

Otimização do ciclo termodinâmico e modelação dinâmica de um gerador hidráulico acionado termicamente

Pedro Manuel Hortas Nascimento

Dissertação do MIEM

Orientadores: Professor Fernando Gomes de Almeida

Professor João Pedro Falcão Carneiro

U. PORTO

FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA
UNIVERSIDADE DO PORTO

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Julho de 2014

RESUMO

O motivo da elaboração deste trabalho deve-se à crescente utilização dos *Gliders* como uma importante plataforma de observação para a oceanografia. Estes veículos possuem características únicas e apresentam vantagens, quer de custo, quer de manutenção, relativamente aos métodos tradicionais de observação.

Existe um tipo de *Gliders*, designados por *Thermal Gliders* que, ao contrário dos *Gliders* alimentados a baterias, apresentam a particularidade de a sua fonte de energia ser obtida a partir do gradiente térmico existente no oceano. Apesar de apresentarem elevado potencial para serem massivamente utilizados na exploração oceânica, os *Thermal Gliders* ainda apresentam uma ampla margem de otimização, designadamente no gerador hidráulico acionado termicamente e no dimensionamento das áreas de transferência de calor. Partindo de outros trabalhos já realizados dentro deste tópico, foram determinados os parâmetros de funcionamento que conduzem a um bom rendimento do gerador hidráulico para diferentes comportamentos do material de mudança de fase (*Phase Change Material*, PCM) utilizado. Em particular, verificou-se qual a influência que a alteração da gama de temperaturas de transição entre as fases sólida e líquida do PCM tem nas condições de funcionamento do *Thermal Glider*.

Uma segunda contribuição deste trabalho consiste na obtenção de uma simulação do modelo dinâmico do permutador de calor de um *Glider*. Esta simulação permitiu conhecer quais os tempos de ciclo que o *Thermal Glider* deverá ter para trajetórias de mergulho e ascensão típicas, por forma a que o PCM efetue o seu ciclo termodinâmico completo.

OPTIMIZATION OF THE THERMODYNAMIC CYCLE AND DYNAMIC MODELING OF A THERMALLY DRIVEN HYDRAULIC GENERATOR

ABSTRACT

The motivation to this work is the increasing use of Gliders as an important observation deck for oceanography. These vehicles have unique features and advantages of both cost and maintenance compared to traditional methods.

There are types of Gliders called Thermal Gliders, which unlike Gliders powered by batteries have a particular source of energy, obtained from the thermal gradient existing in the ocean. Despite showing high potential towards their application in ocean exploration, Thermal Gliders still have a large margin for optimization in topics such as the thermally driven hydraulic generator or the dimensioning of the heat transfer areas. Based on previous works within this topic, operating parameters leading to a good performance of the hydraulic generator were determined for different characteristics of the Phase Change Material (PCM). More specifically, the influence of different PCM transition characteristics between solid and liquid phases on the operating conditions of the Thermal Glider has been studied.

A second contribution of this work is the development of a simulation of the dynamic model of the heat exchanger of the Thermal Glider. This simulation allowed the determination of the cycle times the Thermal Glider must have in typical dives in order to ensure the thermodynamic cycle is completed.

AGRADECIMENTOS

O espaço limitado desta secção de agradecimentos, seguramente, não me permite agradecer, como devia, a todas as pessoas que, ao longo do meu Mestrado em Engenharia Mecânica me ajudaram, direta ou indiretamente, a cumprir os meus objetivos e a realizar mais esta etapa da minha formação académica. Desta forma, deixo apenas algumas palavras, poucas, mas um sentido e profundo sentimento de reconhecido agradecimento.

Aos meus orientadores, Professor Fernando Gomes de Almeida e Professor João Pedro Falcão Carneiro, agradeço o tempo e esforço disponibilizado para a realização deste trabalho. As nossas reuniões e discussões tornaram esta dissertação possível.

Ao meu colega João Ferreira pela grande ajuda que me deu na fase inicial deste trabalho.

Ao Professor Carlos António agradeço a ajuda prestada.

Aos meus amigos de faculdade André, João, Ricardo e ao Diogo pelo apoio que me deram ao longo deste semestre.

Ao meu amigo Vítor Canedo por me ter ajudado sempre que precisava, pelas inúmeras horas de conversas e conselhos que em muito contribuíram não só para a conclusão com sucesso desta tese mas também para o meu desenvolvimento como uma pessoa melhor.

Aos meus amigos David e Luís pelas inúmeras horas divertidas e filosóficas que tivemos na curva.

Aos meus irmãos Vanessa, Ariana e Artur por estarem lá, por não me deixarem cair, por fazerem com que esta etapa fosse mais divertida e alegre. Obrigado!

Aos meus Pais e à minha avó um enorme obrigada por acreditarem sempre em mim e naquilo que faço e por todos os ensinamentos de vida.

ÍNDICE

Resumo	iii
Abstract	v
Agradecimentos	vii
Índice	ix
Índice de Figuras	xi
Índice de Tabelas	xiii
1 Introdução.....	1
1.1 Thermal Gliders	2
1.2 Descrição do sistema.....	6
2 Gerador hidráulico acionado termicamente	9
2.1 Material de mudança de fase - PCM.....	9
2.2 Ciclo termodinâmico	12
3 Influência da característica do PCM na transição sólido-líquido.....	21
3.1 Simulações e análise de resultados.....	23
3.2 Estudo do efeito da alteração da superfície original	27
4 Modelo Dinâmico do Gerador Hidráulico do <i>Thermal Glider</i>	33
4.1 Objetivos	33
4.2 Pressupostos	33
4.3 Modelo Dinâmico	34
4.4 Modelo Dinâmico Simplificado	40
4.5 Parâmetros utilizados no Diagrama de Simulação	41
4.6 Resultados e discussão.....	47
5 Conclusões e Futuros Trabalhos	53
6 Referências.....	55

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-Trajectoria em dente de serra descrita por um Glider	1
Figura 2-Constituicao e etapas do ciclo de funcionamento do sistema de captura de energia do Slocum [2]	3
Figura 3- Fotografia do Slocum Battery (em cima) e o Slocum Thermal (em baixo)	5
Figura 4-Diagrama esquemático da divisao do cilindro por nodos que contém o PCM	6
Figura 5- Sistema hidráulico que contém o gerador acionado termicamente.....	7
Figura 6- Classes de materiais com potencialidade para serem utilizados como PCM e as suas gamas de temperatura de funcionamento e de calor latente [14].....	10
Figura 7-Superfície PVT determinada para o PCM	12
Figura 8- Parte do circuito hidráulico do gerador para producao de energia a partir do PCM	13
Figura 9- Representação do ciclo termodinâmico na superfície PVT para uma pressão de pré-carga de 650 bar.....	13
Figura 10- Exemplo de ciclo termodinâmico do PCM da bomba volumétrica	14
Figura 11-Representação dos estados que o PCM assume durante o ciclo termodinâmico e transições entre estes.....	16
Figura 12-Representação de uma transição entre dois estados num processo a pressão constante seguido de um outro a volume constante.....	18
Figura 13-Gráfico dos dados obtidos de uma amostra de n-Tetracosane	22
Figura 14- Superfície PVT do PCM, utilizando um intervalo de temperatura do plano de transição de 9.3°C	23
Figura 15-Superfície do trabalho exercido sobre o acumulador em função da pré-carga e do volume do acumulador.....	25
Figura 16-Superfície do trabalho exercido sobre o acumulador em função da pré-carga e do volume do acumulador.....	25
Figura 17-Superfície do calor absorvido em função da pré-carga e do volume.....	26
Figura 18- Superfície do rendimento do ciclo em função da pré-carga inicial e do volume do acumulador	26
Figura 19- Representação do ciclo termodinâmico na superfície PVT para a pressão de pré-carga de 650 bar	27
Figura 20- Cuvas do calor recebido em função da pré-carga para os vários intervalos do plano de transição do PCM	28
Figura 21- Representação de parte do ciclo termodinâmico na superfície PVT para uma pressão de pré-carga de 100 bar a), 200 bar b) e 250 bar c)	28
Figura 22- Representação do ciclo termodinâmico na superfície PVT para uma pressão de pré-carga de 200 bar.....	29

Figura 23 -Curvas do rendimento do ciclo para um volume do acumulador de 2 litros ...	31
Figura 24-Variação da temperatura do oceano com a profundidade na zona do equador..	34
Figura 25- Variação da temperatura do oceano com o tempo, considerando uma velocidade vertical de 0.25 m/s	35
Figura 26-Esquema do modelo térmico	36
Figura 27-Modelo térmico equivalente que representa o sistema em estudo	37
Figura 28-Esquema representativo das tensões a que o tubo está sujeito	38
Figura 29 - Esquema elétrico simplificado equivalente que representa o sistema em estudo	40
Figura 30-Diagrama de simulação introduzido no Simulink	42
Figura 31- Representação do ciclo termodinâmico na superfície PVT para a pressão de pré-carga de 650 bar	44
Figura 32- Variação da temperatura com o tempo, da água, da parede do tubo e do PCM para um intervalo de temperatura do plano de transição de 9.3°C	47
Figura 33- Variação da temperatura com o tempo, da água, da parede do tubo e do PCM para o intervalo de temperatura do plano de transição de 4°C	48
Figura 34-Variação da temperatura com o tempo, da água, da parede do tubo e do PCM para o intervalo de temperatura do plano de transição de 2°C	49
Figura 35- Variação da temperatura com o tempo, da água, da parede do tubo e do PCM para um intervalo de temperatura do plano de transição de 9.3°C e uma velocidade vertical do Thermal Glider reduzida (0.025 m/s)	50
Figura 36- Variação da temperatura com o tempo, da água, da parede do tubo e do PCM para um intervalo de temperatura do plano de transição de 9.3°C e uma velocidade vertical do Thermal Glider elevada (2.5m/s)	50
Figura 37-Variação da temperatura com o tempo, da água, da parede do tubo e do PCM para um intervalo de temperatura do plano de transição de 9.3°C durante um ciclo completo do Thermal Glider	51

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1- Volume específico do PCM em função da pressão e temperatura	11
Tabela 2-Parâmetros fixos, variáveis e avaliados do ensaio realizado.....	24
Tabela 3- Valores das temperaturas, calor absorvido e calores específicos para cada uma das fases do PCM e para o intervalo de temperatura na fase de transição de 9.3°C	29
Tabela 4- Valores das temperaturas, calor absorvido e calores específicos para cada uma das fases do PCM e para o intervalo de temperatura na fase de transição de 4°C	30
Tabela 5- Valores das temperaturas, calor absorvido e calores específicos para cada uma das fases do PCM e para o intervalo de temperatura na fase de transição de 2°C	30
Tabela 6-Valores usuais da velocidade vertical dos Thermal Gliders.....	35
Tabela 7-Parâmetros mais relevantes e o seu respetivo valor/descrição [20]	38
Tabela 8-Cálculo do número de Biot para alguns diâmetros normalizados.....	40
Tabela 9-Parâmetros introduzidos na simulação	41
Tabela 10-Valores das capacidades térmicas para cada uma das fases do PCM com o plano de transição de 9.3°C	44
Tabela 11-Valores das capacidades térmicas para cada uma das fases do PCM com o plano de transição de 4°C	45
Tabela 12-Valores das capacidades térmicas para cada uma das fases do PCM com o plano de transição de 2°C	45
Tabela 13-Valores utilizados na simulação das capacidades térmicas para cada uma das fases do PCM e para cada um dos intervalos de temperatura da fase de transição	46

1 INTRODUÇÃO

Ao longo dos últimos anos, foram adotadas novas formas e técnicas para a monitorização oceânica, mais concretamente, os AUVs (*Autonomous Underwater Vehicle*) que, ao contrário das soluções anteriores – quer exploração feita por navios, quer por plataformas – apresentam um custo inicial muito menor, requerem pouca manutenção e conduzem a uma cobertura espacial e temporal muito superior. Os AUVs são uma tecnologia que está em constante desenvolvimento, uma grande variedade de sensores foi introduzida nestes veículos o que faz com que se tornem cada vez mais o principal meio de pesquisa oceânica [1].

Os planadores submarinos ou *Gliders*, que são um tipo de AUV, são utilizados para a investigação oceânica em várias áreas científicas, podendo ser usados como instrumentos tendo como fim o estudo de fenómenos físicos, químicos ou biológicos. Outras aplicações possíveis incluem o uso destes veículos aquáticos como meios de comunicação (*gateways*), auxiliares de navegação ou em aplicações militares como reconhecimento marítimo. Como principais características, os *Gliders* são capazes de operar autonomamente, têm baixo custo, são capazes de percorrer grandes distâncias e possuem alta resistência em termos da capacidade de funcionar em ambientes corrosivos como é o oceano [2]. São ideais para missões prolongadas com recolha de dados, quer percorrendo caminhos previamente estabelecidos, quer mantendo a sua posição.

Estes planadores submarinos apresentam uma forma muito peculiar de se deslocarem, visto que a sua propulsão é conseguida a partir da força de flutuação. Com o auxílio das asas do planador (hidrofólios), consegue-se a conversão de parte desta força numa componente horizontal e daí a designação de planador submarino, normalmente conhecido por *Glider*. Por esta razão é necessário um movimento vertical para que haja também movimento horizontal do *Glider*, resultando no final um movimento triangular como é visível na Figura 1.

Do ponto de vista da recolha de informação oceânica, este tipo de movimentação é vantajosa visto que as variações das propriedades da água do mar se alteram de forma mais notória quando nos deslocamos na vertical.

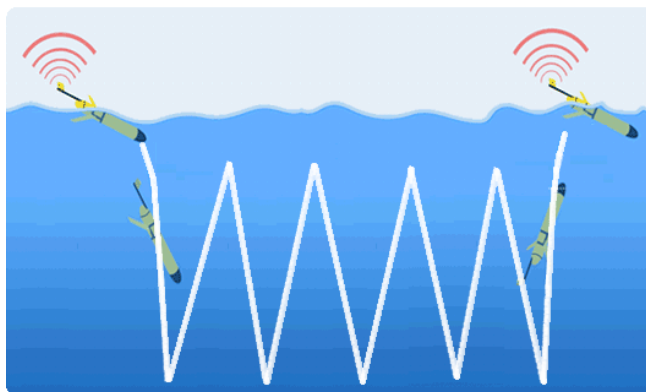


Figura 1-Trajétória em dente de serra descrita por um Glider

Os *Gliders* que utilizam a energia térmica dos oceanos para a variação da sua flutuabilidade são designados por *Thermal Gliders*. Nesta dissertação pretende-se alargar o âmbito da utilização da energia térmica, não só à variação da sua flutuabilidade mas também a todas as necessidades do *Glider*. Existem já estudos que modelam o ciclo termodinâmico desta máquina térmica mas ainda há uma necessidade de compreender e modelar a sua dinâmica de forma a rentabilizar ao máximo as capacidades únicas que estes planadores possuem. É neste contexto que surge o tema do presente trabalho: otimização do ciclo termodinâmico de um gerador hidráulico acionado termicamente e sua modelação dinâmica num contexto de utilização em *Thermal Gliders*. Este trabalho realizou-se no âmbito da Unidade Curricular de Dissertação do 5º ano do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, ramo de Automação, da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

1.1 THERMAL GLIDERS

A compreensão dos oceanos e seu papel no ecossistema do planeta é algo que sempre nos despertou grande fascínio e interesse. A primeira aplicação dos *Gliders* bem como a razão da sua conceção foi a recolha de dados oceanográficos. O conceito de *Gliders* para a monitorização oceânica, descrito por Henry Stommel em "*The Slocum Mission*" [3], motivou o desenvolvimento de três aparelhos, incluindo o planador *Slocum* [4], o *Spray* [5] e o *SeaGlider* [6]. Estes planadores realizam, como missões típicas, a recolha de dados de uma determinada área do oceano durante um longo período ou poderão também fazer a recolha de informação mantendo a sua localização.

Para obterem grande autonomia, os *Gliders* necessitam de apresentar um baixo consumo energético, daí utilizarem a força de impulsão, proveniente do meio em que estão envolvidos, como força motriz. No entanto, para se movimentarem, necessitam de variar a sua flutuação, processo que implica algum consumo energético. Surge então a ideia de aproveitar a energia do diferencial térmico entre a profundidade do oceano e a sua superfície como fonte de energia para alimentar as necessidades energéticas inerentes à variação da flutuabilidade. Na superfície do oceano as temperaturas não variam significativamente se nos movimentarmos ao longo da mesma latitude, já se nos deslocarmos ao longo da coluna de água, a temperatura decresce rapidamente, podendo ter um diferencial de aproximadamente 22°C entre a superfície e os 1000 metros de profundidade em torno da termoclina do equador [7]. A utilização do gradiente térmico para a variação da flutuabilidade foi uma inovação bastante importante pois, além de tornar os *Gliders* quase energeticamente independentes, conduziu a um aumento entre 3 a 4 vezes da sua autonomia [8], conferindo-lhes a capacidade de realizar travessias até 40.000 km [4].

A captação de energia é levada a cabo por um PCM (*Phase Change Material*) durante a travessia no Oceano. Quando o *Glider* se encontra a navegar para as profundezas, a temperatura da água envolvente diminui e com isso o PCM liberta calor e transita da sua fase líquida para a sólida. Este fenómeno é acompanhado por uma redução significativa do seu volume. No sentido inverso, a temperatura da água aumenta, o que faz com que o PCM absorva calor, regresse à fase líquida e, na mudança de fase, dilate na mesma proporção em que havia encolhido. É a partir desta variação volumétrica do PCM que se produz a energia necessária à mudança da flutuabilidade do *Thermal Glider*.

Para uma melhor compreensão de como a variação da flutuabilidade é conseguida por estes veículos, vão ser explicadas, com o auxílio da Figura 2, as etapas de funcionamento de um sistema já comercializado (*Slocum*) que converte a energia térmica, disponível no Oceano, em energia útil.

Estudando em primeiro lugar os componentes que este *Glider* possui, podemos observar na Figura 2 que existem dois foles (designados fole exterior e interior), uma válvula direcional de 3 vias, 2 válvulas de retenção, um acumulador hidráulico (preenchido com azoto) e uma câmara onde se encontra o PCM. Este sistema, por captar a energia proveniente do gradiente térmico do Oceano e a converter em energia útil, pode ser visto como um gerador hidráulico acionado termicamente, diretamente acoplado a um atuador responsável pela variação da flutuabilidade do *Glider*.

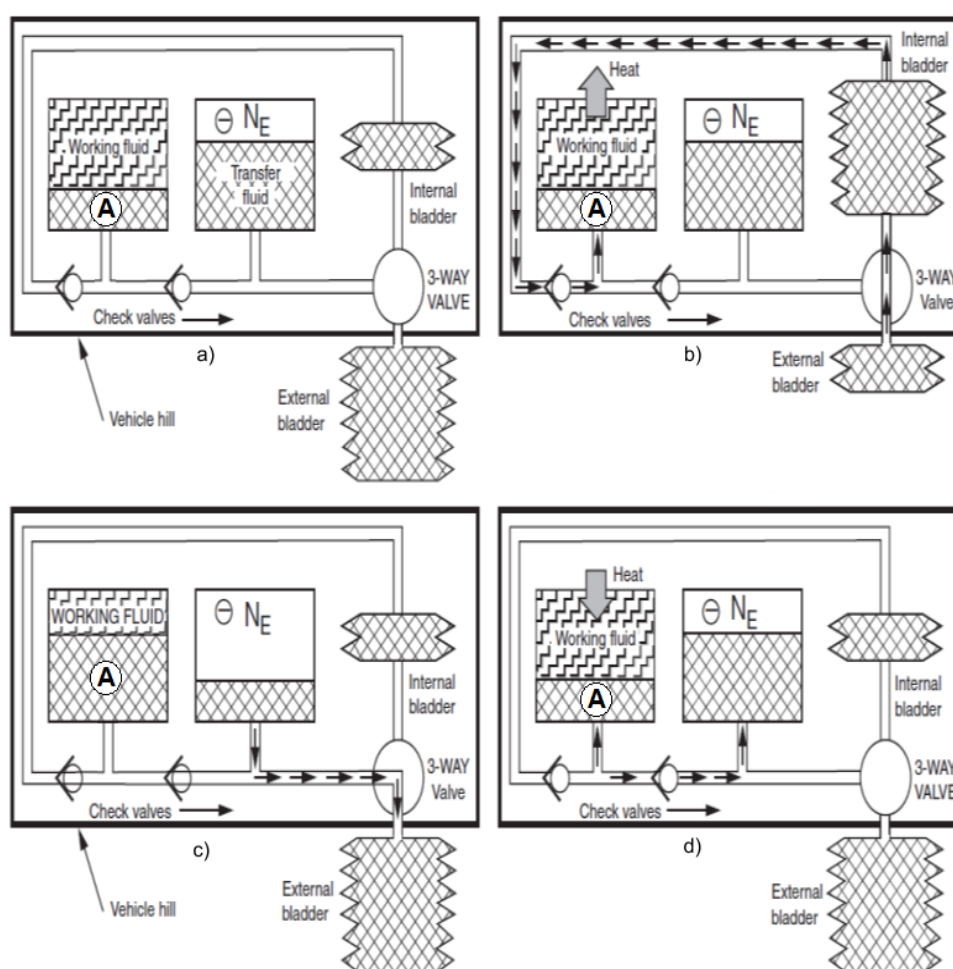


Figura 2-Constituição e etapas do ciclo de funcionamento do sistema de captura de energia do Slocum [2]

A capacidade de alterar a flutuabilidade provém da existência ou não de óleo no fole exterior, conferindo-lhe propulsão ascendente caso esteja preenchido de óleo e propulsão descendente no caso contrário. Posto isto, de seguida descrevem-se as etapas do ciclo do sistema apresentado na Figura 2:

- Na Figura 2 a) o sistema encontra-se em equilíbrio térmico com a superfície da água do Oceano, estando o fole exterior preenchido com óleo, o azoto comprimido e o PCM (“*Working fluid*”) encontra-se na fase líquida;

- Para o movimento de descida ter início (Figura 2 b)), a válvula direcional assume uma posição que proporciona o fluxo de óleo do fole exterior para o interior, pois este encontra-se a uma pressão inferior. Quando o veículo atinge zonas com água a uma temperatura inferior, o PCM reduz o seu volume, acabando por solidificar, fazendo com que o óleo que se encontrava no fole interior seja absorvido para o interior da sua câmara (A).

