio e níquel, também conhecidas como *Zero Emission Battery Research* (ZEBRA), são utilizadas em aplicações onde existe uma elevada temperatura, como no caso de sistemas de mísseis. Neste caso o ânodo é o cloreto de níquel ($NiCl_2$) e o cátodo o cloreto de sódio ($2NaCl$). Estas baterias apresentam um ciclo de vida de cerca de 10 a 14 anos com RTE de 85% e 90%. Contudo, têm uma densidade de energia relativamente baixa e são produzidas por poucos produtores, o que aumenta a dificuldade de obtenção destes equipamentos e o custo de aquisição.

3.1.7. Baterias de vanádio

Como o nome indica, estas baterias utilizam o vanádio (V) para as reações redox, em dois tanques com eletrólitos diferentes. No cátodo onde ocorre a reação de oxidação dos iões V^{4+} em V^{5+} fornece um elétron necessário para a reação de redução no ânodo dos iões V^{3+} em V^{2+} . Estas baterias apresentam uma resposta rápida às necessidades e são capazes de fornecer energia contínua durante 24 horas. Possuem um ciclo de vida de cerca de 5 a 10 anos, com um RTE de 85% e são adequadas para melhorar a qualidade da energia fornecida, no entanto estas baterias criam resíduos tóxicos.

3.1.8. Baterias de Polissulfeto de Brometo

Estas baterias apresentam uma reação reversível entre dois eletrólitos separados por uma membrana de polímero que permita a migração dos iões de sódio positivos. Apresentam uma resposta rápida às necessidades energéticas e têm uma vida de cerca de 10 a 15 anos, com um RTE de 75%. Apresentam ainda uma grande densidade de energia útil para aplicações em larga escala. No entanto, com as temperaturas do local onde poderão ser instaladas, podem criar cristais de sulfato de sódio, prejudiciais para o meio ambiente. O preço deste equipamento é relativamente elevado em comparação com outros métodos de armazenamento.

3.1.9. Células de combustível de hidrogénio

Estas células de combustível a hidrogénio podem ser usadas para produzir energia, ou para a armazenar. Do mesmo modo que funcionam as baterias, através de reações entre o hidrogénio (H_2) e o oxigénio (O_2) é possível produzir calor, que será transformado em trabalho na forma de eletricidade. Através de um eletrólito, sendo o cátodo o oxigénio e o ânodo o hidrogénio, durante a descarga o oxigénio reage com o hidrogénio produzindo água, enquanto que na carga fornece-se energia à água onde ocorre a hidrólise da água separando-se os dois elementos. Usando estas células de combustível para aproveitamento de energia solar é possível obter um RTE de 80% (DÍAZ et al, 2018).

3.2. Aplicação de baterias a bordo

Dos vários tipos de tecnologias de armazenamento anteriormente referidos, é possível concluir que das tecnologias estudadas, a que apresenta melhor benefício para o utilizador são as baterias de chumbo, pois são fáceis de instalar e baratas apesar do curto tempo de vida, da toxicidade, do peso elevado, do elevado tempo de carregamento e da manutenção elevada. São baterias muito comercializadas e utilizadas diariamente em diversas áreas. No entanto, no que toca a eficiência existem melhores opções, como é o caso das baterias de iões de lítio. Estas garantem que toda a energia que armazenam pode ser utilizada, tendo por isso um RTE de 100%. Por outro lado, para a aquisição de uma fonte de armazenamento de energia com o objetivo de ser ecológica, a solução de armazenagem que melhor satisfará este requisito é a das células de combustível de hidrogénio, apesar deste ser extremamente reativo quando em contacto com o ar, existindo já registo de acidentes com o manuseamento deste produto manuseamento (SPADA, BURGHERR, & ROUELLE, 2017).

Em sistemas fotovoltaicos (AKINYELE D. , 2016), a escolha da bateria é de extrema importância pois o custo total de uma bateria é cerca de 40% a 46% do total da instalação, sendo um fator que irá ter influência em muitos outros, aquando a escolha do tipo de bateria.

Segundo estudos sobre os efeitos da descarga e recarga de baterias de chumbo em ambientes tropicais (PLANGKLANG & PORNHARUTHAI, 2013), revela que estas apesar de serem muito utilizadas, apresentam desvantagens no que toca à rentabilização de energia. Em ambientes tropicais, com o aumento da temperatura de 20 °C até 60 °C, esta responde com um aumento da descarga, ou seja, em ambientes com maiores temperaturas de operação, a energia será desperdiçada, podendo até degradar-se ao fim de poucas horas.

Na escolha de uma bateria, é necessário considerar diversos parâmetros como o custo inicial, duração da bateria, custo de instalação, custo de manutenção, custo de envio, custo de substituição, custo de disposição, segurança, capacidade por ciclo, RTE, fiabilidade e impacto ambiental. Segundo os objetivos deste trabalho, a escolha visa uma solução com aproveitamento máximo de energia disponibilizada pelo ORC. Sendo que a nível de segurança, existem baterias dedicadas à utilização naval, as baterias a escolher para o sistema a instalar a bordo serão as baterias de lítio, necessitando-se de dimensionar o número de baterias, para a potência desejada a instalar.

Se a potência desenvolvida pelo sistema for superior às necessidades diárias do navio numa missão regular, o excesso de energia terá que ser armazenado em baterias com a capacidade correspondente. Essa capacidade é proporcional aos dias de utilização, podendo ser necessário instalar várias baterias, limitadas por constrangimentos de espaço e limitações de peso a instalar no navio. Se a potência produzida pelo ORC for equivalente à energia requerida diariamente pelo navio, a energia produzida poderá ser diretamente utilizada por sistemas de bordo de modo e será diminuída a carga dos geradores.

No caso de o sistema alimentar diretamente os quadros principais do navio este irá causar diversos diferenciais de carga, podendo criar picos de energia não favoráveis para diversos equipamentos. Com a utilização de baterias evitar-se-ão esses picos, permitindo que a energia seja armazenada para depois ser utilizada a uma tensão constante pelos equipamentos.

Alguns fabricantes utilizam células de polímero de lítio em várias configurações dentro de módulos. Estes módulos são ligados em série para aumentar a tensão do

sistema, ou ligados em paralelo até atingira capacidade desejada. Arranjos *multi-pack* são capazes de produzir o armazenamento de energia na ordem megawatt hora. Estes sistemas são monitorizados por um sistema de gestão de baterias para controlar carga, descarga e monitorizar todos os parâmetros do módulo.

Em aplicações navais, são utilizadas estas baterias marinizadas aprovadas pelas principais sociedades classificadoras, das quais se apresentam as principais características na Figura 19.

	AT6500-250-48* Lithium NMC	AT6500-125-96 Lithium NMC	21 Module Pack
Maximum Voltage	50.4 V	100.8 V	1058 V
Nominal Voltage	44.4 V	88.8 V	932 V
Minimum Voltage	38.4 V	76.8 V	806 V
Capacity	150 Ah	75 Ah	150 Ah
Continuous Current	450 A	225 A	450 A
Energy	6.5 kWh	6.5 kWh	137 kWh
Weight	70 kg (154 lb.)	70 kg (154 lb.)	1570 kg
Size	59x33x38 cm (26x13x15 in)	59x33x38 cm (26x13x15 in)	231x201x67 cm (91x79x26 in)
Charge Management	Included	Included	Included

Figura 19 - Características das células de polímero de lítio marinizadas (adaptado de Tecnoveritas, 2015).

Estas baterias, na sua aplicação mais simples, podem servir como “buffer” de energia elétrica, cobrindo os picos de corrente. Desta forma é evitado o arranque de um segundo gerador, como os utilizados pelo NRP Viana do Castelo, com a vantagem de rapidez de resposta as necessidades do navio. Neste caso específico, cada modulo consegue fornecer 6,5 kWh.



Figura 20 – Célula de brometo de lítio (adaptado de Tecnoveritas, 2015).

Ao aplicar estas baterias a bordo de um navio, disponibilizadas em módulos, é possível reajustar a sua disposição e distribuição de peso, atendendo ao espaço disponível e à estabilidade do navio.

4. Dados obtidos a partir do NPO Viana do Castelo

Como já referido, este trabalho tem como objetivo a aplicação de um ORC nos navios de patrulha oceânicos da classe Viana do Castelo, nomeadamente no NRP Viana do Castelo. A recolha dos diversos parâmetros importantes para a aplicação do ORC foi efetuada através das consolas do SIGP do navio, ao longo de uma missão.

Numa missão de cerca de vinte e quatro horas foram recolhidos, em intervalos de cerca de vinte minutos num total de 131 registos, dados sobre a potência dos quatro geradores, temperatura dos gases de evacuação, potência disponibilizada pelo ao veio e rotações de ambos os motores.

O manual do motor *Wärtsilä* 12V26 (anexo A) disponibiliza informações do motor a 900 rpm e a 1 000 rpm. Com estes dados foi possível determinar qual a fonte de calor adequada, e determinar a melhor configuração do ORC a projetar.

4.1. Carga do motor

O navio em estudo possui dois motores propulsores que, dependendo da rotação e do passo da hélice, debitam a potência necessária ao veio. É de esperar diversas cargas para as mesmas rotações dos motores, que irá influenciar a potência e temperatura dos gases de evacuação de forma não linear.

Ao consultar o manual do motor (anexo A), é possível determinar o consumo de combustível para as rotações de 900 rpm e 1 000 rpm, de modo a encontrar um ponto ideal onde se consome menos combustível. É neste ponto que os estudos de aproveitamento energético deverão incidir, de modo a encontrar o ponto ideal onde o combustível é melhor rentabilizado para os objetivos do motor.

Existem tabelas (Tabela 4) do motor com indicação da carga para diferentes rotações nos motores. As caixas redutoras associadas a cada motor são diferentes, pois sendo ambos os motores direitos, a caixa redutora de estibordo (EB) contém mais uma engrenagem de modo a que o veio correspondente rode em sentido contrário.

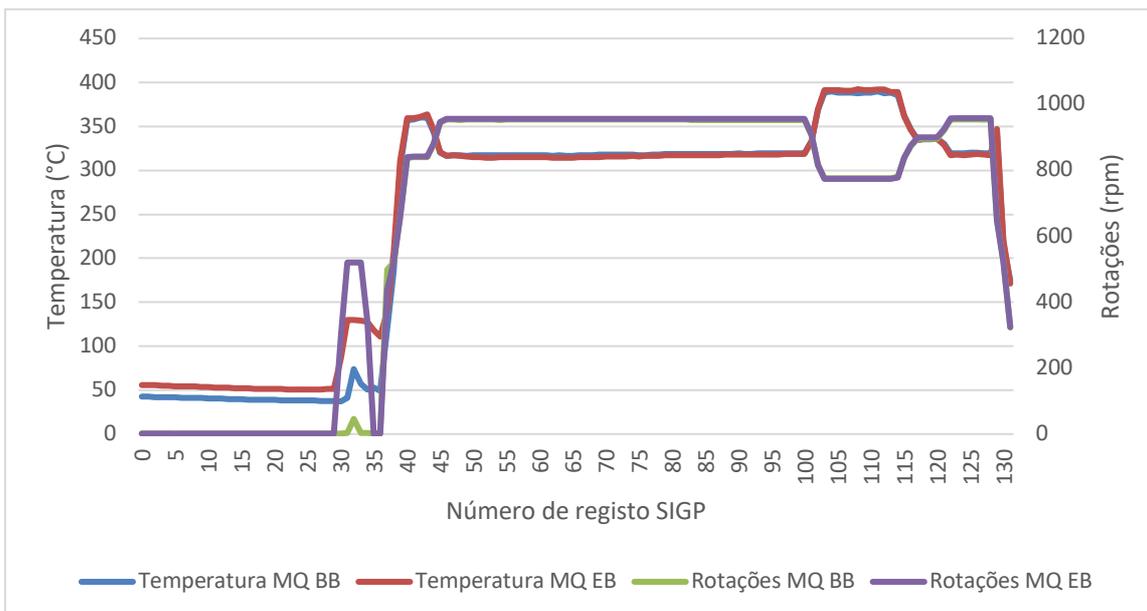


Gráfico 1 - Temperaturas e rotações de ambos os motores do navio.

alavanca ¹⁸		Motor BB		Motor EB	
	%	rpm	passo ¹⁹ (°)	rpm	passo (°)
a vante	100	1 000	28	1 000	25
	90	1 000	25	1 000	25
	80	894	25	1 000	25
	70	774	25	1 000	23
	60	653	25	835	23
	50	520	23	688	23
	40	520	18	555	23
	30	520	13	520	19
	20	520	6,5	520	12
	10	520	2	520	5
	0	520	0	520	0
a ré	0	520	0	520	0
	-10	520	-0,2	520	-2
	-30	520	-0,6	520	-5,5
	-50	520	-1	640	-9,5
	-100	1 000	-2	1 000	-12

Tabela 4 - Tabela indicativa das rotações do motor e do passo do hélice.

¹⁸ Alavanca é o “joystick” que se encontra na ponte ou na casa das máquinas que determina os diversos regimes da máquina.

¹⁹ O hélice do navio é constituído por diversas pás que dependendo da inclinação determinam a velocidade do navio, mantendo as mesmas rotações.

Ao somar o número de horas de cada rotação utilizada durante a missão, é possível determinar que rotações foram mais utilizadas, para averiguar se de facto o navio estará a utilizar de forma correta o combustível fornecido a cada motor. É de esperar que grande parte da navegação, correspondente a uma missão, o motor se encontre a rotações mais próximas do *specific fuel consumption* (sfc) mais baixo para cada motor. Segundo o Gráfico 2, é possível observar que o melhor (sfc) melhor se obtém para 85% da carga. Assim é possível concluir que o navio está a realizar durante as suas missões um bom aproveitamento do combustível, pois passa a maior parte do tempo com rotações próximas do consumo ideal.

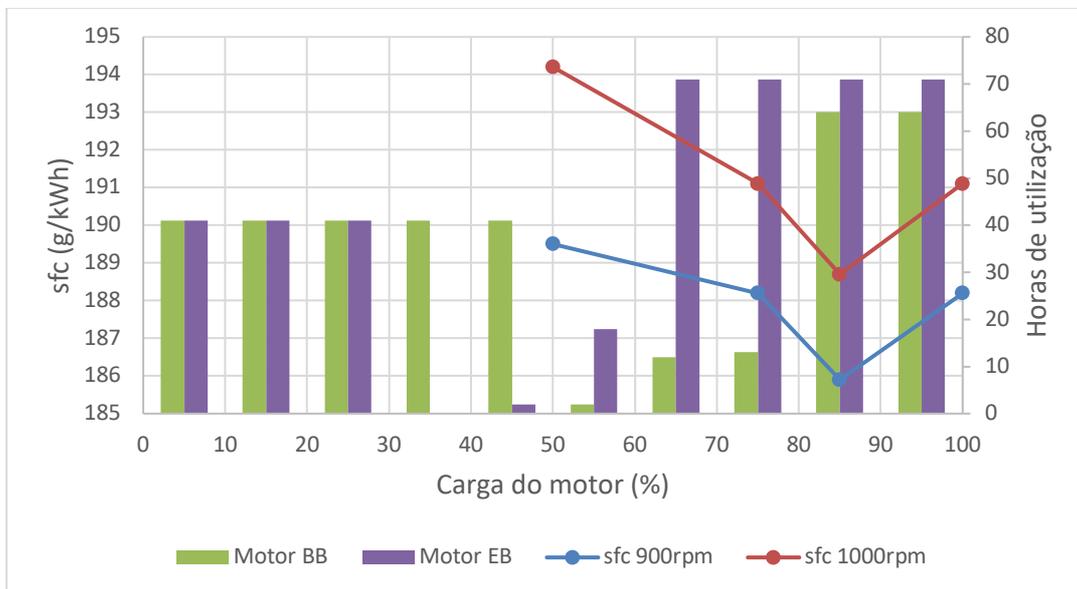


Gráfico 2 - Horas das cargas mais utilizadas e o sfc dos motores propulsores.

O Gráfico 3 mostra a potência desenvolvida ao veio durante uma missão. Algumas variações são proporcionais entre potência, temperatura dos gases de evacuação e rotações de ambos os motores. Verifica-se que no caso da potência e das rotações apresentam valores proporcionais, no entanto quando se compara a potência com a temperatura dos gases de evacuação, não é proporcional em diversos pontos, devido ao rendimento dos turbocompressores. Quando a velocidade de rotação se aproxima das 800 rpm existe um aumento do consumo de combustível, uma diminuição do ar que entra no motor e o rendimento dos turbocompressores baixa. Dado que a

principal função do ar é arrefecer os componentes da câmara de combustão, depois de um longo período a rotações mais elevadas ou a rotações mais “quentes” para os cilindros, o ar que entra é insuficiente criando temperaturas mais elevadas.

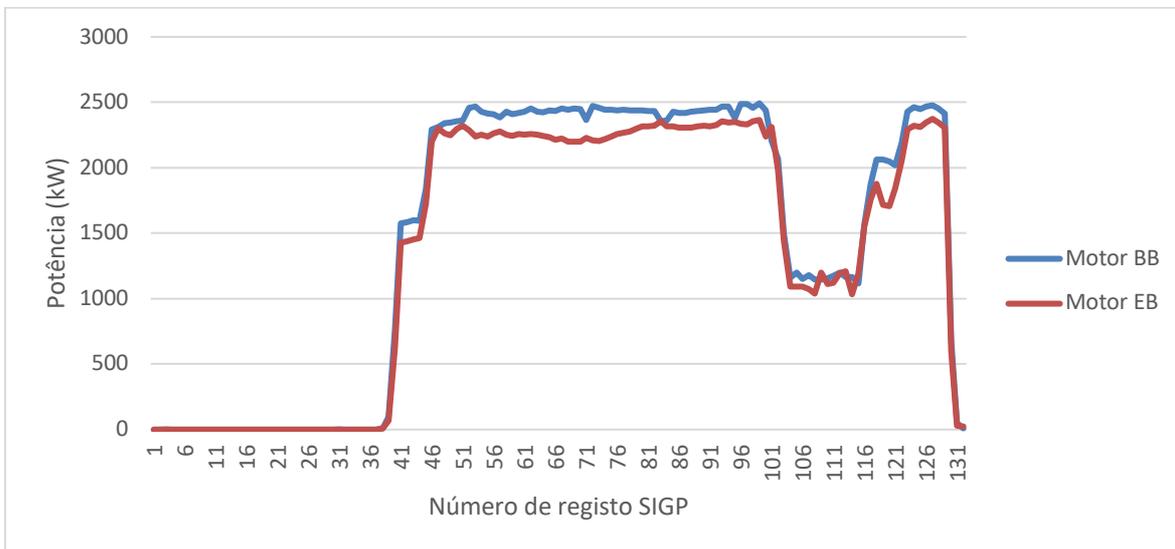


Gráfico 3 - Potência ao veio desenvolvida pelos motores do navio durante uma missão.

4.2. Necessidade de energia elétrica

Como já referido, o navio é alimentado por quatro geradores *Volvo Penta*. A potência debitada por estes geradores assegura as necessidades energéticas do navio durante uma missão. O SIGP regista esta potência, que será útil para comparar com os resultados obtidos pelo ORC, verificando em que medida é que poderá reduzir a carga dos geradores ou até mesmo desligá-los durante algumas horas.

