

**Projecto de uma Bomba de Calor com aproveitamento de  
Energia Solar**

**Richworld Renewables**

*Ricardo Ferreira*

**Relatório do projecto final do MIEM**

Orientador na Richworld Renewables: Eng. Fernando Ferreira

Orientador na FEUP: Prof. Clito Afonso



**FEUP**

**Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto**

**Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

Julho de 2010



## Resumo

As bombas de calor são equipamentos que permitem a movimentação de calor de forma eficiente em sentido contrário ao natural. Estas máquinas podem ser utilizadas para suprir as necessidades de climatização e de aquecimento de águas sanitárias de um domicílio. A fonte de energia renovável mais utilizada neste tipo de aplicações é o solar térmico, pelo que a associação das duas é compatível e natural. Com este trabalho aspira projectar-se um sistema deste género.

A revisão bibliográfica pretende ser uma recapitulação dos conceitos teóricos e, simultaneamente, uma recolha de argumentos e práticas que permitam um correcto fabrico deste tipo de equipamentos.

Define-se concretamente o objectivo da máquina a projectar e dimensionam-se componentes para um protótipo. Realiza-se uma simulação numérica e modelação a três dimensões dos componentes seleccionados. Discutem-se as opções tomadas, avaliam-se as perspectivas futuras e apresentam-se os argumentos que levaram à impossibilidade de construção do protótipo.

Conclui-se que o sucesso deste projecto passa pela utilização do ciclo de compressão de vapor e uma construção do tipo *split*. A integração solar deverá ser efectuada no acumulador e o controlo deverá privilegiar esta forma energética.

Há ainda espaço para delinear as próximas tarefas.



## Abstract

Heat pumps are equipments that promote efficient heat flux from low to high temperature sources. These machines can be used to meet air conditioning and domestic hot water needs. The most common renewable energy source used for this type of application is solar thermal energy, so the association between both comes natural. This work aims to develop a system of this kind.

During the revision of the theoretical concepts, there was also a gathering of arguments and practical techniques to help the construction of such equipment.

A clear definition of the project is prepared as well as the sizing of different components for a prototype. A numeric simulation was run and a three dimensional representation presented. We then discuss the options taken, assess the future perspectives and present the arguments that led to the impossibility of building the prototype

We conclude that the success of the project depends on the utilization of the single stage vapor compression cycle and split construction. Solar integration must be made in the accumulator and the controller should prioritize this source of energy.

Finally, the next tasks are delineated.



## Agradecimentos

À empresa *Richworld Renewables* e, em especial, ao seu administrador Dr. Pedro Correia de Carvalho pela inigualável oportunidade que me proporcionou com este estágio e respectiva bolsa. Ao meu orientador interno, Eng. Fernando Ferreira, que foi muitas vezes o elo de ligação entre a teoria e a prática, com a certeza que os seus conhecimentos na área foram indispensáveis para a concretização deste trabalho. Ao Eng. Delfim Valente pelo apoio constante e formação de todos os âmbitos. Aos restantes colegas que, embora não tendo tido participação directa no presente trabalho, ajudaram em grande parte da formação que obtive com este estágio.

Ao Professor Clito Afonso, meu orientador na Faculdade, pelo apoio prestado em todas as etapas da tese. A sua ajuda, limitada pelo facto de me encontrar a maior parte do tempo na empresa, foi de uma exactidão sem igual.

Aos meus colegas de curso pelo apoio em todo os momentos de formação que agora se agregam neste trabalho. Em especial aos amigos João Almeida e Hugo Sousa, agradeço a paciência e boa disposição com que enfrentaram todos os momentos.

Aos amigos em geral pelos momentos de descontração que me proporcionam, pois sem estes seria mais difícil trabalhar.

À família e namorada pela formação, apoio incondicional e tudo mais.



## Índice

|                                                                     |      |
|---------------------------------------------------------------------|------|
| RESUMO .....                                                        | III  |
| ABSTRACT .....                                                      | V    |
| AGRADECIMENTOS .....                                                | VII  |
| ÍNDICE .....                                                        | IX   |
| ÍNDICE DE FIGURAS .....                                             | XI   |
| ÍNDICE DE TABELAS .....                                             | XIII |
| NOMENCLATURA .....                                                  | XV   |
| <br>                                                                |      |
| 1. INTRODUÇÃO .....                                                 | 1    |
| 1.1. ASPECTOS GERAIS .....                                          | 1    |
| 1.2. A EMPRESA RICHWORLD RENEWABLES .....                           | 2    |
| 1.3. ENQUADRAMENTO DA TESE .....                                    | 3    |
| 1.4. OBJECTIVOS .....                                               | 4    |
| <br>                                                                |      |
| 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....                                      | 5    |
| 2.1. INTRODUÇÃO TEÓRICA .....                                       | 5    |
| 2.1.1. Ciclo frigorífico de Carnot .....                            | 6    |
| 2.1.2. Ciclo de compressão de vapor .....                           | 7    |
| 2.1.3. Outras considerações sobre sistemas de refrigeração .....    | 11   |
| 2.2. PRINCIPAIS CONSTITUINTES DO CICLO DE COMPRESSÃO DE VAPOR ..... | 11   |
| 2.2.1. Fluido frigorífico .....                                     | 11   |
| 2.2.2. Compressores .....                                           | 14   |
| 2.2.3. Sistemas de expansão .....                                   | 17   |
| 2.2.4. Permutadores de Calor .....                                  | 22   |
| 2.3. MONTAGEM DE UM SISTEMA FRIGORÍFICO .....                       | 28   |
| 2.4. ESTADO DA ARTE .....                                           | 31   |
| 2.4.1. Classificação .....                                          | 31   |
| 2.4.2. Performances .....                                           | 32   |
| 2.4.3. Breve perspectiva histórica .....                            | 35   |
| 2.4.4. Mercado .....                                                | 35   |
| 2.4.5. Estudo económico .....                                       | 37   |
| 2.4.6. Impacto Ambiental .....                                      | 39   |
| 2.4.7. Estudo Exergético .....                                      | 40   |

# Projecto de uma Bomba de Calor com aproveitamento de Energia Solar

|                                                                 |    |
|-----------------------------------------------------------------|----|
| 2.5. FONTES DE ENERGIA RENOVÁVEL .....                          | 42 |
| 2.5.1. Energia solar térmica .....                              | 42 |
| 3. DESENVOLVIMENTOS .....                                       | 45 |
| 3.1. DEFINIÇÃO DE PROJECTO .....                                | 45 |
| 3.1.1. Reconhecimento da necessidade .....                      | 46 |
| 3.1.2. Definição do problema.....                               | 47 |
| 3.1.3. Síntese .....                                            | 49 |
| 3.1.4. Esquema de Princípio.....                                | 50 |
| 3.1.5. Análise e optimização .....                              | 51 |
| 3.2. PROTÓTIPO E TESTES.....                                    | 67 |
| 3.3. SIMULAÇÃO NUMÉRICA.....                                    | 69 |
| 3.4. MODELAÇÃO 3D.....                                          | 72 |
| 4. DISCUSSÃO.....                                               | 75 |
| 4.1. OPÇÕES DE PROJECTO .....                                   | 75 |
| 4.2. INDUSTRIALIZAÇÃO E COMERCIALIZAÇÃO .....                   | 76 |
| 4.3. SIMULAÇÃO NUMÉRICA E REFRIGERAÇÃO.....                     | 78 |
| 4.4. PRAZOS ESTABELECIDOS.....                                  | 79 |
| 5. CONCLUSÕES.....                                              | 83 |
| 5.1. TRABALHOS FUTUROS.....                                     | 84 |
| 6. BIBLIOGRAFIA .....                                           | 85 |
| 7. ANEXOS .....                                                 | 87 |
| ANEXO A – COMPRESSOR <i>DANFOSS</i> .....                       | 87 |
| ANEXO B – COMPRESSOR SIAM.....                                  | 93 |
| ANEXO C – ORIFÍCIOS PARA VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA ..... | 94 |
| ANEXO D – DIMENSIONAMENTO DE UM VASO DE EXPANSÃO .....          | 95 |

## Índice de figuras

|                                                                                                   |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| FIGURA 1 – LOGÓTIPO DA EMPRESA <i>RICHWORLD RENEWABLES</i> .....                                  | 2  |
| FIGURA 2 – DIFERENCIAÇÃO ENTRE MÁQUINA FRIGORÍFICA E BOMBA DE CALOR. ....                         | 5  |
| FIGURA 3 – CICLO FRIGORÍFICO DE CALOR <i>CARNOT</i> .....                                         | 6  |
| FIGURA 4 – DIAGRAMA TEMPERATURA–ENTROPIA DO CICLO DE <i>CARNOT</i> .....                          | 7  |
| FIGURA 5 – DIAGRAMA TEMPERATURA – ENTROPIA DO UM CICLO DE COMPRESSÃO DE VAPOR. ..                 | 8  |
| FIGURA 6 – DIAGRAMA PRESSÃO–ENTALPIA DE UM CICLO DE COMPRESSÃO DE VAPOR.....                      | 10 |
| FIGURA 7 – COMPRESSOR VOLUMÉTRICO (ALTERNATIVO) E COMPRESSOR CINÉTICO. ....                       | 15 |
| FIGURA 8 – PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DE UM COMPRESSOR <i>SCROLL</i> . ....                       | 15 |
| FIGURA 9 – TUBO CAPILAR COM LIGAÇÕES ROSCADAS. ....                                               | 18 |
| FIGURA 10 – PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DE VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA. ....                  | 19 |
| FIGURA 11 – CONDENSADOR A AR.....                                                                 | 23 |
| FIGURA 12 - CONDENSADOR DE IMERSÃO.....                                                           | 24 |
| FIGURA 13 – CONDENSADOR MULTITUBULAR OU DE CARÇAÇA E TUBOS. ....                                  | 24 |
| FIGURA 14 – CONDENSADOR EVAPORATIVO.....                                                          | 25 |
| FIGURA 15 – CORTE PARCIAL DE UM PERMUTADOR DE PLACAS PLANAS.....                                  | 26 |
| FIGURA 16 – EVAPORADOR DE RECIRCULAÇÃO DE LÍQUIDO POR CONVECÇÃO NATURAL.....                      | 27 |
| FIGURA 17 - CORRECTO POSICIONAMENTO DO BOLBO DE VÁLVULA TERMOSTÁTICA.....                         | 30 |
| FIGURA 18 - CORRECTO ACONDICIONAMENTO DO EXCESSO DE TUBO.....                                     | 30 |
| FIGURA 19 – FONTES TÉRMICAS E FORMAS DE CAPTAÇÃO ENERGÉTICA .....                                 | 31 |
| FIGURA 20 – BOMBAS DE CALOR <i>SPLIT</i> (À ESQUERDA) E COMPACTAS (À DIREITA).....                | 32 |
| FIGURA 21 – IMPACTOS AMBIENTAIS DIRECTOS DA OPERAÇÃO DE UMA BOMBA DE CALOR .....                  | 39 |
| FIGURA 22 – CIRCUITO BÁSICO DE UMA BOMBA DE CALOR PARA ANÁLISE EXERGÉTICA .....                   | 40 |
| FIGURA 23 – RADIAÇÃO MÉDIA MENSAL POR METRO QUADRADO CONSOANTE HORA SOLAR....                     | 43 |
| FIGURA 24 – ESQUEMATIZAÇÃO DO PROCESSO DE PROJECTO .....                                          | 45 |
| FIGURA 25 – ESQUEMA DE PRINCÍPIO DA BOMBA DE CALOR COM INTEGRAÇÃO SOLAR.....                      | 50 |
| FIGURA 26 – DIAGRAMA PRESSÃO – ENTALPIA REFRIGERANTE <i>R410A</i> . ....                          | 52 |
| FIGURA 27 – SOFTWARE <i>DANFOSS RS3+</i> , CURVAS DE PERFORMANCE DE COMPRESSOR.....               | 55 |
| FIGURA 28 – COMPRESSOR DO FORNECEDOR <i>DANFOSS</i> E <i>SIAM</i> . ....                          | 58 |
| FIGURA 29 – PERMUTADOR DE PLACAS <i>ALFA LAVAL</i> . ....                                         | 59 |
| FIGURA 30 - VÁLVULA TERMOSTÁTICA DE AÇO INOXIDÁVEL <i>DANFOSS</i> E RESPECTIVO ORIFÍCIO.<br>..... | 60 |
| FIGURA 31 – COLECTORES SOLARES DE PLACA PLANA <i>RICWORLD RENEWABLES</i> , <i>A200</i> .....      | 61 |
| FIGURA 32 – ACUMULADOR DE DUPLA SERPENTINA MARCA <i>ELBI</i> . ....                               | 62 |
| FIGURA 33 – FILTRO SECADOR DE MARCA <i>DANFOSS</i> . ....                                         | 64 |