- O início da subida (Figura 2 c)) é resultado da abertura da válvula direcional na sua outra posição. Esta permite então que o óleo contido no acumulador seja bombeado para o fole exterior, provocando assim uma mudança de flutuabilidade. Nesse instante, o PCM está na fase sólida e com o seu valor mínimo de volume em todo o ciclo;

- Por último, na Figura 2 d), o aumento da temperatura da água, conseqüente da trajetória ascendente do *Glider*, faz com que o PCM absorva calor e mude novamente de fase, de sólido para líquido. Com isto o PCM expande-se e faz com que o óleo volte a comprimir o gás do acumulador.

Um parâmetro importante a conhecer dos *Thermal Gliders* é o seu rendimento energético. Visto que o PCM percorre um trajeto de estados regressando ao estado inicial, efetua um ciclo. É possível calcular o rendimento máximo teórico deste ciclo, tomando como referência o gradiente térmico das águas do Oceano na zona do equador, onde à superfície a temperatura é de aproximadamente 26 °C e nas profundezas de 4.2 °C [7]. Tendo como base a 2ª Lei da Termodinâmica e o corolário de Carnot, o rendimento teórico de uma máquina térmica operando entre duas fontes às referidas temperaturas é de aproximadamente 7.3%, como apresentado na equação (1).

$$\eta_{teórico} = 1 - \frac{T_F}{T_Q} = 1 - \frac{273.15 + 4.2}{273.15 + 26} \cong 7.3\% \quad (1)$$

O rendimento real será inferior ao teórico o que faz com que estes sistemas apresentem um rendimento relativamente baixo. É por esta razão que a sua otimização se torna indispensável pois qualquer pequeno melhoramento se vai refletir num aumento de desempenho destes equipamentos. Note-se que, apesar de reduzida, a energia é gratuita e está disponível numa região de operação (debaixo do oceano) onde as fontes de energia alternativas são escassas.

Há estudos em que se propõe que a máquina térmica seja utilizada não só para fazer variar a flutuabilidade do *Glider* como faz o *Slocum Thermal* (Figura 3) mas também para abastecer todos os seus consumos energéticos. Esta solução torna-se interessante pois nos *Gliders* que utilizam a máquina térmica apenas para variar a flutuabilidade, toda a parte de instrumentação e telecomunicações continua a ser alimentada por baterias o que faz com que o *Glider* necessite de uma nova recarga periodicamente e requeira uma inevitável substituição da bateria [1]. Surge então esta possibilidade de se utilizar a máquina térmica, que utiliza o

gradiente térmico do oceano, como uma fonte energia única, podendo ser utilizada para qualquer necessidade dentro do *Glider*.

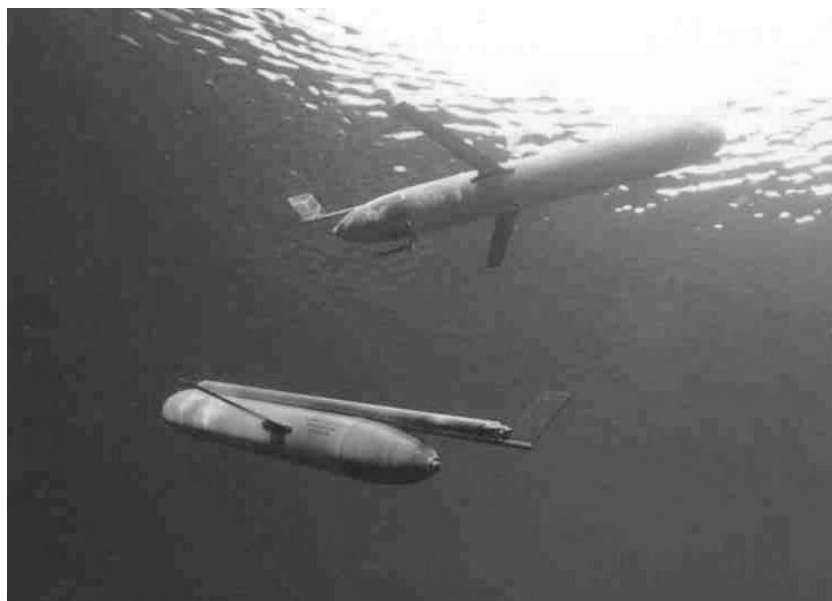


Figura 3- Fotografia do Slocum Battery (em cima) e o Slocum Thermal (em baixo)

Foram já realizados diversos estudos para analisar com um maior detalhe a máquina térmica do *Thermal Glider*. Em [7] obteve-se uma apreciável otimização nos tempos e profundidades do ciclo do *Thermal Glider*. Nesse estudo o cilindro onde se encontra o PCM foi modelado numericamente, tendo sido dividido num número finito de nós na direção radial, como é mostrado na Figura 4. Desenvolveu-se também um modelo numérico do processo de mudança de fase o que permitiu, em cada momento, conhecer as percentagens do PCM que se encontram no estado líquido e no estado sólido. Visto que os resultados experimentais obtidos no final coincidiram com os valores numéricos, foi confirmada a validade do método. Este método, porém, não tem em conta a fase de transição do PCM. Em vez disso, assume que o PCM apenas poderá estar em duas fases: ou sólido ou líquido. Optou-se por empregar, nesta dissertação, um outro método que foi utilizado num outro trabalho [9]. Em [9] considerou-se que a mudança de fase a pressão constante ocorre com variação da temperatura. O calor nesta nova fase de transição é todo ele sensível, apresentando um calor específico correspondente. Este método não é apenas utilizado pelo autor de [9]. Noutras referências [10, 11] de trabalhos relativos aos *Thermal Gliders* o estudo da fase de transição do PCM surge frequentemente. Por esta razão, optou-se por analisar o trabalho realizado em [9] relativamente ao impacto do intervalo de temperatura de transição no rendimento, calores trocados, trabalho realizado, tempos de ciclo e outros parâmetros.

Em [9] a superfície *PVT* obtida para a fase de transição é aproximada por um plano com um declive que conduz a um intervalo de temperatura de transição, à pressão ambiente de 1 atmosfera, de 9.3°C. Dada a incerteza existente neste intervalo de temperatura [12] no presente trabalho será feito o estudo de casos com planos de declives diferentes que conduzem a intervalos de transição de 4°C e 2°C. No capítulo 2 será feita uma síntese de [9] de forma a compreender melhor o que foi feito nesse trabalho.

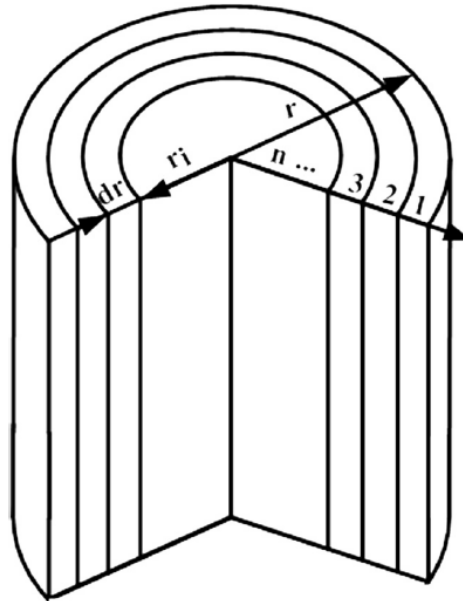


Figura 4-Diagrama esquemático da divisão por nodos do cilindro que contém o PCM

1.2 DESCRIÇÃO DO SISTEMA

Para uma melhor compreensão de como o sistema considerado neste estudo funciona, vai ser explicado nesta secção, com o auxílio da Figura 5, quais são os componentes que constituem o gerador hidráulico acionado termicamente bem como a função que cada um desempenha. Como principais componentes neste sistema temos a câmara isocórica (1) que contém, quer o PCM, quer o óleo, separados por um êmbolo, sendo estes dois os principais elementos que irão fazer com que todo o sistema funcione. A região da câmara onde o PCM se encontra é uma zona de grande importância para o funcionamento desta máquina térmica, visto que irá funcionar como interface entre o oceano e o PCM, sendo por isso através dela que a transferência de calor entre a água e o PCM ocorre. O óleo circulará num circuito hidráulico onde encontrará duas válvulas de retenção, uma (3) situada a montante do acumulador (2) e outra (4) entre o tanque (7) e a câmara isocórica (1). A primeira tem a função de impedir que o óleo volte para a câmara, já a segunda válvula de retenção permite a entrada de óleo do tanque na câmara e bloqueia a passagem de óleo de volta para o tanque. Foi necessário introduzir também uma válvula de duas vias (5) que irá abrir quando se pretender utilizar a energia disponível no acumulador. Caso contrário permanece fechada permitindo assim que, ao realizar-se um novo ciclo, a energia acumulada seja superior. A energia produzida encontra-se sob forma de pressão do azoto no acumulador.

O motor hidráulico (6) irá converter a energia hidráulica em energia mecânica. Esta pode ser usada, por exemplo, numa turbina para a propulsão do *Glider* ou convertida em energia elétrica por um gerador elétrico. O consumo de energia não será, no entanto, alvo de estudo no presente trabalho.

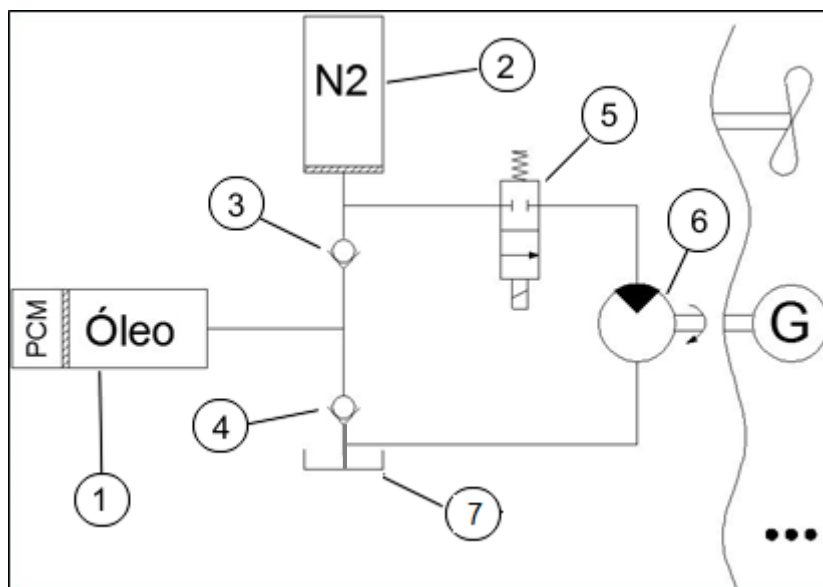


Figura 5- Sistema hidráulico que contém o gerador acionado termicamente

Descrever-se-á de seguida como decorre um ciclo, iniciado no estado em que o sistema se encontra na maior profundidade, como representado na Figura 5. O PCM encontra-se no estado sólido e portanto contraído; assim que o *Glider* se deslocar para menores profundidades onde a temperatura da água é superior surgirá um diferencial de temperatura que levará a um fluxo de calor do oceano para o PCM. O PCM, ao receber este calor, vai expandir-se pressurizando o óleo do circuito. Como o acumulador apresenta uma pressão de pré-carga, o óleo terá que igualar inicialmente esta pressão e só depois conseguirá comprimir o gás situado no acumulador. Assim que a temperatura do PCM atingir a temperatura da água que envolve o *Thermal Glider*, a transferência de calor terminará e o óleo não irá aumentar mais a sua pressão, atingindo-se então a pressão máxima do ciclo e do gás no acumulador. Durante a descida, quando o veículo passa a ter uma temperatura superior à da água do oceano, a situação inverte-se estando agora o PCM a libertar calor para o exterior, fazendo com que o seu volume diminua. Estando o PCM a contrair, a pressão do óleo baixa e assim que atinja a pressão do tanque a válvula de retenção (4) entrará em equilíbrio em termos de pressão, ou seja, irá abrir e permitir ao óleo entrar na câmara (1). Entretanto, no acumulador a pressão é mantida constante pois a válvula de retenção (3) impede que a pressão baixe. O ciclo terminará assim que o PCM e a água do oceano envolverem de novo em equilíbrio térmico, retornando assim ao ponto inicial de onde principiámos esta descrição do ciclo.

2 GERADOR HIDRÁULICO ACIONADO TERMICAMENTE

Para o estudo do *Thermal Glider* é necessário compreender o funcionamento do gerador hidráulico (ou bomba volumétrica). O seu acionamento faz-se através de energia térmica captada por um PCM que, trocando calor com a água envolvente, transita entre a fase sólida e líquida. Esta mudança de fase é acompanhada por uma variação significativa do seu volume, a partir da qual se produz a energia que se pretende armazenar no acumulador. Deste modo, a energia recolhida fica disponível para ser utilizada dependendo do que for mais conveniente: tanto pode ser usada para fazer variar a flutuabilidade como pode ser a fonte de energia dos vários componentes eletrónicos ou até mesmo acionar uma turbina para propulsionar o *Glider*. Sendo o PCM o responsável pela conversão da energia que se encontra no oceano em energia útil, a escolha deste será determinante para um bom funcionamento do gerador hidráulico. Daí ser feita na secção seguinte uma breve explicação sobre os PCMs.

2.1 MATERIAL DE MUDANÇA DE FASE - PCM

Os PCM's são materiais que armazenam e libertam energia térmica durante o processo de fusão e solidificação. Quando estes materiais solidificam libertam grandes quantidades de energia sob a forma de calor latente de fusão ou energia de cristalização. Pelo contrário, quando entram em fusão absorvem a mesma quantidade de calor do ambiente em que estão inseridos, transitando do estado sólido para líquido. Esta propriedade pode ser usada de várias formas, sendo as aplicações mais comuns o armazenamento de energia térmica, climatização de edifícios, refrigeração de equipamentos e de produtos alimentares, atuadores de pequena dimensão, bombas de acionamento térmico, etc.[3, 13]. O PCM mais simples, barato e mais eficiente é a água. Porém, a temperatura de fusão da água está fixada aos 0°C, o que torna este material inviável para a maioria das aplicações de armazenamento de energia. Foram então desenvolvidos e identificados um vasto número de materiais diferentes que solidificam desde temperaturas criogénicas até temperaturas de centenas de graus centígrados [14]. Para além do ponto de fusão que é crucial nesta aplicação, existem outras características (físicas, técnicas, económicas,..) que o PCM a ser utilizado deverá possuir.

Analisando na Figura 6 as famílias de materiais que são utilizados como PCM, pode-se verificar que são poucas as que apresentam uma gama de temperatura do ponto de fusão com valores próximos das temperaturas encontradas nos oceanos. Apesar de possuírem uma condutibilidade térmica fraca, as parafinas são as mais adequadas no uso em *Thermal Gliders* pois apresentam uma gama de funcionamento que engloba o intervalo de temperaturas do oceano (4°C-26°C), boa capacidade de acumulação de energia por unidade de massa, variação volumétrica significativa na mudança de fase (na ordem de 10%), exigência de poucos requisitos de segurança e não são poluentes.

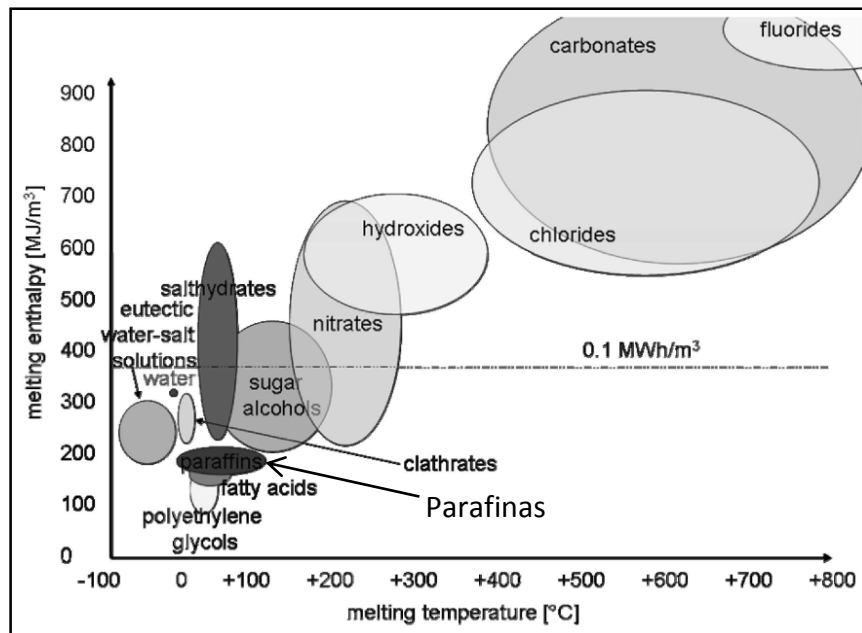


Figura 6- Classes de materiais com potencialidade para serem utilizados como PCM e as suas gamas de temperatura de funcionamento e de calor latente [14]

Foram feitos estudos sobre qual o PCM que melhor se adequa a este tipo de aplicação e chegou-se à conclusão que o *n-Pentadecane* possui um ponto de fusão adequado para o intervalo de temperaturas de funcionamento desejado [9]. Posto isto, os valores dos calores específicos a pressão constante (c_p) (assinalados com o índice S para a fase sólida e L para a líquida) e do calor latente de fusão ($Q_{\text{Latente Fusão}}$), são os seguintes:

- $c_{p,S} = 1.61 \text{ [kJ/(kg.K)]}$
- $c_{p,L} = 2.21 \text{ [kJ/(kg.K)]}$
- $Q_{\text{Latente Fusão}} = 207 \text{ [kJ/kg]}$




Para se determinar o calor específico a pressão constante na zona de transição entre fases, utilizou-se a equação (2) [15]. Os valores de $T_{F,S}$ e $T_{F,L}$ nesta equação são, respetivamente, as temperaturas a que se inicia e termina a fusão numa determinada isobárica. Também se assumiu que o valor de c_p se mantém constante durante qualquer mudança de fase e, portanto, que é o calor latente de fusão que varia com a pressão. Considerou-se que o valor de calor latente conhecido correspondia à pressão ambiente e, a partir da superfície *PVT* do PCM, determinaram-se os respetivos valores de $T_{F,S}$ e $T_{F,L}$. Com estes dados chegou-se então ao valor de 24201 [J/(kg K)] para o c_p na zona de transição.

$$c_{p_Transição} = \frac{Q_{\text{Latente Fusão}}}{T_{F,L} - T_{F,S}} + \frac{c_{p,S} + c_{p,L}}{2} \quad (2)$$

Uma vez conhecida a parafina mais adequada para a bomba volumétrica pesquisaram-se as suas propriedades, nomeadamente, as curvas características Pressão Volume e Temperatura (*PVT*). Em "*Standard Pressure Volume Temperature Data for Polymers*" [12] encontraram-se os dados pretendidos, mas para outras parafinas. Em [9] foram analisados os dados desta fonte e concluiu-se que as superfícies *PVT* de parafinas com diferentes pontos de fusão são bastante semelhantes, a menos de fatores de escala e translações no espaço *PVT*. Por esta razão, foi possível estimar a superfície do PCM, através de interpolações e extrapolações dos dados existentes para parafinas com pontos de fusão próximos. Na Tabela 1 encontram-se os dados do PCM determinados e na Figura 7 a sua representação numa superfície tridimensional [9]. No Capítulo 3 será feita uma análise mais detalhada de como estes dados foram obtidos de forma a compreender melhor em que condições podem ser usados e se existe algum tipo de limitação na sua aplicação.

Tabela 1- Volume específico do PCM em função da pressão e temperatura

T [°C]	p [MPa]								
	0	6,25	12,5	18,75	25	31,25	37,5	43,75	50
-20	1,1873	1,1856	1,1840	1,1824	1,1808	1,1791	1,1775	1,1759	1,1743
-15	1,1910	1,1893	1,1877	1,1861	1,1845	1,1829	1,1812	1,1796	1,1780
-10	1,1947	1,1930	1,1914	1,1898	1,1882	1,1866	1,1849	1,1833	1,1817
-5	1,1984	1,1967	1,1951	1,1935	1,1919	1,1903	1,1886	1,1870	1,1854
0	1,2021	1,2005	1,1988	1,1972	1,1956	1,1940	1,1923	1,1907	1,1891
5	1,2058	1,2042	1,2025	1,2009	1,1993	1,1977	1,1961	1,1944	1,1928
10	1,2490	1,2425	1,2359	1,2294	1,2228	1,2163	1,2097	1,2032	1,1967
15	1,3026	1,2961	1,2895	1,2830	1,2764	1,2699	1,2633	1,2568	1,2503
20	1,3104	1,3066	1,3028	1,2990	1,2952	1,2915	1,2877	1,2839	1,2801
25	1,3149	1,3112	1,3074	1,3036	1,2998	1,2960	1,2922	1,2885	1,2847
30	1,3195	1,3157	1,3119	1,3081	1,3044	1,3006	1,2968	1,2930	1,2892
35	1,3241	1,3203	1,3165	1,3127	1,3089	1,3051	1,3013	1,2976	1,2938
40	1,3286	1,3248	1,3210	1,3173	1,3135	1,3097	1,3059	1,3021	1,2983
45	1,3332	1,3294	1,3256	1,3218	1,3180	1,3142	1,3105	1,3067	1,3029
50	1,3377	1,3339	1,3302	1,3264	1,3226	1,3188	1,3150	1,3112	1,3074
55	1,3423	1,3385	1,3347	1,3309	1,3271	1,3234	1,3196	1,3158	1,3120
60	1,3468	1,3430	1,3393	1,3355	1,3317	1,3279	1,3241	1,3203	1,3166

Legenda:	 Fase sólida	 Fase de transição	 Fase Líquida
----------	---	---	--

Como já foi referido, a superfície *PVT* obtida em [9] encontra-se representada na Figura 7. A superfície é constituída por três planos, descritos pelas equações (3).