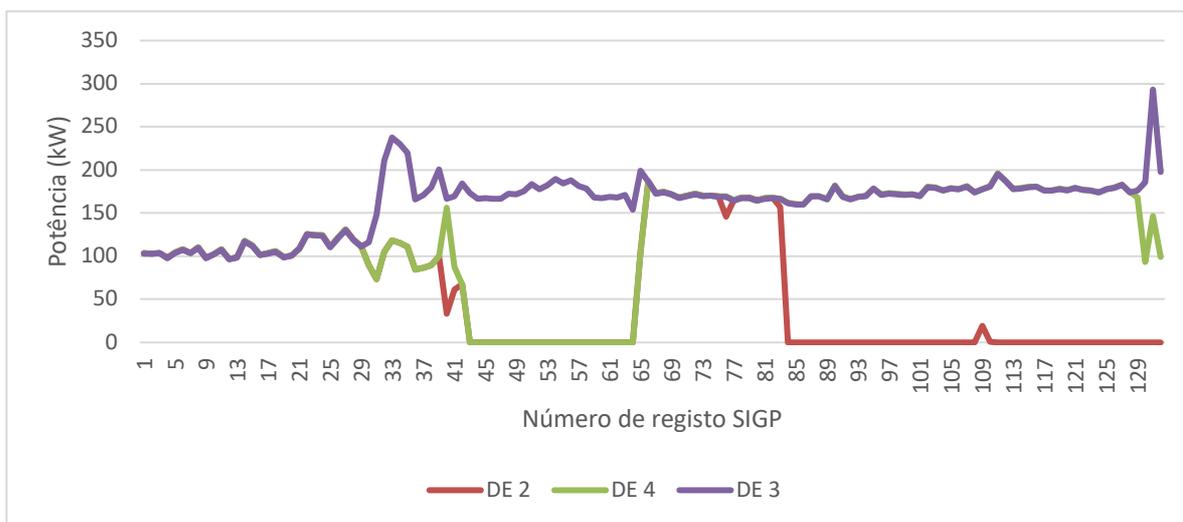


Gráfico 4 - Potência de três geradores ao longo de uma missão.

Durante a missão efetuada pelo navio, foram guardados registos apenas de três geradores, pois o gerador 1 (DE 1) estava inoperacional. O registo do conjunto dos geradores indica as necessidades energéticas a bordo. Ao somar a potência dos três geradores ao longo da missão obtém-se as necessidades durante toda a navegação. Como valor de referência, admitiu-se para esta investigação que o navio necessita, durante a missão, de uma potência constante de cerca de 200 kW em cada gerador. Somando todos os registos, irá corresponder a cerca de 21 354 kWh no final da missão.

4.3. Espaço disponível no NRP Viana do Castelo

A aplicação de um ORC num navio necessita da investigação de constrangimentos de espaço. É necessário conhecer o espaço disponível na casa das máquinas, onde se encontram os motores. Por norma, os navios tendem a agrupar de forma compacta todos os equipamentos deixando pouco espaço para a instalação de outros, para reparações ou para manutenção.

Por esta razão, foi realizada uma visita a bordo do navio em estudo, para conhecer a casa das máquinas, o espaço disponível para a instalação do ORC e os dados disponibilizados pelo SIGP. Na casa das máquinas existe espaço disponível entre os motores propulsores e por cima destes. Colocou-se a possibilidade de vir a instalar o ciclo ORC de nível de pressão única por cima de um dos motores, tentando preservar o espaço necessário para a manutenção das cabeças do motor, ou junto dos centrifugadores de óleo.

Também o peso do equipamento a instalar é importante para se conhecer o impacto da sua introdução na unidade propulsora. O navio tem um deslocamento de 1850 Ton, totalmente carregado, dos quais 250 Ton são combustíveis. O espaço disponível para a instalação de sistemas está descrito no Anexo E.



Figura 21 - Casa da máquina principal.



Figura 22 - Espaço disponível na casa das máquinas, junto ao centrifugador de óleo.

5. Modelo do Ciclo ORC proposto para instalar a bordo

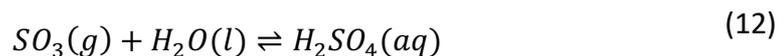
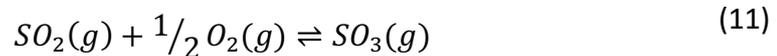
Através dos dados da instalação propulsora, pelo manual dos respetivos motores diesel (anexo A), é possível identificar as fontes de calor favoráveis para aproveitar energia. O manual indica quatro fontes de interesse para este trabalho: o calor dos gases de evacuação, do *Air Cooler*, do bloco e do óleo do motor.

A escolha de um fluido de trabalho, tendo em conta a fonte de calor para um ORC tem em consideração as horas de operação, temperatura média do fluido de trabalho e a temperatura da fonte quente disponíveis. Através dos dados fornecidos pelo manual do motor, às rotações de 900 rpm e 1 000 rpm, pode ser quantificada a energia disponível. através de parâmetros de funcionamento como pressões, temperaturas, caudais, entre outros, às rotações de 900 rpm e 1 000 rpm.

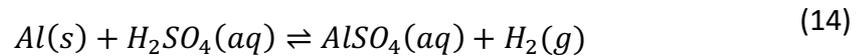
O valor da energia disponibilizada pelos gases de evacuação depende da temperatura de operação do ORC. Através da Equação 10, sabendo a temperatura dos gases ($T_{gas,in}$), o seu caudal (m_{exh}) e o calor específico (c_{exh}), é determinado a energia disponível nos gases de evacuação. A temperatura de saída dos gases de evacuação ($T_{gas,out}$) determina a fração da energia que se pretende aproveitar.

$$Q_{exh} = m_{exh} \cdot c_{exh} \cdot (T_{gas,in} - T_{gas,out}) \quad (10)$$

A partir da combustão do diesel são originados diversos produtos de combustão, prejudiciais para o ambiente, dos quais se destaca o dióxido de enxofre (SO_2), responsável pelas chuvas ácidas, que em contacto com oxigénio produz trióxido de enxofre (SO_3), que por sua vez, em contacto com a moléculas de água cria ácido sulfúrico (H_2SO_4).



Este ácido em contacto com metais, como o ferro (Fe) ou alumínio (Al), reage formando sulfatos ($FeSO_4$ e $AlSO_4$) destruindo os componentes de metal com que entra em contacto.



Os gases de evacuação, ao passarem no evaporador, irão diminuir a sua temperatura. Para evitar estas reações, de modo a preservar o sistema ORC e a conduta de evacuação dos produtos da combustão, a temperatura mínima estes deverão sair da conduta ($T_{gas,out}$) é de 150 °C, desde que o teor de enxofre seja reduzido (tipicamente <0,5%*m/m*). De modo a criar uma margem segura para a projeto e dimensionamento do ORC definiu-se o limite de 200 °C, como temperatura mínima que os gases de evacuação poderiam atingir. Através da Equação 10, foi calculado o calor disponível dos gases de evacuação a 50%, 75%, 85% e 100% de carga usando $T_{gas,out} = 200$ °C. Na Tabela 5, os resultados são apresentados para comparação com os restantes dados disponíveis no manual do motor. Nesta está realçado a quantidade de energia presente nos gases de evacuação, principalmente em cargas acima de 75%, justificando o aproveitamento energético desta fonte de calor, conforme esperado.

Potência (kW)		900 rpm	1000 rpm
Q_{exh}	100% carga	962	1016
	85% carga	863	879
	75% carga	817	823
	50% carga	412	632
q	Bloco	636	708
	Óleo	552	600
	Air Cooler	456	480

Tabela 5 - Calor disponível nas fontes de calor do motor.

5.1. Descrição do modelo

A partir do estudo das configurações do ciclo ORC anteriormente referidos, aquela que apresenta maior simplicidade para a aplicação de um ORC, será os ciclos de níveis de pressão única subcríticos. Sendo este trabalho uma investigação teórica, pelas

reduzidas aplicações navais destes ciclos, será estudada a possibilidade da instalação de um ciclo simples no NRP Viana do Castelo. Posteriormente em trabalhos futuros seja possível comparar os resultados aqui obtidos, para criação de ciclos com maior complexidade ou com melhores rendimentos.

Pondo como hipótese a instalação de um ciclo em cascata, este iria assumir uma construção complexa e dispendiosa, indo contra a lógica dos ORC, da construção de sistemas simples e economicamente viáveis. Este ciclo iria necessitar da instalação de diversos permutadores de calor para cada fonte, aumentando consideravelmente a complexidade do sistema (CHEN et al, 2017).

Neste ponto da investigação existiu a necessidade de optar por umas das duas opções: ou aproveitar todas as fontes de calor disponíveis, com permutadores em cascata com construção mais complexa e dispendiosa (Figura 23), ou optar por aproveitar somente a fonte de calor com maior energia (gases de evacuação), com configuração mais simples e menos dispendiosa (Figura 24). Derivado a trabalho aplicados a outras áreas e sendo um tema ainda pouco investigado, optou-se por um sistema o mais simples possível, para que com as conclusões aqui recolhidas se possa comparar com trabalhos futuros.

O fluido de trabalho deve sofrer um subarrefecimento (Figura 25) para garantir que a bomba trabalhe apenas com líquido, para posteriormente absorver mais energia dos gases de evacuação. O rendimento será tanto maior quanto maior a energia absorvida pelo fluido de trabalho, necessitando para tal um sobreaquecimento do fluido de trabalho, de modo a introduzir um máximo de energia no sistema.

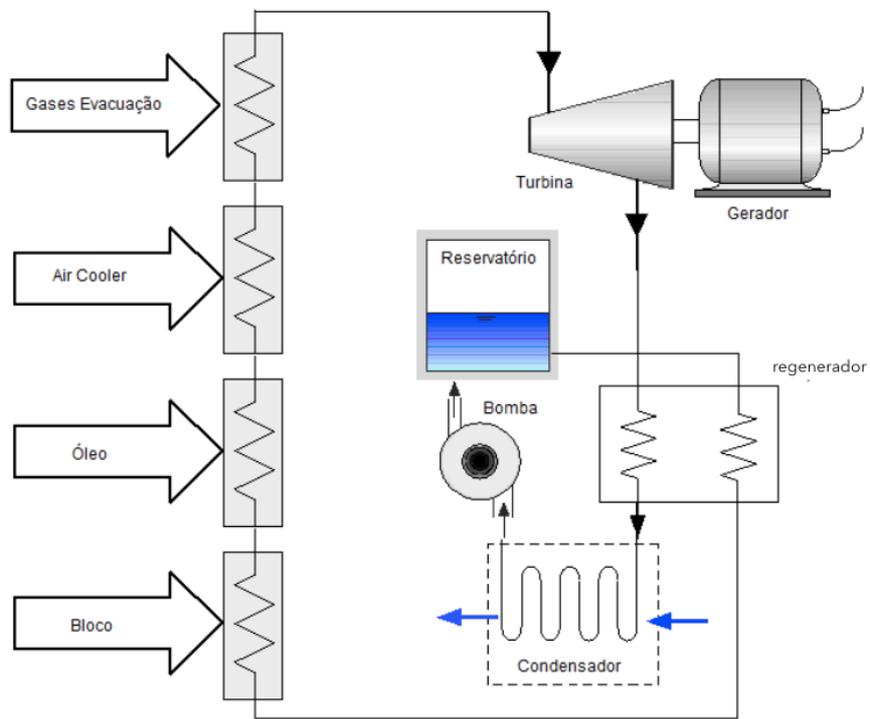


Figura 23 - Ciclo ORC com aproveitamento das fontes de calor dos gases de evacuação, da água de arrefecimento do bloco, da água de arrefecimento do óleo e do Air Cooler.

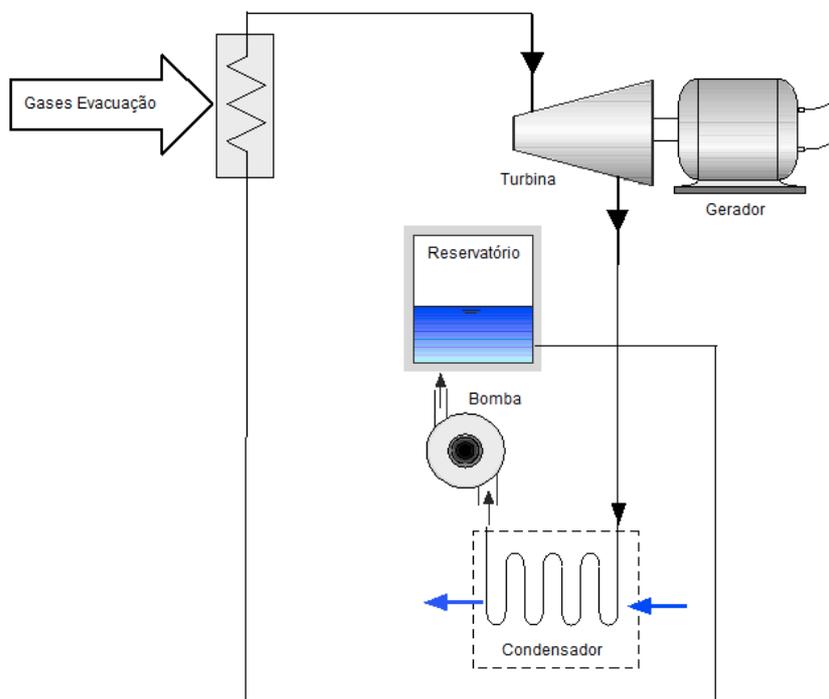


Figura 24 - Ciclo ORC com aproveitamento apenas da fonte de calor dos gases de evacuação.

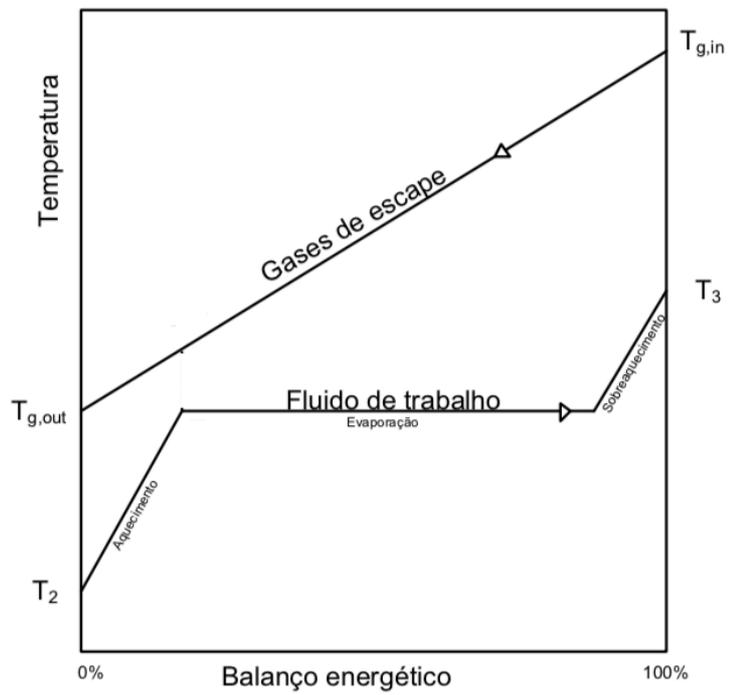


Figura 25 - Transferência de calor dos gases de evacuação para o fluido de trabalho (adaptado de DOMINGUES, 2011).

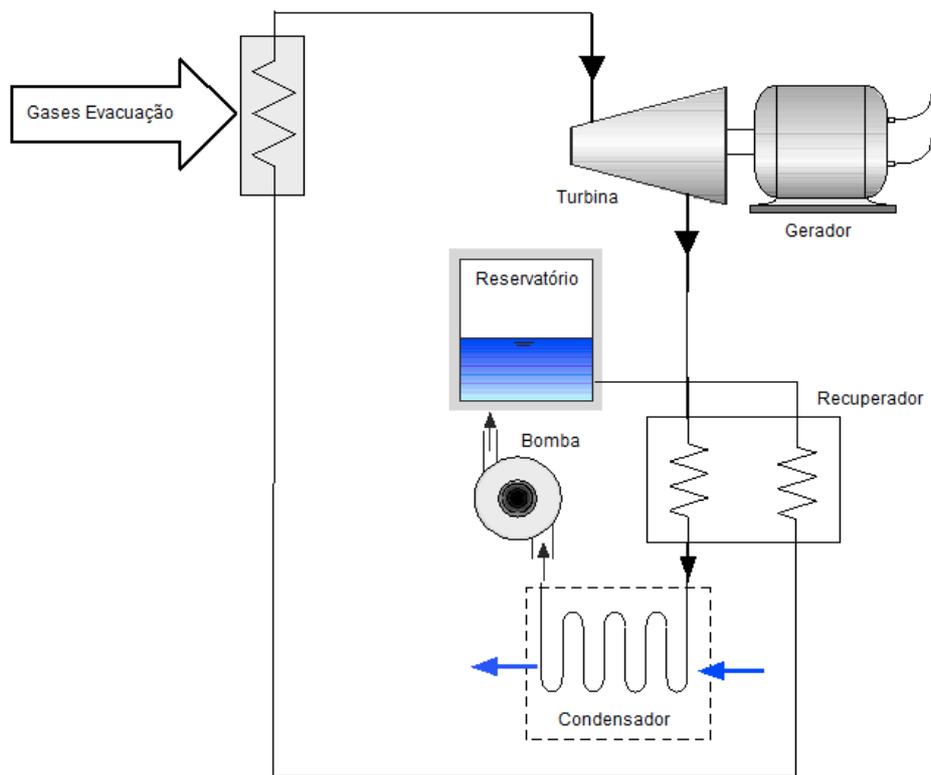


Figura 26 - Ciclo ORC, com aproveitamento apenas da fonte de calor dos gases de evacuação e com regenerador.

Ao introduzir um regenerador, de forma a aproveitar o calor na saída da turbina, de modo a pré-aquecer o fluido de trabalho na entrada do evaporador, este irá melhorar o rendimento do ciclo. Com este componente, o calor introduzido no sistema será menor, permitindo usar um evaporador de menores dimensões. Do mesmo modo, o calor libertado para o exterior será menor, obtendo-se um condensador de menores dimensões, para a mesma temperatura da água que irá refrigerar o fluido de trabalho. Este equipamento irá também diminuir as variações de pressão entre componentes do ciclo, pelo facto de diminuir a variação de temperatura entre o condensador e a turbina e condensador e o evaporador. (MACCHI & ASTOLFI, 2017).

Com esta instalação, o fator que irá ter maior influência no rendimento do ciclo é a temperatura da fonte fria. A fonte fria é definida pelo fluido que arrefece o gás, de modo a retirar energia ao sistema (Q_{out}). Normalmente o fluido utilizado neste tipo de aplicação é a água salgada, que depende da temperatura média no local de missão do navio, afetando a temperatura de condensação do ciclo, que por sua vez afeta o rendimento do mesmo. Para a mesma temperatura de condensação, o rendimento e a potência, irão depender somente da temperatura dos gases de evacuação do motor.

Deste modo, é necessário estabilizar a temperatura de condensação e tentar que esta seja o mais baixo possível. Assim é proposto a utilização de um *chiller* de absorção²⁰, que garante uma temperatura de arrefecimento de cerca de 8 °C. Neste trabalho é apenas posta em hipótese a utilização deste equipamento, de modo a estudar a vantagem de manter a temperatura de condensação baixa, no entanto não serão descritos o funcionamento do mesmo.

Ao adotar um *chiller* de absorção de brometo de lítio da empresa *World Energy*, descrito no Anexo C, o aproveitando do calor disponível na água de refrigeração do bloco do motor (segunda fonte de calor com mais energia) será possível manter a temperatura de condensação baixa e estável.

²⁰ Ciclos de absorção funcionam com diferentes tipos de temperatura de condensação e evaporação, de modo a refrigerar uma fonte fria.

Utilizando o excesso de calor a bordo para, através do *chiller* de absorção arrefecer a fonte fria pela adição de calor, é possível produzir uma fonte fria para a condensação do fluido de trabalho. Deste modo é garantido um constante diferencial no ΔT entre a fonte quente e a fonte fria, independente da temperatura da água do mar. Com este diferencial de temperaturas constante, o rendimento do ciclo ORC aumenta através do calor da água de refrigeração do bloco.