## Projecto de uma Bomba de Calor com aproveitamento de Energia Solar

|                                                                             |    |
|-----------------------------------------------------------------------------|----|
| FIGURA 34 – VISOR DE LÍQUIDO MARCA <i>DANFOSS</i> . ....                    | 65 |
| FIGURA 35 – ACUMULADOR DE LÍQUIDO MARCA <i>TECNAC</i> . ....                | 66 |
| FIGURA 36 – PRESSOSTATO REGULÁVEL MARCA <i>DANFOSS</i> . ....               | 66 |
| FIGURA 37 – ANALISADOR DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO MARCA <i>TESTO</i> ..... | 68 |
| FIGURA 38 – SIMULAÇÃO DE UM CICLO DE COMPRESSÃO DE VAPOR SIMPLES. ....      | 70 |
| FIGURA 39 – DIMENSIONAMENTO DE UM CICLO DE COMPRESSÃO DE VAPOR SIMPLES..... | 71 |
| FIGURA 40 – UNIDADE INTERIOR DA BOMBA DE CALOR. ....                        | 73 |
| FIGURA 41 - UNIDADE EXTERIOR DA BOMBA DE CALOR.....                         | 74 |
| FIGURA 42 – ACUMULADOR COM DEPÓSITO DE INÉRCIA MARCA <i>ELBI</i> .....      | 75 |
| FIGURA 43 – PLANEAMENTO DO PROJECTO EM MEADOS DE MARÇO. ....                | 79 |
| FIGURA 44 – REAJUSTE DO PLANEAMENTO DE PROJECTO NO INÍCIO DE JUNHO. ....    | 80 |

## Índice de tabelas

|                                                                                          |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| TABELA 1 – REFRIGERANTES E GAMAS DE APLICAÇÃO.....                                       | 14 |
| TABELA 2 – CLASSE DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DAS BOMBAS DE CALOR.....                      | 33 |
| TABELA 3 – FABRICANTES DE BOMBAS DE CALOR, MERCADO PRINCIPAL E POTÊNCIAS. ....           | 35 |
| TABELA 4 – RESUMO DO ESTUDO ECONÓMICO. ....                                              | 38 |
| TABELA 5 – COMPARAÇÃO DE CARACTERÍSTICAS DE DIFERENTES REFRIGERANTES. ....               | 52 |
| TABELA 6 – COMPARAÇÃO DE PROPRIEDADES DE TRANSPORTE A 10 °C. ....                        | 53 |
| TABELA 7 – CONDIÇÕES DE TESTE PARA CERTIFICAÇÃO <i>EUROVENT</i> DE BOMBAS DE CALOR. .... | 57 |
| TABELA 8 – DEFINIÇÃO DE ESTADOS PARA ANÁLISE EXERGÉTICA.....                             | 71 |



## Nomenclatura

$A$ : área de transferência de calor [ $\text{m}^2$ ]

$c_p$  – calor específico a pressão constante [ $\text{J/kg.K}$ ]

$e$ : exergia específica [ $\text{J/kg}$ ]

$\dot{E}$ : exergia [ $\text{W}$ ]

$h$ : entalpia específica [ $\text{J/kg}$ ]

$\dot{I}$ : irreversibilidade [ $\text{W}$ ]

$K$ : coeficiente de transferência de calor [ $\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})$ ]

$m$ : massa [ $\text{kg}$ ]

$\dot{m}$ : caudal mássico [ $\text{kg/s}$ ]

$\dot{Q}$ : potência calorífica de um permutador [ $\text{W}$ ]

$q_c$ : calor específico trocado entre vapor e compressor [ $\text{J/kg}$ ]

$Q_h$ : calor cedido à fonte quente [ $\text{J}$ ]

$Q_l$ : calor retirado à fonte fria [ $\text{J}$ ]

$q_l$ : calor específico retirado à fonte fria [ $\text{J/kg}$ ]

$\dot{Q}_l$ : potência calorífica retirada à fonte fria [ $\text{W}$ ].

$q_{\text{reversível}}$ : calor específico reversível [ $\text{J/kg}$ ]

$s$ : entropia específica [ $\text{J}/(\text{kg.K})$ ]

$\dot{S}_{gen}$ : taxa de geração entrópica [ $\text{W/K}$ ]

$T$ : temperatura [ $\text{K}$ ]

$v$ : volume específico [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ]

$\dot{V}$ : caudal volúmico [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

$W$ : trabalho fornecido ao sistema [ $\text{J}$ ]

$\dot{W}$ : trabalho real do compressor [ $\text{W}$ ]

$w_c$ : trabalho específico do compressor [ $\text{J/kg}$ ]

$\eta_{ex}$ : rendimento exergético

$\eta_i$ : rendimento indicado (mecânico)

$\eta_{pol}$ : rendimento Politrópico

$\eta_{is}$ : rendimento Isentrópico

$\eta_V$ : rendimento Volumétrico

$\Delta T$  – diferença de temperaturas [K]

$\Delta T_{log}$ : diferença de temperaturas média logarítmica [K]

$\Delta t$  – tempo decorrido [s]

## 1. Introdução

### 1.1. Aspectos Gerais

A evolução das soluções de conforto humano tem acompanhado a par e passo a própria evolução das comunidades.

Actualmente, a crescente mobilidade das populações, a industrialização de novas nações e a referida elevação de requisitos de conforto contribuem para um crescer galopante nos consumos de energia. Embora as técnicas de produção desta tenham sofrido grandes avanços, existem ainda questões problemáticas durante estes processos, como os impactos ambientais e dependências económico-sociais gerados.

Até há relativamente pouco tempo, os índices de desenvolvimento dos diferentes países eram, por vezes, comparados através do consumo energético *per capita*. Actualmente, embora nos países subdesenvolvidos tal prática seja ainda corrente, as potências mundiais tendem a inverter esta abordagem. Poder-se-á mesmo afirmar que, para estabelecer comparações no nível de desenvolvimento de um estado, será mais correcto avaliar o seu desempenho energético em vez do consumo. A eficiência do aproveitamento energético é uma das prioridades dos actuais governos, sobretudo na União Europeia. Destacam-se os objectivos fixados para o ano 2020 (os três vintes): 20% de redução nas emissões de gases que promovem o efeito de estufa, 20% de redução no consumo energético através de medidas que promovam a eficiência e 20% de aumento da quota de geração energética através de fontes de energia renováveis. Esta última cifra-se, presentemente, em 8,5% nos estados membros da União Europeia. Simultaneamente estão também a ser delineados objectivos ainda mais ambiciosos para o ano 2050<sup>[1]</sup>.

Esta preocupação tem várias fundamentações. Em primeiro lugar, os impactos ambientais da actividade humana estão a ter repercussões ainda não completamente definidas no clima do planeta. Por outro lado, a eficiência é também associada a um factor de aproveitamento económico que não deve ser marginalizado. Existe ainda a ameaça de que as tradicionais fontes de energia, petróleo e seus derivados, se esgotarão ou provocarão graves conflitos, o que estimula esta nova política energética. Simultaneamente, apesar da grave crise económica que se verifica, as fontes de energia renováveis estão cada vez menos dependentes do apoio financeiro dos estados, sendo já vistas por muitos como negócios e soluções rentáveis. Para que esta reputação se solidifique é necessário apostar na qualidade e inovação.

## 1.2. A empresa Richworld Renewables

A *Richworld Renewables* – Sistemas de Energias Renováveis Limitada é uma empresa com sede em Vila Nova de Gaia, que desenvolve tecnologias e soluções no âmbito das energias renováveis e da eficiência energética que contribuam para a sustentabilidade energética e ambiental (figura1). As suas origens remontam ao grupo *Martifer*. Em Janeiro de 2008 inicia a sua actividade enquadrada no referido grupo, tendo sido objecto de um *spin off* em Junho de 2009.



Figura 1 – Logótipo da empresa *Richworld Renewables*

No âmbito da sua estratégia, a *Richworld Renewables* desenvolveu sobretudo duas áreas de negócio:

- Desenvolvimento, *design* e manufactura de tecnologia térmica, no âmbito das energias renováveis em regime OEM – *Original Equipment Manufacturer*.
- Projecto “chave-na-mão”: para apoiar os clientes oferece projectos com soluções *tailor made* de elevada eficiência energética, com base em tecnologias de energias renováveis.

Actualmente, o portfólio de produtos da *Richworld Renewables* abrange três famílias de colectores solar térmicos para produção de água quente sanitária, água quente para utilização industrial e água quente para piscinas. Os colectores têm certificação *Solar Keymark*, emitida pelo *CERTIF* (Associação para a Certificação de Produtos), com ensaios de laboratório realizados pelo *CENER* (*Centro Nacional de Energias Renovables* – Espanha). Fazem ainda parte do seu portfólio sistemas termossifão e de circulação forçada.

Com intuito de afirmar o carácter inovador e ampliar a presença internacional da empresa existem, de momento, três apostas no plano dos desenvolvimentos. Com a máxima prioridade, uma bomba de calor com produção agendada para o final de 2010, um colector solar concentrador de elevado desempenho para temperaturas até 250 °C e uma membrana modular de fachadas para isolamento térmico e acústico.

Em 2009, a empresa registou um volume de negócios na ordem dos 2,5 milhões de euros, que espera quadruplicar no presente ano. Actualmente em fase de expansão, a *Richworld Renewables* emprega directamente cerca de 25 pessoas. A integração de novos quadros médios e superiores é uma constante. Em relação à produção, uma vez que se aposta cada vez mais na automatização, o número de funcionários não sofre um crescimento tão acentuado.

### 1.3. Enquadramento da Tese

Aproximadamente metade da energia consumida pelo utilizador doméstico é utilizada para colmatar as necessidades de climatização e aquecimento de águas sanitárias.