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Fase líquida: } v [cm^3/g] = 1.3195 - \left(\frac{1}{300}\right) * (p [MPa] * 0.1817 - 0.2733 * (T[^\circ C] - 30)); \\ \text{Fase sólida: } v [cm^3/g] = 1.198 - \left(\frac{1}{55}\right) * (p[MPa] * 0.0143 - 0.0408 * (T[^\circ C] + 5.5)); \\ \text{Fase transição: } v [cm^3/g] = 1.249 - \left(\frac{1}{1023.9}\right) * (p[MPa] * 1.1 - 11 * (T[^\circ C] - 10)); \end{array} \right. \quad (3)$$

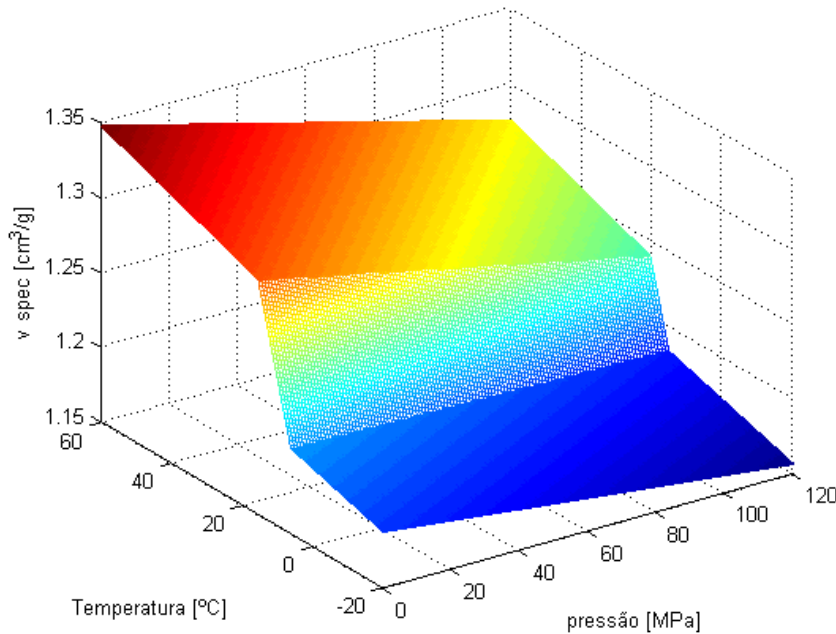


Figura 7-Superfície PVT determinada para o PCM

2.2 CICLO TERMODINÂMICO

Segundo a 1ª Lei da Termodinâmica e tratando-se de um ciclo, o balanço entre o calor absorvido e rejeitado pelo sistema é igual ao trabalho que este realiza, tal como apresentado na equação (4) [16].

$$\begin{aligned} \delta U_{ciclo} = \delta Q_{ciclo} - \delta W_{ciclo} \Leftrightarrow 0 = (\delta Q_{in} - \delta Q_{out})_{ciclo} - \delta W_{ciclo} \Leftrightarrow \\ \delta W_{ciclo} = (\delta Q_{in} - \delta Q_{out})_{ciclo} \end{aligned} \quad (4)$$

De modo a poder quantificar-se a energia produzida pela bomba volumétrica determinou-se então o ciclo termodinâmico do PCM, elemento responsável pela absorção/cedência de calor e realização de trabalho sobre o acumulador. As características deste último, juntamente com as do circuito hidráulico da Figura 8 e as temperaturas das fontes quente e fria, determinam o modo como as propriedades do PCM evoluem ao longo do ciclo.

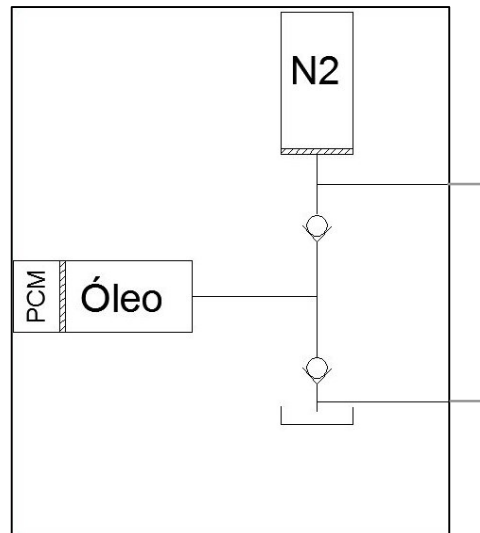


Figura 8- Parte do circuito hidráulico do gerador para produção de energia a partir do PCM

Posto isto, será apresentado de seguida o ciclo termodinâmico bem como o algoritmo utilizado para a sua modelação. Posteriormente será feita uma breve descrição da metodologia utilizada para a obtenção do trabalho realizado e calor trocado pelo PCM.

Como já foi dito, considera-se que o *Thermal Glider* utilizado neste estudo funcionará a latitudes próximas do equador, onde a água à superfície será a fonte quente (a uma temperatura de aproximadamente 26 °C), enquanto a água nas profundezas será a fonte fria (a uma temperatura de aproximadamente 4 °C).

O ciclo propriamente dito é caracterizado por 4 pontos notáveis que estão representados na Figura 9 onde as transições 1→ 2 e 2→ 3 correspondem à absorção de calor por parte da parafina enquanto que as transições 3→ 4 e 4→ 1 dizem respeito à cedência de calor à fonte fria.

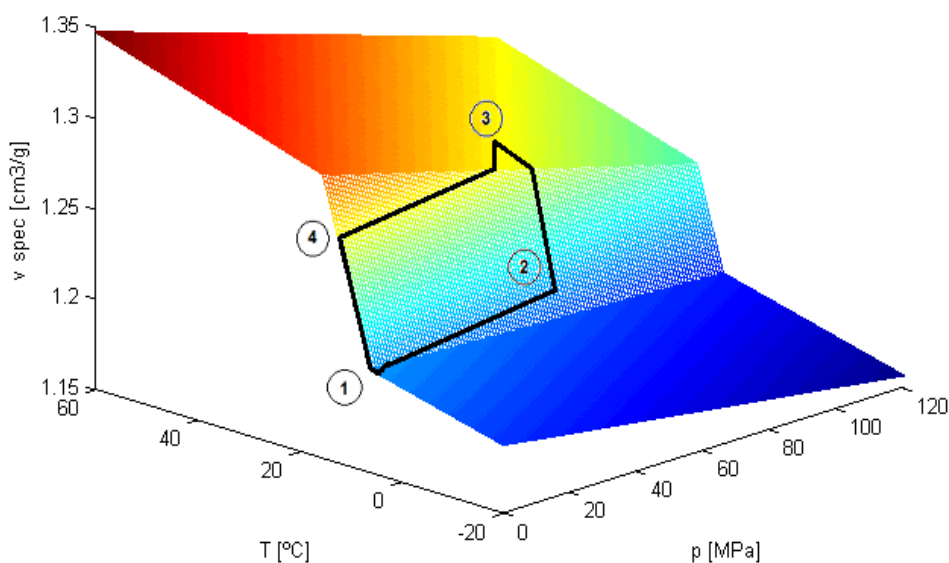


Figura 9- Representação do ciclo termodinâmico na superfície PVT para uma pressão de pré-carga de 650 bar

Para uma melhor compreensão dos fenômenos que provocam as transições entre os pontos do ciclo, o texto seguinte deverá ser acompanhado pela observação da Figura 10 e Figura 11. É também necessário indicar alguns pressupostos que foram assumidos na descrição do funcionamento do ciclo termodinâmico [9]. Estes são:

- Inicialmente o acumulador não possui óleo;
- A pressão de pré-carga do acumulador é superior à pressão inicial do PCM;
- A pressão do tanque é igual à pressão inicial do PCM;
- A válvula de retenção que se situa entre o acumulador de gás e a câmara do PCM será designada como “ vr_1 ” enquanto que a que se encontra entre a câmara do PCM e o reservatório de óleo passará a ser indicada como “ vr_2 ”;
- Estas duas válvulas admitem-se ser ideais;
- A massa de PCM considerada no ciclo termodinâmico é de 1 kg.

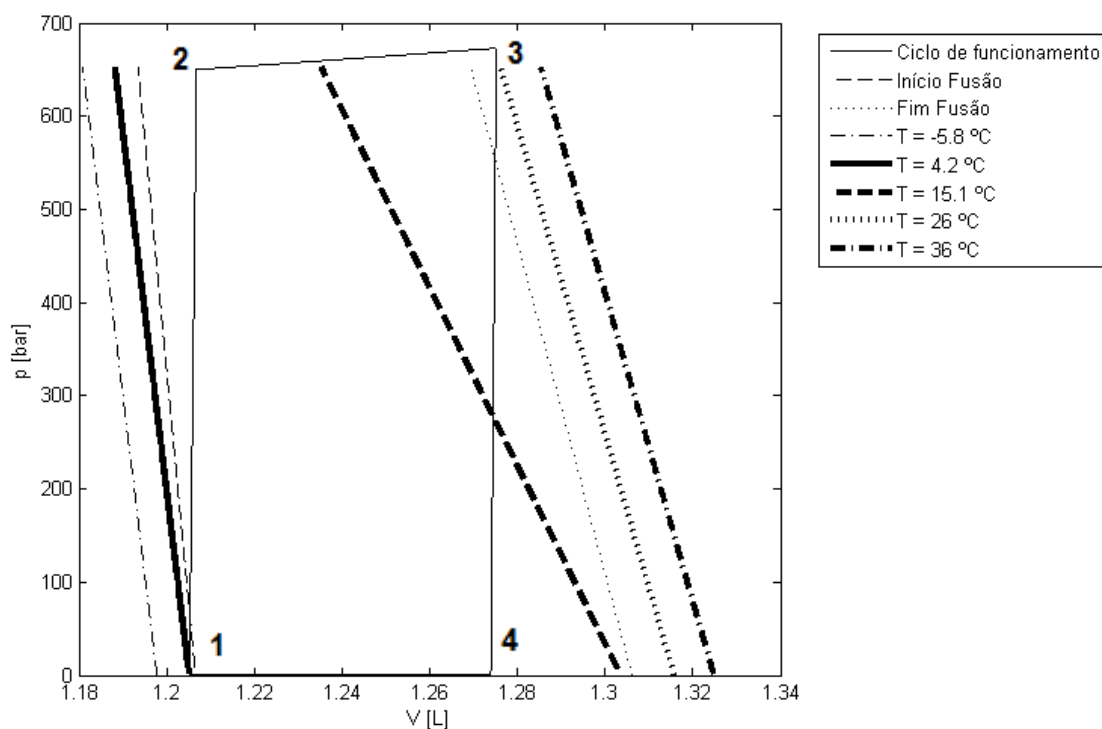


Figura 10- Exemplo de ciclo termodinâmico do PCM da bomba volumétrica

Quer o ciclo termodinâmico da Figura 10 quer a representação dos estados da Figura 11, dizem respeito ao movimento de subida e descida do *Thermal Glider*. Iniciando o ciclo no ponto 1, com vr_1 e vr_2 fechadas, o *Glider* encontra-se nas profundezas do oceano e à temperatura mínima do ciclo (4.2°C). Neste estado o PCM está na fase sólida e à pressão atmosférica, já o acumulador, neste exemplo, apresenta uma pré-carga de 650 bar. Assim que o *Glider* se desloca para a superfície (transição $1 \rightarrow 2$), é absorvido calor pelo PCM originando um aumento do seu volume. A expansão do PCM faz com que o óleo que se encontra na câmara aumente de pressão. Até este momento a válvula vr_1 encontra-se fechada pois a pressão no acumulador ainda não foi vencida. Assim que a pressão do óleo da câmara iguala a pressão do acumulador passa-se para o estado 2.

Como o PCM continua a receber calor do exterior a pressão do óleo excede a pressão do acumulador fazendo com que a válvula vr_1 abra (transição $2 \rightarrow 3$). Nesta transição o acumulador a gás está a aumentar a sua pressão devido ao caudal de óleo. O aumento quer da pressão do óleo quer do volume do PCM apenas terminará quando existir um equilíbrio térmico entre a temperatura da água do mar que envolve o *Glider* e o PCM. Isto ocorre no estado 3 em que o PCM, o óleo e o gás no acumulador atingiram a pressão máxima do ciclo. O PCM encontra-se no estado líquido e à temperatura máxima do ciclo, igual à temperatura da água à superfície (26°C). O trajeto ascendente termina neste estado 3. Uma vez à temperatura da água na superfície, é alterada a flutuabilidade e inicia-se o trajeto descendente, durante o qual se liberta o calor absorvido pelo PCM.

A cedência de calor por parte do PCM deve-se a uma diminuição da temperatura envolvente. Como consequência desse fenómeno, a parafina contrai e provoca uma queda de pressão na sua câmara que, por sua vez, faz com que o óleo nesta existente se expanda e vr_1 feche. A queda de pressão dá-se até o PCM atingir a pressão do tanque, instante do ciclo termodinâmico correspondente ao ponto 4, e pelo facto de se criar um equilíbrio de pressões em torno de vr_2 , esta abre-se. Por um lado, como vr_1 fecha no início desta transição, neste ponto do ciclo o gás do acumulador, o óleo no seu interior e o óleo a jusante da vr_1 mantêm-se à mesma pressão e com o mesmo volume com que estavam no ponto 3. Por outro lado, a parafina passa a ocupar um volume $V_{4\text{ PCM}} < V_{3\text{ PCM}}$ e o volume de óleo em coexistência com o PCM na câmara aumenta no mesmo valor. Quanto à temperatura do sistema, diminui até T_4 .

Enquanto não é atingida a temperatura da fonte fria, o PCM continua a libertar calor e a contrair até atingir novamente o volume que apresentava no início do ciclo (transição do ponto 4 para o 1). Durante esse processo há aspiração de óleo, proveniente do tanque, para o interior da sua câmara. A pressão mantém-se constante durante este processo, uma vez que a pressão do tanque é igual à pressão inicial do PCM. Retomando o estado inicial, o ciclo termodinâmico termina onde começou.

As trocas de energia e o trabalho realizado podem ser calculados numericamente utilizando um algoritmo. Este, partindo do conhecimento da superfície *PVT* do PCM, dos seus calores específicos, bem como das propriedades do óleo do PCM, permite conhecer o estado do PCM, do acumulador e do óleo hidráulico, em cada instante do ciclo, para diversos valores dos parâmetros de funcionamento e diferentes temperaturas da fonte quente e fria. O algoritmo foi implementado no *software* MATLAB e requer que o volume e a pressão inicial do acumulador sejam os parâmetros introduzidos inicialmente.

O método de cálculo nas transições entre os pontos do ciclo ($1 \rightarrow 2$, $2 \rightarrow 3$,...) fez-se por incrementos de pressão. Optou-se por existirem no total 20000 passos entre cada transição, sendo cada passo definido como se apresenta na equação (5), em que p_{final} e $p_{inicial}$ são a pressão final e inicial de cada transição. Note-se que um maior número de passos não conduziria a diferenças significativas nos resultados obtidos [9].

$$passo = \frac{p_{final} - p_{inicial}}{20000} \quad (5)$$

Posto isto, pretende-se agora conhecer as propriedades do PCM e do óleo ao longo da transição de 1 para 2 bem como as propriedades do sistema no ponto 2 do ciclo termodinâmico.

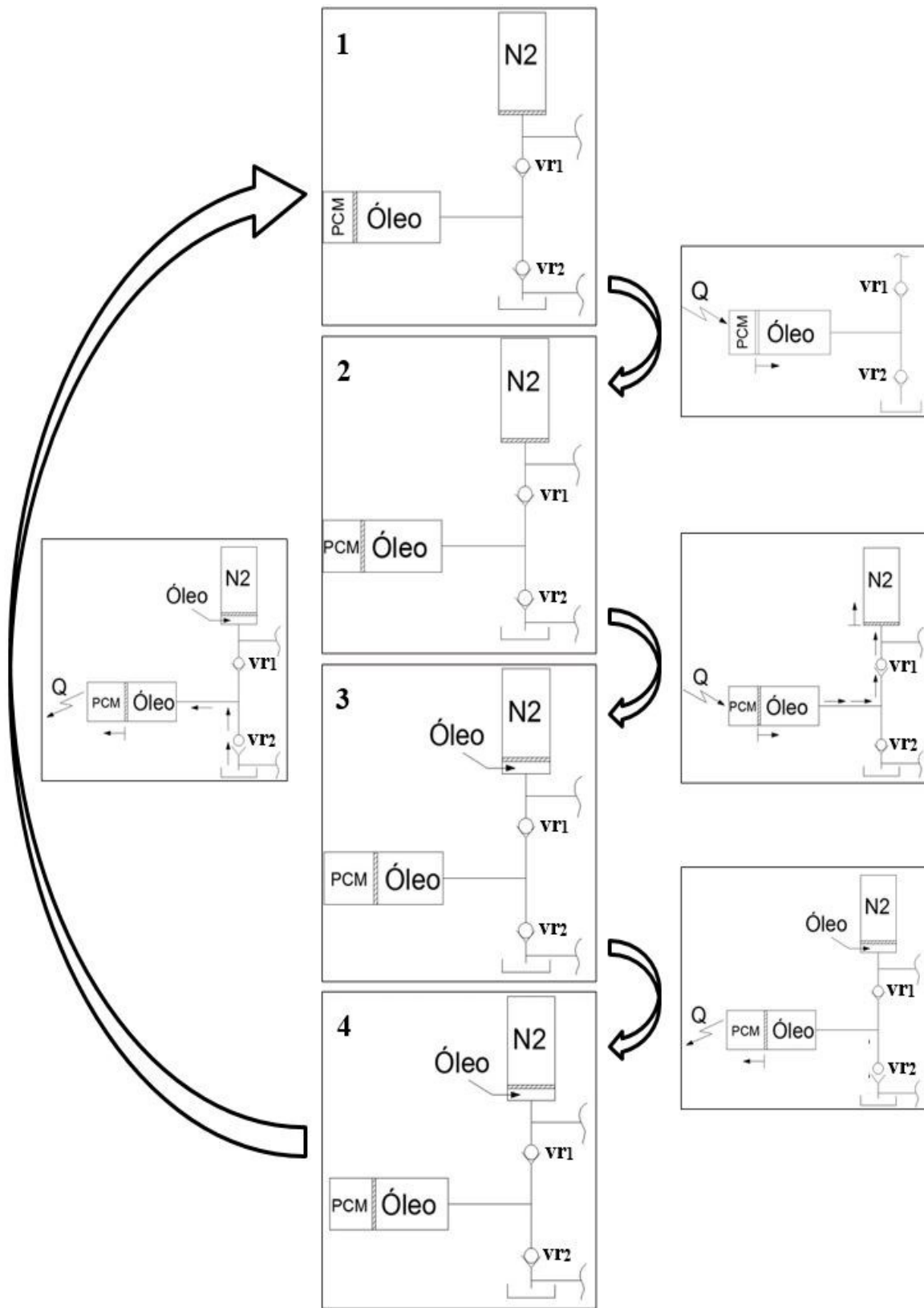


Figura 11-Representação dos estados que o PCM assume durante o ciclo termodinâmico e transições entre estes

Para isto, começa-se por calcular o passo, para tal é necessário conhecer a pressão inicial e final. Inicialmente o PCM encontra-se à pressão atmosférica, já a pressão final (2) corresponde à pressão de pré-carga do acumulador.

Aumentando o valor da pressão e utilizando a equação de compressibilidade do óleo, é possível determinar o decremento de volume do óleo. Este terá de ser igual ao incremento de volume de PCM. Consegue-se então, com o auxílio das equações da superfície *PVT*, conhecer quais as propriedades do PCM ao longo da transição de 1 para 2.

A passagem para o ponto 3 do ciclo é dividida em duas partes. A primeira fase passa por determinar a pressão do ponto 3. Este valor foi obtido da seguinte forma: aumentando a pressão, em pequenos incrementos (0.01 bar), calcula-se a compressão provocada no óleo e no gás e com isto determina-se o novo volume de PCM. Como são conhecidas duas propriedades do PCM (volume e pressão), recorrendo à superfície *PVT* da parafina calcula-se então a sua temperatura. Este método é repetido até que a temperatura do PCM seja igual à temperatura da fonte quente (26°C) que será a temperatura do ponto 3. Conhecida a pressão do ponto 2 e 3, passa-se à segunda fase onde se aplica de novo o método de cálculo da transição de 1 para 2 por forma a determinar as propriedades do PCM ao longo da transição (2→3). Terminado este procedimento, chega-se aos valores que caracterizam as variáveis do sistema ao longo do trajeto entre o ponto 2 e 3 do ciclo termodinâmico.