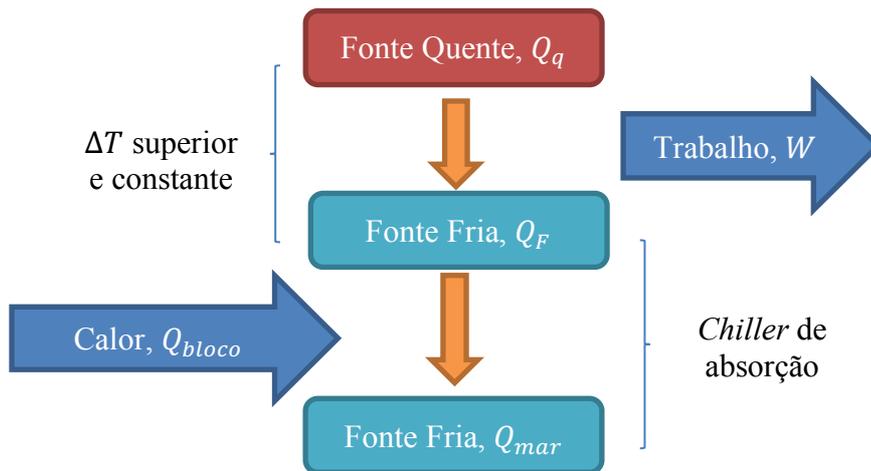


Figura 27 - Princípio de funcionamento do chiller de absorção.

A aplicação deste equipamento requer determinados caudais de funcionamento, correspondentes aos que são praticados pelo motor para arrefecer o bloco (Anexo A e Anexo C). A água salgada também irá circular por este sistema, a maiores temperaturas. Este equipamento irá permitir a independência do ORC relativamente à temperatura média da água do mar e diminuir o trabalho do condensador, de modo a que diminui a carga elétrica necessária para a refrigeração. Com base no manual do *chiller* de absorção (Anexo C), as temperaturas e caudais usados são os representados na .

	Caudal (kg/s)	$T_{in}(^{\circ}C)$	$T_{out}(^{\circ}C)$
Água de arrefecimento	12,61	13	8
Água salgada	41,94	31	38
Água do bloco	15,64	70	60

Tabela 6 - Temperaturas e caudais do chiller de absorção considerado (adaptado de Worl Energy CO., 2011).

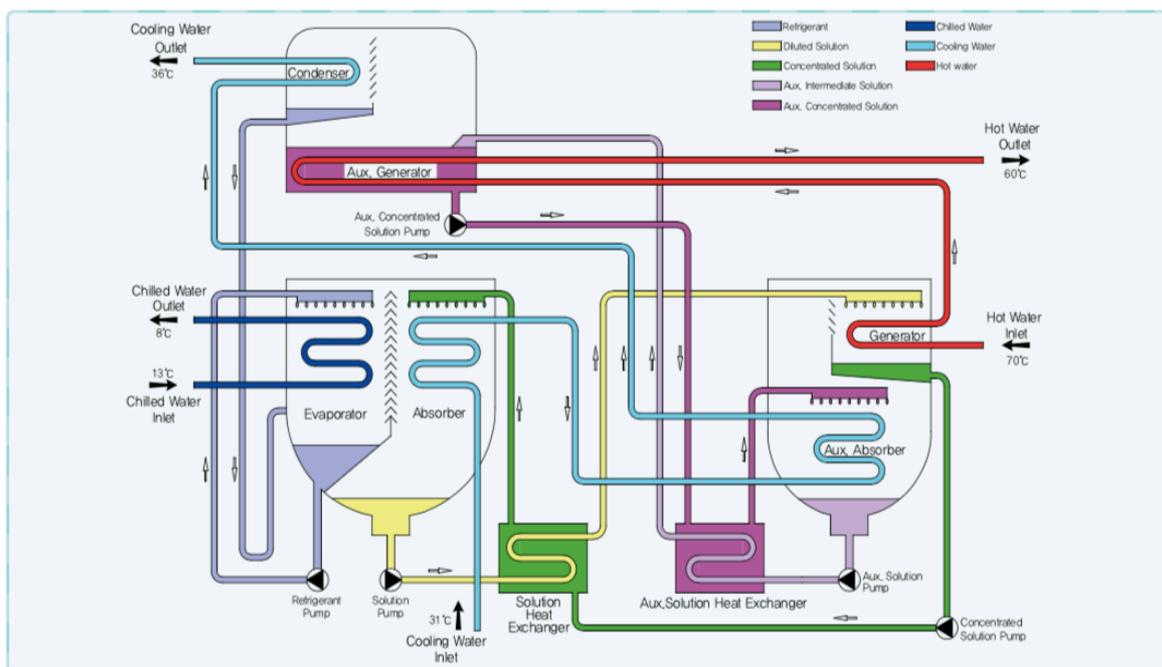


Figura 28 - Ciclo de absorção do calor desperdiçado (WORLD ENERGY CO., 2011).

Os dados considerados são de um *chiller* de absorção de menores dimensões, dentro do modelo escolhido. Para esta investigação será posto como hipótese a utilização deste equipamento já produzido pelo fabricante (WORLD ENERGY CO., 2011). Estes equipamentos serão dimensionados apenas no que diz respeito à potência global necessária. Será considerado como um elemento melhoria da instalação, estimando-se a massa a ser instalada no navio para possíveis efeitos no deslocamento do navio.

5.2. Expressões usadas e variáveis

Para a elaboração do modelo termodinâmico do ciclo ORC foram assumidos valores conservativos, para ambos os fluidos de trabalho a utilizar de modo a poder comparar resultados:

- Temperatura de condensação é superior em 5 °C à temperatura média da água do mar;
- A temperatura e caudal dos gases de evacuação depende da carga do motor;
- A pressão máxima que o ciclo estará sujeito é de 1,3 MPa;
- O fluido de trabalho terá uma temperatura máxima inferior em 50 °C à dos gases de evacuação;

- A temperatura dos gases de evacuação depois de passarem pelo permutador será 200 °C;
- O rendimento isentrópico da turbina será de 80%.

Segundo Figura 29, os pontos isentrópicos, H2s e H4s serão determinados pelas linhas isentrópicas dos diagramas, enquanto que os restantes serão determinados pelos valores assumidos para este trabalho. Deste modo, o ponto H1 será caracterizado por um sobreaquecimento de 5 °C em relação à linha de líquido saturado, enquanto que ponto H3 irá depender da energia absorvida pelo fluido de trabalho.

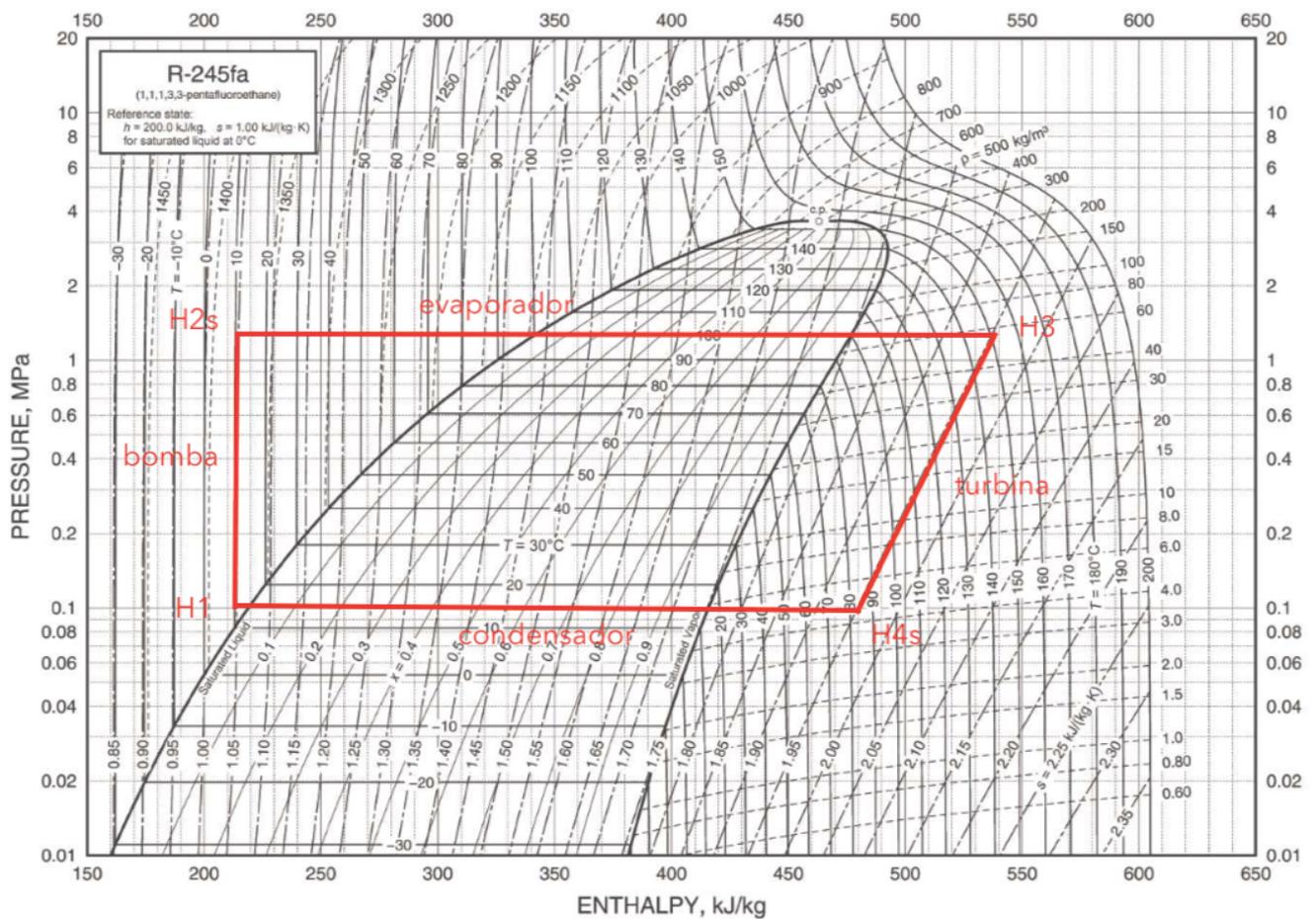


Figura 29 – Ciclo termodinâmico proposto representado no diagrama de Mollier do R245fa (ASHRAE, 2013).

$$q_{exh} = c_{exh} \cdot (T_{gas,in} - 200) \quad (15)$$

Para cada temperatura de entrada $T_{gas,in}$, é determinado um novo ponto H3, e consequentemente um novo ponto H4s, permitindo alterar o trabalho da turbina. No entanto, o ponto H1 e ponto H2 não irão variar com esta temperatura, para um trabalho da bomba constante, admitindo que o caudal de fluido de trabalho ao longo do ciclo será sempre constante.

Para facilitar a avaliação do ciclo e obtenção de resultados, criou-se um programa de modo a avaliar o ciclo ORC em função da temperatura e caudal dos gases de evacuação e da temperatura do condensador. As linhas isentrópicas dos fluidos de trabalho R134a e R245fa no diagrama de *Mollier* na zona de líquido sobreaquecido são muito próximas da mesma linha isentrópica. Assim assume-se que o valor de entalpia do ponto H1 e H2s é o mesmo, e consequentemente o trabalho da bomba será nulo. O valor é suficientemente reduzido para poder ser desprezado nas avaliações do ciclo.

$$w_P = h_{2s} - h_1 = 0 \quad (16)$$

Foi criada uma base de dados que permite calcular os valores, através de interpolações efetuadas pelo programa desenvolvido (apêndice H), de cada um dos pontos H3 e H4s, do R134a e R245fa. Esta possui valores de pressão, temperatura, entalpia e entropia de diversos pontos. Para que estas interpolações se aproximem o mais possível dos valores reais, foram registados diversos pontos dentro das áreas indicadas a verde na Figura 30. Estas áreas são as que foram consideradas relevantes para o cálculo de diversos pontos, pelo que o cálculo de sistema ORC não é possível com este programa para pontos exteriores a estas.

Com esta base de dados, é possível desenhar qualquer ciclo dentro dos parâmetros definidos inicialmente e face às temperaturas de arrefecimento e dos gases de evacuação, obter o trabalho na turbina. Com a introdução de um regenerador, como indicado na Figura 31, pretende-se aproveitar a energia correspondente a H4s e H5, sendo que H5 será o ponto a 10 °C da linha de vapor saturado do fluido de trabalho

escolhido. Esta variação de temperatura será somada a H2s, fazendo com que o ciclo apenas introduza calor correspondente à variação de H6 e H3. (DOMINGUES, 2011).

$$q_{rec} = h_{4s} - h_5 \quad (17)$$

$$h_6 = q_{rec} + h_{2s} \quad (18)$$

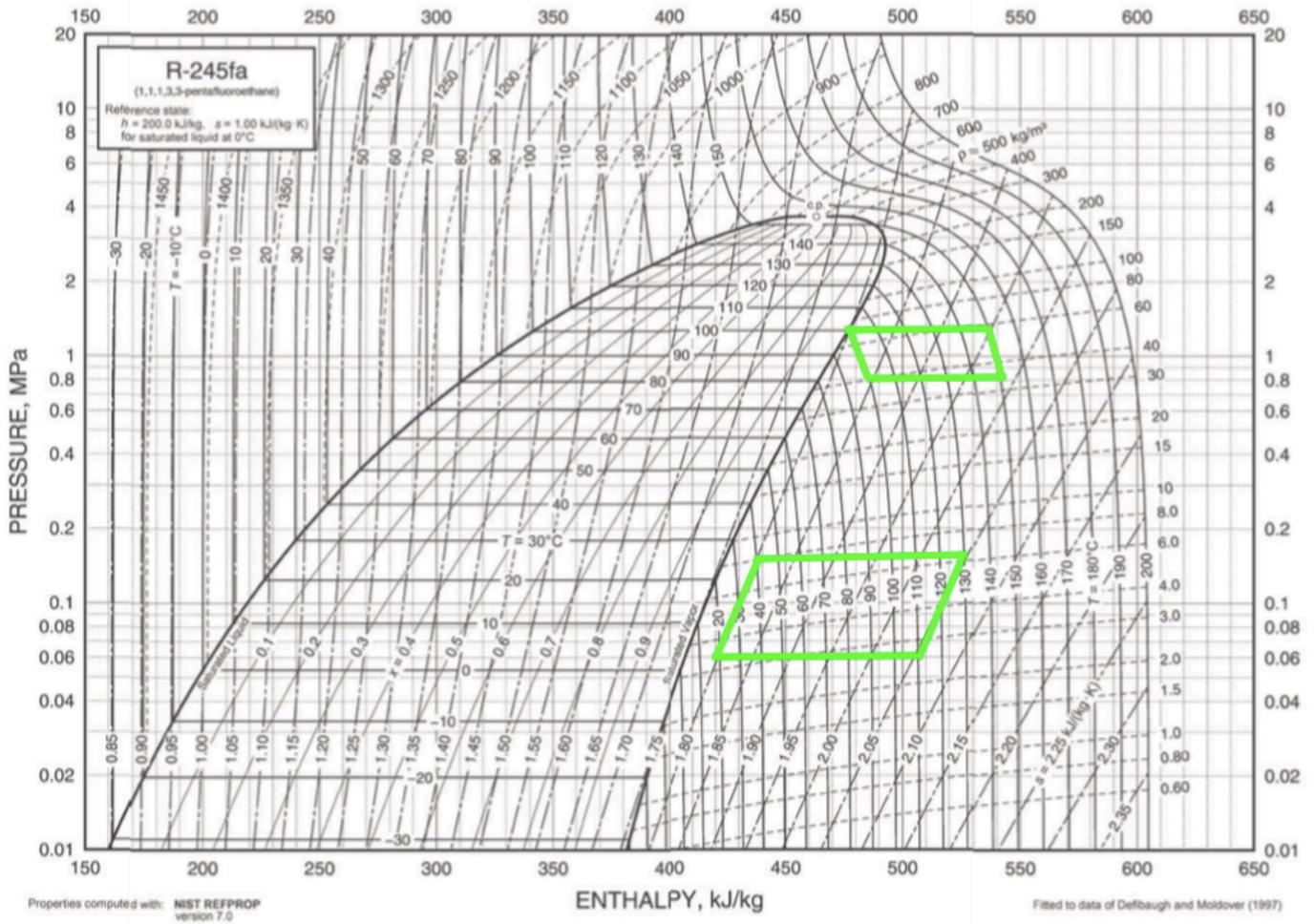


Fig. 11 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 245fa

Figura 30 – Diagrama de Mollier, com áreas de análise (adaptado de ASHRAE, 2013).

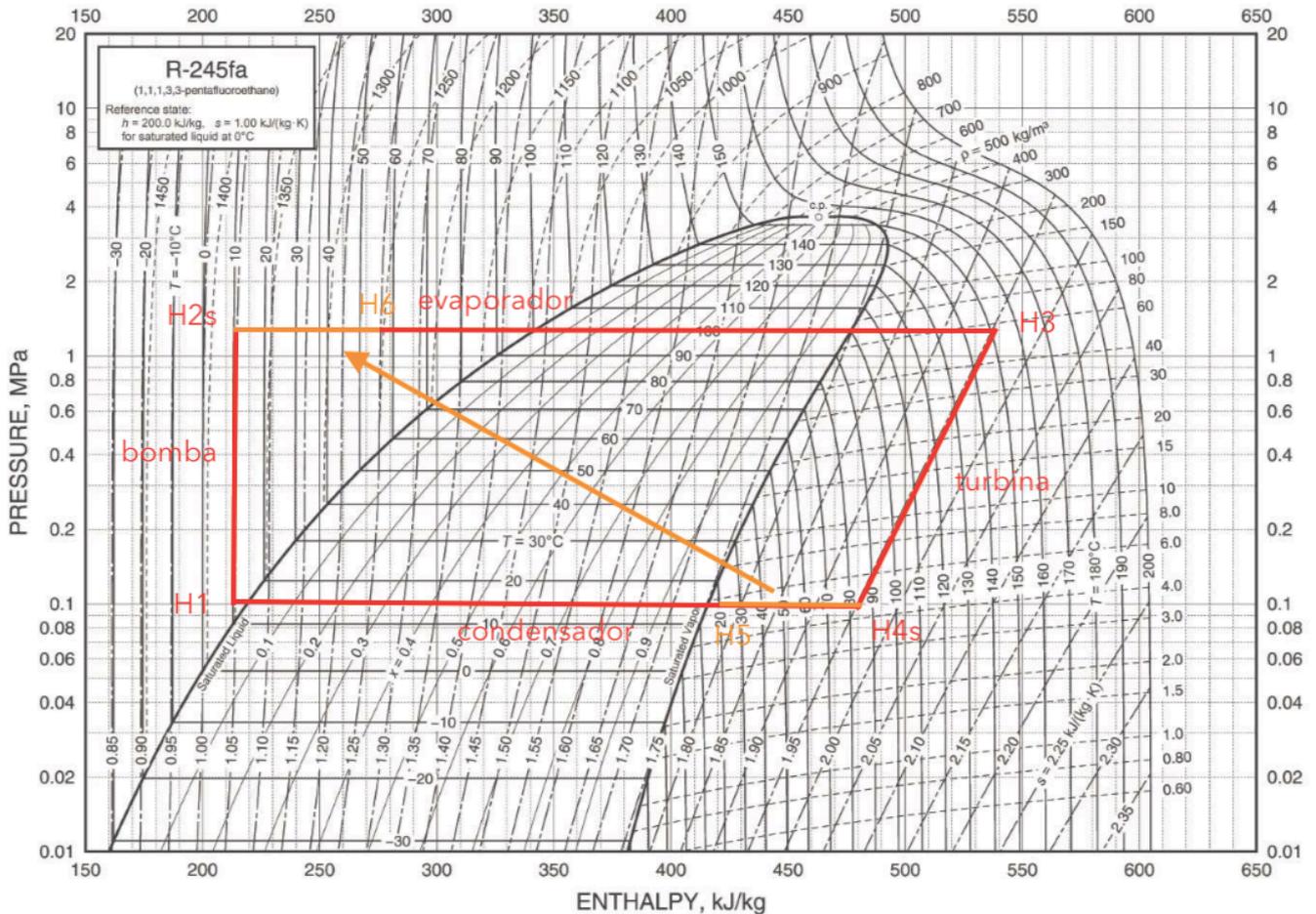


Figura 31 – Ciclo ORC com regenerador (adaptado de ASHRAE, 2013).