Uma bomba de calor é uma máquina que, através de trabalho mecânico, possibilita fluxos de calor em sentido inverso ao natural. Utilizando uma destas máquinas é possível suprir as referidas necessidades energéticas. A utilização deste tipo de equipamento tem vantagens de nível ambiental e económico que estão fortemente ligadas aos objectivos enunciados nos aspectos gerais desta introdução.

A energia utilizada pela bomba de calor é maioritariamente proveniente do ambiente, ou seja, resulta da radiação solar a que o planeta está sujeito. Assim sendo, durante a utilização destes equipamentos, existe um menor consumo de energia primária com origem no petróleo e, conseqüentemente, um menor custo e reduções na libertação de gases que promovem o efeito de estufa.

Esta solução apresenta-se como uma alternativa aos actuais padrões, como o esquentador ou a caldeira a gás. À luz do recente Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios (RCCTE) prevê-se que as necessidades energéticas dos edifícios diminuam. As oportunidades passam, não só pelas novas construções, mas também pelas renovações domésticas, onde cada vez mais o utilizador final estará energeticamente consciente. Estes equipamentos representam investimentos iniciais mais avultados do que os que utilizam combustíveis fósseis, mas tornam-se economicamente compensatórios, pois reduzem significativamente a factura mensal. Este argumento terá importante relevância na comercialização do produto final.

Se falarmos em construção de raiz o custo de uma bomba de calor estará dissolvido no custo de obra, ao mesmo tempo que se apresenta como uma mais-valia do imóvel. Na América, um terço das habitações unifamiliares construídas na última década está equipada com uma bomba de calor.

A bomba de calor a desenvolver pretende ser um complemento a painéis solares, que assegure a energia necessária na ausência de radiação, por exemplo, durante a noite. Existem actualmente no mercado produtos que associam bombas de calor a colectores solares térmicos. Verifica-se, no entanto, que em todos os casos esta associação é posterior ao projecto. Com esta oportunidade é possível dimensionar componentes e controlar o equipamento de forma a otimizar a eficiência energética. Recorde-se ainda que, revertendo o sentido do ciclo em que a bomba de calor trabalha e utilizando exactamente os mesmo componentes, é possível arrefecer o edifício.

### 1.4. Objectivos

Os objectivos desta tese são projectar e construir uma bomba de calor com aproveitamento de energia solar.

Desde logo será necessária uma revisão dos conteúdos teóricos, bem como efectuar um estudo de mercado para decidir que tipo de máquina construir. Será fundamental a definição da potência e alguns dos aspectos construtivos; decidir que tipo de ciclo termodinâmico utilizar, dimensionar componentes, adquirir competências práticas na área; preparar um plano de certificação e estruturar as fases de industrialização e comercialização.

Durante todo este processo será importante manter a ligação às necessidades do comprador, nomeadamente em questões como design, controlo e preço.

Pretende desenvolver-se um projecto que, respeitando todos os princípios inerentes à utilização de uma bomba de calor, tenha um preço competitivo e apresente alguns elementos de diferenciação.

Posteriormente, a *Richworld Renewables* pretende dar continuidade e evoluir este projecto, pelo que todo o processo de aquisição de conhecimentos deverá ficar solidamente documentado e orientado para este efeito.

## 2. Revisão bibliográfica

### 2.1. Introdução teórica

Uma das principais aplicações da termodinâmica é a refrigeração. Esta consiste na transferência de calor de uma região a uma temperatura inferior para uma outra a temperatura superior.

Os dispositivos que realizam a refrigeração denominam-se máquinas frigoríficas ou bombas de calor, conforme o efeito desejado seja arrefecer ou aquecer um espaço (figura 2). Apesar de terem designações distintas estas máquinas utilizam os mesmos componentes e operam de maneira semelhante. É possível alternar entre os dois tipos de funcionamento, mudando o sistema de uma válvula inversora de ciclo. Verifica-se, no entanto, que por considerações de projecto, uma máquina reversível dificilmente terá o mesmo desempenho a desempenhar as duas funções.

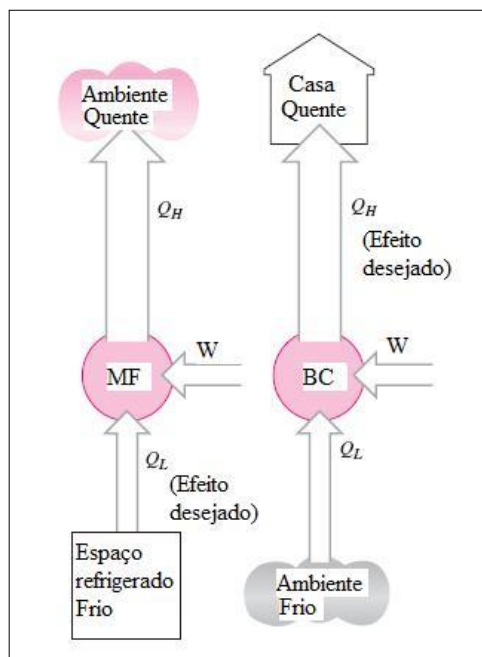


Figura 2 – Diferenciação entre máquina frigorífica e bomba de calor. <sup>[2]</sup>

$Q_L$  : calor retirado à fonte fria [J].

$Q_h$  : calor cedido à fonte quente [J].

$W$ : trabalho fornecido ao sistema [J].

Na figura acima distinguem-se os dois tipos de funcionamento: à esquerda uma máquina frigorífica e à direita uma bomba de calor.

### 2.1.1. Ciclo frigorífico de Carnot

Do estudo da termodinâmica sabe-se que o ciclo mais eficiente a operar entre duas temperaturas é o de *Carnot*. Uma vez que este ciclo é reversível, o seu sentido de funcionamento pode ser invertido sem prejuízo do seu exercício, dando origem ao ciclo frigorífico de *Carnot*. Neste, um fluido a baixa pressão recebe calor de uma fonte fria; é submetido a um aumento de pressão e, consequentemente, de temperatura através do trabalho do compressor; cede sob a forma de calor o excedente energético que adquiriu e regressa à sua temperatura e pressão originais ao passar por uma turbina.

Idealmente, as fontes de calor têm capacidade para trocar calor sem variações de temperatura. Consegue concretizar-se esta ideia imaginando a atmosfera como fonte fria e, por exemplo, uma reacção química exotérmica (combustão) como fonte quente. Este processo encontra-se ilustrado na figura 3.

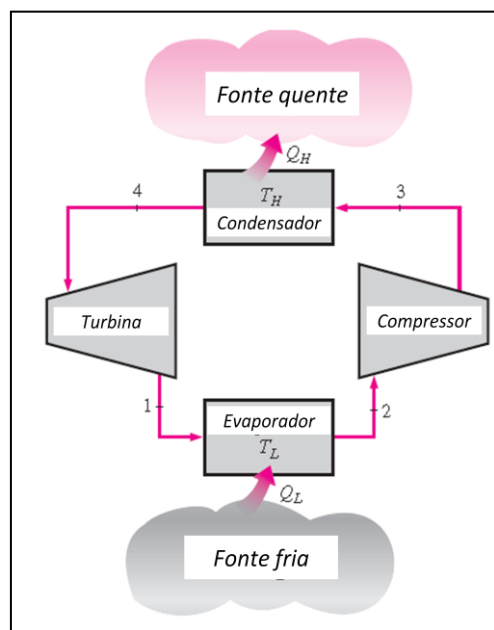


Figura 3 – Ciclo frigorífico de calor *Carnot*.<sup>[2]</sup>

Este ciclo é constituído por quatro fases, sendo elas as seguintes:

- 1-2: Troca de calor isotérmica (absorção  $Q_L$ );
- 2-3: Compressão adiabática reversível;
- 3-4: Troca de calor isotérmica (libertação  $Q_H$ );
- 4-1: Expansão adiabática reversível.

Termodinamicamente, o percurso descrito anteriormente pode ser esquematizado num diagrama temperatura-entropia da seguinte forma:

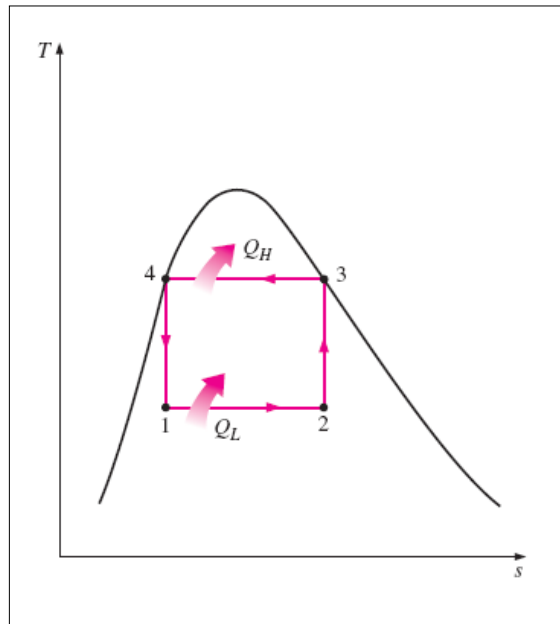


Figura 4 – Diagrama temperatura–entropia do ciclo de Carnot. <sup>[2]</sup>

COP – do inglês *Coefficient Of Performance* – é utilizado para caracterizar o desempenho dos aparelhos de refrigeração.

$$\text{COP} = \frac{Q_l}{W} = \frac{T_f}{T_q - T_f}$$

$$\text{COP}_{\text{Calor}} = \frac{Q_l + W}{W} = \frac{Q_h}{W} = \frac{T_q}{T_q - T_f}$$

Para a definição em função das temperaturas há que ter em conta que  $q_{\text{reversível}} = T \, ds$

### 2.1.2. Ciclo de compressão de vapor

O ciclo frigorífico de Carnot, anteriormente descrito, é impossível de ser materializado. Pode, no entanto, ser aproximado. As duas trocas de calor isotérmicas não são difíceis de serem obtidas pois, mantendo a pressão constante numa mistura líquido-vapor, a temperatura estará também fixa. Note-se, porém, que esta troca de calor se dá a uma diferença finita de temperaturas, que varia normalmente entre os 5 e os 15 °C, pelo que este processo deixa de ser reversível.

A expansão na turbina de um fluido com duas fases levanta problemas de lubrificação e resistência dos materiais. Por outro lado, o trabalho líquido que se obtém pela utilização desta é muito reduzido em relação ao trabalho necessário para accionar o compressor, pelo que financeiramente não compensa a sua utilização. Na prática, esta é substituída normalmente por uma válvula de expansão.

Na etapa de compressão levantam-se questões semelhantes no que toca à presença da fase líquida. A presença desta fase promove o desgaste dos compressores e compromete a integridade das partes mais sensíveis do mesmo. Por estes factos é importante que neste género de ciclos se utilize a compressão seca. Existem, contudo, algumas ressalvas a fazer. Para assegurar a compressão seca é fácil promover o sobreaquecimento do fluido antes de entrar no compressor. Imediatamente o volume específico do fluido aumenta, pelo que o compressor terá que assumir maiores dimensões. Com isto corre-se ainda o perigo de elevar demasiado a temperatura à saída do compressor, causando novamente riscos à integridade do mesmo.

Num ciclo de compressão de vapor promove-se normalmente um outro efeito semelhante, o subarrefecimento, para aumentar o efeito frigorífico e garantir a presença de líquido à entrada do sistema de laminagem.