Relativamente à transição de 3 para 4, o passo dos incrementos é calculado conhecendo a pressão inicial (P_3) e a pressão final (a pressão do tanque, que é igual à pressão inicial do PCM). O volume do óleo necessita de ser determinado pois não é o mesmo que foi considerado na transição 2 para 3, visto que parte deste óleo entrou para o acumulador durante o carregamento. Para a determinação das variáveis de estado do ponto 4 empregou-se o mesmo método utilizado nas transições anteriores (1→2 e 2→3). Diminuindo a pressão, calcula-se qual o incremento resultante de volume de óleo. Depois, obtém-se o decremento de volume do PCM que terá de ser forçosamente igual ao incremento do óleo. Conhecido quer o volume do PCM quer a sua pressão, recorre-se à superfície *PVT* da parafina e calcula-se então a sua temperatura. Os últimos valores deste procedimento são as variáveis do ponto 4 do ciclo que ainda não estavam definidas ($V_{4\text{ PCM}}$, $V_{4\text{ ÓLEO}}$ e T_4).

Como a última transição (4→1) é feita a pressão constante, o passo dos incrementos já não é a diferença entre a pressão final e inicial mas sim a diferença entre o volume final e o volume inicial do PCM. Ambos são já conhecidos, o volume inicial é o volume $V_{4\text{ PCM}}$ determinado na transição anterior e o volume final é igual ao volume inicial do PCM no início do ciclo, ou seja, V_1 . Conhecidos os dois pontos foi possível determinar qual o incremento de volume e juntamente com a pressão já conhecida (1 bar), o estado do PCM ao longo da transição fica caracterizado. Relativamente ao óleo, o seu valor inicial é igual ao do ponto 4, pois ao longo desta transição, óleo do tanque virá repor o óleo que entretanto ficou no acumulador. No final o volume de óleo retorna ao valor com que iniciou este ciclo.

Visto que os processos que ocorrem no sistema se dão dentro de um volume de controlo fechado, no qual não há massa a entrar nem a sair, o calor trocado no ciclo determina-se a partir da 1ª Lei da Termodinâmica. Sendo assim, é então necessário conhecer o trabalho realizado e a variação de energia interna que ocorre em cada transição de forma a calcular o calor trocado correspondente.

Para se conhecer qual o trabalho realizado em cada transição, determina-se a respetiva área do ciclo termodinâmico no seu diagrama p - V . Por outro lado, a variação de energia interna que ocorre entre dois pontos do ciclo é algo mais complexo de se obter. Para o fazer, separou-se cada transição num processo a pressão constante (do ponto inicial “X1” até um ponto intermédio “Int.”) seguido de um outro a volume constante (do ponto intermédio “Int.” até ao ponto final “X2”), como mostra a Figura 12. O ponto intermédio “Int.” está à pressão do ponto inicial “X1” e com o volume do ponto final “X2”. A sua temperatura determina-se com base nestas condições e a partir da superfície PVT do PCM.

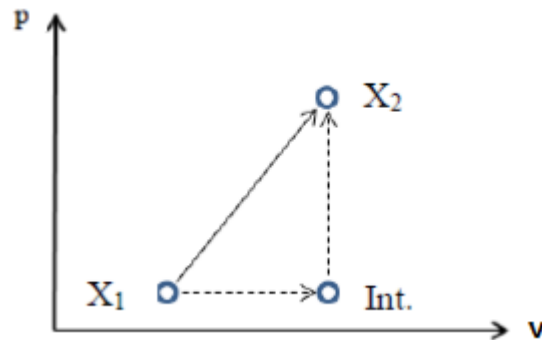


Figura 12-Representação de uma transição entre dois estados por um processo a pressão constante seguido de um outro a volume constante

De seguida vai ser descrito o processo de cálculo da variação de energia interna. Tendo em conta o esquema da Figura 12 e as equações (6), (7) e (8) [16] o método seguiu a seguinte lógica:

- Com o c_p da parafina e a diferença de temperatura entre o ponto intermédio e o inicial, pela equação (6) determina-se a variação de entalpia que ocorre no processo a pressão constante. Assumindo que no ponto inicial a entalpia é conhecida (tal como a energia interna), calcula-se o seu valor no ponto intermédio ($p = p_{X1}$ e $v = v_{X2}$) e assim, resolvendo a equação (8), obtém-se a energia interna no ponto intermédio;

- Posteriormente, com o c_v (calor específico a volume constante) do PCM e a diferença de temperatura entre o ponto final e o intermédio, determina-se pela equação (7) a variação de energia interna que ocorre no processo a volume constante. Com o valor de u no ponto intermédio que se calculou no procedimento anterior, consegue-se então quantificar a energia interna no ponto final.

$$c_p = \left. \frac{\partial h}{\partial T} \right|_p \quad (6)$$

$$c_v = \left. \frac{\partial u}{\partial T} \right|_v \quad (7)$$

$$dh = du + p \times dv \quad (8)$$

Com a metodologia descrita anteriormente fica-se então a conhecer a variação de energia interna que ocorre entre dois pontos do ciclo termodinâmico. Esta e o trabalho realizado entre os mesmos dois pontos permitem, pela 1ª Lei da Termodinâmica, determinar o calor trocado correspondente. Apenas falta referir que os valores de c_v a utilizar na equação (7), se calculam com base no c_p , $(\partial v / \partial T)_p$ e $(\partial v / \partial p)_T$ para cada fase do PCM e pelo conjunto de equações (9) a (11) [16], em que β é o coeficiente de expansão térmica e κ o coeficiente de compressibilidade.

$$c_p - c_v = \frac{\beta^2 T v}{\kappa} \quad (9)$$

$$\beta = \frac{1}{v} \frac{\partial v}{\partial T} \quad (10)$$

$$\kappa = -\frac{1}{v} \frac{\partial v}{\partial P} \quad (11)$$

3 INFLUÊNCIA DA CARACTERÍSTICA DO PCM NA TRANSIÇÃO SÓLIDO-LÍQUIDO

Como foi referido na secção 2.1, os dados utilizados para a determinação da superfície *PVT* da parafina *n-Pentadecane* necessitavam de um estudo mais profundo. Porém, a informação disponível das propriedades *PVT* de parafinas é escassa, apenas foi possível encontrar uma fonte [12] que fornece valores do volume específico de algumas parafinas em função da temperatura e da pressão a que a amostra está sujeita. Os dados obtidos em [12] foram conseguidos através da técnica de fluido confinado (*Confining Fluid Technic*) que consiste em o material estar envolvido por um fluido, usualmente mercúrio. Utilizando esta técnica assegura-se que a amostra se encontra sob pressão hidrostática durante todo o ensaio. Uma desvantagem deste método passa pelas potenciais interações entre a amostra e o fluido envolvente. Em [12], a recolha dos dados faz-se a temperatura constante, estando a pressão a variar entre 0 e 200 MPa com um intervalo de 10 MPa. Terminado um ensaio a uma dada temperatura, repete-se o processo com uma temperatura superior (+10 a 15 °C). Na determinação de um diagrama *PVT* é necessário que haja equilíbrio termodinâmico, ou seja, as propriedades não podem estar a variar. Neste processo a recolha de dados foi feita sem *hold time*, isto é, a informação foi obtida de forma contínua e não com patamares. Surge então um erro associado a este procedimento pois não é assegurado que a amostra se encontra em equilíbrio termodinâmico no momento de recolha dos dados. Apesar deste procedimento menos adequado, segundo [12] o erro é de uma ordem de grandeza menor que a própria exatidão dos equipamentos utilizados na medição das variáveis e, portanto, poderá ser desprezável.

Um dos pontos importantes que é referido em [12] encontra-se no capítulo de interpretação dos dados, onde o autor afirma que toda a informação que obteve na zona de transição de fase deverá ser utilizada com cautela pois esta é muito sensível ao seu comportamento passado [12]. Assim sendo, os dados da fase de transição determinados em [9], poderão não corresponder ao comportamento do PCM devido à dinâmica do sistema. Considere-se a fase de transição da parafina *n-Tetracosane*, com um comportamento essencialmente idêntico ao do *n-Pentadecane*. Através da Figura 13 é possível verificar que não se torna fácil identificar as 3 fases desta parafina. Foi necessário então definir quando a fase de transição começa e termina. Na zona sólida-transição definiu-se uma recta "Y" abaixo da qual a parafina se encontra inteiramente na fase cristalina. Já na zona transição-líquido também se introduziu uma recta "X". Acima desta recta já não ocorre cristalização na parafina, ou seja, amostra está toda ela no estado líquido [12]. Garantidamente, acima de "X" e abaixo de "Y" a parafina encontra-se no estado líquido e no estado sólido, respetivamente [12]. O plano de transição pode ser então obtido com o auxílio destas duas rectas. A posição das rectas na Figura 13 encontra-se representada numa situação extrema; dada a incerteza dos dados na fase de transição, as rectas poderão estar mais próximas uma da outra. O intervalo

de temperatura do plano de transição pode ser então inferior, devido ao que foi dito anteriormente, mas nunca será superior.

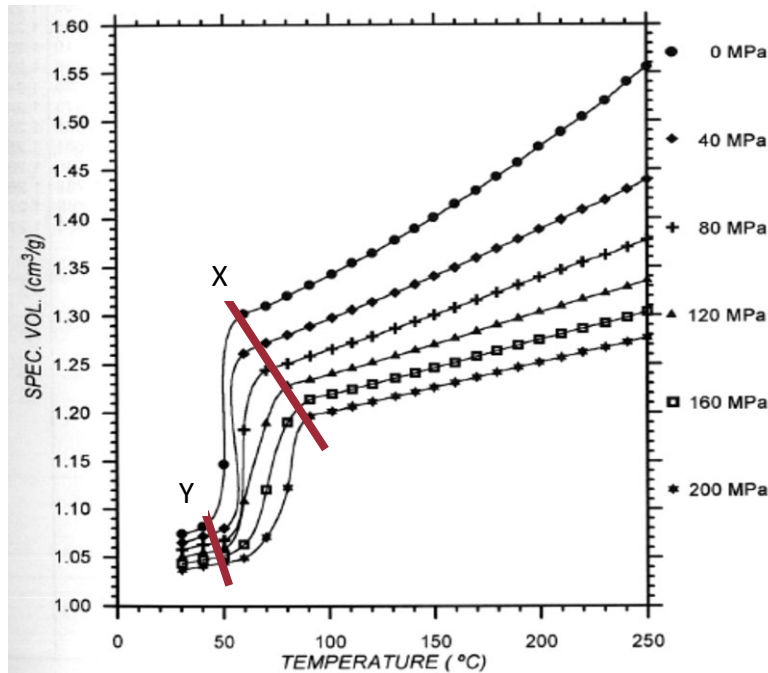


Figura 13-Gráfico dos dados obtidos de uma amostra de n-Tetracosane

Pelo que foi acima apresentado, tem-se algumas dúvidas sobre a consistência dos dados na fase de transição utilizada em [9] (Figura 14). Estes dados vão influenciar diretamente parâmetros como o rendimento e o calor trocado, logo é necessário decidir se é necessário proceder a alguma alteração ao nível do plano de transição. O intervalo de temperatura da fase de transição à pressão atmosférica (9.3°C), utilizado em [9], não será superior pois, como já foi referido acima, a fonte [12] assegura que os pontos obtidos, quer na fase sólida, quer na fase líquida, correspondem a pontos em que o material se encontra completamente no estado sólido ou no estado líquido, respetivamente. Porém, a gama de temperaturas do plano de transição poderá ser inferior, sendo no limite nula, quando a fusão ocorre a uma determinada temperatura e não ao longo de um intervalo. Foi então necessário avaliar o impacto que uma variação do intervalo de temperatura da fase de transição tem no ciclo termodinâmico do sistema. Em vários artigos é descrito que o intervalo de temperaturas (ΔT) desde o início até ao final da transição deverá ser de 2°C à pressão atmosférica [7, 15]. Optou-se então por analisar o comportamento do sistema ao nível do rendimento, do calor trocado e do trabalho realizado utilizando a superfície original (intervalo de temperatura de transição de 9.3°C), com um intervalo de 2°C, como foi referenciado por outros autores, e também para um intervalo de temperatura intermédio de 4°C.

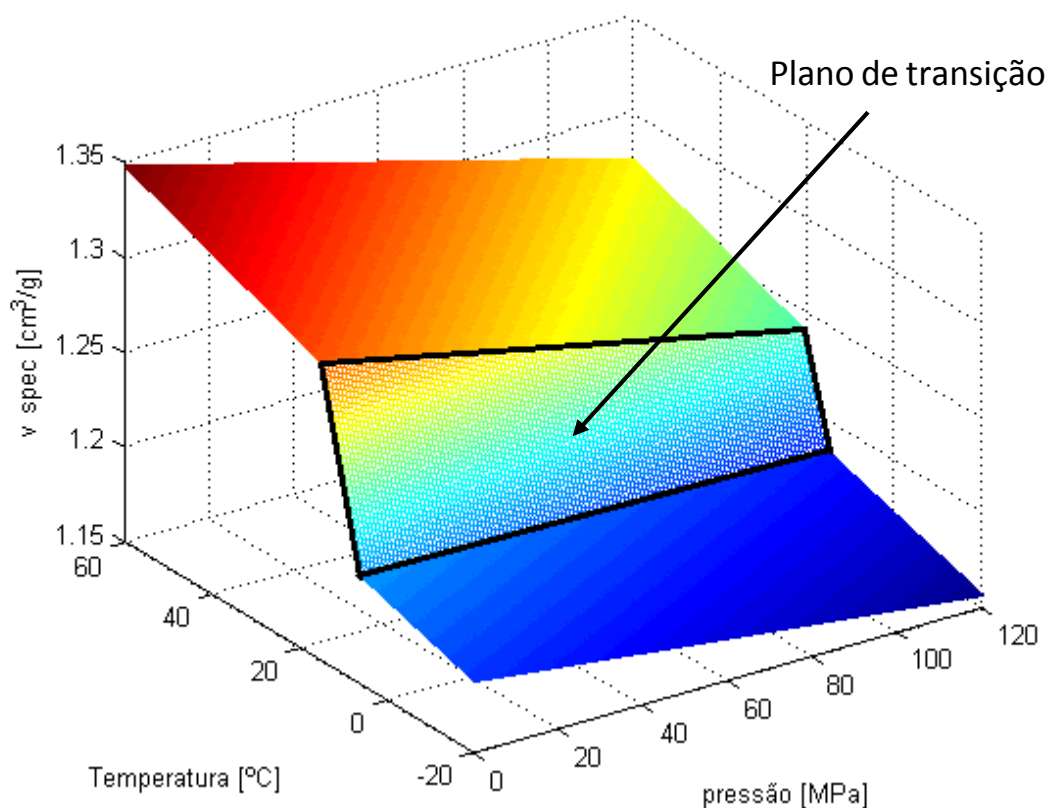


Figura 14- Superfície PVT do PCM, utilizando um intervalo de temperatura do plano de transição de 9.3°C

3.1 SIMULAÇÕES E ANÁLISE DE RESULTADOS

O facto de o plano da fase de transição do PCM poder variar implica que seja necessário examinar quais os impactos que esta alteração tem em parâmetros como o rendimento e o trabalho realizado. Foi assim necessário verificar quais as novas condições iniciais ótimas a que o sistema deve operar de forma a rentabilizar ao máximo o trabalho efetuado pelo PCM. A título de comparação, nesta secção apresenta-se um primeiro ensaio realizado utilizando a superfície original [9], ou seja, sem qualquer alteração a nível da inclinação do plano de transição. Os parâmetros utilizados foram: 1 kg de PCM à pressão inicial de 1 bar e temperaturas da fonte quente e fria de $T_Q = 26\text{ °C}$ e $T_F = 4\text{ °C}$ respetivamente (Tabela 2).

O módulo de compressibilidade isotérmico escolhido para o óleo foi de 10000 bar enquanto que a razão seleccionada entre o volume inicial de óleo na câmara isocórica e o do PCM foi de 0.2. Deste modo assegura-se a utilização de um pequeno volume de óleo na câmara do PCM e que a parafina ao expandir-se não o expulsa na totalidade da câmara (a sua expansão é na ordem dos 10%). Caso isso acontecesse, a expansão do PCM poderia ficar limitada pelo volume onde está contido e assim não se aproveitaria todo o trabalho que o PCM consegue produzir.

O volume de óleo na câmara isocórica será então 20% do volume de PCM. Considerou-se que a soma dos volumes de óleo nas tubagens do circuito hidráulico e na câmara isocórica

será de 1 L. Relativamente ao ensaio em si, fez-se variar a pressão inicial do acumulador entre 10 bar e 1200 bar e o seu volume entre 0.5 e 20 litros. No final foram obtidos os valores do trabalho acumulado, o calor que é necessário absorver bem como o rendimento do sistema.

Tabela 2-Parâmetros fixos, variáveis e avaliados do ensaio realizado

	Ensaio
Parâmetros fixos	$m_{PCM} = 1 \text{ kg}; p_{1PCM} = 1 \text{ bar}$ $V_{1\text{ ÓLEO}} = 1 \text{ L}; \theta_{\text{ÓLEO}} = 10000 \text{ bar}$ $T_F = 4 \text{ °C}; T_Q = 26 \text{ °C}$
Parâmetros da simulação	$p_{1N2} = [10 \ 100 \ 200 \ 300 \ 400 \ 500 \ 600 \ 700 \ 800 \ 900 \ 1000 \ 1100 \ 1200] \text{ bar}$ $V_{1N2} = [0.5 \ 1 \ 1.5 \ 2 \ 2.5 \ 3 \ 5 \ 7.5 \ 10 \ 20] \text{ L}$
Variáveis Obtidas	$W_{\text{Acumulador}}, Q_{in} \text{ e } \eta_{\text{Sistema}}$

Na Figura 15 apresenta-se o trabalho exercido sobre o acumulador em função de diferentes condições de funcionamento. Verifica-se que este aumenta até uma determinada pré-carga, 800 bar, e posteriormente decresce. É possível também verificar que a partir de um certo valor de volume do acumulador, o trabalho é essencialmente constante. Para uma melhor visualização deste comportamento, encontra-se na Figura 16 uma projecção da superfície no plano (W, V) . Verifica-se que para volumes do acumulador reduzidos, o trabalho produzido é menor. Este comportamento deve-se ao facto de, nessa situação, uma ligeira variação do volume de PCM provocar um grande aumento de pressão e conseqüentemente de temperatura. Deste modo, na transição 2 para 3 atinge-se a temperatura da fonte quente com pouca variação volumétrica, o que significa realização de pouco trabalho. Por outro lado, a pequena diferença que existe na produção de trabalho para volumes do acumulador superiores a 2 L, acontece porque, nesses casos, o PCM expande-se sempre até ao seu limite máximo possível para as condições de funcionamento impostas e, portanto, produz quase o máximo de energia atingível. Assim sendo, com base na Figura 15 e Figura 16, conclui-se que para as condições de funcionamento pretendidas, a pré-carga do acumulador deverá rondar os 800 bar e o seu volume deverá ser superior ou igual a 2 litros. Optou-se então por 2 litros como volume do acumulador pois, como foi dito anteriormente, o trabalho produzido é essencialmente constante a partir deste valor.

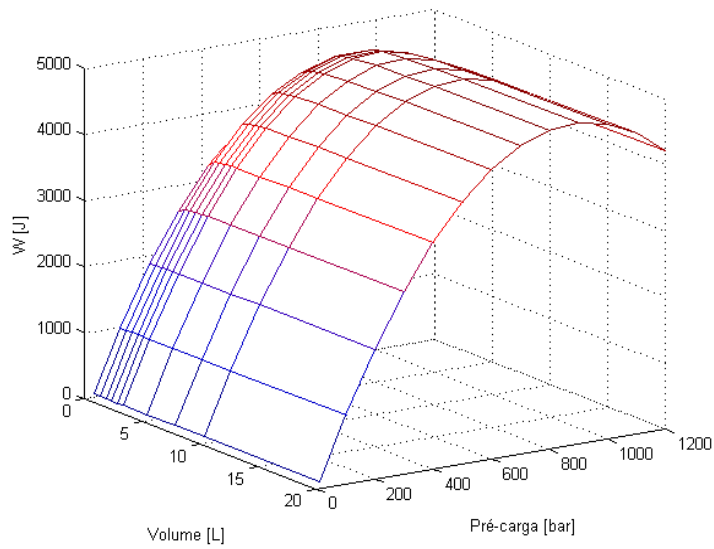


Figura 15-Superfície do trabalho exercido sobre o acumulador em função da pré-carga e do volume do acumulador

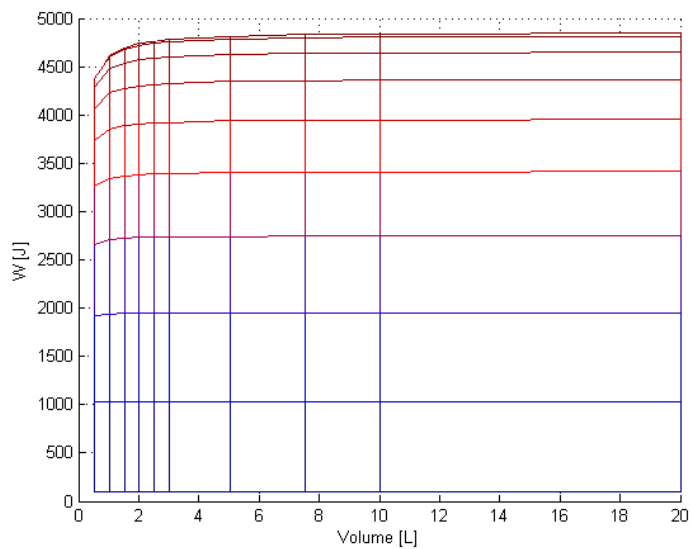


Figura 16-Superfície do trabalho exercido sobre o acumulador em função da pré-carga e do volume do acumulador

Analisando agora a influência da variação da pré-carga e do volume no calor absorvido é possível constatar pela Figura 17 que existem características em comum com a superfície do trabalho. Por exemplo, o calor absorvido também continua a apresentar valores essencialmente constantes com a variação do volume, exceto para volumes reduzidos. Isto ocorre pois quanto menor é o volume de gás, maior é a dificuldade em comprimi-lo e levar o sistema até à temperatura da fonte quente. Para isso é então necessário absorver mais calor e atingem-se pressões mais altas. Conclui-se então que a pressão e o calor absorvido estão relacionados, o que justifica o facto de uma pré-carga maior requerer mais absorção de calor.