5.3. Aplicação e cálculo do ORC

Foi desenvolvido um programa em *MatLab* (apêndice H) que usa a base de dados referida, para avaliar a aplicação do ciclo ORC com várias temperaturas da fonte quente (temperatura dos gases de evacuação). O programa desenvolvido calcula o ciclo para condições extremas de temperatura dos gases de evacuação, através do *input* enviado pelo navio em análise. Com as condições extremas determinadas é calculado o *UA* do ciclo, que permite determinar o tamanho do mesmo. Determinando a área de transferência adequada para as condições máximas de utilização, é determinado o caudal de gás, avaliado o funcionamento do mesmo, mantendo o caudal ao longo do restante ciclo.

A Figura 32 mostra o resultado da simulação do programa, podendo-se ainda definir no programa o fluido de trabalho a percorrer o ciclo (R134a ou R245fa), os componentes a adicionar (regenerador ou *chiller* de absorção) e ainda definir a temperatura de saída dos gases de evacuação. Esta última é importante para o ciclo, pois a partir deste dado é determinado o calor que entra no ciclo, não permitindo que esta seja inferior a 200 °C. Os resultados para várias temperaturas de entrada serão avaliados pelo programa, podendo existir variações em H3 e H4s.

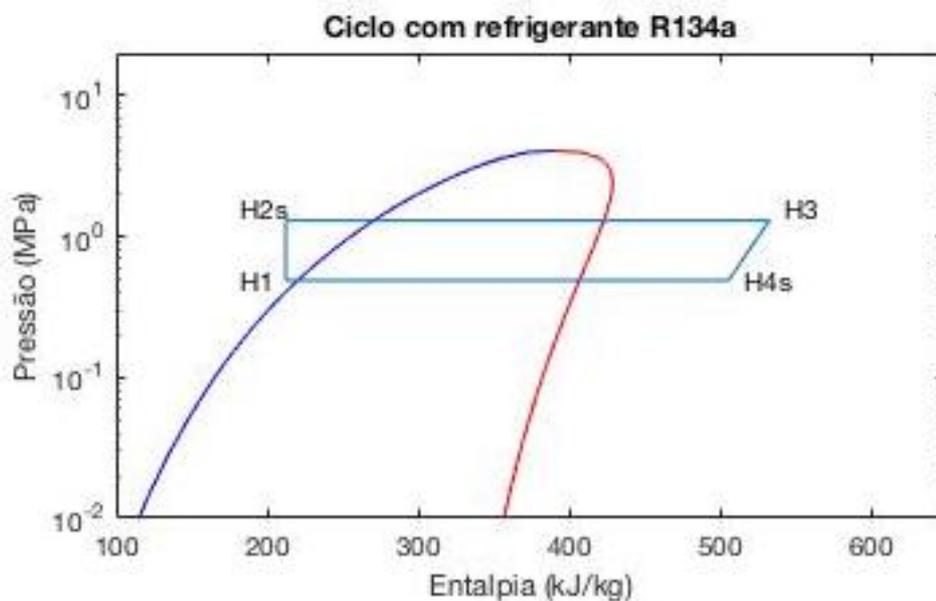


Figura 32 - Ciclo ORC usando o R134a, criado a partir do programa desenvolvido.

5.4. Avaliação paramétrica de resultados do modelo

Existe a necessidade de avaliar os rendimentos do ciclo, aplicado a ambos os motores, caso funcione com regenerador, com *chiller* de absorção, com ambos ou sem nenhum, para cada fluido de trabalho. O rendimento do ciclo varia com a temperatura dos gases de evacuação, as diferentes cargas do motor e a temperatura da água do mar.

Para obter os gráficos da Figura 33, recorreu-se aos dados fornecidos pelo manual do motor a 900 rpm e 1 000 rpm. Admitindo que a temperatura do mar em Portugal não é inferior a 10 °C, avaliou-se o rendimento do ORC em função da temperatura do condensador, simulando as temperaturas da água em diversas zonas de

missão do navio. Os valores do rendimento são interpolados a temperaturas correspondentes a 100%, 85% e 75% de carga (Anexo A). Não foi determinado o rendimento a 50% de carga do motor, pois a esta carga as temperaturas dos gases de evacuação não permitem o sobreaquecimento do gás. Os resultados mostram que independentemente das rotações e da carga do motor, o rendimento é constante. No entanto, com a variação da temperatura da água do mar, aumenta também a temperatura de condensação, diminuindo o rendimento do ORC.

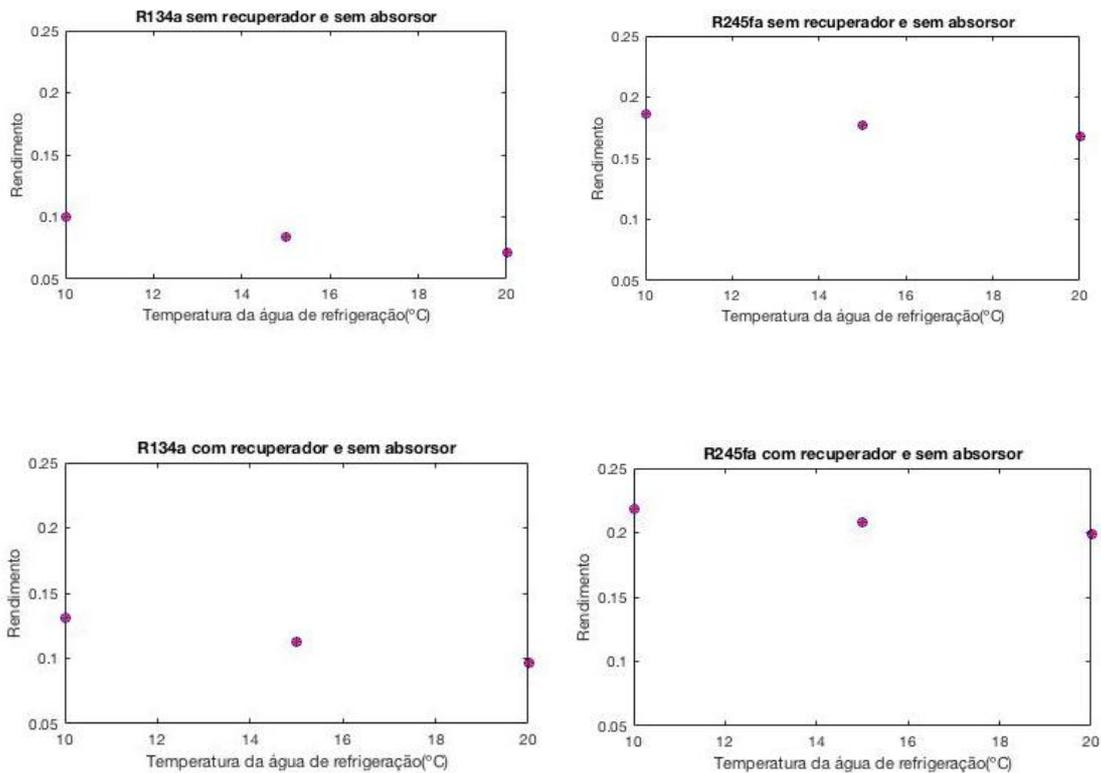


Figura 33 - Análise do rendimento do ORC, com e sem regenerador para o R134a e R245fa. Os pontos vermelhos representam as 900 rpm e as bolas azuis representam as 1.000 rpm.

Ao instalar *um chiller* de absorção, a temperatura de condensação irá ser inferior a 10 °C independentemente da temperatura média da água do mar. Ao considerar os dados de temperatura do navio referentes a uma missão, calculou-se os rendimentos utilizando o ciclo simples, com regenerador, com *chiller* de absorção e com ambos, para os dois fluidos de trabalho em estudo. Considerou-se o caso extremo com maiores temperaturas dos gases de evacuação e admitindo que se navega numa zona com águas a cerca de 10 °C. Os resultados obtidos estão registados na Tabela 7, sendo perceptível

que o R245fa origina melhor rendimento que o R134a. Também seria de esperar que o melhor rendimento fosse obtido utilizando o regenerador e *chiller* de absorção, no entanto não se distancia muito do rendimento usando só com o regenerador de calor.

η (%)	R134a	R245fa
Ciclo simples	8,4	17,7
Com regenerador	10,3	19,4
Com <i>chiller</i> de absorção	10,9	19,1
Com regenerador e <i>chiller</i> de absorção	13,1	20,9

Tabela 7 - Resultados obtidos, para um caso extremo.

Para dimensionamento do ciclo ORC, foi registado a potência máxima requerida pelo condensador e evaporador, a potência máxima desenvolvida pela turbina e pela bomba e o respetivo coeficiente *UA* de cada configuração.

Q (MW)	R134a		R245fa	
	Condensador	Evaporador	Condensador	Evaporador
Ciclo simples	1,2	1,3	1	1,3
Com regnerador	1	1,3	0,9	1,3
Com <i>chiller de absorção</i>	1,1	1,3	1	1,3
Com regenerador e <i>chiller</i> de absorção	1	1,3	0,9	1,3

Tabela 8 - Potências do condensador e evaporador com R134a e R245fa.

As potências produzidas pela turbina, registadas na Tabela 9 aumentam com a utilização do R245fa. Esta diferença é justificada pela maior diferença entre temperatura

de condensação e evaporação demonstrado pelo diagrama de *Mollier* do respectivo gráfico.

W(kW)	R134a	R245fa
Ciclo simples	105,9	222
Com regenerador	136	244,4
Com <i>chiller de absorção</i>	138,8	242,7
Com regenerador e <i>chiller de absorção</i>	174	267,4

Tabela 9 - Trabalho realizado pela turbina, considerando o R134a e R245fa.

Com o coeficiente UA é possível dimensionar um permutador de calor determinando a resistência de condução de calor do material, a área de transferência e o comprimento do permutador. No entanto, para esta investigação o UA será utilizado apenas para percepção do tamanho do permutador em relação a outros resultados. No caso da bomba, a potência é desprezada embora seja um componente essencial no ciclo ORC. No caso da Tabela 10, verifica-se mais uma vez a vantagem de utilizar o R245fa, pois obtém-se menores áreas de transferência para as mesmas potências produzidas na turbina. As áreas maiores requeridas são nos ciclos sem regenerador, justificando mais uma vez a utilização destes equipamentos.

UA	R134a		R245fa	
	Condensador	Evaporador	Condensador	Evaporador
Ciclo simples	6,7	8,7	5,2	8,7
Com regenerador	7,2	11,3	4,6	10,1
Com <i>chiller de absorção</i>	17,7	8,5	14,6	8,5
Com regenerador e <i>chiller de absorção</i>	19,6	10,8	13,8	9,9

Tabela 10 - UA do condensador e evaporador, considerando o R134a e R245fa.

6. Aplicação dos ORC a bordo do NPO Viana do Castelo

Os dados recolhidos a partir das consolas do SIGP ao longo da missão, permitem recolher em cada momento a temperatura dos gases de evacuação de cada um dos motores propulsores, considerados como principais fontes de calor possível de ser recuperada pelo ORC.

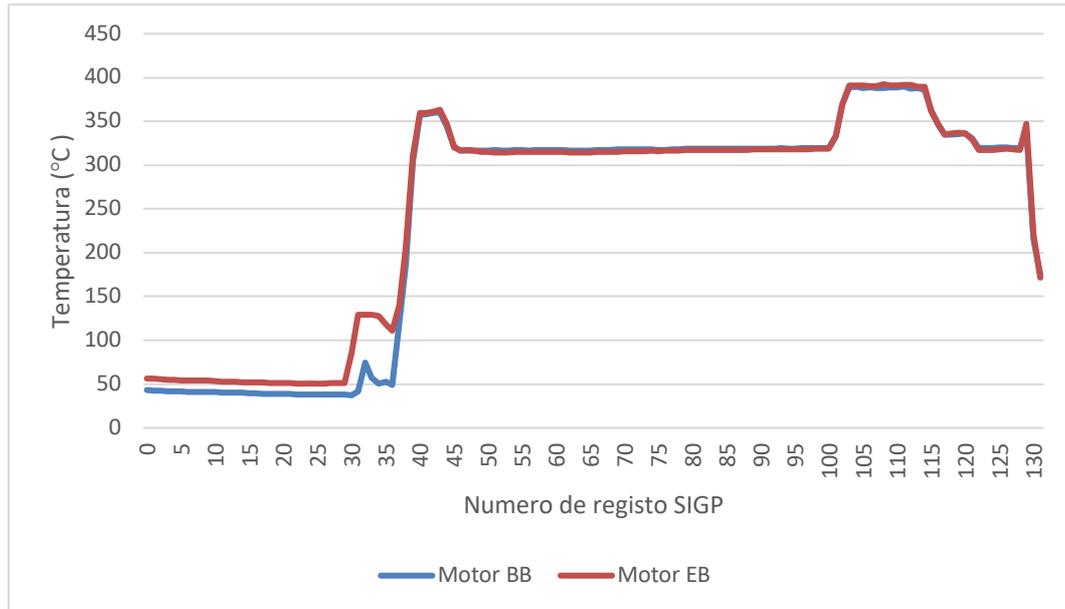


Gráfico 5 - Temperaturas dos gases de evacuação ao longo de uma missão.

O Gráfico 5 mostra que as temperaturas dos gases de evacuação em funcionamento normal do motor têm temperaturas entre os 300 °C e os 400 °C, dependendo da rotação do motor.

$$Q_{exh} = m_{exh} \cdot c_{exh} \cdot (T_{gas,in} - 200) \quad (19)$$

$$\varepsilon_{evaporador} = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{m_{ref} \cdot (h_{ref,out} - h_{ref,in})}{m_{exh} \cdot c_{exh} \cdot (T_{gas,in} - 200)} \quad (20)$$

Através da Equação 19, considerando que os gases de evacuação irão diminuir a sua temperatura para 200 °C. Com o condensador e evaporador já dimensionados, variou-se o caudal de fluido de trabalho de acordo com as necessidades do ciclo, de modo a que o fluido de trabalho atinja no máximo os 150°C no ponto H3.

Segundo o Gráfico 6, o caudal máximo requerido em circulação no ciclo ORC é de 4 kg/s, considerando o caso extremo e utilizando um regenerador e um *chiller* de

absorção. O programa assume um ciclo teórico com rendimento isentrópico da turbina, esperando-se que o ciclo real tenha um caudal superior devido às perdas por atrito. Nas abcissas é registado o intervalo de tempo em que o SIGP recolhe dados dos sensores, ou seja, cada “Número Bin” corresponde a cerca de 20 minutos, onde são registados os diversos parâmetros de trabalho para a criação do ciclo ORC. O programa assume um ciclo teórico com rendimento isentrópico da turbina, esperando-se que o ciclo real tenha um caudal superior devido às perdas por atrito.

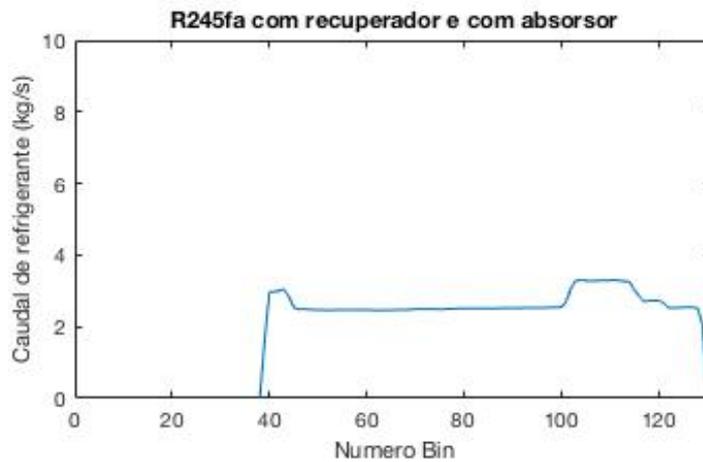


Gráfico 6 - Gráficos de caudal requerido para o ORC com R245fa, com regenerador e chiller de absorção.

6.1. Estimativa da energia recuperada e do peso do sistema

Segundo o Gráfico 7, o rendimento do ORC é cerca de 20% ao longo do período de tempo em que as temperaturas dos gases de evacuação permitem um correto funcionamento do ciclo.

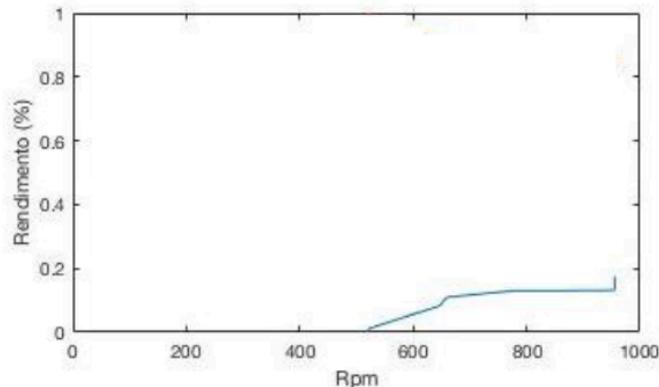


Gráfico 7 - Rendimento ORC, com regenerador e chiller de absorção, ao longo do funcionamento do motor.

Segundo o Gráfico 8, com as potências desenvolvidas ao longo do ciclo de uma missão, o ORC criado desenvolve potência média de cerca de 270 kW, que irão corresponder a cerca de 5 MWh.

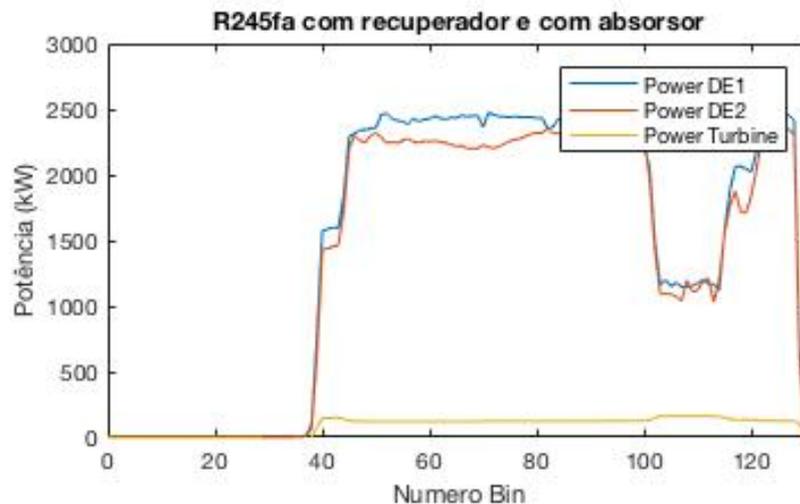


Gráfico 8 - Gráfico de potência recuperada do ciclo ORC com R245fa, com regenerador e chiller de absorção.

Estimou-se o peso do sistema por comparação com modelos da empresa *Zuccato Energia*. O modelo do ciclo ORC ZE-150-LT é semelhante ao modelo projetado, pelos seus parâmetros de funcionamento (Anexo D), embora tenha o intuito de recuperar energia proveniente de água a altas temperaturas. Este modelo usa permutadores de placas soldadas como evaporador e condensador para economizar espaço e um regenerador. Numa estimativa inicial e sabendo que seria necessário projetar um novo sistema ORC pelos parâmetros de funcionamento aqui apresentados, prevê-se por comparação que este tenha um peso de cerca de 3,5 Ton. O peso do *chiller* de absorção é estimado, por semelhança ao modelo 2AA075 da empresa *World Energy*, com 4,8 e 5,6 Ton em operação. Desta forma, a soma da massa do ORC e do *chiller* de absorção será de cerca de 9,1 Ton. O deslocamento do navio é de 1 850 toneladas totalmente carregado, pelo que o peso adicionado irá corresponder a cerca de 0,5% do peso do navio. Poderá existir a necessidade de rearranjo do lastro do navio para garantir a estabilidade do mesmo.

Por ser vantajoso o armazenamento da energia recuperada pelo ORC, as baterias a instalar a bordo terão um peso associado que deverá ser considerado. Os módulos de

21 baterias de células de polímero de lítio, tem um peso associado de cerca de 1570 kg. As necessidades energéticas a bordo, irão requerer a instalação do dobro das baterias com capacidade de acumulação na ordem dos 274 kWh, ou seja, a instalação de cerca de 3 toneladas. Da mesma forma, a massa de todo o sistema será de cerca de 12,4 Ton, que iria corresponder a cerca de 0,7% do peso do navio.