A figura seguinte traduz um ciclo de compressão de vapor sem sobreaquecimento:

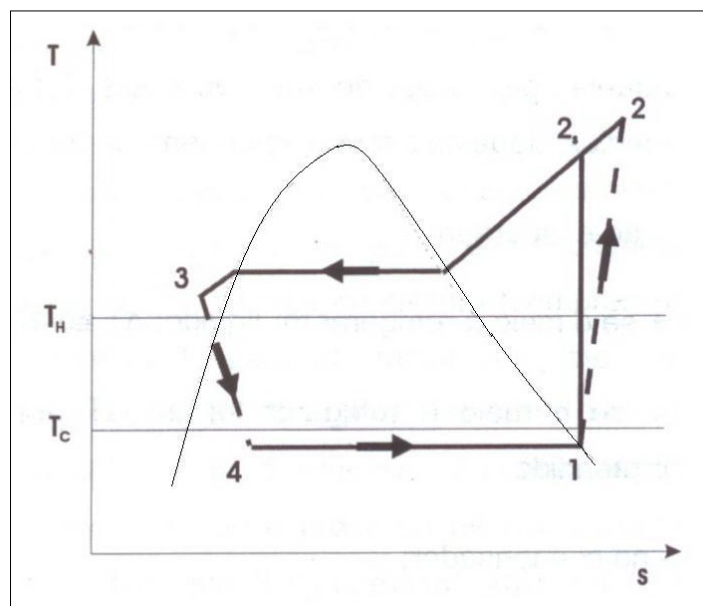


Figura 5 – Diagrama temperatura – entropia do um ciclo de compressão de vapor. <sup>[3]</sup>

Apesar de o ciclo apresentado diferir do ciclo de *Carnot*, as principais etapas presentes nestes são idênticas, distinguindo-as apenas as condições em que se realizam.

Segue-se a análise deste ciclo (teórico), à luz da 1ª lei da termodinâmica, considerando desprezáveis variações de energia cinética e potencial.

No evaporador:

$$q_l = h_1 - h_4 \quad (\text{efeito frigorífico})$$

No compressor:

$$w_c = (h_2 - h_1)_s + q_c$$

Na maioria dos casos o valor de  $q_c$  (calor trocado entre vapor e compressor) é desprezável face aumento de entalpia verificado.

No condensador:

$$q_h = h_2 - h_3 \quad (\text{efeito em funcionamento como bomba de calor})$$

No sistema de laminagem (válvula expansora):

$$h_3 = h_4$$

Considerando massa e tempo escrevem-se as seguintes equações:

$$\dot{Q}_l = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (\text{potência frigorífica})$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}}{v}$$

$$\dot{Q}_l = \frac{\dot{V}_1}{v_1}(h_1 - h_4)$$

Com esta última equação percebe-se que a potência frigorífica depende fundamentalmente de dois factores:

- Caudal volúmico admitido pelo compressor, que depende essencialmente das suas dimensões e velocidade.
- Diferença de entalpias entre estados sobre o volume específico à entrada do compressor, que depende do fluido frigorigénio utilizado e das condições de trabalho.

Potência de compressão:

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_2 - h_1)_s = \frac{\dot{V}_1}{v_1}(h_2 - h_1)_s$$

COP (Coefficient Of Performance):

$$\text{COP} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Se falarmos numa máquina frigorífica a funcionar como bomba de calor será mais importante definir a potência calorífica resultante:

$$\dot{Q}_h = \dot{m} (h_2 - h_3)$$

e

$$\text{COP}_{\text{Calor}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

Às considerações anteriormente feitas, em relação aos ciclos teóricos há ainda a acrescentar alguns efeitos que se fazem sentir nas montagens finais. Destacam-se perdas de carga no condensador, no evaporador e no restante circuito que, aliadas ao facto da compressão não ser isentrópica, resultam num aumento do trabalho de compressão. Tomando em conta todos estes factores, o ciclo real pode ser representado num diagrama pressão-entalpia da seguinte forma:

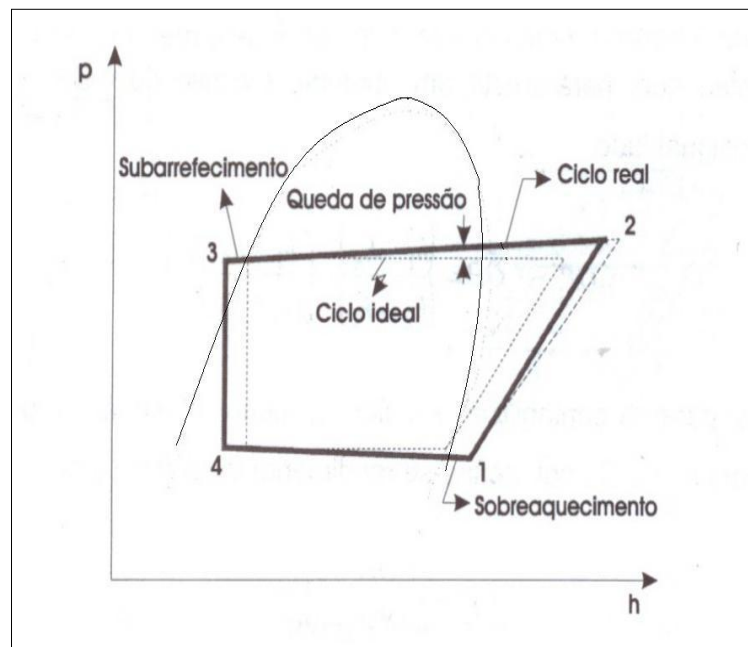


Figura 6 – Diagrama pressão-entalpia de um ciclo de compressão de vapor. <sup>[3]</sup>

Da figura acima apresentada destacam-se as quedas de pressão nos permutadores de calor e a visualização do subarrefecimento e sobreaquecimento presentes nos ciclos reais.

### **2.1.3. Outras considerações sobre sistemas de refrigeração**

Um sistema de refrigeração pode ser accionado de diversas formas. Tradicionalmente, a maioria dos sistemas de refrigeração que fazem uso do sistema de compressão de vapor é operada electricamente. Tal facto deve-se à simplicidade e conhecimentos práticos que já se adquiriram sobre este tipo de máquinas. Opcionalmente, os equipamentos de refrigeração podem ser accionados termicamente ou de forma híbrida.

Existem ciclos termodinâmicos mais complexos, como o ciclo de compressão a vapor em andares ou os sistemas em cascata. Estes permitem, ainda que a custo de um aumento de complexidade e consecutivamente de preço, uma melhoria nas performances e capacidade dos sistemas trabalharem com temperaturas mais extremas.

Por fugirem ao âmbito do presente trabalho, outros ciclos como os transcíticos ou os a gás não serão abordados, embora apresentem óptimas características para realizar este tipo de funções, sobretudo em aplicações industriais.

## **2.2. Principais constituintes do ciclo de compressão de vapor**

Até a este ponto, todas as apreciações feitas sobre o ciclo de compressão de vapor não tiveram em consideração as soluções utilizados para o realizar. Existem diversas opções para os vários elementos, pelo que de seguida se apresentam as que tem sido mais utilizadas nesta indústria.

### **2.2.1. Fluido frigorífico**

O refrigerante utilizado tem grande influência no desempenho dos sistemas de compressão de vapor. A adequação de um fluido frigorígeno a uma dada aplicação é determinada pelas suas propriedades físicas, termodinâmicas, químicas e por uma série de outros factores como, por exemplo, o seu potencial de devastação ambiental.

Cada um dos factores, seguidamente evidenciados, pesará na escolha do fluido frigorígeno mais indicado para uma dada aplicação.

- Pressão de evaporação. É de grande relevância que o seu valor seja sempre superior à pressão atmosférica, mesmo para baixas temperaturas. Desta forma, caso existam fugas, garante-se que não existem infiltrações de ar que prejudicam o desempenho da instalação.

- Pressão de condensação. Um valor demasiado elevado obriga à utilização de componentes no circuito de alta pressão com propriedades mais exigentes. Com isto, crescem riscos e custos.
- Temperatura de congelação. Projectam-se os sistemas para que em nenhum ponto exista o risco de congelação.
- Calor latente de vaporização. Através deste dar-se-á o transporte energético. Convirá, portanto, que o seu valor seja tão elevado quanto possível para que se obtenha um grande efeito frigorífico por unidade de massa.
- Inflamabilidade. É importante que o fluído não seja inflamável qualquer que seja a sua concentração no ar.
- Toxicidade. Obviamente a toxicidade para o ser humano é algo que deve ser evitado. Apesar disso, verifica-se que esta toxicidade está muitas vezes relacionada com a concentração do fluido no ar.
- Estabilidade relativamente aos materiais dos componentes. Os diversos materiais constituintes da instalação frigorífica não deverão ser atacados pelo fluído refrigerante.
- Detecção. As fugas de refrigerante deverão ser pronta e facilmente detectadas para minimizar perdas e garantir a sua rápida reposição.
- Viscosidade e condutibilidade térmica. Para maximizar a transferência de calor convém que a viscosidade seja mínima e a condutibilidade térmica o mais alta possível.
- Solubilidade no óleo. A indústria utiliza as duas possibilidades e adopta para cada uma delas diferentes soluções. Se o fluído não for solúvel no óleo é necessário munir a instalação de separadores. Caso seja miscível, a velocidade no evaporador e na linha de sucção devem ser suficientemente elevadas.
- Custos. Quanto mais baixo o custo do refrigerante mais apelativo se torna. Verifica-se, no entanto, que o custo de enchimento da instalação é muitas vezes uma pequena percentagem do custo total, pelo que este ponto perde alguma relevância.

Na prática, diferentes aplicações têm diferentes requisitos, pelo que se utilizam diferentes refrigerantes. Embora os pontos indicados sejam globalmente aceites como os mais desejáveis, cada instalação terá as suas características específicas e, conseqüentemente, poderá exigir um outro pressuposto ou relaxar um dos apresentados.

A nomenclatura dos fluidos frigorigénios respeita normas específicas desenvolvidas pela *ASHRAE (American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers)*. Assim, os fluidos são designados pela letra R de refrigerantes e seguidos por um número relacionado com a sua composição química. Em alguns casos, estas designações são substituídas por nomes comerciais como, por exemplo, “Freon-12”.

Os refrigerantes podem ser divididos em dois grandes grupos: os sintéticos e os naturais. Os sintéticos provêm da sintetização do metano ( $\text{CH}_4$ ) ou do etano ( $\text{C}_2\text{H}_6$ ), em que um ou mais átomos de hidrogénio são substituídos por átomos de cloro, flúor e bromo. Independentemente de provirem do metano ou etano é comum agrupar os refrigerantes sintéticos nos três grandes grupos que a seguir se apresentam:

- CFC's - clorofluorcarbonetos (dos quais se destacam R11, R22 e R502);
- HCFC's - hidroclorofluorcarbonetos, que são CFC's halogenados (por exemplo, R22 e R123);
- HFC's – hidrofluorcarbonetos, que não contêm cloro na sua estrutura molecular (por exemplo, R32 e R134a).