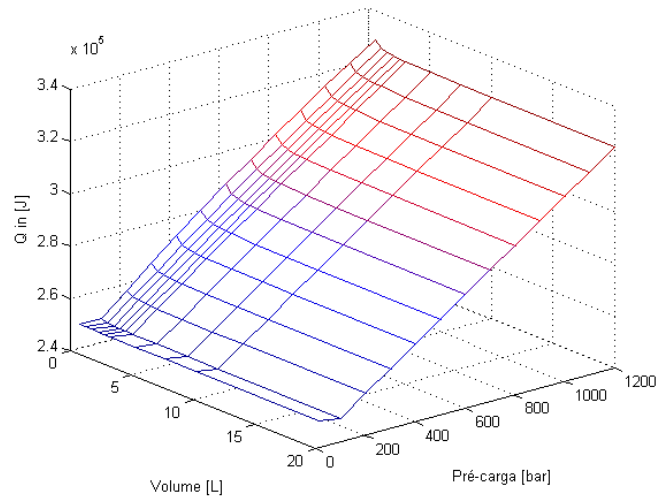


Figura 17-Superfície do calor absorvido em função da pré-carga e do volume

Visualizando agora a Figura 18 onde está representada a superfície do rendimento, os dados desta superfície mostram que, para as condições referidas anteriormente ($p_{1 N2} = 800$ bar e $V_{1 N2} = 2$ L), o valor do rendimento é de 1.589%, obtido através da equação (12). Este valor poderá parecer reduzido quando comparado com o rendimento teórico de Carnot mas é no entanto necessário manter presente que neste sistema as trocas de calor do ciclo dão-se enquanto a temperatura varia, ao contrário do que se pressupõe no ciclo de Carnot.

$$\eta_{ciclo} = \frac{W_{ciclo}}{Q_{in}} \quad (12)$$

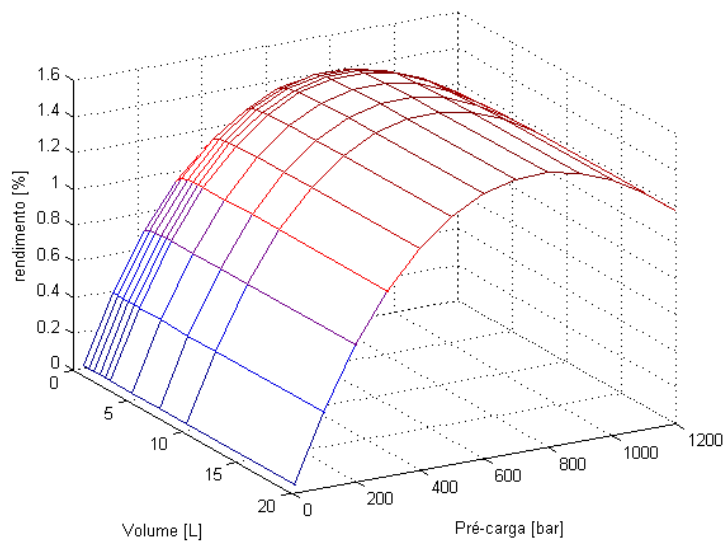


Figura 18- Superfície do rendimento do ciclo em função da pré-carga inicial e do volume do acumulador

3.2 ESTUDO DO EFEITO DA ALTERAÇÃO DA SUPERFÍCIE ORIGINAL

Como já foi dito anteriormente, o autor de [12] informa que a confiança nos dados obtidos na zona de transição não é muito elevada. Daí optar-se por verificar o comportamento dos vários parâmetros que foram analisados anteriormente também para diferentes intervalos de temperatura do plano de transição, nomeadamente intervalos de temperatura de transição de 2°C e 4°C. Em termos do trabalho acumulado, este não se altera qualquer que seja a inclinação do plano de transição como se justifica de seguida. No que diz respeito aos pontos 1 e 3 (Figura 19), ambos mantêm a sua posição na superfície PVT qualquer que seja o intervalo de temperatura do plano de transição, visto que o ponto 1 encontra-se sempre na fase sólida enquanto que o ponto 3 está na fase líquida. O volume do ponto 2 e do ponto 4 apenas depende da compressibilidade do óleo e portanto não há variação do volume desses pontos qualquer que seja o plano de transição escolhido. Assim, como o volume se mantém o mesmo nos quatro pontos, o trabalho resultante também não irá sofrer qualquer alteração.

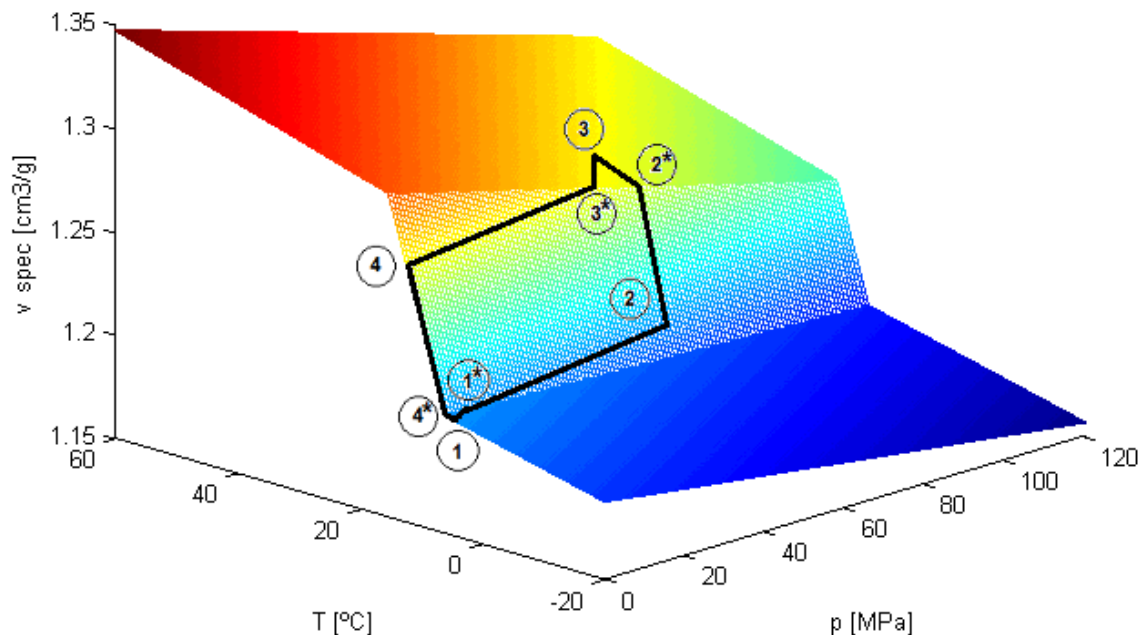


Figura 19- Representação do ciclo termodinâmico na superfície PVT para a pressão de pré-carga de 650 bar

Para uma melhor interpretação dos dados e como já foi mencionado anteriormente, a variação quer do calor recebido quer do rendimento obtido, não é significativa a partir de um certo volume do acumulador. Posto isto, fixou-se a variável volume do acumulador para um valor de 2 litros. Visto que pretendemos comparar os valores do rendimento e do calor recebido em função do intervalo de temperatura do plano de transição, optou-se por representar as várias curvas num só gráfico. Este, representado na Figura 20, mostra que qualquer que seja o intervalo de temperatura, o calor absorvido em função da pressão de pré-carga é sensivelmente o mesmo até aos 200 bar. Com o auxílio da Figura 21 e Figura 22, onde se exemplifica uma parte do ciclo termodinâmico do PCM, é possível verificar que quando o PCM se encontra a pressões inferiores a 200 bar o ponto 4 encontra-se ainda no plano da fase líquida do PCM. Para pressões superiores a 200 bar sensivelmente, o ponto 4 já se encontra

no plano da fase de transição. Este fenómeno fará com que uma maior parte do ciclo seja percorrido dentro da fase de transição, onde a capacidade térmica do PCM é bastante superior, ou seja, irá fazer com que o PCM troque mais ou menos calor com o exterior.

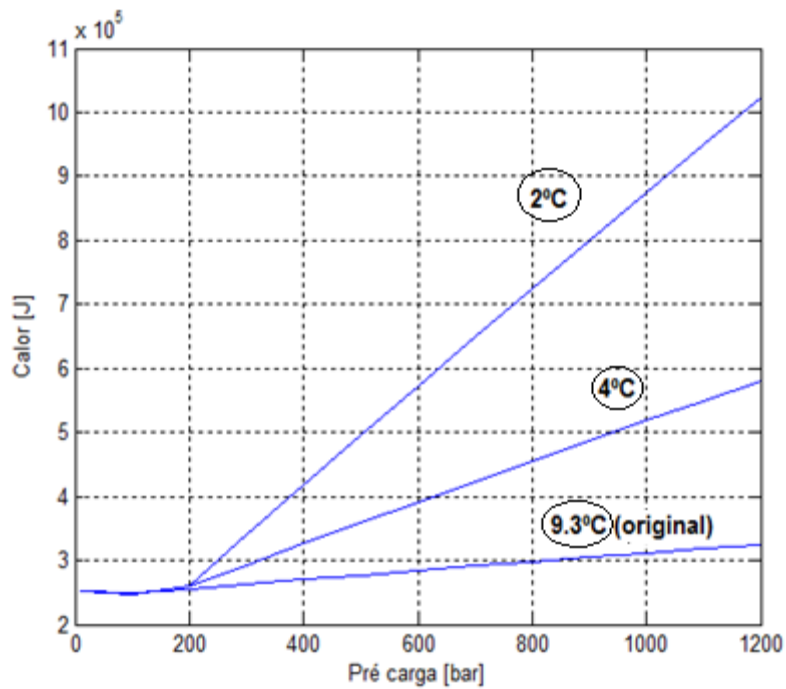


Figura 20- Cuvas do calor recebido em função da pré-carga para os vários intervalos do plano de transição do PCM

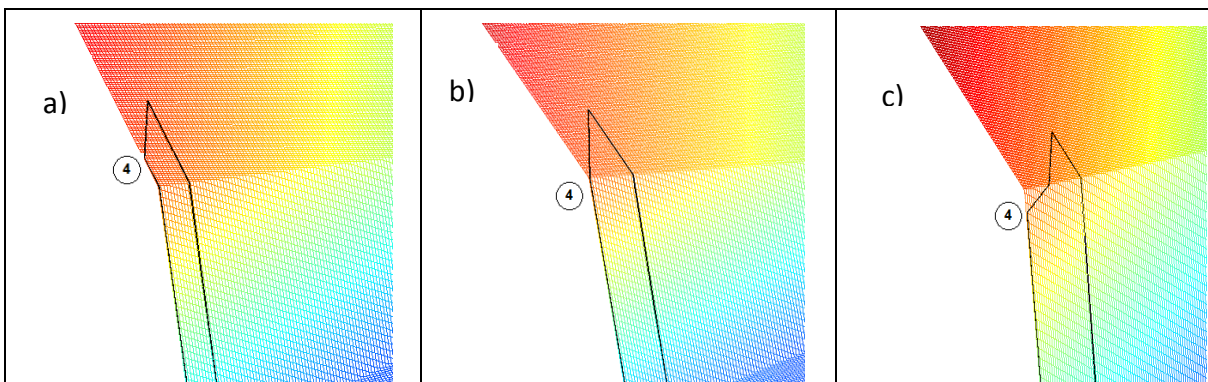


Figura 21- Representação de parte do ciclo termodinâmico na superfície PVT para uma pressão de pré-carga de 100 bar a), 200 bar b) e 250 bar c)

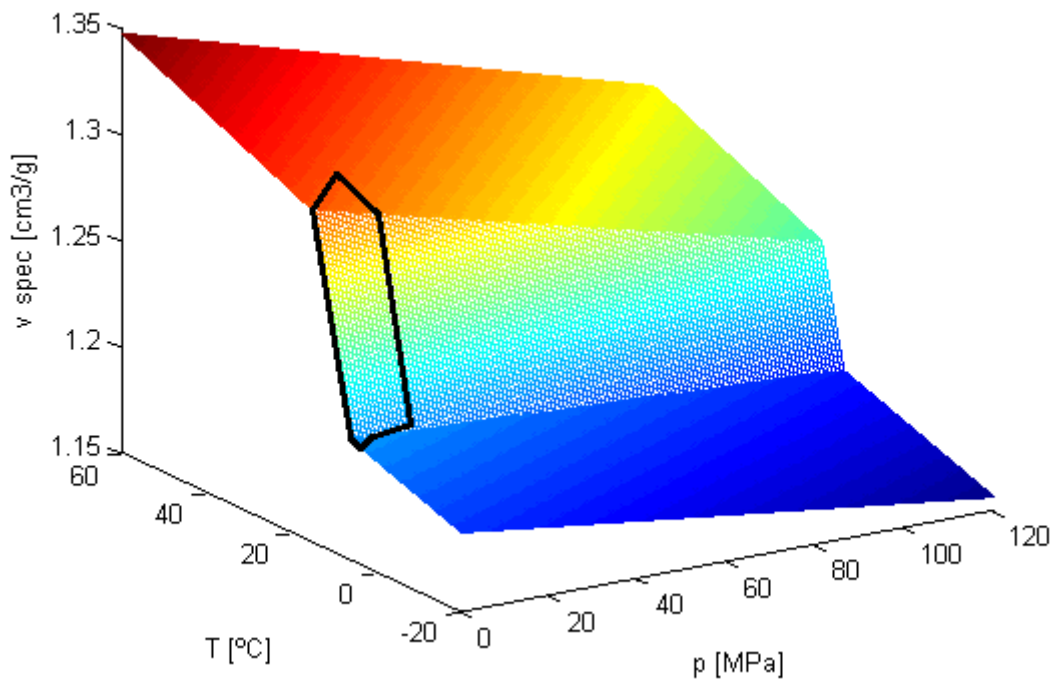


Figura 22- Representação do ciclo termodinâmico na superfície PVT para uma pressão de pré-carga de 200 bar

É visível também que a redução do intervalo de temperatura da fase de transição faz com que o calor trocado aumente. Com o auxílio da Tabela 3, Tabela 4 e Tabela 5, verifica-se que o PCM está em transição numa gama de temperaturas de 11.82°C, 7.784°C e 6.19°C quando o intervalo de temperatura da fase de transição é de 9.3, 4 e 2°C, respetivamente. Quando se passa a analisar os calores específicos, verifica-se que estes dobram o seu valor (24201 J/kg °C, 53660 J/kg °C, 105410 J/kg °C) para os 3 intervalos de temperatura, ou seja, a gama de temperaturas não varia na mesma razão dos calores específicos. Daí a razão da diferença no calor absorvido mostrado na Figura 20 para os diferentes intervalos de temperatura na fase de transição.

Tabela 3- Valores das temperaturas, calor absorvido e calores específicos para cada uma das fases do PCM e para o intervalo de temperatura na fase de transição de 9.3°C

<i>Fase</i>	<i>Temperatura inicial [°C]</i>	<i>Temperatura final [°C]</i>	ΔT [°C]	<i>Q [J]</i>	<i>Cp [J/kg °C]</i>	<i>Cv [J/kg °C]</i>
<i>Sólida (1 a 1*)</i>	4.2	6.52	2.32	3614	1610	1551.1
<i>Transição (1* a 2*)</i>	6.52	18.34	11.82	267756	24201	21067
<i>Líquida (2* a 3)</i>	18.34	26	7.66	16914	2210	2169.5

Tabela 4- Valores das temperaturas, calor absorvido e calores específicos para cada uma das fases do PCM e para o intervalo de temperatura na fase de transição de 4°C

<i>Fase</i>	<i>Temperatura inicial [°C]</i>	<i>Temperatura final [°C]</i>	$\Delta T [^{\circ}C]$	<i>Q [J]</i>	<i>Cp [J/kg°C]</i>	<i>Cv [J/kg°C]</i>
Sólida (1 a 1*)	4.2	9.53	5.33	8288	1610	1550.7
Transição (1* a 2*)	9.53	17.314	7.784	381669	53660	46681
Líquida (2* a 3)	17.314	26	8.686	19195	2210	2169.6

Tabela 5- Valores das temperaturas, calor absorvido e calores específicos para cada uma das fases do PCM e para o intervalo de temperatura na fase de transição de 2°C

<i>Fase</i>	<i>Temperatura inicial [°C]</i>	<i>Temperatura final [°C]</i>	$\Delta T [^{\circ}C]$	<i>Q [J]</i>	<i>Cp [J/kg°C]</i>	<i>Cv [J/kg °C]</i>
Sólida (1 a 1*)	4.2	10.73	6.53	10185	1610	1550.6
Transição (1* a 2*)	10.73	16.92	6.19	585763	105410	91683
Líquida (2* a 3)	16.92	26	9.08	20051	2210	2169.6

Para a determinação do rendimento do ciclo foi realizado o mesmo procedimento de manter constante a variável volume em 2 litros e representar as curvas apenas num só gráfico de forma a ser possível uma melhor comparação entre os três intervalos de temperatura. No gráfico da Figura 23 é facilmente observável que o rendimento é igual para as três curvas até aos 200 bar, tal como acontece para o calor absorvido. Este comportamento é espetável pois como o rendimento é obtido pela equação (12) e como o trabalho é igual para os 3 planos, as curvas teriam de apresentar o mesmo comportamento do calor absorvido, ou seja, valores praticamente iguais para pressões de pré-carga inferiores a 200 bar. A partir deste valor o rendimento apresenta valores distintos para cada um dos intervalos de temperatura do plano de transição. Para a pressão de pré-carga onde o rendimento é máximo, a superfície original apresenta o dobro do rendimento comparando com a curva dos 2°C. O rendimento máximo é sensível ao intervalo de temperatura escolhido e, portanto, não se torna fácil escolher qual a pressão de pré-carga que maximiza o rendimento. O rendimento máximo, se a curva real estiver compreendida entre as curvas que foram obtidas, deverá acontecer para uma pré-carga entre 400 e 800 bar. No capítulo seguinte será realizado um pré dimensionamento das áreas de transferência de calor do PCM, daí ser necessário selecionar uma pressão de pré-carga. Foi feita uma análise do gráfico dos rendimentos e chegou-se à conclusão que a pressão de 650 bar conduz a um rendimento próximo do máximo, qualquer que seja o plano de transição que se venha a verificar na prática.

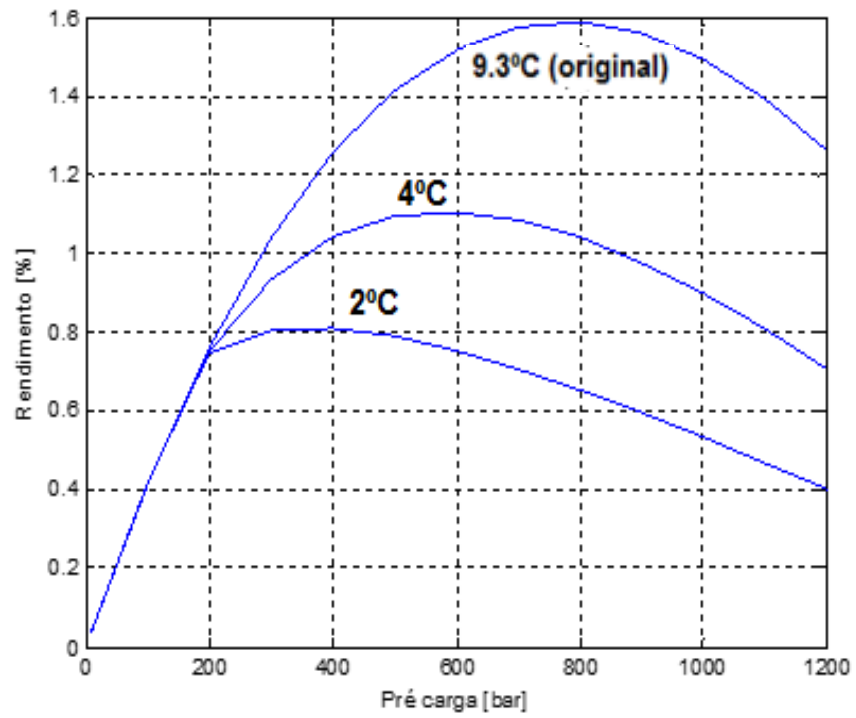


Figura 23 -Curvas do rendimento do ciclo para um volume do acumulador de 2 litros

4 MODELO DINÂMICO DO GERADOR HIDRÁULICO DO *THERMAL GLIDER*

4.1 OBJETIVOS

Nesta segunda parte do trabalho foi feito um estudo do comportamento do gerador hidráulico acionado termicamente através de uma simulação em MATLAB Simulink. Esta é uma simulação do modelo dinâmico que descreve a transferência de calor existente entre a água do oceano que envolve o *Thermal Glider*, o compartimento onde está inserido o PCM e também, como é evidente, o próprio PCM. Optou-se por simular apenas o trajeto ascendente devido ao facto de se tratar do caso crítico, isto é, onde existe mais transferência de calor. No trajeto descendente, o calor trocado é inferior pois parte do calor foi convertido em trabalho. No entanto, para ilustrar o que ocorre num trajeto real de um *Glider*, foi também realizada uma simulação de um ciclo completo. Para que seja possível desenvolver este modelo, é preciso conhecer vários parâmetros a considerar na simulação, nomeadamente, perfis de temperatura e velocidade, propriedades da câmara isocórica e propriedades do PCM.