Pela visita a bordo, onde foi possível adquirir as dimensões da cada da máquina (Anexo E), a instalação deste sistema é possível a bordo do NRP Viana do Castelo, tendo em conta as dimensões do ciclo ORC e do *chiller* de absorção, em Anexos C e D.

Nesta investigação, não será feito o estudo da estabilidade a bordo, embora seja reconhecido que será uma investigação fundamental para a determinação da localização para instalar o sistema, influenciando o menos possível a propulsão de bordo. Este iria requerer o estudo das curvas de carena do navio, para várias condições de carga e várias quantidades de líquidos (combustível e aguada) em tanques. Reconhecendo que este estudo não foi elaborado, por não corresponder aos objetivos da investigação, pressupõe-se que a adição de 0,7% do deslocamento do navio totalmente carregado, não irá influenciar a sua performance, pois por muitas vezes o navio não realiza missões com esta condição de carga e por pela possibilidade do lastro ser ajustável, compensando a adição de peso extra.

6.2. Esquema proposto e implicações a bordo

Da instalação estudada, que se determinou ser o melhor caso a ser aplicado, é possível obter os melhores rendimentos do ciclo entre as hipóteses colocadas. A adição de peso destes equipamentos não irá ter influência na propulsão do navio, pela comparação com o peso total do navio, no entanto este poderá ter que refazer a distribuição de lastro a bordo para manter a estabilidade. O navio durante a missão que realizou, se estivesse instalado o ORC recomendado, teoricamente teria obtido os resultados descritos na Tabela 11. A recuperação energética do NRP Viana do Castelo na missão efetuada representaria cerca de metade da energia elétrica utilizada em toda a missão. Estes resultados demonstram a viabilidade deste estudo, pois a longo prazo poderá apresentar diversas vantagens a nível económico.

A nível operacional também o navio irá ganhar com a instalação deste ciclo, pois as temperaturas dos gases de evacuação sendo mais baixas, este poderá reduzir a assinatura térmica do navio, fazendo com que este tenha difícil deteção por câmaras de imagem térmica ou mesmo mísseis que seguem a assinatura térmica de um navio.

Parâmetros de avaliação	Resultados
Rendimento máximo ORC	20,9%
Energia poupada na missão	10 375 kWh
Redução de custos na missão	Cerca de 1 125 €/dia
Percentagem de energia que seria poupada pelos geradores	48,5%
Peso Instalado	12,4 Ton

Tabela 11 - Avaliação final de resultados.

6.3. Proposta de trabalhos futuros

Com o acesso aos recursos utilizados para a realização desta dissertação e com o tempo limite estabelecido para a entrega, não foi possível a realização em pormenor de alguns fatores que seriam uma mais valia para a validação desta investigação. Para continuar esta linha de investigação propõe-se:

- Estudo da otimização do sistema;
- Estudo das cargas do ciclo ORC;
- Estudo das cargas e viabilidade das baterias a instalar;
- Estudo da compatibilidade do *chiller* de absorção com os recursos fornecidos pelo navio;
- Estabilidade com o aumento do peso no NRP Viana do Castelo;
- Estudo do impacto económico, que a implementação do ORC teria em navios da Marinha Portuguesa.

Conclusão

Esta dissertação de mestrado surge da necessidade de aproveitar energia desperdiçada, através de motores de combustão interna dos navios, de modo a reduzir gastos. Apesar das limitações de tempo e de recursos, os objetivos propostos inicialmente foram conseguidos.

Com o estudo de todo o enquadramento ao tema, foi feita uma análise das fontes de calor viáveis para o aproveitamento energético. Destas fontes aquela que se apresentou com maior potencial foi os gases de evacuação, mesmo com a restrição de que só se poderia aproveitar até aos 200°C da energia.

Com a elaboração do ciclo ORC em *MatLab*, é possível concluir diversos parâmetros de potência produzidos pela turbina, parâmetros dimensionais do sistema e estimativa de peso para a aplicação em navios. Com estes parâmetros, conclui-se que o melhor ciclo para ser aplicado tendo em consideração a potência desenvolvida é o ciclo com um regenerador e um *chiller* de absorção. No entanto, analisando os parâmetros que influenciam o espaço a bordo, o ciclo em que se tira um melhor aproveitamento energético é o ciclo ORC com regenerador.

Com o ORC criado em *MatLab*, concluiu-se que o ciclo teria um rendimento de cerca de 20%, com auxílio a um regenerador e *chiller* de absorção. Deste modo a energia, que se teria poupado na missão registada, iria corresponder a cerca de 50% da energia requerida pelos geradores durante a mesma. Este estudo apesar de teórico, apresenta a possibilidade de recuperação de energia. Com os resultados daqui recolhidos, poder-se-ão aplicar a outros navios, e a missões de maior duração. Este estudo prova que todos os dias são desperdiçados enormes quantidades de energia, que poderão ser aproveitadas para outros fins, como para a produção de eletricidade.

Esta investigação é apenas um pequeno passo para um bom aproveitamento dos combustíveis disponíveis, cada vez são mais escassos. Esta investigação apresenta uma solução, ainda pouco explorada, no que toca ao aproveitamento de gases de evacuação. Com a evolução exponencial da tecnologia, permite que estes recursos sejam melhor utilizados, podendo ter um impacto positivo em toda a dinâmica e operações dos navios durante as suas missões no mar.

Referências Bibliográficas

- AKINYELE, D. (2016). Techno-Economic and Life-Cycle Impact Analysis of Solar Photovoltaic Microgrid Systems for Off-Grid Communities.
- AKINYELE, D., BELIKOV, J., LEVRON, & YOASH. (2017). Battery Storage Technologies for Electrical Applications: Impact in Stand-Alone Photovoltaic Systems. *energies*.
- ASHRAE. (2013). *Handbook*.
- ASTOLFI, M. (2013). An Innovative Approach for the Techno Economic Optimization of Organic Rankine Cycles (Ph.D. thesis).
- ASTOLFI, M. (2014). Techno-economic optimization of low temperature CSP systems based on ORC with screw expanders. *Energy Procedia* 69.
- ASTOLFI, M., ROMANO, M., BOMBARDA, P., & MACCHI, E. (2014). Binary Orc power plants for the exploitation of medium-low temperature geothermal sources. *thermodynamic optimization*.
- BEI, C., ZHANG, H., YANG, F., SONG, S., WANG, E., LIU, H., . . . YANG, K. (2015). Performance Analysis of an Evaporator for a Diesel Engine–Organic Rankine Cycle (ORC) Combined System and Influence of Pressure Drop on the Diesel Engine Operating Characteristics. *Energies*, pp. 5488-5515.
- BOMBARDA, P., INVERNIZZI, C. M., & PIETRA, C. (2010). Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles. *Applied Thermal Engineering*, 212-219.
- CHAMMAS, R., & CLODIC, D. (2005). Combined cycle for hybrid vehicles. *SAE World Congress*. Detroit.
- Chen, T., & WEILIN Zhunge, Y. Z. (2017). A novel cascade organic Rankine cycle (ORC) system for waste heat recovery of truck diesel engines. *Energy Conversion and Management*.
- CHEN, T., ZHUGE, W., ZHANG, Y., & ZHANG, L. (22 de Janeiro de 2017). A novel cascade organic Rankine cycle (ORC) system for waste heat recovery of truck diesel engines. *Energy Conversion and Management*.
- DAI, Y., WANG, J., & GAO, L. (2009). Parametric optimization and comparative study of organic rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery. *Energy Conversion and Management* 50, pp. 576-582.

- DNV-GL. (2015). Rules for classification of high speed, lighth craft. Part 6 Chapter 6. Additional class notations Living and working conditions, DEC 2015 (Edition December 2015 ed.).
- DÍAZ, E., EPSTEIN, M., ROMERO, M., & GONZÁLEZ, J. (2018). Performance assessment of concentrated solar power plants based on carbon and hydrogen fuel cells . *Hydrogen Energy*.
- DOMINGUES, A. (2011). Avaliação do potencial de aproveitamento da energia contida nos gases de escape de veículos automóveis. Lisboa: Instituto Superior Técnico.
- EEA. (2018). Contribution of the various greenhouse gases included in the Kyoto and Montreal protocols to the overall forcing.
- ELSAIED, A., EMBAYE, M., AL-DADAH, R., MAHMOUD, S., & REZK, A. (2013). Thermodynamic performance of Kalina cycle system 11 (KCS11): feasibility of using alternative zeotropic mixtures. *School of Mechanical Engineering*, 169-178.
- EMSA. (30 de maio de 2018). EMSA. Obtido de <http://www.emsa.europa.eu/main/air-pollution/greenhouse-gases.html>
- ENERGIA, Z. (2014). MÓDULO DE PRODUÇÃO DE ENERGIA DE 50 KWE A CICLO DE RANKINE ORGÂNICO DE BAIXA TEMPERATURA (LT-ORC), MONTADO EM SKID.
- FROUDE, W. (1877). Experiments upon the effect produced on the wave-making resistance of ship by length of parallel middle body. *Transaction of the Royal Institution of Naval Architects.*, 18, 77-97.
- HASELI, Y. (2018). Maximum conversion efficiency of hydrogen fuel cells. *Hydrogen Energy*.
- HETTIARACHCHI, H., GOLUBOVIC, M., WOREK, W., & IKEGAMI, Y. (2007). Optimum design criteria for an Organic Rankine Cycle using low-temperature geothermal heat sources. *Energy* 32, pp. 1698-1706.
- IEA. (2017). Oil Information Overview.
- INVERNIZZI, C., & BOMBARDA, P. (1997). Thermodynamic performance of selected HCFs for geothermal applications. *Energy* 22, pp. 887-895.
- INVERNIZZI, C., IORA, P., & SILVA, P. (2007). Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines. *Applied Thermal Engineering* 27, pp. 100-110.
- LAKIEW, A., & BOLLAND, O. (2010). Working fluids for low-temperature heat source. *Applied Thermal Engineering* 30, pp. 1262-1268.

- LARSEN, U., SIGHTHORSSON, O., & HAGLIND, F. (2014). A comparison of advanced heat recovery power cycles in a combined cycle for large ships. *Energy*, 260-268.
- LI, C., & WANG, H. (2016). Power cycles for waste heat recovery from medium to high temperature flue gas sources – from a view of thermodynamic optimization . *Applied Energy*, 707-721.
- LIN, D., ZHU, Q., & LI, X. (2015). Thermodynamic comparative analyses between (organic) Rankine cycle and Kaline cycle. *Science Direct*, 1618-1623.
- MACCHI, E., & ASTOLFI, M. (2017). Elsevier.
- MACCHI, E., & ASTOLFI, M. (2017). *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems*. Duxford: Elsevier.
- MARINHA. (2013). *Marinha*. Obtido de <http://www.marinha.pt/pt-pt/Paginas/default.aspx>
- MARPOL. (s.d.). Annex VI Prevention of Air Pollution from Ships .
- MARTELLI, E., & AMALDI, E. (2014). PGS-COM, a hybrid method for non-smooth black-box con- strained optimization. *Computers and Chemical Engineering* 63.
- MARTELLI, E., AMALDI, E., & CONSONNI, S. (2011). Numerical optimization of heat recovery steam cycles: mathematical model, two-stage algorithm and applications. *Computers & Chemical Engineering* 35.
- MARTELLI, E., CAPRA, F., & CONSONNI, S. (2015). Numerical optimization of CHP organic rankine cycles e Part A: design optimization. *Energy* 90.
- MOLLAND, A. F. (2011). *Ship Resistance and Propulsion: Pratical Estimation of Ship Propulsive Power*. Cambridge: Cambridge University Press.
- MOLLAND, A. F., TURNOCK, S. R., & HUDSON, D. A. (2011). *Ship Resistance and Propulsion: Pratical Estimation of Ship Propulsive Power*. Cambridge: Cambridge University Press.
- MORGAN, R., DONG, G., PANESAR, A., & HEIKAL, M. (2016). A comparative study between a Rankine cycle and a novel intra-cycle based waste heat recovery concepts applied to an internal combustion engine. *Applied Energy*, 108-116.
- NAVY. (October 2010). A Navy Energy Vision for the 21st century.
- NEMATI, A., NAMI, H., RANJBAR, F., & MORTAZA, Y. (2017). A comparative thermodynamic analysis of ORC and Kalina cycles for waste heat recovery: A case study for CGAM cogeneration system. *Case Studies in Thermal Engineering*.
- OPEC. (2017). Obtido de OPEC: <https://woo.opec.org/index.php/energy-demand>

- PLANGKLANG, B., & PORNHARUTHAI, P. (2013). Mathematical Model and Experiment of Temperature Effect on Discharge of Lead-Acid Battery for PV Systems in Tropical Area. *Energy and Power Engineering*.
- QUOILIN, S., AUMANN, R., GRILL, A., SCHUSTER, A., LEMORT, V., & SPLIETHOFF, H. (2010). Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Applied Energy*, 2183-2190.
- QUOILIN, S., DECLAYE, S., TCHANKE, B., & LEMORT, V. (2011). Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Applied Thermal Engineering* 31, pp. 2885-2893.
- QUOILIN, S., OROSZ, M., HEMOND, H., & LEMORT, V. (2011). Performance and Design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle. *Solar Energy* 85, pp. 955-966.
- RAWSON, K. (2001). *Basic Ship Theory (Vol.II)*. Oxford: Butterworth Heinemann.
- RAWSON, K., & TUPPER, E. (2001). *Basic Ship Theory (Vol. II)*. Oxford: Butterworth Heinemann.
- REYNOLDS, O. (1873). The causes of the racing of the engines of screw steamers investigated theoretically and by experiment. *Transactions of the Royal Institution of Naval Architects*, 56-67.
- REYNOLDS, O. (1873). The causes of the racing of the engines of screw steamers investigated theoretically and by experiment. *Transactions of the Royal Institution of Naval Architects*, 56-67.
- SAMPAIO, R. (s.d.). Papel do Controlo de Vibrações Mecânicas no Uso do Mar. Anuais Clube Militar Naval.
- SARDINHA, A. (2013). Poluição e o Transporte Marítimo. Lisboa.
- SCHUSTER, A., KARELLAS, S., & AUMANN, R. (2010). Efficiency optimization potential in supercritical organic Rankine cycles. *Energy* 35, pp. 1033-1039.
- SHENGJUN, Z., HUAIXIN, W., & TAO, G. (2011). Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low- temperature geothermal power generation. *Applied Energy* 88.
- SINGH, D. V., & PERDERSEN, E. (2016). A review of waste heat recovery technologies for maritime applications. *Energy Conversion and Management*, 315-328.

- SONG, J., SONG, Y., & GU, C.-w. (2015). Thermodynamic analysis and performance optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) waste heat recovery system for marine diesel engines. *Energy*, 976-985.
- SONG, Z., CHEN, J., & YANG, L. (2015). Heat transfer enhancement in tubular heater of Stirling engine for waste heat recovery from flue gas using steel wool. *Applied Thermal Engineering*, 499-504.
- SPADA, M., BURGHERR, P., & ROUELLE, P. B. (2017). Comparative risk assessment with focus on hydrogen and selected fuel cells: Application to Europe. *Hydrogen Energy*, pp. 9470-9481.
- SPROUSE III, C., & DEPCIK, C. (2013). Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery . *Applied Thermal Engineering*, 711-722.
- STANDARD, I. (2009). *ISO 10816-2* (Third edition ed.). Switzerland: ISO.
- TCHANCHE, B., LAMBRINOS, G., FRANGOUDAKIS, A., & PAPADAKIS, G. (2009). Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles e a review of various applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15, pp. 3963-3979.
- VAJA, I., & GAMBAROTTA, A. (2010). Internal combustion engine bottoming with organic Rankine cycles. *Energy*, pp. 1084-1093.
- WALRAVEN, D., LAENEN, B., & D'HAESELEER, W. (2012). Comparison of thermodynamic cycles for power production from low-temperature geothermal heat sources. *Energy Conversion and Management*.
- WALRAVEN, D., LAENEN, B., & D'HAESELEER, W. (2014). Optimum configuration of shell-and-tube heat exchangers for the use in low-temperature organic Rankine cycles. *Energy Conversion and Management* 83.
- WANG, E., ZANG, H., FAN, B., OUYANG, M., ZHAO, Y., & MU, Q. (2010). Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery. *Energy*, 3406-3418.
- WANG, X., & DAI, Y. (2016). Exergoeconomic analysis of utilizing the transcritical CO₂ cycle and the ORC for a recompression supercritical CO₂ cycle waste heat recovery: A comparative study. *Applied Energy*.
- WANG, X., ZHAO, L., WANG, J., ZHANG, W., ZHAO, X., & WU, W. (2009). Performance evaluation of a low-temperature solar Rankine cycle system utilizing R245fa . *Solar Energy*.

WORLD ENERGY CO., L. (2011). Absorption Chiller Heat Pump.

YU, G., SHU, G., TIAN, H., WEI, H., & LIU, L. (2012). Simulation and thermodynamic analysis of a bottoming Organic Rankine Cycle (ORC) of diesel engine (DE). *Energy*, 281-290.

ZHANG, F., & JIANG, P. (2012). Thermodynamic analysis of a binary power cycle for different EGS geofluid temperatures. *Applied Thermal Engineering* 48, pp. 476-485.

Apêndices

A. Definição dos diversos tipos de Resistência

Os métodos de *Froude* e ITTC 78 assumem diversos tipos de resistências, que complementam a resistência total (R_T) do navio:

- **Resistência de atrito (R_F)** – força criada pelo movimento do navio, na água ou outro fluido viscoso, pelas forças de corte que atuam na camada limite²¹. Para efeitos de cálculo, sabendo o coeficiente da resistência de atrito (C_F) pode ser calculada a resistência de atrito, através da curva definida pela ITTC 57 (RAWSON & TUPPER, 2001);



Figura 34 - Resistência de atrito, com componentes da pressão e corte.

$$C_F = \frac{R_F}{\frac{\rho}{2} S V^2} = \frac{0,075}{(\log_{10} Rn - 2)^2}$$

Sendo,

S (m^2) – Área transversal do navio²².

$$Rn = \frac{VL\rho}{\mu} = \frac{VL}{\nu}$$

μ (Ns/m^2) - Viscosidade dinâmica;

ν (m^2/s) - Viscosidade cinemática;

L (m) - Comprimento do navio entre perpendiculares²³.

- **Resistência Residual (R_R)** – corresponde a todas as componentes que possam criar resistência e que não são contabilizadas na resistência de atrito;

²¹ A camada limite do fluido é arrastada pelo casco devido ao atrito, cuja espessura é definida desde o casco até ao ponto onde a velocidade do fluido é 1% da velocidade do casco.

²² Área da secção da área mestra do navio.

²³ Linha perpendicular que intersecta a linha de água do navio.

$$R_R = R_T - R_F$$

- **Resistência de Forma (R_{forma})** – criada pela forma do casco do navio, fazendo com que este aumente ou diminua a pressão em determinados pontos do casco;
- **Resistência de Onda (R_w)** – interação entre o casco e o fluido, onde ocorre a transferência de energia para o fluido. Esta energia, presente nas ondas irá opor-se ao movimento do navio.
- **Resistência do ar (R_{ar})** – resistência criada pelo movimento do ar nas obras mortas do navio²⁴.

$$C_{ar} = 0,001 \frac{A_T}{S}$$

A_T - Área velica transversal acima da linha de água.

²⁴ Área das superestruturas acima da linha de água do navio. Abaixo da linha de água do navio, a área do casco é denominada de obras vivas.