Verifica-se também que, por vezes, se trabalha com refrigerantes que não são puros, isto é, são uma mistura de dois refrigerantes. Uma mistura azeotrópica é aquela que não pode ser separada por destilação nos seus constituintes. Este tipo de mistura evapora e condensa como uma única substância de propriedades diferentes dos seus constituintes. Estes compostos são designados pelo número 5xx, por exemplo, R507. Em oposição, as misturas zeotrópicas são designadas pelo número 4xx, por exemplo, R410a ou R407c.

Conseguem destacar-se três fases na utilização dos diferentes fluidos refrigerantes. Inicialmente, os refrigerantes naturais, como o amoníaco ( $\text{NH}_3$ ), o dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), a água ( $\text{H}_2\text{O}$ ), o ar e os hidrocarbonetos (butano e propano) eram os únicos conhecidos e, portanto, os únicos utilizados.

Em 1928, com a descoberta dos CFC's e HFC's houve uma mudança para a utilização destes na quase totalidade dos sistemas de refrigeração. Em 1970, com o despertar para a protecção ambiental do planeta, constatou-se que os refrigerantes utilizados, não só destruíam a camada de ozono da atmosfera terrestre, como promoviam o efeito de estufa e consequentemente o aquecimento global. Foram feitos esforços para quantificar estes malefícios com a definição de Potencial de Destruição do Ozono (ODP do inglês *Ozone Depletion Potential*) e o Potencial de Aquecimento Global (GWP do inglês *Global Warming Potential*).

O ODP é a razão entre o impacto no ozono de uma dada substância química comparada ao impacto da mesma massa de R11. O GWP é a razão entre o aquecimento provocado por uma substância e o provocado por igual massa de CO<sub>2</sub>. É do senso comum que, por exemplo, as viaturas emitem quantidades elevadíssimas de CO<sub>2</sub>, pelo que o efeito dos gases refrigerantes no aquecimento global poderá ser considerado diminuto. Por outro lado, a debilitação da camada de ozono revelou-se, até à década de 90, um problema galopante.

Posto isto, as comunidades internacionais decidiram impor medidas rígidas para banir o cloro dos sistemas de refrigeração. Neste momento, os CFC's não se produzem nem são utilizados. Quanto aos HCFC's, por se tratarem de gases de transição, estão ainda em utilização, se bem que muitos dos fabricantes de equipamentos só disponibilizam unidades de reposição, contribuindo assim para o esforço de substituição deste tipo de fluidos. Neste momento, a maioria dos fabricantes projecta para refrigerantes cujo ODP e GWP são referências.

Apresenta-se em seguida um quadro resumo deste último passo de transição.

**Tabela 1 – Refrigerantes e gamas de aplicação.** <sup>[3]</sup>

| Gama de T (C) | Aplicação                                | Refrigerante Clássico      | Refrigerante substituto |
|---------------|------------------------------------------|----------------------------|-------------------------|
| 0 a 10        | Ar condicionado                          | CFC: R11, R12<br>HCFC: R22 | R134A<br>R410A          |
| -25 a 0       | Refrigeração                             | CFC: R12<br>HCFC: R22      | R134A<br>R290<br>R410A  |
| -50 a -25     | Refrigeração a baixas temperaturas       | CFC: R502                  | R507<br>R407A           |
| < -50         | Refrigeração a muito baixas temperaturas | CFC: R13                   | R23                     |

### **2.2.2. Compressores**

Os compressores utilizados nas instalações frigoríficas são de primordial importância. Este componente é responsável pela transformação de energia eléctrica em trabalho. Quanto mais alto for o rendimento desta transformação, mais elevado será o rendimento da instalação.

Existem diversos tipos de compressores que são normalmente agrupados em dois grandes grupos: volumétricos ou de deslocamento positivo e os roto-dinâmicos ou de deslocamento cinético.

Nos compressores volumétricos a compressão é executada num espaço fechado, existindo uma separação física do refrigerante a baixa pressão (admissão) e do refrigerante a alta pressão (escape). Já nos do segundo grupo, a compressão é obtida pela transformação de energia cinética em energia de pressão. A figura 7 pretende realçar estas diferenças.

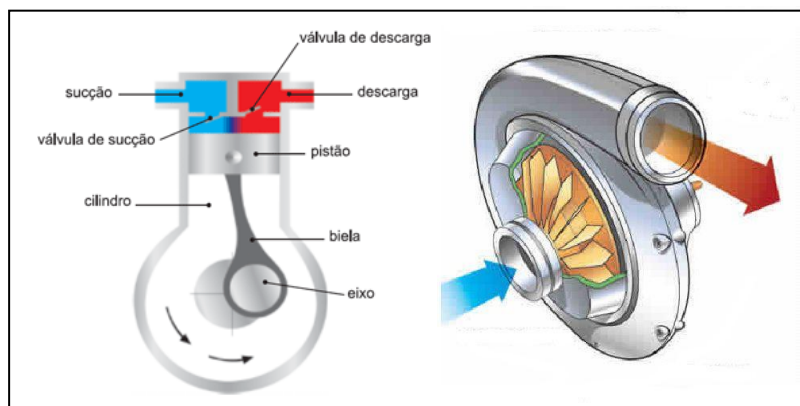


**Figura 7 – Compressor volumétrico (alternativo) e compressor cinético.**

Uma vez que os compressores roto-dinâmicos são utilizados em aplicações muito específicas não serão abordados no presente texto.

Dentro dos compressores volumétricos existem várias classificações possíveis. Por exemplo, os compressores alternativos são normalmente classificados quanto à forma (horizontal, vertical em V ou em W), quanto ao tipo de construção (aberto, semi-hermético ou hermético), quanto ao número de efeitos (simples ou duplo) e quanto ao número de estágios de compressão (num andar, dois andares). Quanto aos compressores rotativos, estes são normalmente divididos em dois grupos: pistão e alhetas. Já os compressores de parafuso são classificados como mono parafuso ou de duplo parafuso. Em relação aos compressores helicoidais não é corrente qualquer subdivisão, a construção deste tipo de compressores é normalmente bastante semelhante, havendo apenas diferenciação na geometria dos componentes que realizam a compressão. A figura que se segue esquematiza o princípio de funcionamento de um compressor *scroll* (helicoidal).

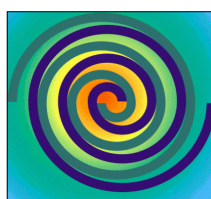


**Figura 8 – Princípio de funcionamento de um compressor *Scroll*.**

Neste tipo de compressores existe uma espiral fixa e uma móvel que desenvolve um movimento rotativo sobre a primeira. Com isto conseguem-se variações de volume que forçam o aumento de pressão.<sup>[4]</sup>

Uma vez que as cargas térmicas variam consideravelmente, raramente um compressor funciona à sua carga máxima. É, portanto, interessante existir a possibilidade de modular a potência frigorífica de um compressor. A regulação da capacidade dos compressores é feita fundamentalmente das seguintes formas:

- Tudo ou nada (*on-off*);
- Variando a velocidade do compressor;
- Controlo por degraus;
- Variando o volume da câmara de compressão;
- Expandindo o vapor na conduta de admissão;
- Forçando o retorno de algum vapor quente à admissão do compressor.

Existem situações específicas para cada tipo de compressor que não justifica aqui tratar.

O controlo tudo ou nada é o mais comum, principalmente para compressores de pequena dimensão que podem parar e arrancar frequentemente. O controlo é facilmente efectuado por um termóstato, devidamente ajustado para o diferencial de temperatura desejado. Para se utilizar o controlo por variação de velocidade do compressor é necessário que o motor tenha também essa capacidade. Podem por ventura usar-se caixas de velocidades ou motores de combustão interna.

O controlo por degrau pode ser efectuado recorrendo-se às técnicas referidas no período anterior ou pela associação de vários compressores. A variação de volume da câmara de compressão é facilmente compreensível quando está presente o conceito de espaço morto num cilindro alternativo. Associado a este espaço cria-se uma câmara auxiliar que permite ajustar o volume de compressão. Actualmente, nos compressores helicoidais é também possível variar o volume de compressão. As duas últimas regulações apresentadas são semelhantes, uma vez que utilizam a capacidade de manipular o fluido para que o resultado do trabalho se aproxime do pretendido.

Existem várias explicitações termodinâmicas do processo de compressão. Por motivos de simplicidade matemática, estas recaem sobre os compressores alternativos. Alguns dos conceitos desenvolvidos são relevantes para todos os tipos de compressor, pelo que se explicitam de seguida.

Rendimento Volumétrico ( $\eta_V$ ) - é a razão entre o volume de refrigerante admitido em cada ciclo e o volume da câmara de compressão. Quanto mais elevado o rendimento volumétrico de um compressor, maior será a potência debitada.

Rendimento Isentrópico ( $\eta_{is}$ ) – representa a razão entre a diferença de entalpia do fluido à entrada e saída do compressor, se fosse comprimido de forma isentrópica, e a diferença de entalpia entre entrada e saída do compressor.

$$\eta_{is} = \frac{\Delta h_{is}}{\Delta h}$$

Rendimento indicado (mecânico) ( $\eta_i$ ) – é a razão entre a energia recebida pelo refrigerante e a energia que é necessário fornecer para efectuar a compressão. É determinado experimentalmente.

$$\eta_i = \frac{\Delta h}{\Delta e}$$

Rendimento Politrópico ( $\eta_{pol}$ ) - representa a razão entre o trabalho de compressão e a energia necessária à compressão. É sobretudo utilizado para evidenciar a relação entre as quantidades de calor e trabalho postas em jogo.

$$\eta_{pol} = \frac{\Delta w}{\Delta h}$$

### **2.2.3. Sistemas de expansão**

A indústria usa diferentes dispositivos para realizar a fase de expansão, consoante o grau de precisão necessário. Globalmente, um elemento de expansão não é mais do que um orifício ou qualquer outro tipo de restrição, que está presente para assegurar a redução de pressão necessária para que a mudança de fase no evaporador se processe a baixa temperatura e garantir uma regulação de caudal de refrigerante no evaporador que vença a carga térmica aí presente. Em alguns sistemas simples, a válvula tem ainda a função de controlar o estado do vapor à saída do evaporador para que a compressão se realize eficientemente.

#### **Válvula de Expansão Manual**

É o tipo mais antigo de válvulas de expansão. Tal como o nome indica, requer a monitorização contínua de um operador que, abrindo ou fechando a válvula, ajusta o caudal à carga térmica presente e assegura a presença de vapor sobreaquecido à entrada do

compressor. O operador verifica as condições do fluído através de um manómetro e de um termómetro. Se o sobreaquecimento for demasiado, o operador abre a válvula para permitir a passagem de mais fluído frigorífico. Em condições opostas age de forma inversa, fechando a válvula e aumentando o grau de sobreaquecimento presente. A queda de pressão é conseguida na restrição colocada por uma agulha ao escoamento.

Hoje em dia, este tipo de válvulas tem uma utilização secundária. Muitas vezes são usadas como recurso em situações de manutenção dos mais banalizados sistemas de expansão auto-reguláveis.

### Tubo Capilar

Um tubo capilar é um sistema de expansão constituído por um tubo de comprimento variável entre 1 e 6 metros e cujo diâmetro interior varia, geralmente, entre os 0,5 e os 2 milímetros. Como se deduz pela explicitação do sistema, este é muito simples e consequentemente económico (figura 9). A sua utilização é muito frequente, especialmente nos sistemas de baixa potência (inferior a 10 kW).