Posteriormente, será obtido o modelo térmico através de uma analogia reo elétrica, a partir da qual serão deduzidas as equações diferenciais que traduzem o modelo. Simulando estas equações em MATLAB-Simulink obtém-se no final a evolução da variação da temperatura da água do oceano, da parede da câmara que será materializada por um tubo que envolve o PCM e do próprio PCM, para um determinado perfil de mergulho.

4.2 PRESSUPOSTOS

Neste estudo do modelo dinâmico do *Thermal Glider* foram assumidos vários pressupostos de forma a simplificar os cálculos, como também feito noutros trabalhos [11, 7]. O modelo matemático será obtido tendo em conta o seguinte:

1. O PCM é homogéneo e isotrópico. A sua capacidade térmica e a sua condutibilidade térmica são constantes dentro de cada estado físico (sólido, transição e líquido)
2. A condutibilidade térmica do PCM na direção axial é ignorada
3. O PCM comporta-se idealmente, fenómenos como a degradação das suas propriedades e *supercooling* [15] não são tidos em conta.
4. O processo de convecção natural na solidificação do PCM é negligenciável.

4.3 MODELO DINÂMICO

Foi assumido que o *Thermal Glider* em estudo realizará missões em zonas do oceano próximas do equador, onde o perfil de temperaturas é descrito pelas equações (13)[7] e representado na Figura 24. A temperatura é constante até aos 20 metros de profundidade (z), depois varia de forma linear até aos 1000 metros, apresentando neste intervalo duas zonas com declives distintos. Dos 20 aos 150 metros decresce cerca de 15°C enquanto que dos 150 até aos 1000 metros reduz apenas 7°C . A partir dos 1000 metros de profundidade a temperatura é constante, ou seja, caso não seja relevante deslocar-se para maiores profundidades, enviar o *Glider* para estas zonas não se torna vantajoso pois a temperatura da fonte fria não diminui e, portanto, o ciclo termodinâmico do PCM não será acelerado nem alterado. Apesar disto, os valores das profundidades mais comuns rondam os 1200 metros de acordo com várias fontes [2, 13]. Posto isto, optou-se pelo valor de 1200 metros como valor inicial nos vários trajetos e zero metros como valor mínimo de profundidade como sendo os pontos extremos que o *Thermal Glider* terá que atingir. Note-se que é necessário que se atinja a superfície para que seja possível transmitir os dados recolhidos via satélite, pois para esse efeito a antena do AUV não poderá estar submersa.

$$\left\{ \begin{array}{ll} T = 26^{\circ}\text{C} & z \leq 20\text{m} \\ T = 26 - 0.115(z - 20)^{\circ}\text{C} & 20\text{m} \leq z \leq 150\text{m} \\ T = 11 - 0.008(z - 150)^{\circ}\text{C} & 150\text{m} \leq z \leq 1000\text{m} \\ T = 4.2^{\circ}\text{C} & z \geq 1000\text{m} \end{array} \right. \Rightarrow \quad (13)$$

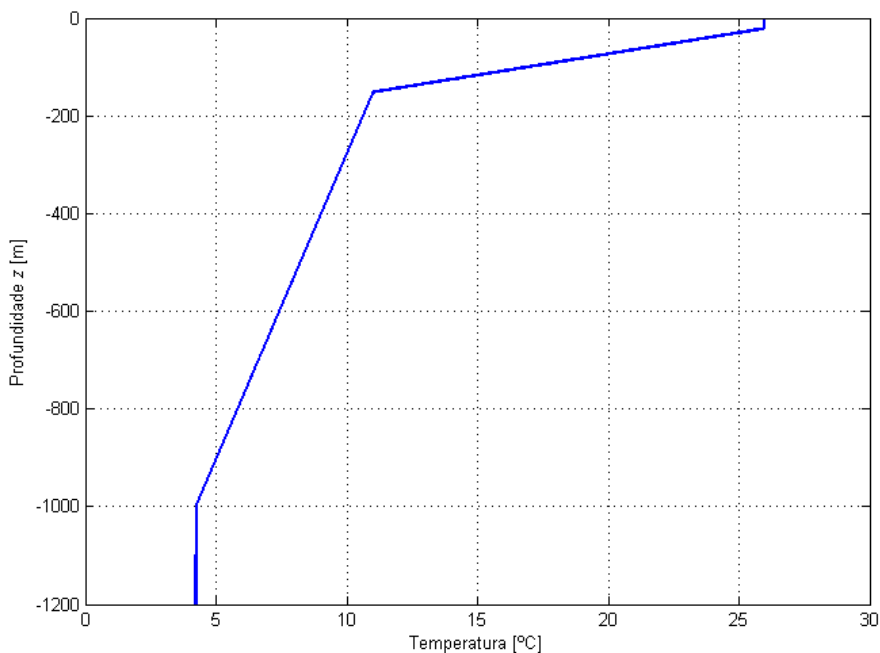


Figura 24- Variação da temperatura do oceano com a profundidade na zona do equador

Optou-se fixar a velocidade a que o *Thermal Glider* se desloca verticalmente e conseguiu-se com isso obter a variação da temperatura do oceano com o tempo. A velocidade escolhida teve em conta os valores típicos encontrados na literatura que utilizam o mesmo tipo de AUV. Na Tabela 6 encontram-se os valores da velocidade vertical, o ângulo de ataque e a respetiva fonte bibliográfica.

Tabela 6-Valores usuais da velocidade vertical dos Thermal Gliders

Velocidade vertical (m/s) e (Ângulo de Ataque (º))	Fonte Bibliográfica
0.175 (30º)	[17]
0.21 (n.d.)	[7]
0.25 (n.d.)	[18]
0.25 (38º)	[2]

Tendo em conta os dados recolhidos optou-se pela velocidade 0.25m/s como sendo a velocidade a ser introduzida na simulação, pelo que o gráfico da temperatura em função do tempo durante o período de ascensão é o apresentado na Figura 25.

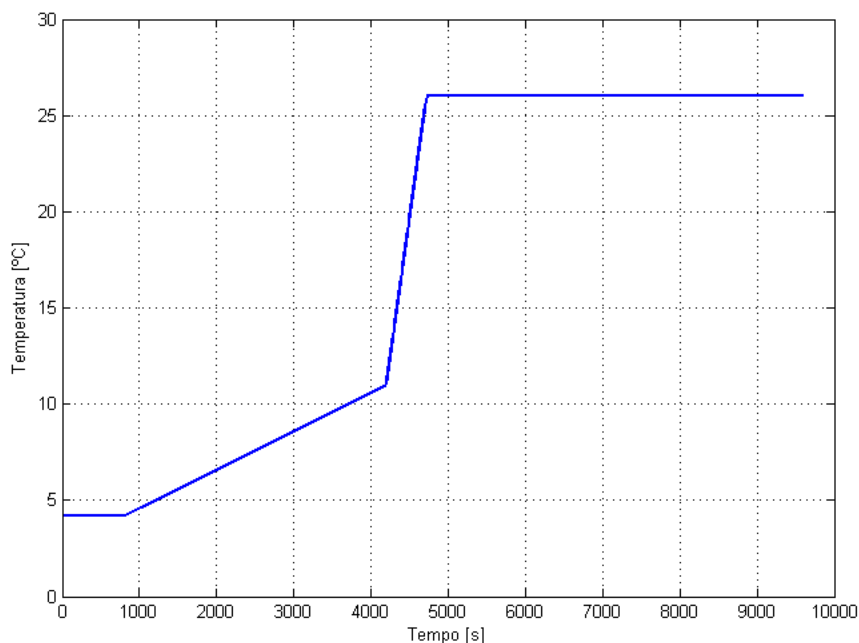


Figura 25- Variação da temperatura do oceano com o tempo, considerando uma velocidade vertical de 0.25 m/s

Como se pode verificar pela Figura 25, a temperatura é constante em duas fases do trajeto. Inicialmente o *Glider* encontra-se submerso e a 1200 metros, daí a temperatura ser constante durante um intervalo de tempo até se atingir os 1000 metros. A partir deste valor a temperatura do oceano começa a variar com a profundidade. Assim que se atinge uma profundidade de 20 metros a temperatura volta a estabilizar num valor (26°C). No total, a duração da ascensão é de 4700 segundos (1.3 horas), desde o momento em que se inicia o trajeto (a 1200 metros) até se atingir a superfície do oceano.

O esquema representado na Figura 26 mostra, de uma forma simplificada, como estão dispostos os elementos resistivos do sistema térmico em estudo, correspondente à câmara isocórica contendo o PCM. Na Figura 27 é representado o modelo térmico do sistema, onde a temperatura da água do oceano funcionará como uma fonte que irá variar com o tempo como foi explicado anteriormente. Logo após a fonte tem-se uma resistência de convecção do oceano (R_{CV}) que apresenta um coeficiente de convecção (h) típico de $260 \text{ W/m}^2\text{K}$ [7]. O tubo que envolve o PCM também apresenta uma resistência à transferência de calor. Considera-se uma resistência até sensivelmente metade da espessura do tubo (R_{CD_ext}) e outra desde desse ponto até à parede interior do tubo (R_{CD_int}). Após esta resistência interna encontra-se a resistência do PCM ($R_{CD_PCM}(p, T)$) cuja condutibilidade térmica vai variar dependendo do estado em que o PCM se encontra (sólido, líquido e transição). O tubo apresenta uma determinada capacidade térmica (C_{tubo}) que é dependente das dimensões deste e do material que irá ser utilizado. O PCM, como seria de esperar, é capaz de acumular energia térmica mas a sua capacidade não é constante, porque varia com o estado físico em que se encontra ($C_{PCM}(p, T)$). Relativamente à capacidade térmica do tubo (C_{tubo}), esta não poderá ser desprezada pois, como se verá, apresenta valores da mesma ordem de grandeza da capacidade térmica do PCM.

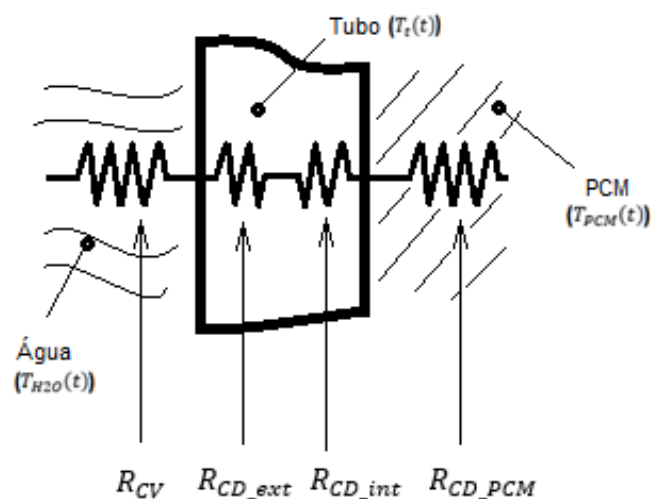


Figura 26-Esquema do modelo térmico

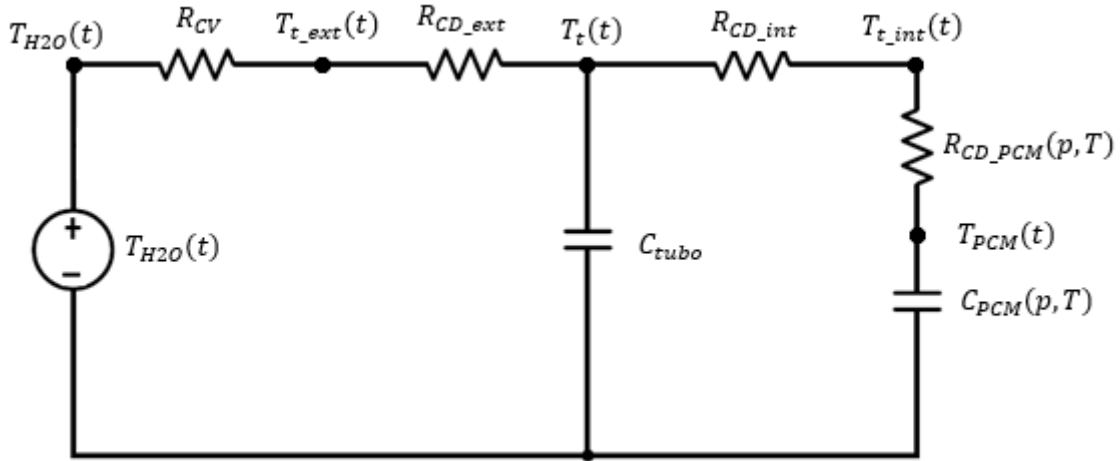


Figura 27-Modelo térmico equivalente que representa o sistema em estudo

As resistências de condução que o tubo apresenta poderão ser desprezadas se certas condições se verificarem. Dado que a espessura do tubo será relativamente pequena, a resistência térmica pode ser desprezada se o número de Biot for inferior a 0.1 [16]. O número de Biot é um número adimensional e traduz a razão entre a resistência da transferência de calor por condução e a resistência da transferência de calor por convecção (equação (14)). Se este número for inferior a 0.1 será correto dizer que a resistência por condução é muito inferior à de convecção, logo pode ser desprezada.

$$Bi = \frac{R_{cond}}{R_{conv}} = \frac{hL}{k}, \quad (14)$$

onde h é o coeficiente de convecção, L o comprimento do tubo e k a condutibilidade térmica do tubo.

De forma a verificar se esta assunção pode ser feita é preciso saber quais as dimensões e propriedades do material utilizado no tubo que envolve o PCM. O material a ser utilizado no tubo deverá satisfazer os seguintes requisitos: boa resistência mecânica, alta resistência à corrosão, ser relativamente leve e apresentar uma boa condutibilidade térmica. Apesar de um aço inox comum responder bem a estas exigências, possui uma condutibilidade térmica muito baixa. Por este motivo optou-se por uma liga de alumínio duro (*Hard aluminum alloy* – ISO AlCu4Mg1) que é também utilizada em outro estudo [19]. Este material não só possui uma alta condutibilidade mas também apresenta boas propriedades mecânicas. As principais propriedades deste material encontram-se listadas na Tabela 7. A espessura do tubo ainda não é conhecida pois dependerá do critério de resistência selecionado. Foram utilizados 2 critérios de resistência, o Critério da Tensão Tangencial Máxima (CTTM)[20] e *Circumferential Buckling Criteria* (CBC)[20], de forma a assegurar a capacidade do tubo resistir à pressão interior (PCM) e exterior (Oceano) a que vai ser sujeito. Será feito de seguida o estudo das dimensões do tubo por forma a satisfazer estes dois critérios.

Tabela 7-Parâmetros mais relevantes e o seu respetivo valor/descrição [20]

Parâmetro	Valor/Descrição
Designação	ISO AlCu4Mg1
Densidade (kg/ m ³)	2770
Condutibilidade térmica (W/mK)	150
Calor específico (J/kg K)	875
Módulo de Young (MPa)	6.2 * 10 ⁴
Tensão Limite Elástico (MPa)	274
Tensão Admissível (MPa)	137
Espessura Tubo (CTTM) (mm)	-
Espessura Tubo (CBC) (mm)	-

A tensão máxima admissível será de 137 MPa pois foi introduzido um coeficiente de segurança de 2. Para o caso de pressões no interior de tubos de paredes finas o método de cálculo do CTTM para a obtenção da tensão equivalente vai ser explicado de seguida. Na Figura 28 encontra-se um esquema que ajuda a compreender o estado de tensão do tubo.

O tubo está sujeito a duas tensões normais e principais, tensão axial (*axial stress*, σ_A) e circunferencial (*hoop stress*, σ_C):

$$\sigma_A = \frac{pD_o}{4t} \quad (15)$$

$$\sigma_C = \frac{pD_o}{2t} \quad (16)$$

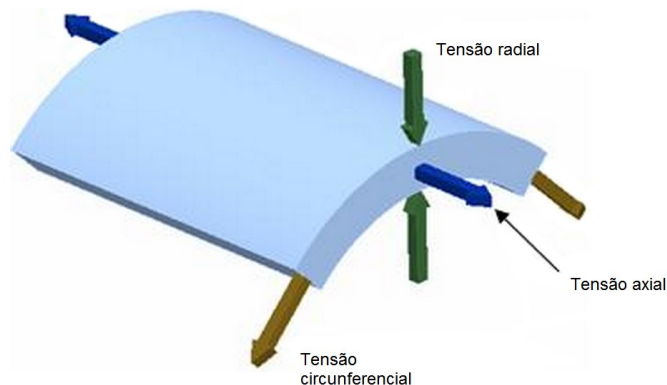


Figura 28-Esquema representativo das tensões a que o tubo está sujeito

Na equação (15), p diz respeito à pressão máxima de trabalho (interior), D_o é o diâmetro exterior do tubo e t a espessura da parede de tubo.

Atendendo a que σ_A e σ_C são já tensões principais e que a terceira tensão principal (*radial stress*, σ_R) pode ser considerada nula $\sigma_R = 0$ para estas condições, é possível determinar as tensões máximas :

$$\sigma_{max} = \sigma_C \quad (17)$$

$$\tau_{max} = 0,5(\sigma_C - \sigma_A) = \frac{pD_o}{8t} \quad (18)$$

A tensão equivalente σ_{eq} é obtida segundo o critério de Tresca ou Tensão Tangencial Máxima [20]. Assim, e fazendo $\tau_{max} = 0,5 * \sigma_{eq_max}$,

$$t_t \geq \frac{pD_o}{4 \sigma_{eq_max}}, \quad (19)$$

onde σ_{eq_max} é a tensão máxima admissível e t_t é a espessura mínima admissível por este critério.

Relativamente ao segundo critério de resistência (CBC), este é descrito pela equação (20) [21]:

$$t_{bc} \geq D_o \left(\frac{m_c p_{max} L}{2.59 E D_o} \right)^{0.4}, \quad (20)$$

onde m_c é um fator de segurança para estabilidade circunferencial ($m_c=2$), p_{max} a pressão máxima de trabalho (exterior), L o comprimento do tubo e E o módulo de Young.

Como os valores de espessura mínima que terão de ser satisfeitos dependem da geometria escolhida, foi elaborada a Tabela 8 que contém esses valores para diâmetros de tubos normalizados e para alguns comprimentos. Estas combinações diâmetro-comprimento conduzem sempre a um volume de PCM correspondente a uma massa de 1 kg.

O número de Biot obtido na Tabela 8 foi calculado utilizando o maior valor de espessura resultante dos dois critérios de resistência. Utilizando como exemplo o comprimento de 258 mm, o valor de espessura mínimo que o tubo terá de possuir é de 12.336 mm (CTTM) e será este o valor utilizado no cálculo do número de Biot. Analisando a Tabela 8 é também possível verificar que o número de Biot é tanto maior quanto maior for a espessura da parede do tubo, o que faz pleno sentido visto que o número de Biot é diretamente proporcional à resistência de condução. É possível então concluir, com o auxílio da tabela anterior, que para os valores

geométricos selecionados, o número de Biot é muito inferior a 0.1, ou seja, as resistências térmicas por condução do tubo podem ser desprezadas.

Tabela 8-Cálculo do número de Biot para alguns diâmetros normalizados

Comprimento (mm)	Diâmetro Externo (mm)	Espessura CTTM (mm)	Espessura CBC (mm)	Número de Biot
258	104	12,336	4,41	0,01872
480	76,2	9,038	4,69	0,01372
991	53	6,286	5,04	0,00954
1193	48,3	5,729	5,14	0,00869
1506	43	5,100	5,26	0,00795

Relativamente às dimensões geométricas do tubo que serão utilizadas daqui para a frente, na escolha foi tido em conta valores encontrados em outras fontes, nomeadamente em [2] e em [21], que indicam comprimentos de 1.5 metros. Um outro aspeto importante a ter em conta na escolha do comprimento e do diâmetro é a própria área de transferência de calor que daí irá resultar. Ao optar por valores de comprimento muito reduzidos e diâmetros relativamente grandes, o processo de transferência de calor irá tornar-se mais moroso. A solução poderia passar por diminuir o diâmetro do tubo por forma a acelerar a transferência de calor, porém, esta não se torna viável abaixo de um determinado diâmetro pois o comprimento necessário seria demasiado elevado. Chega-se então à conclusão que o diâmetro adequado para esta aplicação é 43 milímetros conduzindo um comprimento de 1506 mm e uma espessura da parede de 5.3 mm.

4.4 MODELO DINÂMICO SIMPLIFICADO

Na Figura 29 encontra-se o modelo dinâmico resultante de desprezar a resistência de condução na parede do tubo. Nesta figura q_1 , q_2 e q_3 representam a potência térmica transferida por cada um dos ramos.