B. Método de Froude

No método de *Froude* a resistência total (R_T) tem a componente de resistência de atrito (R_F) e a de resistência residual (R_R). Esta é calculada pelo seguinte método:

1. Rebocar o modelo à velocidade desejada para obter o coeficiente de resistência total do modelo (C_{Tm}).

$$Fr = \frac{V}{\sqrt{gL}}$$

$$L_{modelo} = \frac{L_{navio}}{\text{valor de escala}} \text{ e } S_{modelo} = \frac{S_{navio}}{\text{valor de escala}}$$

A velocidade do modelo é obtida através da igualdade do número de *Froude*;

$$Fr_{modelo} = Fr_{navio} \Leftrightarrow \frac{V_{modelo}}{\sqrt{gL_{modelo}}} = \frac{V_{navio}}{\sqrt{gL_{navio}}}$$

$$C_{Tm} = \frac{R_{Tm}}{\frac{\rho_m}{2} S_m V_m^2}$$

2. Calcular o coeficiente de atrito para o modelo C_{Fm} através do ITTC 57;

$$C_{Fm} = \frac{R_{Fm}}{\frac{\rho_m}{2} S_m V_m^2} = C_F = \frac{0,075}{(\log_{10} Rn_m - 2)^2}$$

3. Calcular o coeficiente residual para modelo. Como este método assume que os números de *Froude* são iguais, então também o coeficiente de resistência residual será igual no navio e no modelo;

$$C_R = C_{Tm} - C_{Fm}$$

4. Calcular o coeficiente de atrito para o navio C_{Fn} para a velocidade do navio, através do ITTC 57;

$$C_{Fn} = \frac{R_{Fn}}{\frac{\rho_n}{2} S_n V_n^2} = \frac{0,075}{(\log_{10} Rn_n - 2)^2}$$

5. Calcular o coeficiente de resistência total para o navio. Segundo este método, é adicionado um fator de correlação dos apêndices (C_a) o valor de $0,4 \times 10^{-3}$ para fazer a correção de entre escalas;

$$C_{T_n} = C_{F_s} + C_R + C_a$$

6. Por fim é calculado o valor da resistência do navio que se pretende projetar.

$$C_{T_n} = \frac{R_{T_n}}{\frac{\rho_n}{2} S_n V_n^2}$$

C. Método ITTC 78

O método de ITTC 78 assume que a resistência total (R_T) é dividida em resistência de atrito (R_F), resistência de forma (R_{forma}), resistência de ondas (R_w), e resistência do ar (R_{ar}), que permitem calcular a resistência total. Neste método é necessário determinar:

$$C_T = (1 + k)C_F + \Delta C_F + C_R + C_a + C_{ar}$$

- **Fator de forma (k)** - é determinado pelos testes de resistência realizados ao modelo. Depende da forma de cada casco e pode variar de navio;
- **Coefficiente residual (C_R)** - calculado através de testes a modelos. Este pode ser calculado pela diferença entre o coeficiente de resistência total e o coeficiente de resistência de atrito;

$$C_R = C_T - C_F(1 + k)$$

- **Limite de rugosidade (ΔC_F)** - também a rugosidade tem uma influência no movimento do navio. Este limite define a interferência que a rugosidade tem em contacto com a água. O valor de k_s corresponde ao valor da rugosidade característico de cada casco com um valor típico de $1,5 \times 10^{-4} m$.

$$\Delta C_F = 0,044 \left[\left(\frac{k_s}{L} \right)^{\frac{1}{3}} - 10Re^{-\frac{1}{3}} \right] + 0,000125$$

D. Variáveis a considerar para cálculo da Potência a Instalar num navio

Para a estimativa da potência a instalar num navio (P_I), é necessário calcular as seguintes variáveis:

- **Rendimento rotativo relativo (η_R)** – relação entre o rendimento do hélice atrás do navio e do rendimento do hélice em água livre à velocidade V_1 (velocidade da água relativamente ao casco), influenciado pelas diferenças de pressão no hélice;

$$\eta_R = \frac{\text{rendimento do hélice atrás do navio}}{\text{rendimento do hélice em água livre à velocidade } V_1}$$

- **Potência Efetiva (P_E)** – potência necessária para mover o navio a uma determinada velocidade;

$$P_E = R \times V$$

- **Potência de Impulso (P_T)** – o objetivo do hélice será criar impulso (T) para superar a resistência que o navio está sujeito, que permite o seu movimento;

$$P_T = RV \frac{1 - w}{1 - t}$$

Onde,

$$w = \frac{V - V_1}{V} \text{ e } t = \frac{T - R}{T}$$

- **Potência Entregue (P_D)** - potência pedida à unidade propulsora;

$$P_D = \frac{P_E}{\eta_D}$$

- **Potência ao veio (P_S)** – corresponde à potência entregue ao veio, através do rendimento da caixa redutora (η_T);

$$P_S = \frac{P_D}{\eta_T}$$

- **Rendimento da transmissão (η_s)** – relacionada com as perdas da transmissão, cujos valores estão compreendidos normalmente entre 0,95 e 0,98, dependendo da localização do motor no navio, respetivamente a vante e a ré;

$$\eta_s = \frac{P_D}{\text{potência requerida ao motor}}$$

- **Coefficiente Propulsivo (PC)** – razão entre a potência efetiva e a potência ao veio;

$$PC = \frac{P_E}{P_S}$$

- **Coefficiente Quase Propulsivo (QPC ou η_D)** – mesma definição que PC, embora aplicada a modelos. Este coeficiente é por muitas vezes retirado de bases de dados de navios similares;

$$PC = \frac{PC_{\text{navio a projetar}}}{QPC_{\text{modelo}}}$$

- **Fator de correlação entre modelo e navio (SCF)** - corresponde às diferenças de escala entre o navio e o modelo em questão;
- **Potência Instalada (P_I)** – potência a instalar no navio, para que se consiga combater a resistência e desenvolvendo uma determinada velocidade.

$$P_I = \frac{P_E}{\eta_D} \times \frac{1}{\eta_s}$$

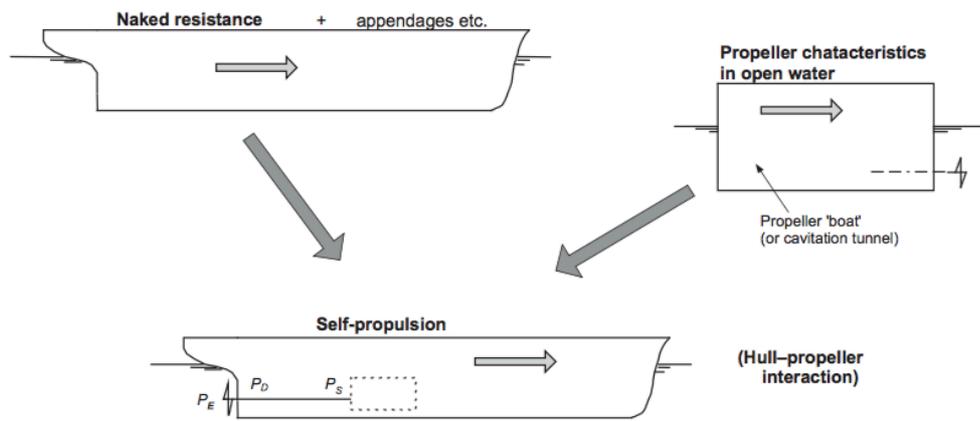


Figura 35 - Componentes do cálculo da potência a instalar num navio.

E. Cálculo da Potência a instalar

Com as diversas variáveis calculadas, o processo para calcular a potência a instalar no navio é o seguinte (MOLLAND A. F., 2011):

- 1) Calcular P_E e estimar η_D ou QFC ;
- 2) Calcular $P_{D_{modelo}}$ e estimar SFC ;
- 3) Calcular $P_{D_{navio}}$;

$$P_{D_{navio}} = P_{D_{modelo}} \times SCF$$

- 4) Estimar η_T ;
- 5) Calcular P_S ;

$$P_S = \frac{P_{D_{navio}}}{\eta_T}$$

- 6) Determinar as margens, que irão depender das rugosidades do casco, da turbulência do meio e das condições atmosféricas. Estas dificilmente são determinadas com exatidão, pelo que variam entre 15%-30% da potência total;
- 7) Calcular P_I .

$$P_I = \frac{P_E}{\eta_D} \times SCF \times \frac{1}{\eta_T} + \text{margens}$$

Para além destes cálculos, é necessário considerar diversos fatores quanto à escolha de uma unidade propulsora, como a potência, o peso, o tipo de função do navio, custo inicial e de manutenção, o consumo de combustível, nível de emissões de gases nocivos para a atmosfera, vibrações, ruído e velocidade de rotação.

F. Método LMTD (*Log mean temperature difference*)

Para dimensionar os permutadores de calor, de modo a que as trocas de calor sejam as mais eficientes possíveis, é utilizado o Método LMTD.

$$q = \frac{\Delta T}{R} = UA\Delta T$$

U ($W/m^2\text{°C}$) – Coeficiente global de transferência de calor;

A (m^2) – Área de transferência;

R ($m^2 \cdot \text{°C}/W$) – Resistência do material.

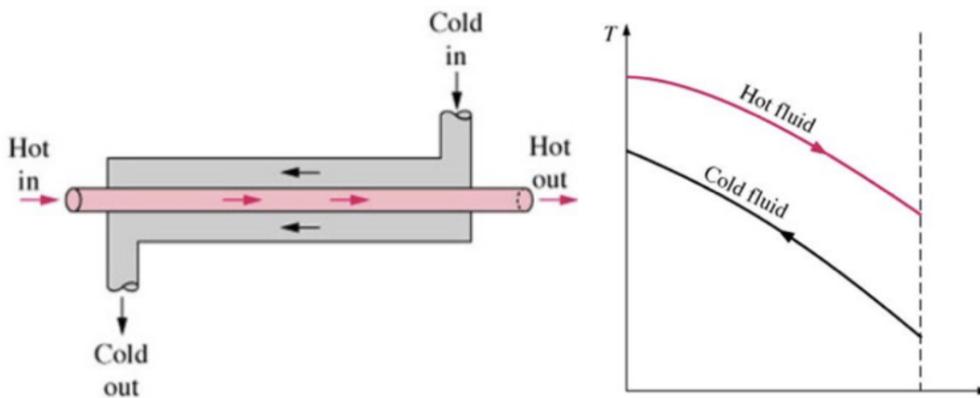


Figura 36 - Representação de permutador com um fluxo contracorrente.

Sabendo a resistência e o valor de UA é possível dimensionar o permutador. O método LMTD tem como objetivo o cálculo da área do permutador para a obtenção de uma determinada temperatura de permuta para um determinado fluxo, sabendo o caudal mássico que lhe está associado.

Considerando um fluxo em contracorrente, a saída do fluido frio poderá exceder a temperatura de saída do fluido quente. Na situação limite, o fluido frio será aquecido ao valor de temperatura da entrada do fluido quente. No entanto, a saída do fluido frio nunca irá exceder a temperatura de entrada do fluido quente, pois iria violar a segunda lei da termodinâmica.

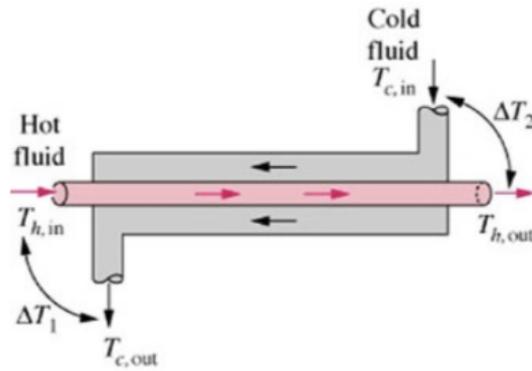


Figura 37 - Aplicação do método LMTD a um fluxo contracorrente.

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Sabendo a energia disponível na fonte de calor, ou seja, o fluido quente, é possível determinar o UA . Ao aplicar este método a um fluxo contracorrente, pode concluir-se que para a mesma capacidade de transferência de calor é necessária uma menor área, em relação ao resultado obtido aplicando um fluido paralelo. O método LMTD está limitado a permutadores de fluxo de paralelo e contracorrente. Em outros permutadores como é o caso de permutadores de placas soldadas, afeta-se o valor de ΔT_{lm} calculado com um fator de correlação F . Com o fator de correlação de igual a 1 corresponde a um permutador em contracorrente.

$$\Delta T_{lm} = F \Delta T_{lm(\text{contracorrente})}$$

G. NTU (número de transferência de unidades) - Efetividade

O método a efetividade prevê a temperatura de saída do fluxo quente e frio num determinado permutador, que para tal é calculado a efetividade que indica a quantidade de calor que entra realmente no ciclo. É necessário a determinação da taxa de transferência de calor no permutador, as temperaturas de entrada e saída do fluido quente e frio, para determinar o caudal mássico e tamanho do permutador.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{\text{taxa de transferencia de calor atual}}{\text{maxima taxa de transferencia de calor}}$$
$$q = C_c(T_{c,out} - T_{c,in}) = C_h(T_{c,out} - T_{c,in})$$
$$C_c = mc_c \text{ e } C_h = mc_h$$

C (kJ/K) – Taxa de capacidade térmica do fluido.

A taxa de capacidade térmica do fluido é a taxa de transferência de calor necessária para mudar a temperatura no fluxo do fluido em um grau Célsio. O fluido com taxa de capacidade térmica menor sofrerá a maior variação de temperatura, atingindo conseqüentemente a máxima temperatura, para a qual o processo de transmissão de calor no permutador atingirá o seu máximo. O NTU irá representar a transferência de calor numa determinada área. Sendo este proporcional ao U , então o NTU irá aumentar com o aumento da massa do permutador. O NTU é calculado de acordo com as seguintes expressões:

$$\Delta T_{max} = T_{h,in} - T_{c,in}$$
$$q = C_{min} \Delta T_{max}$$
$$NTU = \frac{UA}{C_{min}}$$

H. Programa desenvolvido

```
clear all
clc
%escolher refrigerante, r=1 para r134a e r=2 para r245fa
r=1;
%escolher se o ciclo inclui recuperador ou absorcor
recu=0;
absor=0;
Tgasout=200;
dtemp=50;
Tsub=5;
mmar=10;
Tmar=10;
rendturb=0.8;
rendinversor=0.95;
Pmax=1.3;
cpgas=1.08;
cpmar=3.93;
cpagua=4.2;
switch absor
    case 0
        Tcond=Tmar+5;
        Tcondin=Tmar;
        Tcondout=Tmar+15;
        mcond=10;
        ccond=cpmar;
    case 1
        Tcond=7;
        Tcondin=7;
        Tcondout=12;
        mcond=12.5;
        ccond=cpagua;
end
motor=xlsread('Dados.xlsx',5);
numero=motor(:,1);
rpm1=motor(:,5);
rpm2=motor(:,10);
gerador2=motor(:,2);
gerador3=motor(:,4);
gerador4=motor(:,3);
temperaturamedial=motor(:,6);
temperaturamin1=motor(:,7);
temperaturamax1=motor(:,8);
temperaturamedia2=motor(:,11);
temperaturamin2=motor(:,12);
temperaturamax2=motor(:,13);
potencial=motor(:,9);
potencia2=motor(:,14);
mgasout=(max(rpm1,rpm2)*8.4)/900;
temperaturaoutmax=max((temperaturamax1+temperaturamax2)*0.5);
mgasoutmax=max(mgasout);
subplot(3,3,3)
plot(numero,rpm1)
hold on
plot(numero,rpm2)
ylabel('RPM Motores')
xlabel('Número Bin')
legend('RPM1','RPM2')
```

```

axis([0 131 0 1000])
subplot(3,3,7)
plot(numero,temperaturamedial);
hold on
plot(numero,temperaturamedia2);
ylabel('Temperatura (°C)')
xlabel('Número Bin')
legend('DE1','DE2')
axis([0 131 0 400])
ref=xlsread('Dados.xlsx',r);
x1=ref(:,3);
x2=ref(:,4);
y=ref(:,2);
t=ref(:,1);
p=ref(:,2);
h=ref(:,3);
hvapor=ref(:,4);
T1=Tcond-Tsub;
T2s=T1;
P2s=Pmax;
P3=Pmax;
T3=Tgasout-dtemp;
P1=interp1(t,p,Tcond);
P4s=P1;
switch r
    case 1
        cpref=median(xlsread('Dados.xlsx',1,'E1:E69'));
        u=xlsread('Dados.xlsx',3,'B1:G1');
        v=xlsread('Dados.xlsx',3,'A2:A7');
        g=xlsread('Dados.xlsx',3,'B2:G7');
        a=xlsread('Dados.xlsx',3,'J1:O1');
        b=xlsread('Dados.xlsx',3,'I2:I7');
        c=xlsread('Dados.xlsx',3,'J2:O7');
        l=xlsread('Dados.xlsx',3,'K9:Q9');
        m=xlsread('Dados.xlsx',3,'J10:J16');
        n=xlsread('Dados.xlsx',3,'K10:Q16');
        d=xlsread('Dados.xlsx',3,'B9:F9');
        f=xlsread('Dados.xlsx',3,'A10:A16');
        k=xlsread('Dados.xlsx',3,'B10:F16');
    case 2
        cpref=median(xlsread('Dados.xlsx',2,'E1:E68'));
        u=xlsread('Dados.xlsx',4,'B1:G1');
        v=xlsread('Dados.xlsx',4,'A2:A7');
        g=xlsread('Dados.xlsx',4,'B2:G7');
        a=xlsread('Dados.xlsx',4,'J1:O1');
        b=xlsread('Dados.xlsx',4,'I2:I7');
        c=xlsread('Dados.xlsx',4,'J2:O7');
        l=xlsread('Dados.xlsx',4,'L9:Q9');
        m=xlsread('Dados.xlsx',4,'K10:K19');
        n=xlsread('Dados.xlsx',4,'L10:Q19');
        d=xlsread('Dados.xlsx',4,'B9:E9');
        f=xlsread('Dados.xlsx',4,'A10:A19');
        k=xlsread('Dados.xlsx',4,'B10:E19');
end
H1=interp1(p,h,P1)-Tsub-3;
H2s=H1;
H3=interp2(u,v,g,T3,Pmax);
S3=interp2(a,b,c,T3,Pmax);
S4=S3;
H4s=interp2(l,m,n,S4,P4s);

```

```

T4s=interp2(d,f,k,H4s,P4s);
hx=[H1 H2s H3 H4s H1];
py=[P1 P2s P3 P4s P1];
subplot(3,3,1)
semilogy(x1,y,'-b',x2,y,'-r');
hold on
semilogy(hx,py);
if r==1
    title('Ciclo com refrigerante R134a')
else
    title('Ciclo com refrigerante R245fa')
end
text(H1-30,P1,'H1')
text(H2s-30,P2s+0.3,'H2s')
text(H3+10,P3+0.3,'H3')
text(H4s+10,P4s,'H4s')
ylabel('Pressão (MPa)')
xlabel('Entalpia (kJ/kg)')
axis([100 650 0.01 20]);
switch recu
case 0
    Hin=H2s;
    Hout=H4s;
    Qinmax=mgasoutmax*cpgas*(temperaturaoutmax-Tgasout);
    dT1=temperaturaoutmax-T3;
    dT2=Tgasout-T2s;
    dTln=(dT1-dT2)/(log(dT1/dT2));
    UAeva=Qinmax/dTln;
    dTmax=temperaturaoutmax-T2s;
    Cmineva=cpgas*mgasoutmax;
    NTUeva=Cmineva/UAeva;
    eeava=1-exp(-NTUeva);
    Qin=eeava*Qinmax;
    mrefmax=Qin/(H3-H2s);
    Qout=mrefmax*(Hout-H1);
    Qcond=mcond*ccond*(Tcondout-Tcondin);
    econd=Qcond/Qout;
    Cmincond=cpref*mrefmax;
    NTUcond=-(log(1-econd));
    UAcond=Cmincond/NTUcond;
case 1
    erecu=0.9;
    H5=interp1(p,hvapor,P1)+10;
    Hrec=H4s-H5;
    Hin=(Hrec+H2s)*erecu;
    Hout=H5;
    T5=interp1(p,t,P1)+10;
    T6=(erecu*(T4s-T5))+T2s;
    Qinmax=mgasoutmax*cpgas*(temperaturaoutmax-Tgasout);
    dT1=temperaturaoutmax-T3;
    dT2=Tgasout-T6;
    dTln=(dT1-dT2)/(log(dT1/dT2));
    UAeva=Qinmax/dTln;
    dTmax=temperaturaoutmax-T6;
    Cmineva=cpgas*mgasoutmax;
    NTUeva=Cmineva/UAeva;
    eeava=1-exp(-NTUeva);
    Qin=eeava*Qinmax;
    m1=Qin/(H3-Hin);
    mrefmax=(m1*(H3-H2s))/(H3-Hin);