**Figura 9 – Tubo capilar com ligações roscadas.**

A queda de pressão no tubo capilar acontece por perdas de carga associadas ao escoamento do fluído e também pela sua aceleração. A selecção de um tubo capilar está intimamente ligada à carga térmica presente e ao compressor a utilizar na instalação. O caudal aspirado pelo compressor é obrigatoriamente aquele a que o tubo capilar permite a passagem. Verifica-se, no entanto, que variando a carga térmica se variam as pressões de evaporação e condensação. Isto provoca uma alteração do caudal que passa no tubo capilar até que se encontre um novo ponto de equilíbrio de funcionamento.

Este tipo de sistema de expansão tem grande interesse prático e, por isso mesmo, tem sido alvo de alguns estudos teóricos que permitem o seu dimensionamento. É possível encontrar na bibliografia extensos desenvolvimentos matemáticos que permitem estimar as características necessárias a um tubo capilar para garantir uma boa expansão e, por consequência, um correcto desempenho da instalação. Destaque-se que, pelas características anunciadas anteriormente, este sistema não é indicado para variações de carga térmica acentuadas.

### Válvula de expansão termostática

Uma válvula termostática é capaz de controlar o grau de sobreaquecimento do vapor à saída do evaporador, conseguindo desta forma uma alta eficiência deste equipamento, independentemente de menores ou maiores variações na carga térmica presente.

Para ser capaz de regular o grau de sobreaquecimento do fluido, esta válvula necessita de feedback à saída do evaporador. Esse *feedback* pode ser feito por equalização interna, em que um bolbo é posto em contacto com a tubagem, imediatamente após o evaporador. Em caso de evaporadores com grande queda de pressão (correspondente a 2 K), a válvula deve ser auxiliada por equalização externa. Esta exige uma tomada de pressão junto ao bolbo.

Uma válvula vem preparada para um determinado fluido, através de uma tensão provocada por uma mola. A construção da válvula (figura 10) proporciona que se estabeleça uma relação entre as forças concorrentes: resultante da pressão do bolbo (P1), resultante da baixa pressão (evaporador, P2) e resultante da tensão da mola (P3).

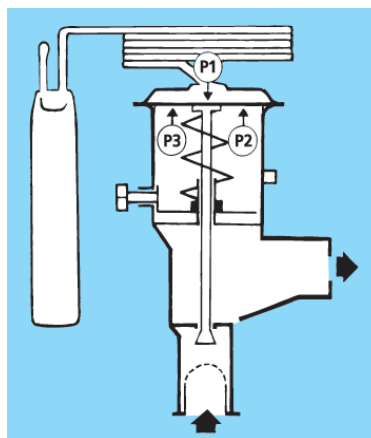


**Figura 10 – Princípio de funcionamento de uma válvula de expansão termostática.** <sup>[5]</sup>

Com o resultado das forças concorrentes, a válvula abre ou fecha consoante a variação da carga no evaporador. Esta abertura é regulada por uma agulha e orifício que, muitas vezes, é substituível, permitindo desta forma que uma válvula consiga lidar com várias gamas de potências. Exemplificando, se o vapor à saída do evaporador tiver uma temperatura elevada, a pressão transmitida pelo bolbo será também elevada, o que causa a abertura da válvula. Verificando-se que a temperatura à saída do evaporador não é suficiente, as forças resultantes da tensão da mola e do circuito de alta pressão garantem o fecho da válvula, permitindo assim que o fluido presente no evaporador absorva toda a carga térmica e, consequentemente, aumente o seu grau de sobreaquecimento. A tensão da mola é normalmente ajustável, isto é, pode controlar-se o grau de sobreaquecimento do fluido. Normalmente este é estabelecido nos 7 °C.

Embora o uso da equalização interna seja o mais corrente, a equalização externa será a mais fiável, pois em sistemas reais existem perdas de carga no evaporador. Com isto poder-se-ia comprometer de alguma forma o balanço de forças que se pretende estabelecer na válvula. Ao utilizar a equalização externa, a medição efectuada pelo bolbo é independente da pressão que se verifica no evaporador.

No entanto, quando utilizada devidamente, a equalização interna garante um bom desempenho de instalações frigoríficas simples. Um correcto posicionamento do bolbo é um dos cuidados a ter. Idealmente, este deverá ser posicionado num troço horizontal da tubagem antes de um sifão para que a transferência de calor da tubagem para o bolbo seja maximizada.

Os bolbos poderão vir carregados com 3 tipos de carga:

- Carga universal – utilizada onde não há nenhuma exigência de limite de pressão e onde o bolbo pode ser colocado mais quente que o elemento ou em temperatura/pressão de evaporação alta.
- Carga MOP (*Maximum Operating Pressure*) – Limita a pressão no fim do evaporador. As válvulas de expansão com MOP têm uma carga muito pequena no bolbo. Isto significa que a válvula ou o elemento deve ser colocado mais quente do que o bolbo. Se tal não acontecer, a carga pode migrar do bolbo para o elemento e evitar que a válvula de expansão funcione. A carga terá evaporado quando a temperatura atingir o ponto MOP, garantido assim o fecho total da válvula. MOP é frequentemente denominado como *Motor Overload Protection*, ou seja, Protecção contra Sobrecarga do Motor.
- Carga de *ballast MOP* – funciona do mesmo modo da anterior, mas o bolbo tem uma construção que garante uma maior inércia na transmissão dos sinais. Esta válvula

tem, portanto, um efeito amortecedor no controlo dos sistemas e é utilizada naqueles em que a carga térmica sofre variações contínuas.

Por razões de custo facilidade de instalação, as válvulas de carga universal são as mais comuns.

#### Válvula de expansão de controlo electrónico

Seguindo a tendência do controle electrónico utilizam-se, em vários sistemas, válvulas de expansão cujo controlo é feito electronicamente. Este género de válvulas deriva das válvulas de expansão termostáticas. Um sensor regista as condições do fluido à saída do evaporador, transmite-as a um elemento de controlo que, por sua vez, envia um potencial eléctrico para a válvula. Este potencial eléctrico é, então, transformado numa posição da agulha da válvula, controlando assim o caudal que por ela passa.

Este tipo de válvulas apresenta grandes vantagens face às válvulas de expansão termostáticas. A monitorização das condições do fluido é imediata, ao contrário do tempo que o bolbo demora a absorver e a transmitir essa mesma informação. O controlo da agulheta pode ser extremamente preciso e diligente, com algumas das válvulas a ocuparem uma de 2000 posições no espaço de 20 milímetros e com tempos de reacção inferiores a 1 segundo. Por outro lado, estas válvulas implicam ainda custos elevados que, muitas das vezes, não justificam o investimento.

#### Válvula automática

Uma válvula automática regula a injeção de líquido no evaporador, de forma a manter a pressão de evaporação constante. São, normalmente, utilizadas em instalações com evaporadores do tipo seco, especialmente em refrigeradores comerciais, em que os produtos são sensíveis a variações da temperatura de evaporação.

Este tipo de válvulas não controla o estado do refrigerante à saída do evaporador, logo não é adequado para aplicações onde se prevejam grandes variações de carga térmica. Adicionalmente, estes sistemas deverão estar munidos de controlo, para que o compressor não funcione em condições adversas, isto é, próximas da região de vapor húmido. O funcionamento deste tipo de válvulas é semelhante ao das válvulas termostáticas; no entanto, no somatório das forças entra também uma resultante da pressão atmosférica e a do bolbo é substituída pela pressão à entrada do evaporador

### Válvula de flutuador

Para maximizar o desempenho dos evaporadores do tipo inundado e do tipo de carcaça e tubos é conveniente que se mantenha neles um nível de líquido aproximadamente constante. As válvulas de flutuador servem tal propósito. Estas podem ser utilizadas no lado de baixa ou alta pressão. Um flutuador inserido num acumulador de líquido é colocado imediatamente antes ou depois da válvula. A posição deste flutuador é transmitida à válvula por elementos mecânicos que, conforme a presença de caudal excessivo num dos lados, promove a abertura ou fecho da válvula.

### 2.2.4. Permutadores de Calor

A transferência de calor é um dos tópicos em que se têm feito grandes investimentos, uma vez que do melhoramento deste aspecto podem resultar aumentos de desempenho consideráveis das instalações.

Os permutadores de calor são objecto de estudos muito detalhados. Interessa, no presente documento, destacar as principais tecnologias utilizadas em condensadores e evaporadores.

### Análise térmica

A potência calorífica trocada num permutador de calor é calculada pela seguinte fórmula:

$$\dot{Q} = KA \Delta T_{log}$$

$\dot{Q}$  – Potência calorífica [W]

K – coeficiente de transferência de calor [W/(m<sup>2</sup>.K)]

A – área exterior de transferência de calor [m<sup>2</sup>]

$\Delta T_{log}$  – diferença de temperatura média logarítmica [K]

O coeficiente de transferência de calor “K” é função dos materiais e soluções construtivas utilizados no fabrico do permutador. A área exterior de transferência de calor “A” é também função da solução construtiva. A diferença de temperatura média logarítmica -

$\Delta T_{\log}$  - poderá variar, em função do permutador utilizado, mas é em parte imposta pelas condições de funcionamento da instalação.

Na prática verifica-se que, usando materiais de excelente condutibilidade térmica, os permutadores deixam de ser economicamente viáveis e se, por outro lado, se aumentar em demasia a área de transferência de calor, estes deixam de ter uso prático. Os permutadores de calor que aqui se retratam são, portanto, um compromisso entre eficiência e ponderações económicas.

### Condensadores

Este tipo de permutadores de calor tem como objectivo a rejeição de calor latente do circuito frigorífico. Simultaneamente, pretende-se que à saída deste elemento o fluido esteja completamente condensado para garantir o melhor desempenho dos restantes componentes da instalação. Usualmente, para que se verifique a total condensação do fluido, promove-se o seu subarrefecimento.

Os condensadores dos sistemas frigoríficos são, usualmente, classificados de acordo com o fluido disponível para o seu arrefecimento.

Nos condensadores a ar (figura 11), o frigorigénio condensa dentro de tubos expostos ao ar. Uma vez que o coeficiente de transferência de calor do ar é muito pequeno, os tubos são geralmente alhetados. Se, ainda assim não se conseguir a transferência de calor necessária, abandona-se a convecção natural, em que os fluxos de ar se dão por meios exclusivamente naturais e recorre-se à convecção forçada, em que o caudal de ar que passa pelo permutador é função de um ventilador.

Atente-se que a disposição do ventilador tem grande relevância no efeito de transferência de calor. Outra característica que tem grande influência na eficiência destes permutadores é a deposição de elementos sobre o próprio permutador. Por exemplo, pó e outras sujidades implicam grandes perdas no coeficiente de transferência de calor.



**Figura 11 – Condensador a ar.**

Dos condensadores a água destacam-se sobretudo três tipos.

Os condensadores de tubo duplo em contra corrente são essencialmente constituídos por dois tubos concêntricos de diâmetros diferentes. Enquanto o refrigerante passa entre os dois tubos, a água de arrefecimento passa pelo interior do tubo de menor diâmetro.

Os condensadores de imersão (figura 12) são constituídos, basicamente, por um depósito no interior do qual se situa uma serpentina por onde passa a água de refrigeração. Os maiores problemas destes permutadores são a sua difícil limpeza e o facto de o cobre, utilizado na serpentina, ser um metal macio e, por isso mesmo, não permitir velocidades de escoamento muito elevadas (sempre inferiores a 2 m/s). Para alguns dos fluidos refrigerantes não é admissível a utilização do cobre, visto que este pode reagir com os mesmos.