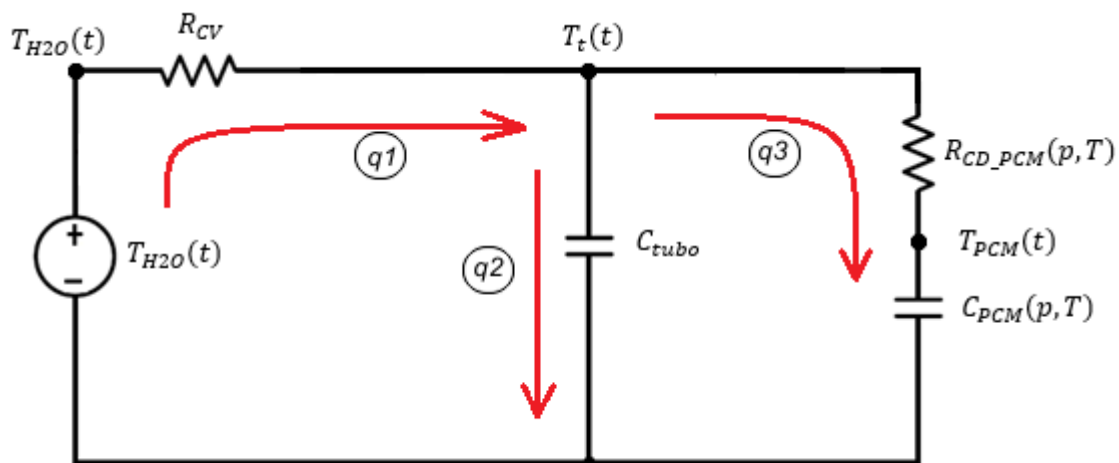


Figura 29 – Modelo térmico simplificado equivalente que representa o sistema em estudo

Escrevendo as equações diferenciais que representam o modelo térmico obtém-se o seguinte:

$$\dot{T}_t = \frac{1}{M_t C p_t} \left(\frac{1}{R_{cv}} * (T_{H_2O} - T_t) - \frac{1}{R_{CD_{PCM}}} * (T_t - T_{PCM}) \right) \quad (21)$$

$$\dot{T}_{PCM} = \frac{1}{M_{PCM} C p_{PCM} R_{CD_{PCM}}} (T_t - T_{PCM}) \quad (22)$$

4.5 PARÂMETROS UTILIZADOS NO DIAGRAMA DE SIMULAÇÃO

Conhecidas as equações que definem o modelo em estudo, foi efetuada a sua simulação em linguagem MATLAB-Simulink, obtendo-se o diagrama de simulação da Figura 30 que vai permitir analisar a variação da temperatura quer do PCM quer do tubo que o envolve.

As condições iniciais da simulação, como foi referido anteriormente, correspondem à situação em que o *Thermal Glider* está nas profundezas do oceano, ou seja, tem-se a temperatura de 4.2°C como temperatura inicial para ambos os integradores. Para a obtenção de uma simulação é necessário definir quais são os valores dos vários parâmetros. O conjunto de parâmetros determinados até ao momento encontra-se resumido na Tabela 9.

Tabela 9-Parâmetros introduzidos na simulação

Parâmetro	Valor
Profundidade inicial (m)	1200
Diâmetro exterior do tubo (mm)	43
Comprimento do tubo (mm)	1506
Espessura do tubo (mm)	5.3
Velocidade vertical (m/s)	0.25
Resistência de convecção (°C /W)	0.0189
Capacidade térmica do tubo (J/ °C)	2291.3

Introduzindo estes dados na simulação é de prever que a temperatura da parede do tubo esteja muito próxima do perfil de temperaturas do oceano pois a resistência térmica desta foi desprezada. Quanto à variação da temperatura do PCM, esta terá que tender, em regime permanente, para o valor da temperatura do oceano mas isto só acontecerá num tempo infinitamente grande, dada a resposta exponencial de um sistema de 2ª ordem. A variação da temperatura do PCM apresentará intervalos de tempo onde a resposta se aproximará do perfil de temperatura do oceano, enquanto que noutros o mesmo não irá acontecer.

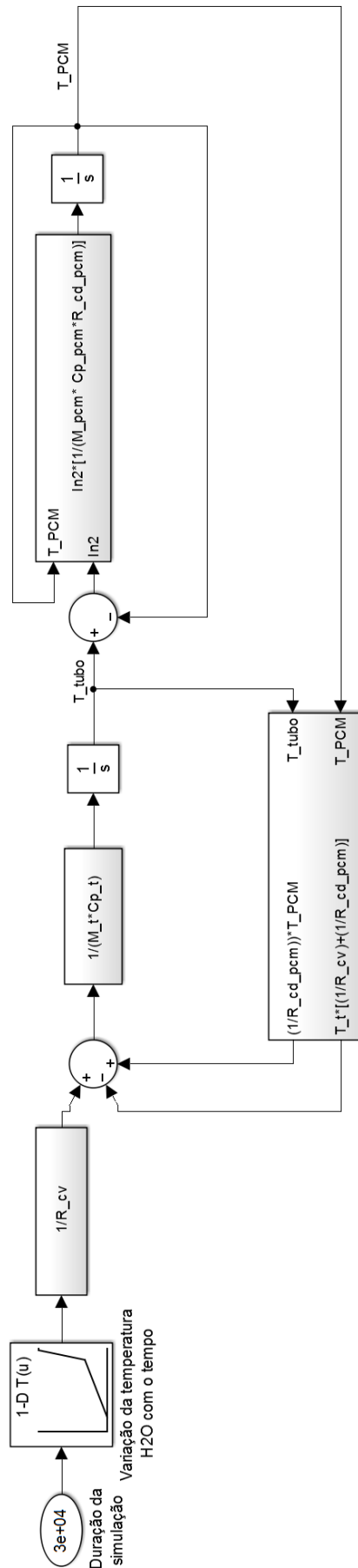


Figura 30-Diagrama de simulação introduzido no Simulink

De facto, como o elemento capacitivo e a resistência térmica do PCM vão variar dependendo da temperatura a que este se encontra, em certos momentos o PCM conseguirá acompanhar a variação externa (quando os valores da sua resistência e capacidade térmica forem reduzidos) mas noutros momentos a temperatura poderá variar muito pouco (quando esses valores forem elevados). Antes de passar à apresentação dos resultados é importante mostrar como foram determinados os calores específicos a utilizar para o PCM.

Sabe-se já quais serão as condições iniciais a serem utilizadas na simulação, isto é, a pressão de pré-carga no acumulador a gás será 650 bar, o volume desse mesmo gás irá ser 2 litros e, como também foi dito, o PCM irá trabalhar entre as temperaturas 4.2°C e 26°C, temperaturas mínima e máxima do ciclo termodinâmico respetivamente. Para que a simulação seja coerente com o ciclo termodinâmico do PCM foi necessário obter os calores específicos médios para cada uma das suas fases. Estes valores serão posteriormente utilizados na simulação dinâmica em Simulink. Com isto, consegue-se que, na simulação, o PCM se comporte de acordo com o que foi obtido no ciclo termodinâmico.

Para conhecer os calores específicos de cada fase é preciso conhecer as temperaturas a que o PCM muda de fase e ao mesmo tempo saber também o valor do calor transferido até esse mesmo ponto. Conhecendo estes valores obtêm-se facilmente o valor da capacidade térmica específica média “C*” dentro de cada fase através da equação (23). Note-se que esta capacidade não corresponderá à capacidade específica a volume constante nem a pressão constante.

$$C^* = \frac{Q}{\Delta T} \quad (23)$$

Para a simulação dinâmica a realizar em Simulink, como já foi dito, irão ser feitos dois tipos de percursos, um ascendente e outro com o ciclo completo, estando ambos representados na Figura 31. O *Thermal Glider* em ambas as simulações iniciará o ciclo a 1200 metros de profundidade. O PCM começará estando na fase sólida, depois, à medida que o veículo sobe, a temperatura do PCM também irá subir. Antes de atingir o ponto 2, ponto este que corresponde a atingir-se a pressão de pré-carga do acumulador (650 bar), o PCM irá passar da fase sólida para a fase de transição (ponto 1*). Exemplificando com a fase de transição, a determinação dos “C*s” foi feita da seguinte forma: subtraindo a temperatura a que se dá a transição de fase (ponto 2*) e a temperatura inicial (ponto 1*) obtêm-se o ΔT para esta fase, seguidamente calcula-se a razão entre o calor absorvido e este ΔT obtendo-se assim a capacidade específica para a fase de transição “C*t”. O mesmo método é utilizado para o cálculo das restantes capacidades específicas, quer líquida quer sólida. Na Tabela 10 encontram-se os valores das temperaturas entre cada fase, o calor envolvido e a respetiva capacidade.

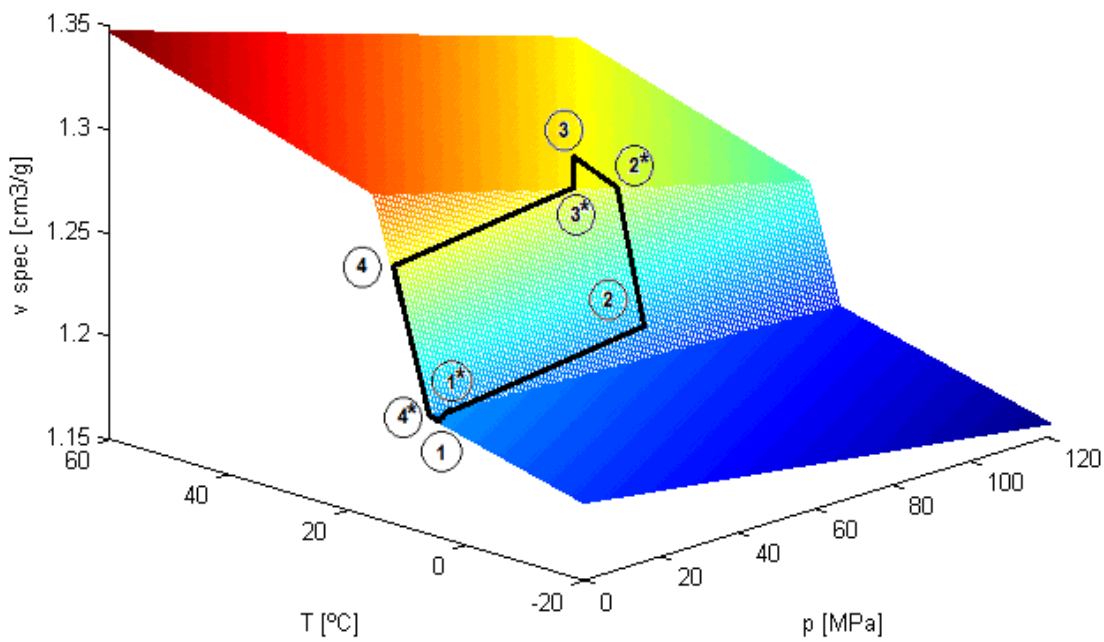


Figura 31- Representação do ciclo termodinâmico na superfície PVT para a pressão de pré-carga de 650 bar

Tabela 10-Valores das capacidades térmicas específicas para cada uma das fases do PCM com o plano de transição de 9.3°C

Fase	Temp. inicial [°C]	Temp. final [°C]	Q [J]	C*s [J/(kg °C)]	C*t [J/(kg °C)]	C*I [J/(kg °C)]	Cp [J/(kg °C)]	Cv [J/(kg °C)]
Sólida (1 a 1*)	4.2	6.52	3614	1557.9			1610	1551.1
Transição (1* a 2*)	6.52	18.34	267756		22653		24201	21067
Líquida (2* a 3)	18.34	26	16914			2208.1	2210	2169.5

Comparando estes valores com as capacidades específicas a volume constante e a pressão constante verifica-se que são bastante semelhantes, o que sugere que esta aproximação é perfeitamente aceitável. Os valores da Tabela 10 foram obtidos da superfície PVT original, ou seja, o plano de transição apresenta um intervalo de temperatura de transição de 9.3°C à pressão atmosférica. É importante também analisar como a simulação reage caso o plano de transição não apresente aquele intervalo mas sim um mais reduzido, com 4°C e 2°C. Utilizando o mesmo método, chega-se às capacidades específicas para os novos planos de transição, representadas nas Tabela 11 e Tabela 12.

Tabela 11-Valores das capacidades térmicas específicas para cada uma das fases do PCM com o plano de transição de 4°C

<i>Fase</i>	<i>Temp. inicial [°C]</i>	<i>Temp. final [°C]</i>	<i>Q [J]</i>	<i>C*s [J/kg °C]</i>	<i>C*t [J/kg °C]</i>	<i>C*I [J/kg °C]</i>	<i>Cp [J/kg °C]</i>	<i>Cv [J/kg °C]</i>
<i>Sólida (1 a 1*)</i>	4.2	9.53	8288	1555			1610	1550.7
<i>Transição (1* a 2*)</i>	9.53	17.314	381669		49033		53660	46681
<i>Líquida (2* a 3)</i>	17.314	26	19195			2209.9	2210	2169.6

Tabela 12-Valores das capacidades térmicas específicas para cada uma das fases do PCM com o plano de transição de 2°C

<i>Fase</i>	<i>Temp. inicial [°C]</i>	<i>Temp. final [°C]</i>	<i>Q [J]</i>	<i>C*s [J/kg °C]</i>	<i>C*t [J/kg °C]</i>	<i>C*I [J/kg °C]</i>	<i>Cp [J/kg °C]</i>	<i>Cv [J/kg °C]</i>
<i>Sólida (1 a 1*)</i>	4.2	10.73	10185	1559.7			1610	1550.6
<i>Transição (1* a 2*)</i>	10.73	16.92	585763		94631		105410	91683
<i>Líquida (2* a 3)</i>	16.92	26	20051			2208.3	2210	2169.6

É de notar que as capacidades térmicas específicas da fase de transição (C^*t) variam bastante quando é alterado o intervalo de temperatura do plano de transição. Como foi visto anteriormente (Figura 20), esta variação deve-se ao aumento do calor absorvido quando o plano de transição apresenta um menor intervalo de temperatura. Para além do aumento do calor absorvido, o intervalo de temperatura também diminui, ou seja, os dois efeitos concorrem para aumentar a capacidade térmica específica (C^*t).

Visto que está a ser considerado apenas 1kg de PCM, a capacidade térmica (Cp_{PCM}), que será utilizada nas simulações, é igual à capacidade térmica específica média (C^*). Na Tabela 13 encontram-se os valores finais das capacidades térmicas para cada uma das fases do PCM e para cada um dos intervalos de temperatura da fase de transição.

Relativamente à resistência de condução do PCM (R_{CD_PCM}), considerou-se um valor médio, isto porque para porções de PCM que se encontram próximas da parede do tubo a resistência de condução é muito reduzida enquanto que para porções que se encontram no interior do PCM a resistência é muito elevada. A resistência média de condução será igual à resistência para metade do volume do PCM, ou seja, será necessário calcular um diâmetro para o qual o volume interior é igual ao volume exterior. Segundo [16], o valor da resistência de condução num tubo é obtido segundo a equação (24):

Tabela 13-Valores utilizados na simulação das capacidades térmicas para cada uma das fases do PCM e para cada um dos intervalos de temperatura da fase de transição

Intervalo de temperatura da fase de transição									
	Original (9.3°C)			4°C			2°C		
Fase	C_sol [J/°C]	C_tra [J/°C]	C_liq [J/°C]	C_sol [J/°C]	C_tra [J/°C]	C_liq [J/°C]	C_sol [J/°C]	C_tra [J/°C]	C_liq [J/°C]
Sólida (1 a 1*)	1557.9			1555			1559.7		
Transição (1* a 2*)		22653			49033			94631	
Líquida (2* a 3)			2208.1			2209.9			2208.3

$$R_{CD_PCM} = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi kL}, \quad (24)$$

onde r_o e r_i são o raio exterior e interior do tubo de PCM, respetivamente, k é a condutibilidade térmica do PCM e L o comprimento do tubo.

Resolvendo a equação (25) obtêm-se a expressão do valor do diâmetro correspondente ao volume médio (d) que, substituindo na equação (24), conduz à expressão que permite o cálculo da resistência de condução do PCM (equação (26)).

$$\frac{\pi D^2 L}{4} = \frac{\pi d^2 L}{4} \rightarrow d = \frac{D}{\sqrt{2}} \quad (25)$$

$$R_{CD_PCM} = \frac{\ln(\sqrt{2})}{2\pi kL} \quad (26)$$

O valor da condutibilidade térmica k é obtido a partir da equação (27) [9].

$$k \left[\frac{J}{mK} \right] = -0.00024 * T[°C] + 0.1493 \quad (27)$$

O valor da resistência de condução do PCM utilizado na simulação varia em função da condutibilidade térmica que, por sua vez, varia com a temperatura a que se encontra o PCM.

Possuindo agora todos os dados necessários, irão ser apresentadas na próxima secção as simulações realizadas bem como discutidos os resultados obtidos.

4.6 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Como já foi indicado, o programa utilizado para as simulações foi o *Matlab-Simulink*, que permite integrar as equações diferenciais que descrevem o sistema em estudo. De seguida serão apresentadas as simulações realizadas com os parâmetros das Tabelas 9 e 13 e para cada um dos 3 planos de transição será feita uma análise aos resultados obtidos.

Na Figura 32 encontra-se o resultado da simulação para o intervalo de temperaturas da fase de transição de 9.3°C. A temperatura do tubo apresenta essencialmente uma variação muito semelhante à da água do mar, porém é visível uma região onde isto não acontece. A razão da temperatura do tubo se distanciar do perfil de temperatura da água deve-se ao facto do PCM apresentar capacidades térmicas muito elevadas na fase de transição comparativamente às outras fases. Com o decorrer do tempo, o PCM gradualmente eleva a sua temperatura até atingir o equilíbrio térmico com os outros dois elementos.

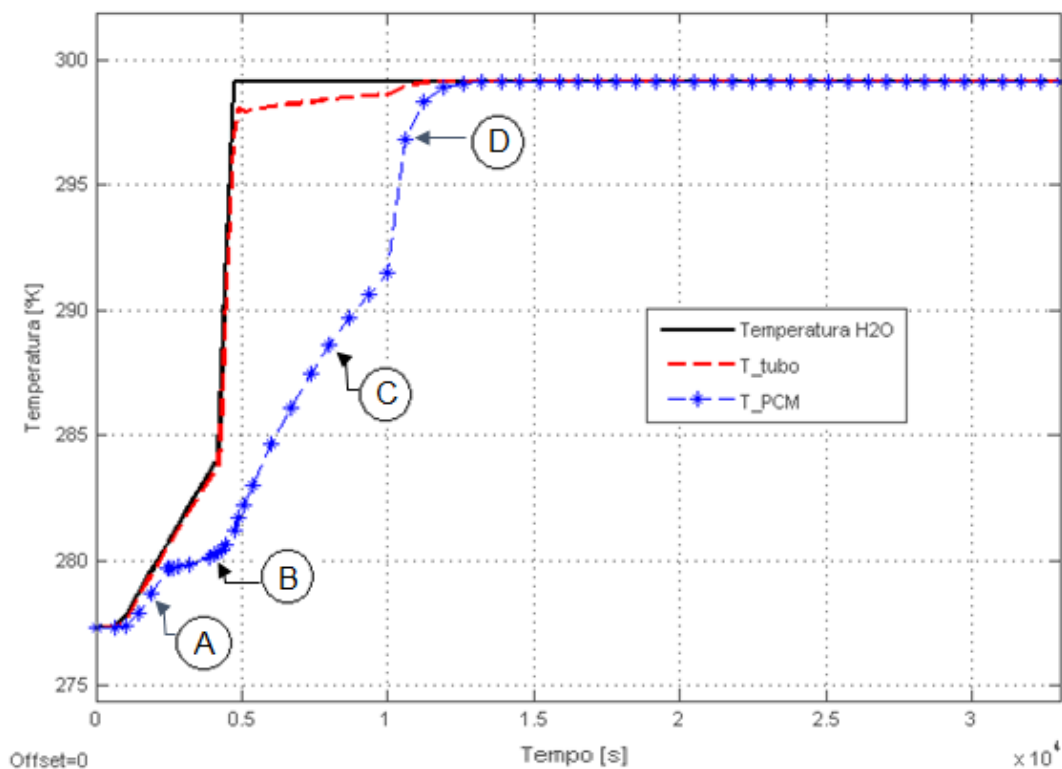


Figura 32- Variação da temperatura com o tempo, da água, da parede do tubo e do PCM para um intervalo de temperatura do plano de transição de 9.3°C

A variação da temperatura do PCM é totalmente diferente tanto do tubo como da água do oceano. No gráfico da Figura 32 é possível distinguir 4 etapas (A,B,C e D) em que o PCM varia de forma distinta. Na etapa A a temperatura apresenta um comportamento semelhante à do tubo e da água. Nesta fase o PCM encontra-se próximo de 4.2°C, logo encontra-se na fase sólida com valores baixos tanto na resistência térmica como na capacidade térmica. Próximo dos 280K inicia-se o processo de fusão.