```

```

Qrecin=mrefmax*Hrec*erecu;
dT1recu=T4s-T6;
dT2recu=T5-T2s;
dTlnrecu=(dT1recu-dT2recu)/(log(dT1recu/dT2recu));
UArecu=Qinmax/dTlnrecu;
Crecu=cpref*mrefmax;
NTUrecu=Crecu/UArecu;
Qout=mrefmax*(Hout-H1);
Qcond=mcond*ccond*(Tcondout-Tcondin);
econd=Qcond/Qout;
Cmincond=cpref*mrefmax;
NTUcond=-(log(1-econd));
UAcond=Cmincond/NTUcond;

end
Wpmax=mrefmax*(H2s-H1);
Wtmax=mrefmax*(H3-H4s);
Qoutmax=mrefmax*(Hout-H1);
Qinmax=mrefmax*(H3-Hin);
rendmax=(Wtmax-Wpmax)/Qinmax;
i=0;
j=0;
tmarin=10;
while j<=17
    switch i
        case 0
            mgases=8.4;
            tin=306;
        case 1
            mgases=7.2;
            tin=311;
        case 2
            mgases=6;
            tin=326;
        case 3
            mgases=8.4;
            tin=312;
        case 4
            mgases=7.2;
            tin=311;
        case 5
            mgases=6;
            tin=326;
    end
    qmax=mgases*cpgas*(tin-Tgasout);
    q=eeva*qmax;
    p1=interp1(t,p,tmarin);
    p4s=p1;
    h1=interp1(p,h,p1)-Tsub-3;
    h2s=h1;
    h3=interp2(u,v,g,T3,Pmax);
    s3=interp2(a,b,c,T3,Pmax);
    s4=s3;
    h4s=interp2(l,m,n,s4,p4s);
    switch recu
        case 0
            hin=h2s;
            hout=h4s;
        case 1
            h5=interp1(p,hvapor,p1)+10;
            hrec=(h4s-h5)*erecu;

```

```

        hin=hrec+h2s;
        hout=h5;
end
wp=mrefmax*(h2s-h1);
wt=mrefmax*(h3-h4s);
qout=mrefmax*(hout-h1);
qin=mrefmax*(h3-hin);
rendimento=(wt-wp)/qin;
subplot(3,3,2)
switch i
    case 0
        plot(tmarin,rendimento,'r*')
        i=i+1;
        hold on
    case 1
        plot(tmarin,rendimento,'r*')
        i=i+1;
        hold on
    case 2
        plot(tmarin,rendimento,'r*')
        i=i+1;
        hold on
    case 3
        plot(tmarin,rendimento,'bo')
        i=i+1;
        hold on
    case 4
        plot(tmarin,rendimento,'bo')
        i=i+1;
        hold on
    case 5
        plot(tmarin,rendimento,'bo')
        i=0;
        tmarin=tmarin+5;
        hold on
end
j=j+1;
end
axis([10 20 0.05 0.25]);
switch recu
    case 0
        switch r
            case 1
                title('R134a sem recuperador e sem absorsor')
            case 2
                title('R245fa sem recuperador e sem absorsor')
        end
    case 1
        switch r
            case 1
                title('R134a com recuperador e sem absorsor')
            case 2
                title('R245fa com recuperador e sem absorsor')
        end
    end
end
ylabel('Rendimento')
xlabel('Temperatura da água de refrigeração (°C)')
subplot(3,3,4)
plot(numero,potencial)
hold on

```

```

plot(numero,potencia2)
hold on
Qmax1=diag(mgasout*cpgas*(temperaturamedial-Tgasout)');
Qmax2=diag(mgasout*cpgas*(temperaturamedia2-Tgasout)');
Qmaxmedia=(Qmax1+Qmax2)/2;
Qin=eeva*Qmaxmedia;
switch recu
    case 0
        mref=Qin/(H3-H2s);
    case 1
        m1=Qin/(H3-Hin);
        mref=(m1*(H3-H2s))/(H3-Hin);
end
Wt2=mref*(H3-H4s)*rendturb*rendinversor;
rend2=Wt2/Qin;
plot(numero,Wt2)
legend('Power DE1','Power DE2','Power Turbine')
ylabel('Potência (kW)')
xlabel('Numero Bin')
if (r==1 & recu==0 & absor==0)
    title('R134a sem recuperador e sem absorsor')
elseif (r==1 & recu==1 & absor==0)
    title('R134a com recuperador e sem absorsor')
elseif (r==1 & recu==1 & absor==1)
    title('R134a com recuperador e com absorsor')
elseif (r==2 & recu==0 & absor==0)
    title('R245fa sem recuperador e sem absorsor')
elseif (r==2 & recu==1 & absor==0)
    title('R245fa com recuperador e sem absorsor')
elseif (r==2 & recu==1 & absor==1)
    title('R245fa com recuperador e com absorsor')
elseif (r==1 & recu==0 & absor==1)
    title('R134a sem recuperador e com absorsor')
elseif (r==2 & recu==0 & absor==1)
    title('R245fa sem recuperador e com absorsor')
end
axis([0 131 0 3000]);
subplot(3,3,5)
plot(numero,mref)
ylabel('Caudal de refrigerante (kg/s)')
xlabel('Numero Bin')
if (r==1 & recu==0 & absor==0)
    title('R134a sem recuperador e sem absorsor')
elseif (r==1 & recu==1 & absor==0)
    title('R134a com recuperador e sem absorsor')
elseif (r==1 & recu==1 & absor==1)
    title('R134a com recuperador e com absorsor')
elseif (r==2 & recu==0 & absor==0)
    title('R245fa sem recuperador e sem absorsor')
elseif (r==2 & recu==1 & absor==0)
    title('R245fa com recuperador e sem absorsor')
elseif (r==2 & recu==1 & absor==1)
    title('R245fa com recuperador e com absorsor')
elseif (r==1 & recu==0 & absor==1)
    title('R134a sem recuperador e com absorsor')
elseif (r==2 & recu==0 & absor==1)
    title('R245fa sem recuperador e com absorsor')
end
axis([0 131 0 10])
subplot(3,3,6)

```

```

plot(numero,gerador2)
hold on
plot(numero,gerador3)
hold on
plot(numero,gerador4)
hold on
plot(numero,Wt2*0.95*0.95)
ylabel('Potência Geradores (KW)')
xlabel('Número Bin')
legend('GE2','GE3','GE4','Trabalho Wt')
axis([0 131 0 300])
subplot(3,3,8)
potkwh1=(potencia1*21)/1000;
potkwh2=(potencia2*21)/1000;
plot(numero,potkwh1)
hold on
plot(numero,potkwh2)
hold on
wt2kwh=(Wt2*21)/1000;
plot(numero,wt2kwh);
ylabel('MWh')
xlabel('Número Bin')
legend('Power DE1','Power DE2','Power Turbine')
axis([0 131 0 60])
subplot(3,3,9)
rendi=rend2(:,112);
rendORC=sort(rendi);
rendDE=1-rendORC;
plot(sort(rpm2),rendORC);
hold on
plot(sort(rpm2),rendDE);
ylabel('Rendimento (%)')
xlabel('Rpm')
legend('ORC','DE')
axis([0 1000 0 1])
ener=sum(Wt2)*0.95*0.95;
ener365=ener*365;
fprintf('O rendimento do ciclo para as condições máximas ser· %f',
rendmax)
fprintf('\nA energia poupada na miss„o ser· %f kW', ener)
fprintf('\nA energia poupada num ano seria %f kW', ener365)
ge=sum(sum(gerador2)+sum(gerador3)+sum(gerador4));
dias=ener/ge;
fprintf('\nA necess·ria para as necessidades do navio ser· %f', ge)
fprintf('\nA energia recuperada seria equivalente a %f dias', dias)

```


Anexos

A. Manual do motor Wärtsilä

3. Technical Data

Wärtsilä 26 Product Guide

3.4 Wärtsilä 12V26

Wärtsilä 12V26		AE/DE IMO Tier 2	AE/DE IMO Tier 2	ME IMO Tier 2	ME IMO Tier 2
Cylinder output	kW/cyl	325	340	325	340
Engine speed	rpm	900	1000	900	1000
Engine output	kW	3900	4080	3900	4080
Mean effective pressure	MPa	2.55	2.4	2.55	2.4
Combustion air system (Note 1)					
Flow of air at 100% load	kg/s	7.5	8.1	8.0	8.2
Temperature at turbocharger intake, max.	°C	45	45	45	45
Air temperature after air cooler, nom. (TE601)	°C	50	50	50	50
Exhaust gas system (Note 2)					
Flow at 100% load	kg/s	7.7	8.3	8.4	8.4
Flow at 85% load	kg/s	6.6	7.3	7.2	7.2
Flow 75% load	kg/s	6.0	6.7	6.0	6.0
Flow 50% load	kg/s	5.2	5.9	3.6	4.8
Temp. after turbo, 100% load (TE517)	°C	329	312	306	312
Temp. after turbo, 85% load (TE517)	°C	326	304	311	313
Temp. after turbo, 75% load (TE517)	°C	337	311	326	327
Temp. after turbo, 50% load (TE517)	°C	271	252	327	322
Backpressure, max.	kPa	3.0	3.0	3.0	3.0
Exhaust gas pipe diameter, min	mm	700	700	700	700
Calculated exhaust diameter for 35 m/s	mm	688	705	706	710
Heat balance (Note 3)					
Jacket water	kW	660	708	636	708
Lubricating oil	kW	564	600	552	600
Charge air	kW	408	432	456	480
Radiation	kW	180	192	180	192
Fuel system (Note 4)					
Pressure before injection pumps (PT101)	kPa	700±50	700±50	700±50	700±50
Engine driven pump capacity at 12 cSt (MDF only)	m³/h	4.6	5.2	4.6	5.2
Fuel flow to engine (without engine driven pump), approx.	m³/h	3.2	3.4	3.2	3.4
HFO viscosity before engine	cSt	16...24	16...24	16...24	16...24
HFO temperature before engine, max. (TE 101)	°C	140	140	140	140
MDF viscosity, min	cSt	2.0	2.0	2.0	2.0
MDF temperature before engine, max. (TE 101)	°C	45	45	45	45
Fuel consumption at 100% load	g/kWh	187.3	191.1	188.2	191.1
Fuel consumption at 85% load	g/kWh	185.9	189.7	185.9	188.7
Fuel consumption at 75% load	g/kWh	189.7	193.0	188.2	191.1
Fuel consumption at 50% load	g/kWh	196.1	200.9	189.5	194.2
Clean leak fuel quantity, MDF at 100% load	kg/h	15.4	16.4	15.5	16.4
Clean leak fuel quantity, HFO at 100% load	kg/h	3.1	3.3	3.1	3.3
Lubricating oil system (Note 5)					

3-10

Wärtsilä 26 Product Guide - a10 - 27 September 2016

Table 9-2 Nominal flows and heads of engine driven HT & LT pumps

Engine	Engine speed [rpm]	HT		LT		LT + gearbox cooling (optional)	
		Flow [m ³ /h]	Head [m H ₂ O]	Flow [m ³ /h]	Head [m H ₂ O]	Flow [m ³ /h]	Head [m H ₂ O]
6L26	900	35	35	42	26	52	26
	1000	35	35	47	27	57	27
8L26	900	45	36	56	27	70	25
	1000	45	36	62	25	76	27
9L26	900	50	36	63	25	78	27
	1000	50	34	70	26	85	27
12V26	900	60	28	60	28	-	-
	1000	67	35	67	35	-	-
16V26	900	80	35	80	35	-	-
	1000	89	44	89	44	-	-

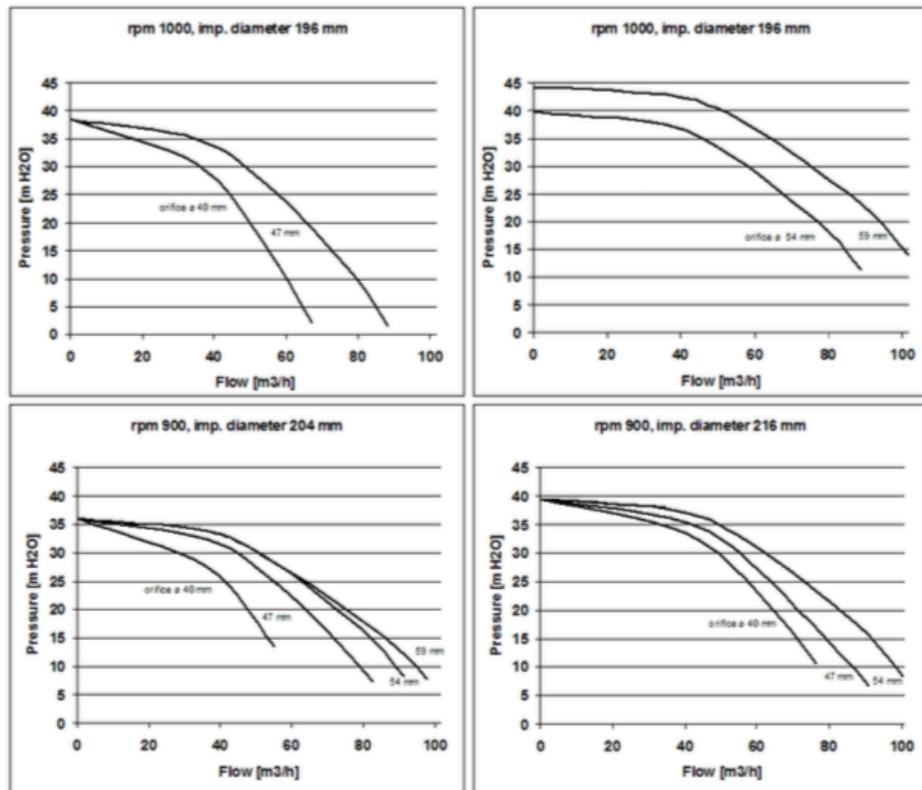


Fig 9-3 Pump curves W26 in-line

B. Diagramas de Mollier

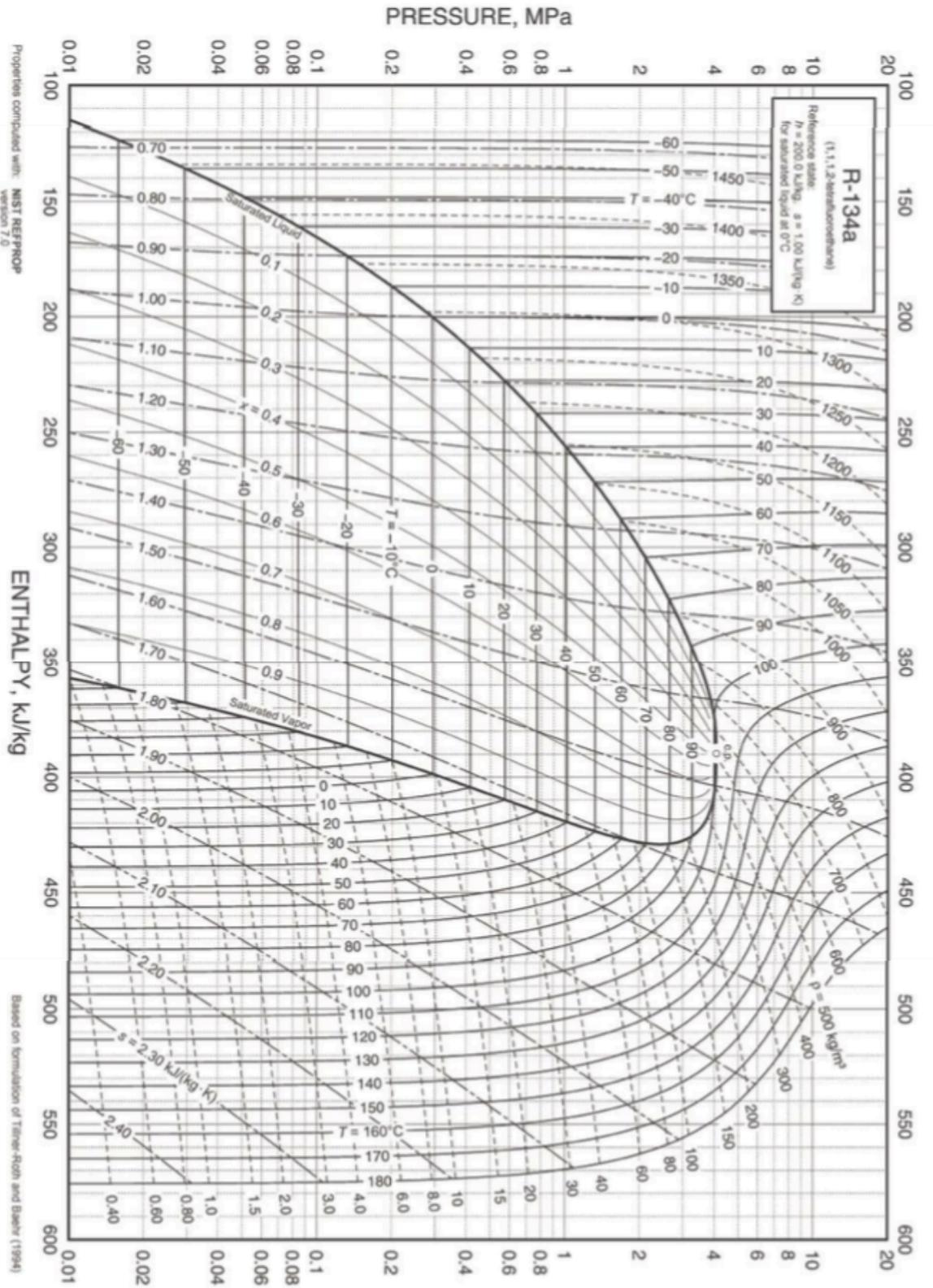


Fig. 8 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 134a

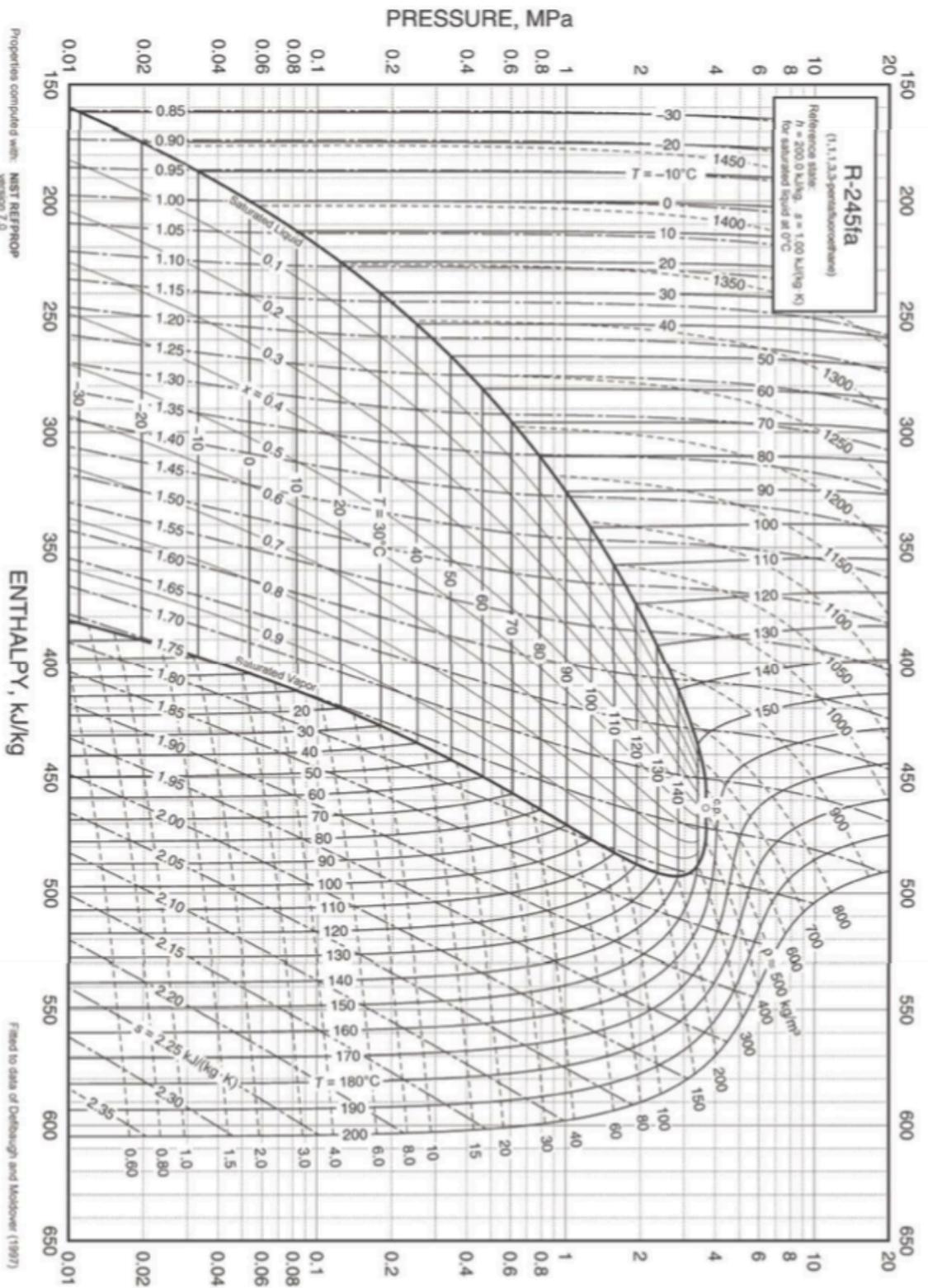


Fig. 11 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 245fa

Properties computed with:
 NIST REFPROP
 version 7.0

Based to data of DeGaetano and Modroer (1997)

C. Manual do *Chiller* de Absorção

For Future Energy & Environment |

Absorption Machines

 **Provide the best solution for CHP and CCHP application by utilizing waste heat more efficiently through various Absorption Machine technology.**

- No CFC's and Environmentally safe
- Cost-Effective Direct Cooling & Heating
- Low Noise & Low Vibration operation
- Precise & Optimized Control by Microprocessor-based Controller
- Saving of Initial Investment
- High Reliability



Exhaust-Energy Recovery

Exhaust Gas Driven Absorption Machine produces both of cooling & heating directly from exhaust gas from reciprocating engine or gas turbine without additional heat recovery systems. And Hot water Driven type Machine produces cooling from engine jacket water or the other hot water. Specially, in Double-lift type Machine, hot water energy can be utilized by 55°C.