**Figura 12 - Condensador de imersão**

Os condensadores multitubulares ou de carcaça e tubos (figura 13) são em tudo idênticos aos condensadores de imersão. Contudo, a serpentina é substituída por diversos tubos por onde passa a água de refrigeração.



**Figura 13 – Condensador multitubular ou de carcaça e tubos.**

Neste tipo de sistemas é prática comum recorrer-se à recuperação da água através de uma torre de arrefecimento. Nesta, pulveriza-se a água quente, proveniente do condensador, sobre superfícies de madeira ou plástico em contra-corrente com ar.

Os condensadores evaporativos (figura 14) têm um princípio de funcionamento semelhante ao das torres de arrefecimento. Nestes, os tubos de fluido frigorigénio são pulverizados com água ao mesmo tempo que, em sentido contrário, se desloca um fluxo de ar impulsionado por um ventilador. Através da evaporação da água no exterior dos tubos, consegue-se a condensação do fluido no interior. O desempenho destes condensadores depende, em grande parte, das condições do ar atmosférico, sendo o seu uso indicado para climas secos. Simultaneamente, a necessidade de grandes tubagens de refrigerante implica um maior risco de fugas.



**Figura 14 – Condensador evaporativo**

Quando existirem problemas no espaço disponível para a instalação poder-se-á utilizar um permutador de placas planas. Este tipo de permutador apresenta uma enorme área útil de transferência de calor, face às suas dimensões de atravancamento. Essencialmente é constituído por um número variável de placas sobrepostas que criam canais por onde circulam os diferentes fluidos (figura 15). Alternando o fluido que passa por camadas sucessivas assegura-se uma excelente distribuição energética e, assim, uma grade eficiência de permuta.



**Figura 15 – Corte parcial de um permutador de placas planas.**

Para sistemas mais complexo e mais exigentes usam-se, por vezes, várias destas soluções em série, dando origem a condensadores mistos (ar e água).

### Evaporadores

Os evaporadores apresentam uma panóplia de soluções construtivas muito diversa. Uma maneira de os classificar, de forma prática, consiste em dividi-los em evaporadores secos, inundados e de carcaça e tubos. Todos estes princípios construtivos podem ser comparáveis aos de construção de condensadores e vice-versa.

Nos evaporadores secos, o refrigerante proveniente do sistema de laminagem é directamente admitido, sendo totalmente evaporado ao longo do seu comprimento. A constituição básica deste tipo de permutador é um tubo moldado da forma mais conveniente – idêntico a um condensador a ar. Por vezes, ao invés de se utilizar apenas um tubo, o fluido é encaminhado para diversos tubos através de um distribuidor. Para aumentar o coeficiente de transferência de calor neste tipo de permutadores é normal alhetar o tubo ou tubos que o formam.

Os evaporadores de carcaça e tubos são, normalmente, utilizados para o arrefecimento de líquidos por expansão directa do refrigerante. São constituídos por um feixe de tubos envolvidos por um cilindro – idêntico a um condensador de carcaça e tubos. O refrigerante

poderá circular no interior dos tubos e o líquido a arrefecer circular livremente pelo cilindro, ou vice-versa.

Nos evaporadores inundados ou de recirculação de líquido circula mais refrigerante do que aquele que é possível evaporar. O fluido proveniente do sistema de expansão é separado nas suas fases constituintes num depósito apropriado. Enquanto o vapor segue para o compressor, o líquido vai para o evaporador, obtendo-se à sua saída vapor húmido que é separado nas suas duas fases no mesmo depósito. Este possui uma válvula de nível que permite que passe uma quantidade de refrigerante igual à que foi evaporada. A circulação do líquido pode ser feita por convecção natural (figura 16) ou por circulação forçada.

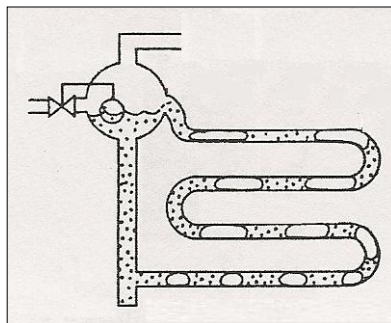


**Figura 16 – Evaporador de recirculação de líquido por convecção natural.**

Em alguns tipos de evaporadores, sujeitos a temperaturas inferiores à de solidificação da água, existem problemas de congelamento. Com esta solidificação em volta do evaporador cria-se uma camada isolante que prejudica o desempenho do mesmo. Para prevenir tal facto é importante escolher evaporadores com espaçamento entre alhetas suficiente para minimizar este fenómeno. Ainda assim, grande parte das instalações frigoríficas tem capacidade para realizar descongelação dos evaporadores. Destacam-se os seguintes métodos:

- Ar – para espaços em que o ar esteja a uma temperatura ligeiramente superior a 0 °C é frequente desligar-se a instalação e deixar que o próprio ar funda o gelo existente nos evaporadores.
- Água – aspergindo água sob pressão nas camadas de gelo, provoca-se a sua fusão.
- Salmoura – no caso das temperaturas de evaporação serem muito baixas, a água deve ser substituída por uma substância com uma temperatura de solidificação inferior como, por exemplo, salmoura.
- Aquecimento eléctrico – com um conjunto de resistências eléctricas acopladas ao evaporador consegue-se um aquecimento que promove a fusão de todo o gelo.

- Gás quente – utiliza-se uma deriva de gás quente à saída do compressor ou inverte-se o sentido do ciclo para que este funcione com uma bomba de calor. Quando o gás quente entra no permutador inicia-se a fusão do gelo.

### 2.3. Montagem de um sistema frigorífico

O instalador do sistema de refrigeração tem um papel preponderante na performance dos sistemas projectados. A correcta montagem de um sistema deste tipo pode significar a diferença entre uma instalação com um funcionamento adequado ou uma constantemente parada. Os fabricantes de componentes de refrigeração estão de tal forma sensibilizados para este assunto que publicam revistas, de periodicidade variável, sobre este assunto. Nestas publicações encontram-se alguns conselhos de cariz prático, devidamente fundamentados a nível teórico. Seguem-se alguns destes exemplos.

#### *Compressor*

Os compressores devem ser instalados e mesmo transportados na posição vertical. Isto reduz o risco de movimentação do óleo do compressor para zonas onde este não se deve encontrar.

A maioria dos compressores tem um dispositivo de protecção do motor eléctrico que o acciona. Quando se atingem temperaturas demasiado elevadas, a operação do compressor pára durante alguns minutos para permitir o arrefecimento do motor eléctrico.

#### *Brasagem*

A brasagem à chama é um processo de união de materiais metálicos com a ajuda de um material adicional fundido, a solda. Ao contrário do que acontece com a soldadura, não são fundidos os materiais a unir, apenas a solda. Por essa razão, a solda deve ter um ponto de fusão inferior àquele dos materiais base a unir. Uma das vantagens da brasagem, em relação à soldadura, é que com ela podem ser unidos entre si muitos tipos de materiais diferentes.

As técnicas de brasagem distinguem-se consoante a temperatura de trabalho da solda utilizada. Assim, teremos dois tipos de brasagem: a brasagem fraca e a brasagem forte. Considera-se temperatura de trabalho, a temperatura a que a solda funde, tornando-se totalmente líquida e fácil de aplicar. Fala-se em brasagem fraca quando temos temperaturas de trabalho até 450 °C e de brasagem forte acima dos 450 °C.

A brasagem de alguns equipamentos sensíveis deve ter alguns cuidados extra. O calor aplicado deve ser sempre desviado, tanto quanto possível dos equipamentos e, em alguns casos, dever-se-á protegê-los promovendo a circulação de um gás como o  $N_2$  no interior da tubagem. Desta forma, garante-se que o calor acumulado é mínimo.

### *Controlo de humidade no sistema*

A presença de humidade numa instalação frigorífica não só prejudica o seu funcionamento, como põe em causa a sua integridade. A humidade do sistema pode provocar a obstrução do dispositivo de expansão por formação de gelo, a corrosão de peças metálicas e outros danos químicos, como a deterioração de vedantes.

A humidade entra no sistema na fase de produção, quando este é aberto para manutenção, e no caso de existir alguma fuga de fluido, tanto nos seus diversos componentes, como tubagens.

Uma das mais importantes operações, aquando da montagem do sistema, é assegurar uma correcta eliminação da humidade e restantes contaminantes que se tenham acumulado nos seus diversos componentes.

### *Evacuação e carregamento do sistema*

Para além da humidade, outros contaminantes estão normalmente presentes num sistema:

- Escórias provenientes dos processos de soldadura;
- Gases externos;
- Raspas e resíduos de cobre provenientes da tubagem.

Existem várias formas de efectuar a evacuação de um sistema. Esta pode ser feita, simultaneamente, pelo lado de aspiração e descarga, ou alternadamente entre estes com períodos de equalização de pressões sucessivos.

Se a bomba de vácuo disponível tiver capacidade para tal, é possível submeter o sistema a uma pressão absoluta tão baixa (da ordem dos mbar), que sirva simultaneamente para verificar a estanquicidade do sistema. O vácuo do sistema é, normalmente, mantido durante aproximadamente 5 minutos. É sabido, de projectos anteriores na empresa, que este processo é determinante no correcto funcionamento da instalação.

A carga do sistema é, normalmente, efectuada com base em dados do fabricante do compressor. A sua quantidade é controlada, na maioria das vezes, pela massa de refrigerante. Depois de carregado, o sistema deve ser selado. Isto é normalmente conseguido, soldando o tubo utilizado para o carregamento do sistema.

#### *Válvula de expansão termostática*

A válvula de expansão deve ser instalada na linha de líquido, antes do evaporador com o bolbo preso à linha de sucção, tão próxima do evaporador quanto possível. O bolbo fica melhor montado no tubo da linha de sucção horizontal e numa posição entre 1 e 4 horas (figura 17).

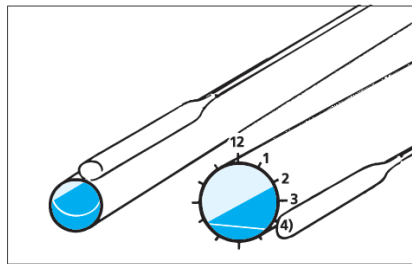


**Figura 17 - Correcto posicionamento do bolbo de válvula termostática.** <sup>[5]</sup>

O bolbo não deve, em circunstância alguma, ficar na parte de baixo da tubagem, dado que qualquer ligeira contaminação da linha poderá originar sinais falsos. Este deve ser capaz de detectar a temperatura do vapor de sucção sobreaquecido e, portanto, não deve estar exposto a calor ou frio. Idealmente, deve estar isolado do ambiente em redor e tão distante quanto possível de outros componentes da instalação. O excesso de tubo que liga o bolbo à válvula deverá ser acondicionado, de maneira a não por em causa uma correcta transmissão dos sinais (figura 18).