Na etapa B, apesar da resistência térmica não variar significativamente, a capacidade térmica apresenta valores muito superiores quando comparados com os valores das outras duas fases (líquida e sólida). Por este motivo, a temperatura do PCM permanece sensivelmente constante nos 280K, pois a quantidade de calor necessária para fazer alterar a temperatura do PCM um mesmo ΔT é agora muito superior. A fase de transição termina apenas quando o PCM atinge a temperatura de 291.5K, logo o PCM estaria durante um longo período de tempo nesta fase se nada se alterasse à sua volta. No entanto, antes mesmo dos 0.5×10^4 segundos (~ 1.39 horas), o perfil de temperatura da água do oceano altera-se, apresentando agora um declive muito superior e rapidamente atingindo a temperatura final de 26°C. Isto quer dizer que o *Thermal Glider* se encontra numa zona do oceano onde o gradiente de temperaturas com a profundidade é mais elevado do que anteriormente. Chega-se então à etapa C. Este aumento da diferença da temperatura aumenta o declive da curva, aproximando-a mais rapidamente da temperatura da superfície do oceano. Na etapa D o PCM passa a estar no estado líquido retornando assim também o valor baixo da capacidade térmica o que facilita o aumento da sua temperatura. Optando por um critério de chegada ao regime permanente de 99% da variação de temperatura, o PCM consegue assim atingir a temperatura final em 12032 segundos (cerca de 3 horas e 20 minutos).

Agora que foi analisada a simulação para o caso do plano de transição com um intervalo de temperatura de transição de 9.3°C, veremos de seguida qual o comportamento do *Thermal Glider* para os outros dois casos. A Figura 33 diz respeito ao intervalo de temperatura do plano de transição de 4°C.

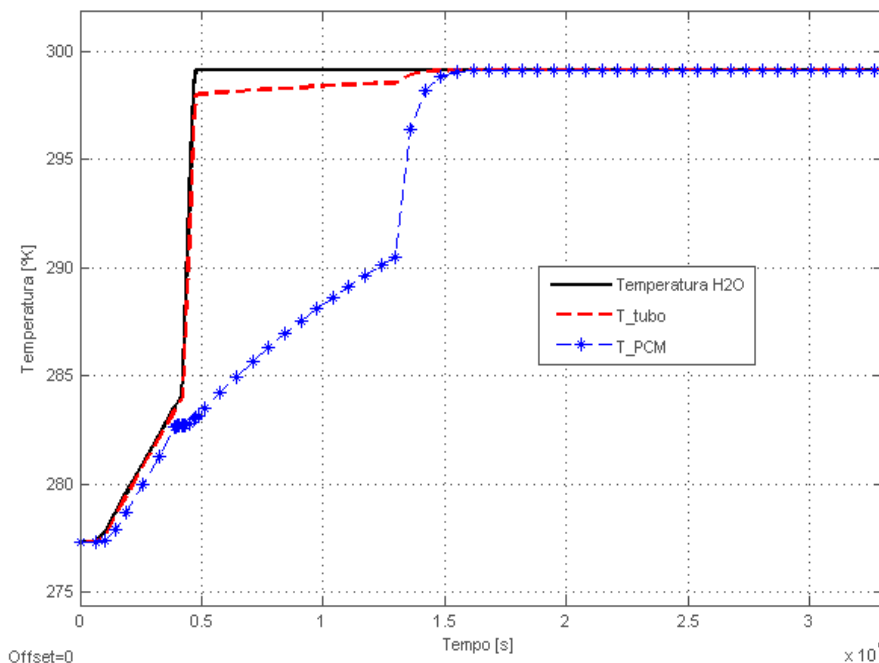


Figura 33- Variação da temperatura com o tempo, da água, da parede do tubo e do PCM para o intervalo de temperatura do plano de transição de 4°C

É visível que o trajeto da variação das várias temperaturas é essencialmente o mesmo, apenas o intervalo de tempo que é necessário para atingir regime permanente é diferente. Para este caso é preciso 15060 s (cerca de 4 horas e 11 minutos), tempo superior ao anterior pois a capacidade específica na fase de transição neste caso também é superior.

O mesmo irá suceder para o terceiro caso, (intervalo de temperatura do plano de transição de 2°C) porque, como a capacidade térmica do PCM aumenta, este necessita de uma maior quantidade de calor para elevar a sua temperatura. A Figura 34 comprova este raciocínio, visto que só aos 20085 s (cerca de 5 horas e 35 minutos) se atinge 99% da variação da temperatura.

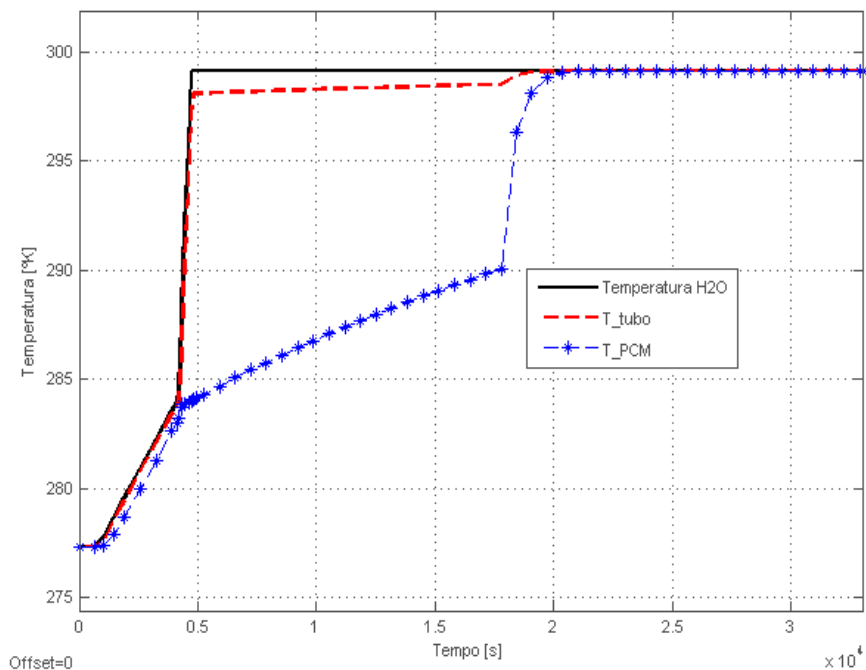


Figura 34-Variação da temperatura com o tempo, da água, da parede do tubo e do PCM para o intervalo de temperatura do plano de transição de 2°C

Um outro aspeto importante é compreender como a velocidade do *Thermal Glider* influencia a simulação. Por este motivo, foi realizada uma outra simulação utilizando o intervalo de temperatura do plano de transição original (9.3°C) e mantendo todos os parâmetros iguais mas alterando a velocidade para um valor 10 vezes menor que o anterior (0.025m/s). O resultado desta simulação encontra-se na Figura 35. É de notar que a temperatura do PCM agora parece acompanhar mais de perto a temperatura exterior mas em contrapartida o tempo necessário para o PCM atingir a temperatura de 26°C aumentou consideravelmente para um valor próximo dos $5 * 10^4$ segundos (~14 horas).

Por outro lado, se optarmos por uma velocidade mais elevada obtém-se o resultado da Figura 36. Nesta a velocidade utilizada foi de 2.5 m/s. O tempo de acomodação é inferior, pouco mais de 2 horas, conseguindo à custa de um maior diferencial térmico médio. Porém, trata-se de uma velocidade claramente excessiva para este tipo de aplicações [2, 18].

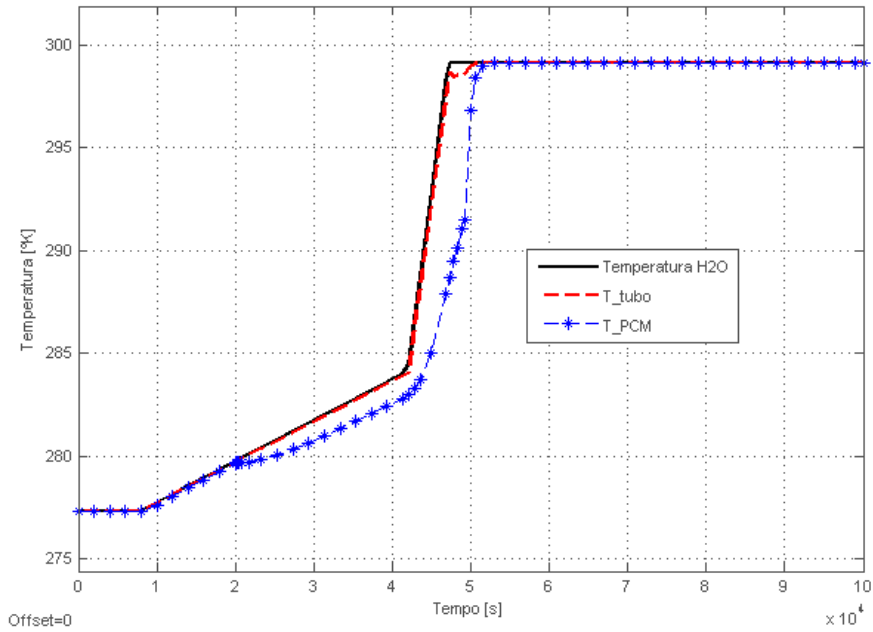


Figura 35- Variação da temperatura com o tempo, da água, da parede do tubo e do PCM para um intervalo de temperatura do plano de transição de 9.3°C e uma velocidade vertical do Thermal Glider reduzida (0.025 m/s)

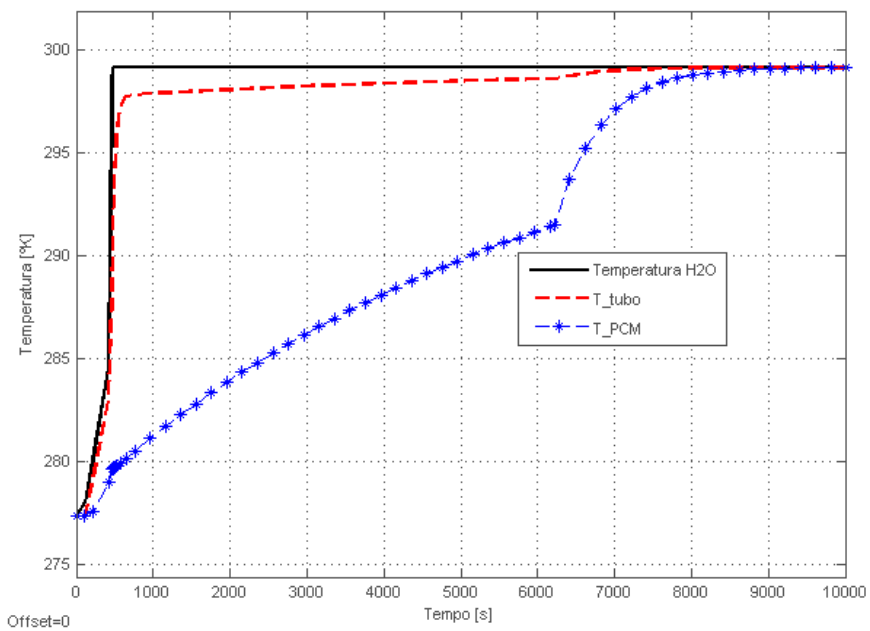


Figura 36- Variação da temperatura com o tempo, da água, da parede do tubo e do PCM para um intervalo de temperatura do plano de transição de 9.3°C e uma velocidade vertical do Thermal Glider elevada (2.5m/s)

Este estudo termina com uma simulação dum ciclo completo do PCM, representado na Figura 37. O tempo necessário para terminar o ciclo ronda os 25600 segundos (~7.1 horas) o que se encontra dentro do esperado, ou seja, próximo do dobro do tempo da subida. As simulações do ciclo completo para os outros dois intervalos de temperatura da fase de transição iriam também ser superiores, sendo cada um deles, aproximadamente, o dobro do tempo obtido quando apenas se considerou a subida do Glider.

Estes valores são da ordem de grandeza de valores apresentados noutras fontes. De facto, os tempos mais comuns que surgem variam entre as 5 horas [7] e as 8 horas [22] entre cada subida à superfície, dependendo quer do tipo de PCM utilizado quer do próprio Glider.

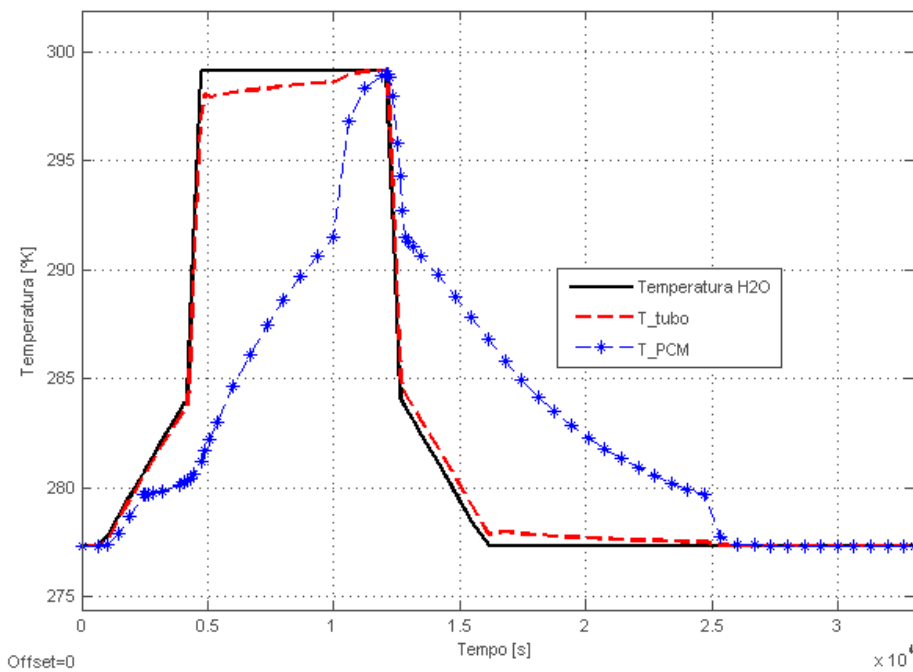


Figura 37-Variação da temperatura com o tempo, da água, da parede do tubo e do PCM para um intervalo de temperatura do plano de transição de 9.3°C durante um ciclo completo do Thermal Glider

5 CONCLUSÕES E FUTUROS TRABALHOS

Neste capítulo conclui-se sobre o cumprimento dos objetivos propostos, comentando a otimização feita, o modelo dinâmico desenvolvido bem como as suas limitações. No final são dadas algumas sugestões para trabalhos futuros.

Os objetivos deste trabalho foram otimizar o ciclo termodinâmico de um *Thermal Glider* bem como desenvolver o modelo dinâmico que descreve a transferência de calor entre o PCM no interior do *Glider* e a água do oceano. Estes tipos de AUV têm demonstrado um grande potencial em aplicações oceanográficas e isso é demonstrado pela sua crescente utilização pelos oceanógrafos. A gama de temperatura correspondente à transição da fase sólida para a fase líquida do PCM mostrou-se crítica tanto nos rendimentos obtidos como nos tempos de emersão do *Thermal Glider* para a superfície. Quanto maior o valor do intervalo de temperatura da fase de transição, maior o rendimento máximo e maiores as pressões de pré-carga ótimas no acumulador a gás. Em termos dos tempos de ciclo do *Thermal Glider*, a variação do intervalo de temperatura do plano de transição para valores mais reduzidos leva a tempos de acomodação (*settling time*) superiores. A razão de isto acontecer deve-se ao facto da capacidade térmica média do PCM aumentar bastante quando se passa de um intervalo de temperatura do plano de transição de 9.3°C para intervalos de 4 e 2°C.

Chega-se então à conclusão que o intervalo de temperatura do plano de transição desempenha um importante papel quer no comportamento dinâmico da máquina térmica quer nas próprias trajetórias do *Thermal Glider*. Poderia ser explorada a possibilidade de, combinando várias parafinas, criar uma nova mistura por forma a apresentar uma curva característica com um maior intervalo de temperatura na fase de transição, permitindo assim otimizar o ciclo relativamente aos tempos de subida e descida, que poderão ser modificados por forma a se obter o comportamento desejado.

A pressão de pré-carga escolhida a ser utilizada no acumulador a gás, de forma a obter um bom rendimento, foi de 650 bar. Esta pressão, no circuito hidráulico, poderá ser um pouco elevada porque pode não permitir a utilização de componentes *standard* e consequentemente aumentar os custos. Uma solução possível para evitar tais pressões poderia passar por introduzir um multiplicador de pressão, que iria permitir atingir estas pressões no PCM mas não as ter no acumulador a gás. Caso se opte por esta solução, é necessário ter em atenção que tanto a rigidez do óleo como a evolução da pressão do gás vista pelo PCM será diferente, logo o próprio ciclo termodinâmico vai ser afetado. É necessário por isso aferir o efeito dessa transmissão hidrostática no próprio ciclo.

Um outro ponto que merece atenção diz respeito aos valores obtidos de espessura mínima do tubo, para que não surjam problemas a nível estrutural. Foi determinado que as espessuras teriam valores próximos dos 5 milímetros, para um tubo em liga de alumínio de alta dureza.

Seria interessante, como trabalho futuro, verificar qual o impacto da alteração do tipo de material do tubo nos tempos de ciclo destes *Thermal Gliders*.

6 REFERÊNCIAS

1. Rudnick, D. L., Davis, R. E., Eriksen, C. C., Fratantoni, D. M., Perry, M. J., *Underwater Gliders for Ocean Research*. Marine Technology Society Journal, 2004. **38**(2): 12 pp.
2. Davis, R. E., Eriksen, C. C., Jones, C. P. , *Autonomous buoyancy-driven underwater gliders*, in *Technology and Applications of Autonomous Underwater Vehicles*, G. Griffiths, Editor. 2002. pp. 37–58.
3. Stommel, H. M., *The Slocum Mission*. Oceanus, 1989. **32**: pp. 93-96.
4. Webb, D. C., Simonetti P. J., and Jones C. P., *SLOCUM: An underwater glider propelled by environmental energy*. IEEE Journal of Oceanic Engineering, 2001. **26**(4): pp. 447-452.
5. Sherman, J., Davis R. E., Owens W. B., and Valdes J., *The autonomous underwater glider "spray"*. IEEE Journal of Oceanic Engineering, 2001. **26**(4): pp. 437-446.
6. Eriksen, C. C., Osse T. J., Light R. D., Wen T., Lehman T. W., Sabin P. L., Ballard J. W., and Chiodi A. M., *Seaglider: A long-range autonomous underwater vehicle for oceanographic research*. IEEE Journal of Oceanic Engineering, 2001. **26**(4): pp. 424-436.
7. Kong, Q. L., Ma J., and Xia D. Y., *Numerical and experimental study of the phase change process for underwater glider propelled by ocean thermal energy*. Renewable Energy, 2010. **35**(4): pp. 771-779.
8. Hai, Yang and Jie Ma., *Experimental Study of Effects of Thermocline on the Performance of Underwater Glider's Thermal Engine*. in *Power and Energy Engineering Conference (APPEEC), 2010 Asia-Pacific*. 2010. pp 1-4.
9. Ferreira, J. P. M., *Determinação do ciclo termodinâmico de um gerador hidráulico acionado termicamente*. 2013, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. Dissertação de Mestrado. 99 pp.
10. He, Bo, Viktoria , M., and Setterwall Fredrik, *Phase transition temperature ranges and storage density of paraffin wax phase change materials*. Energy, 2004. **29**(11): pp. 1785-1804.
11. Kong, Qiao-ling and Ma Jie, *Phase change analysis of an underwater glider propelled by the ocean's thermal energy*. Journal of Marine Science and Application, 2007. **6**(4): pp. 37-43.
12. Walsh, D.; Zoller, P., *Standard Pressure Volume Temperature Data for Polymers*. CRC Press, 1995.
13. Wood, S., Allen T., Kuhn S., Caldwell, J., *The development of an autonomous underwater powered glider for deep-sea biological, chemical and physical oceanography*. in *Oceans 2007 - Europe, Vols 1-3*. 2007. pp. 1-6.
14. Dinçer, I.; Rosen, M., *Thermal energy storage systems and applications*. 2010, Wiley,: Hoboken, N.J. 599 pp.
15. Lamberg, P., Lehtiniemi R., Henell A. M., *Numerical and experimental investigation of melting and freezing processes in phase change material storage*. International Journal of Thermal Sciences, 2004. **43**: pp. 277-287.

16. Zemansky, M. W.; Dittman, R. H., *Heat and thermodynamics*. 7th ed International ed. Mechanical Engineering Series. 1997, New York: McGraw-Hill Companies. 487 pp.
17. Wang, L., Zhang L., Jiang J., *Energy storage system with ultracapacitors for thermal underwater glider*. Transactions of Tianjin University, 2013. , **19**(2): pp.98-102.
18. Graver, J. G., *Underwater Gliders: Dynamics, Control and Design*, Master's thesis, *Mechanical and Aerospace Engineering Department*. 2005, Princeton University.
19. Shuang-shuang Fan, Can-jun Yang, Shi-lin Peng, Kai-hu LI, Yu Xie, Shao-yong Zhang, *Underwater glider design based on dynamic model analysis and prototype development*. Journal of Zhejiang University-SCIENCE C (Computers & Electronics), 2013. pp. 583-599.
20. Beer, F. P.; Johnston, Jr., Russell, E., *Resistência dos materiais*. 1995: Makron Books do Brasil Editora.
21. Timothée, R. C.; Kato, A., Tanaka, H., Ropert-Coudert Y., and Bost C. A., *Buoyancy under control: underwater locomotor performance in a deep diving seabird suggests respiratory strategies for reducing foraging effort*. PLoS One, 2010. **5**(3): 10 pp.
22. Zhang, H., Wang Y., Lian Z., *Application and Improvement of the Interlayer Thermal Engine Powered by Ocean Thermal Energy in an Underwater Glider*. in *Power and Energy Engineering Conference, Asia-Pacific*. 2009. pp. 1-4