Excellent Part Load Performance

Microprocessor-based control system allows stable, part load operation at cooling water temperatures as low as 18°C [64°F] without a cooling water bypass. For maximum efficiency, a variable frequency drive pump automatically maintains optimum solution flow to Low-Temp. Generator and also High-Temp Generator during whole operation.



Low Noise and Low Vibration

The overall sound level of The Worldenergy machine is typically 65dbA. This allows the machines to be installed near occupier spaces or in area with strict sound requirements. Low vibration levels also make it possible to install the chiller on upper floors without special consideration for vibration dampening systems.



Precise & Optimized Operation

Factory mounted, wired and tested microprocessor-based controller monitor's and controls the machine operation continuously and automatically. A touch screen display identifies operational status and fault indication. All components meet internally acceptable codes like UL or CE or KS or equivalents. During the start-up sequence, the controller initiates a self-diagnostic system check to verify that all sensors are in range. Remote start/stop switch and a key-locked control panel door protect against unauthorized access.



Reliability & Easy Maintenance

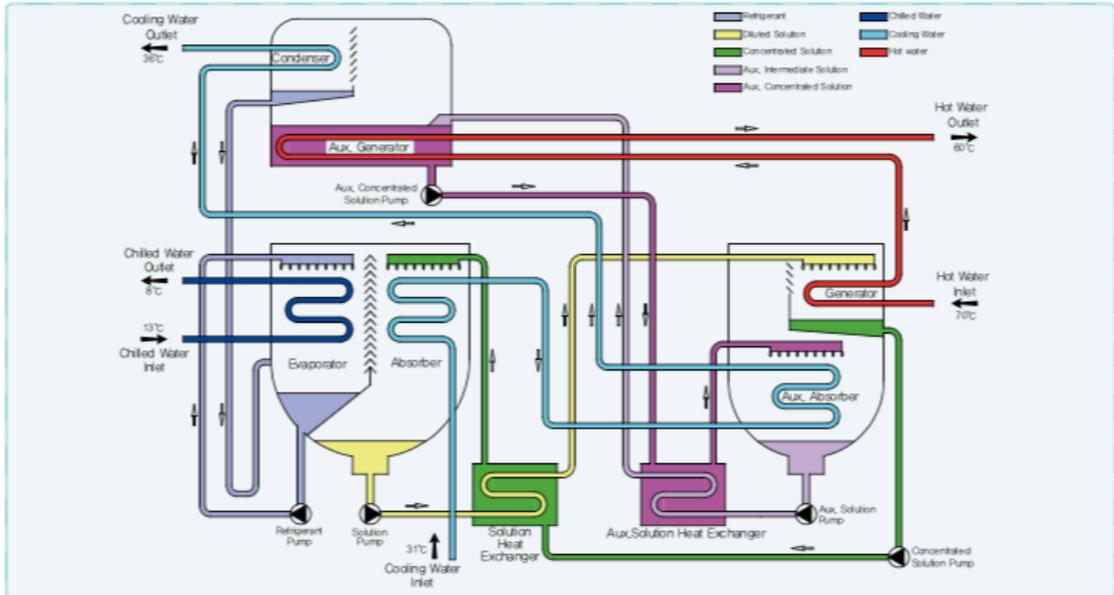
Hermetically-designed refrigerant and solution pumps which are only moving parts provide reliability and they are field serviceable through pump isolation valves. Also marine-type water box cover on both of the absorber and condenser allows easy tube-cleaning and water-box inspection. And factory performance test, which is provided as an optional basis, ensure the performance and function of chiller before shipment.



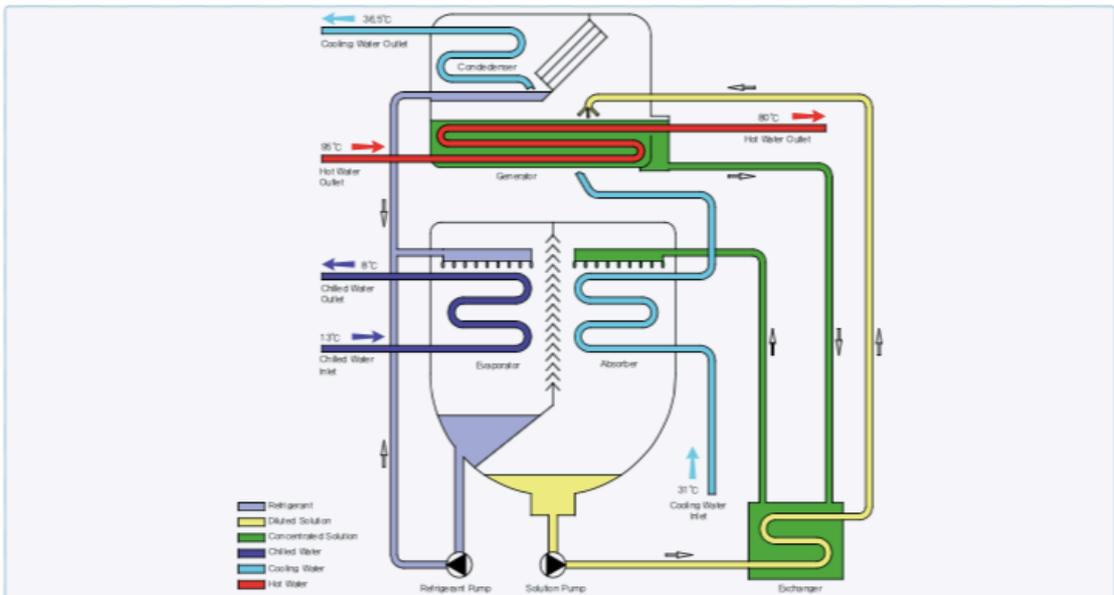
Reliable Purge System

Non-condensable gases are periodically exhausted from the storage tank by a simple procedure performed while the machine is running. Evacuation is performed by a unit mounted vacuum pump that is connected to the purge evacuation valve.

3 Waste Heat Recovery Absorption Machine _ 2AA series



4 Single Effect Hot Water Driven Absorption Machine _ HWAR - L series



Waste Heat Recovery Absorption Machine

Performance Data

Waste Heat Recovery (Single Effect Hot Water) Driven Type (75-375RT) →

Model		Unit	2AA075	2AA090	2AA110	2AA135	2AA155	2AA180	2AA210	2AA240	2AA270	2AA300	2AA340	2AA375	
Cooling Capacity		kW	264	316	387	475	545	633	738	844	949	1,055	1,196	1,319	
		usRT	75	90	110	135	155	180	210	240	270	300	340	375	
Chilled Water	Inlet Temp./Outlet Temp.	℃	13 / 8												
	Flow rate	m ³ /h	45.4	54.4	66.5	81.6	93.7	109	127	145	163	181	206	227	
	Pressure Drop	mH ₂ O	3.7	3.8	4.6	4.8	4.3	4.6	3.2	3.4	3.4	3.5	3.1	3.2	
	Connection	mm	80		100		125			150		200			
Cooling Water	Inlet Temp./Outlet Temp.	℃	31 / 36												
	Flow rate	m ³ /h	156	188	229	281	323	375	438	500	563	625	709	782	
	Pressure Drop	mH ₂ O	4.7	5.0	12.0	13.0	13.0	13.4	7.1	7.1	7.3	7.2	7.1	7.2	
	Connection	mm	150		200			250			300				
Hot Water	Inlet Temp./Outlet Temp.	℃	70 / 60												
	Flow rate	ton/h	55.1	66.1	80.7	99.1	113.8	132.1	154.1	176.2	198.2	220.2	249.6	275.3	
		m ³ /h	56.3	67.6	82.6	101.4	116.4	135.2	157.7	180.2	202.8	225.3	255.3	281.6	
	Pressure Drop	Shell	mH ₂ O	5.8	6.5	5.3	6.1	6.7	7.1	5.9	6.2	5.6	5.7	5.5	5.7
		Control Valve	mH ₂ O	1.9	2.7	4.0	2.9	3.8	5.2	3.1	4.1	5.1	1.4	1.8	2.2
	Connection	mm	100		125			150			200				
	Control Valve	mm	100			125			150			200			
Electric	Power source	-	3ø, 400V, 50Hz												
	Ref. Pump	kW [A]	3.0 [11.0]				3.8 [12.6]				4.8 [15.2]				
	Abs. Pump	kW [A]	0.2 [1.1]		0.3 [1.5]		0.4 [1.6]								
	Purge Pump	kW [A]	0.4 [1.5]												
	Control Panel	kW [A]	0.2 [0.5]												
	Total kW	kW	3.8	3.8	3.9	3.9	4.8	4.8	4.8	4.8	5.8	5.8	5.8	5.8	
	Total Ampere	A	14.1	14.1	14.5	14.5	16.2	16.2	16.2	16.2	18.8	18.8	18.8	18.8	
Size	Length [L]	mm	2,658		3,678		3,720		4,740		4,776		4,880		
	Width [W]	mm	2,281				2,623				2,795		3,022		
	Height [H]	mm	2,084				2,257				2,540		2,838		
Weight	Rigging	ton	4.8	5.1	6.3	6.6	7.9	8.3	9.7	10.1	12.4	13.0	14.9	15.4	
	Operation	ton	5.6	5.8	7.3	7.7	9.2	9.8	11.4	12.0	14.7	15.5	17.8	18.6	
Space for Tube Replacement	mm	2,400			3,400			4,500							

Note

1. Working pressure of chilled water/cooling water circuit are based on 1.0Mpa [150psig].
2. Fouling factor 0.001m².h.°C/kcal for Absorber and Condenser, 0.0001m².h.°C/kcal for Evaporator.
3. Standard power source is 3ph, 400V, 50Hz. Available 220, 380, 440V and 460V Power source.
4. Catalogue specifications are subject to change without prior notice.

* 2AA240
[Zinc Factory, Korea]



2AA Series

Waste Heat Recovery Absorption Machine

Performance Data

Waste Heat Recovery (Single Effect Hot Water) Driven Type (420-1300RT)

Model		Unit	2AA420	2AA470	2AA525	2AA600	2AA675	2AA750	2AA825	2AA900	2AA975	2AA1050	2AA1125	2AA1300	
Cooling Capacity	kW		1,477	1,653	1,846	2,110	2,373	2,637	2,901	3,165	3,428	3,692	3,956	4,571	
	usRT		420	470	525	600	675	750	825	900	975	1,050	1,125	1,300	
Chilled Water	Inlet Temp./Outlet Temp.	°C	13 / 8												
	Flow rate	m ³ /h	254	284	318	363	408	454	499	544	590	635	680	786	
	Pressure Drop	mH ₂ O	3.1	4.3	5.7	4.1	5.5	7.2	5.4	6.9	8.6	5.2	6.3	9.4	
	Connection	mm	200			250			300						
Cooling Water	Inlet Temp./Outlet Temp.	°C	31 / 36												
	Flow rate	m ³ /h	875	979	1,094	1,250	1,407	1,563	1,719	1,876	2,032	2,188	2,345	2,709	
	Pressure Drop	mH ₂ O	5.6	7.6	6.8	5.1	6.9	9.0	6.7	8.6	10.7	6.6	8.1	10.8	
	Connection	mm	350			400			450			500			
Hot Water	Inlet Temp./Outlet Temp.	°C	70 / 60												
	Flow rate	ton/h	308.3	345.0	385.4	440.4	495.5	550.5	606	661	716	771	826	954	
		m ³ /h	315.4	353.0	394.3	450.6	5.609	563.3	620	676	732	789	845	976	
	Pressure Drop	Shell	mH ₂ O	6.3	7.6	4.1	3.3	4.4	5.8	4.0	5.1	6.3	4.8	5.8	8.5
		Control Valve	mH ₂ O	2.8	3.5	4.4	2.5	3.1	3.9	4.7	1.8	2.1	2.4	2.8	3.7
	Connection	mm	250			300			400						
Control Valve	mm	200			250			300							
Electric	Power source	-	3ø, 400V, 50Hz												
	Ref. Pump	kW [A]	9.2 [27.0]			10.4 [35.0]			18.0 [64.0]						
	Abs. Pump	kW [A]	0.4 [1.6]			1.5 [4.0]									
	Purge Pump	kW [A]	0.4 [1.5]			0.75 [2.3]									
	Control Panel	kW [A]	0.2 [0.5]												
	Total kW	kW	10.2	10.2	10.2	11.3	11.3	11.3	12.9	12.9	12.9	20.5	20.5	20.5	
Total Ampere	A	30.6	30.6	30.6	33.0	33.0	33.0	41.8	41.8	41.8	70.8	70.8	70.8		
Size	Length [L]	mm	4,998	5,540	6,038	5,654	6,158	6,683	6,293	6,818	7,318	7,008	7,508	8,475	
	Width [W]	mm	3,467			3,905			4,477			5,202			
	Height [H]	mm	3,222			3,600			3,850			4,000			
Weight	Rigging	ton	20.9	22.8	24.4	29.4	31.6	33.8	40.0	42.2	44.9	47.4	50.7	58.4	
	Operation	ton	25.3	27.5	29.6	34.8	37.4	39.9	47.4	50.1	53.1	57.7	61.7	70.5	
Space for Tube Replacement	mm	4,500	5,200	5,700	5,200	5,700	6,200	5,700	6,200	6,700	7,200	7,700	8,200		

Note

1. Working pressure of chilled water/cooling water circuit are based on 1.0Mpa [150psig].
2. Fouling factor 0.0001m².h.°C/kcal for Absorber and Condenser, 0.0001m².h.°C/kcal for Evaporator.
3. Standard power source is 3ph, 400V, 50Hz. Available 220, 380, 440V and 460V Power source.
4. Catalogue specifications are subject to change without prior notice.

DATOS TÉCNICOS

DATI ALIMENTAZIONE ORC

Ruido Alimentación ORC	Agua caliente
Temperatura en Entrada	$\geq 155^{\circ}\text{C}$
Temperatura en salida	135°C
Potencia Térmica Requerida	1100KW_t

GENERADOR

Tipo	Síncrono, a imanes permanentes, con rectificador y sincronizador de red
Enfriamiento	A agua dentro de camisa
Potencia	170KW_t
Velocidad de Regimen	17.500rpm
Tensión en salida	$480-580\text{ AC}$
Enfriamiento requerido	15 KW_t
Ruido refrigerante	Agua - Glicol
Temperatura de Entrada refrigerante	$< 40^{\circ}\text{C}$
Caudal Volumétrico Refrigerante	30 l/min
Enfriamiento añadido	(opc.) Inyección de medio ORC
Estanchidad Generador	$\text{PN } 25\text{ bar}$ (estanchidad gas)

RENDIMIENTO NETO	15%
-------------------------	------------

TURBINA

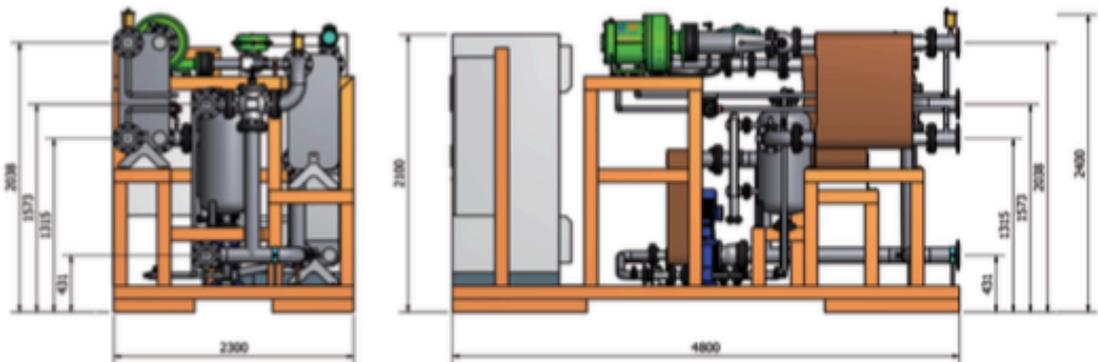
Tipo	Radial monostapa - A boquillas fijas directamente acopladas sobre el eje del generador
Temperatura en entrada	145°C
Temperatura en salida	-95°C
Presión de Test	24 bar
Cuerpo Turbina	Aceero soldado
Impulsor	Aleación de Aluminio
Control de velocidad	Anillo de retroacción sobre la corriente en salida del generador
Estanchidad	Laberinto sellado en la parte posterior del impulsor (opc.: laberinto axial en la interfaz con el generador), Juntas estáticas y O-ring hacia el interior
Ruido de trabajo	HFC
Engrasador	Sistema de lubricación automática comandada por PLC

INVERTER

Tipo	IGBT, Sincronizado a la red, enfriado por aire
Potencia	150 KW_t
Tensión de Salida	400 V ($360-449$) @ 50Hz ($47,5-51,5$)
Temperatura Ambiente	$< 40^{\circ}\text{C}$
Chopper de frenado	Incorporado, 600 kJ

DIMENSIONES

Toda la medida son expresada en milímetros



Toda los datos técnicos aquí detallados son indicativos, no vinculantes y sujetos a cambios sin notificación.
© 2010 Zucato Energia Srl. All rights reserved.



ZUCCATO ENERGIA srl
Via della Consortia, 2
37127 Verona - Italia
Tel. +39 045 8378570
Fax +39 045 8378574
info@zuccatoenergia.it
www.zuccatoenergia.it



E. Dimensões da casa das máquinas do NRP Viana do Castelo