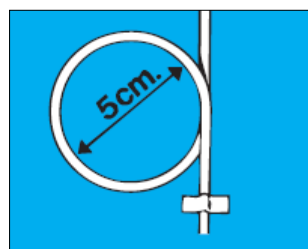


**Figura 18 - Correcto acondicionamento do excesso de tubo.** <sup>[5]</sup>

## 2.4. Estado da Arte

### 2.4.1. Classificação

As bombas de calor são normalmente divididas quanto à sua fonte de calor (meio com o qual fazem a permuta exterior). A figura 19 ilustra as 3 fontes disponíveis e algumas das variações utilizadas na captação de energia.

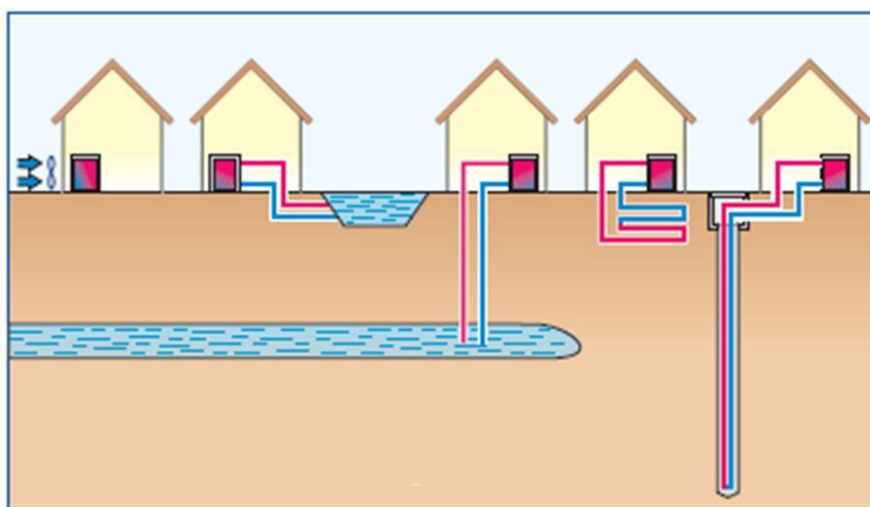


**Figura 19 – Fontes térmicas e formas de captação energética.** <sup>[6]</sup>

Da figura distinguem-se três fontes de calor: o ar, a água e o solo. Existem depois variações quanto à disposição dos permutadores.

A fonte de calor mais estável será o solo (geotermia). Em muitos casos é mesmo possível que a temperatura deste, a alguns metros de profundidade, não varie ao longo do ano.

A água é também uma fonte de calor com elevadíssimo potencial. No entanto, em climas rigorosos, é necessário ter o cuidado de assegurar que poços, lagos ou lençóis de água utilizados não corram o risco de congelar.

O ar ambiente é, em climas moderados, uma fonte de calor suficiente. Tem como vantagem, face aos outros dois meios, custos de instalação muito inferiores, pelo que é a fonte de calor mais utilizada na tecnologia das bombas de calor.

Existe também a possibilidade de se relacionarem os fluidos usados na permuta, sendo portanto as bombas de calor classificadas como:

- Água – água;

- Água – ar;
- Ar – ar;
- Ar – água;
- Solo – água;
- Solo – ar.

Neste caso, em primeiro lugar surge a fonte de calor exterior, seguida do fluido utilizado para a climatização do espaço.

É usual uma outra subdivisão: unidades *split* (divididas) ou compactas.

Nas unidades compactas, todos os constituintes da bomba de calor, excepto o acumulador, encontram-se no mesmo local físico.

As unidades *split* apresentam normalmente duas unidades, uma interior e outra exterior. A maioria das bombas de calor é do tipo *split*.

A seguinte figura demonstra as diferenças supramencionadas:



**Figura 20 – Bombas de calor *split* (à esquerda) e compactas (à direita).**

#### **2.4.2. Performances**

Da literatura destacam-se sobretudo três critérios utilizados para definir a performance de uma bomba de calor.

Apesar de já se ter referido o sentido termodinâmico de COP será agora premente demonstrar o seu significado prático.

$$COP = \frac{\text{Potência Calorífica}}{\text{Potência Eléctrica consumida}}$$

Tal como referido anteriormente, é possível definir também um COP de frio por alteração da potência em denominador (potência frigorífica). Os valores de COP são obtidos por via experimental, o que muitas vezes não reflecte com exactidão a performance que uma bomba de calor terá. Veja-se que estes valores não contêm, muitas vezes, consumos considerados extraordinários, mas necessários ao correcto funcionamento do equipamento. Nestes destaca-se a inversão do ciclo para descongelamento de evaporador.

É importante sublinhar que o COP não reflecte o desempenho dos equipamentos de climatização, mas antes o desempenho da bomba de calor. Quando esta máquina não for capaz de colmatar a carga térmica presente poderão, por exemplo, utilizar-se equipamentos de aquecimento eléctrico cujo COP é de apenas 1. Para comparação, apresenta-se a tabela seguinte, que classifica as bombas de calor cuja fonte de calor é o ar, quanto à sua eficiência energética quando em função de aquecimento (7 °C evaporação para 35 °C condensação).

**Tabela 2 – Classe de eficiência energética das bombas de calor**

| Classe de Eficiência Energética | <i>Split</i>      | Compactas         |
|---------------------------------|-------------------|-------------------|
| A                               | $3,6 < COP$       | $3,4 < COP$       |
| B                               | $3,6 > COP > 3,4$ | $3,4 > COP > 3,2$ |
| C                               | $3,4 > COP > 3,2$ | $3,2 > COP > 3,0$ |
| D                               | $3,2 > COP > 3,0$ | $3,0 > COP > 2,8$ |
| E                               | $3,0 > COP > 2,8$ | $2,8 > COP > 2,6$ |
| F                               | $2,8 > COP > 2,6$ | $2,8 > COP > 2,6$ |
| G                               | $2,4 > COP$       | $2,2 > COP$       |

Clarificando o conceito de COP, por cada *Watt* de energia eléctrica consumida, um equipamento de classe energética “A” deverá ser capaz de produzir, pelo menos, 3,6 *Watt* de potência calorífica.

Um outro parâmetro adiciona à equação a energia primária consumida para accionar a bomba de calor, PER do inglês *Primary Energy Ratio*:

$$PER = \eta \times COP$$

$\eta$  é a eficiência com que a energia primária é convertida no trabalho que chega ao veio do compressor. Por exemplo, em Portugal, é comum utilizar-se 0,3 para a energia eléctrica de consumo doméstico.

Dado o aumento de consciência energética da população em geral, a indústria aproxima-se cada vez mais da utilização de uma medida de eficiência energética cujo valor tenha um significado prático. O conceito de COP sazonal ( $COP_s$ ) não é mais do que a razão entre o total energético retirado ou cedido a um espaço sob a forma de calor e o total de energia eléctrica consumida.

$$COP_s = \frac{\text{Calor total transmitido na estação de aquecimento}}{\text{Total de energia eléctrica consumida para aquecimento}}$$

Aqui é importante perceber que falamos em valores totais, o integral da potência produzida ao longo de uma estação, como por exemplo a de aquecimento, sobre o total da energia eléctrica consumida não só para accionamento do compressor, mas também de todos os aparelhos auxiliares como bombas circuladoras, ventiladores e dispositivos de controlo.

Esta eficiência pode facilmente ser também utilizada para quantificar a eficiência na estação de arrefecimento. Neste caso, o numerador (efeito benéfico) é substituído pelo calor total retirado de um espaço, e o denominador (efeito adverso) pelo total energético necessário para o conseguir. O uso das eficiências sazonais representa grandes vantagens face ao COP simples, uma vez que a variação na eficiência de uma bomba de calor instalada depende sobretudo da temperatura das suas fontes.

Se tivermos em conta que as bombas de calor, cuja fonte térmica é o ar exterior, chegam a sofrer variações de temperatura de 40 °C ao longo de um ano, facilmente se percebe a necessidade de utilização deste parâmetro. Outros factores que afectam a performance de uma bomba de calor são os seguintes:

- A energia auxiliar consumida, por exemplo, para alimentação de ventiladores, bombas circuladoras de caudal, sistema de controlo etc.;
- O desenvolvimento tecnológico da bomba de calor;
- O dimensionamento da bomba de calor em relação às necessidades reais;
- O sistema de controlo da bomba.

Uma bomba de calor é um dos equipamentos mais eficientes para a climatização de espaços. Além das considerações de projecto referidas anteriormente, alguns procedimentos no âmbito da utilização prática destas podem ter influência na sua performance. É importante que uma bomba de calor tenha um funcionamento tão regular quanto possível. Para isto, importa que não se definam constantemente temperaturas diferentes a alcançar (*set points*). Alterando o *set point* é normalmente necessária a intervenção dos sistemas de apoio como as resistências eléctricas, o que prejudica o rendimento da instalação. Qualquer que seja a fonte

térmica, mas especialmente no caso do ar, é importante garantir um bom fluxo deste para assegurar eficiência e conforto. A substituição de filtros e restantes manutenções representam também uma importante parte da preservação da performance do equipamento.

#### 2.4.3. Breve perspectiva histórica

Durante a pesquisa bibliográfica para introdução ao tema contactou-se com um documento que resumia um *workshop* de 1976 sobre bombas de calor. É interessante perceber-se de que maneira evoluiu este mercado. As principais conclusões apresentadas nesse mesmo documento eram as seguintes:

- COP superior a 3 para funcionar em modo de aquecimento. Equipamento não reversível.
- Unidade modular.
- Disponibilizar bombas de calor accionadas por motores de combustão.
- Necessidade de definir padrões que permitam um concorrência leal.
- Potências de 3 a 8 kW

A evolução das bombas de calor até à actualidade passou, sobretudo, pelo melhoramento dos objectivos apresentados e por uma consolidação do mercado. Com a introdução de centrais de energia eléctrica cada vez mais eficientes, o uso de outras fontes que não a electricidade para alimentação de bombas de calor domésticas caiu também em desuso.<sup>[7]</sup>

#### 2.4.4. Mercado

A maioria das grandes empresas ligadas à climatização residencial apresenta, entre os seus produtos, uma vasta gama de bombas de calor. As mais utilizadas são do tipo ar – ar. Recentemente verifica-se também uma tendência para a produção de bombas de calor ar – água. Face às primeiras, estas apresentam a vantagem de, para além de suprir as necessidades térmicas dos espaços, serem capazes de aquecer um depósito de águas sanitárias.

Destacam-se actualmente os seguintes fabricantes:

**Tabela 3 – Fabricantes de bombas de calor, mercado principal e potências.**

| Fabricante | Mercado | Aquecimento<br>(kW) | Arrefecimento<br>(kW) |
|------------|---------|---------------------|-----------------------|
| Carrier    | USA     | 5,3 a 17,6          | 5,3 a 17,6            |

|            |              |          |          |
|------------|--------------|----------|----------|
| Daikin     | UE           | 6 a 16   | 6 a 16   |
| DeLonghi   | UE           | 5,6 a 12 | -        |
| NIBE       | Escandinávia | 3,5 a 12 | 3,3 a 12 |
| Acadia     | USA          | 2 a 8    | 2 a 8    |
| Toshiba    | UE           | 8 a 14   | -        |
| LG         | UE           | 9 a 16   | 8 a 15   |
| Viessmann  | UE           | 3 a 19   | 3 a 19   |
| Immosolar  | UE           | 10 a 30  | 10 a 30  |
| Mitsubishi | UE           | 5 a 14   | 5 a 14   |

Da tabela apresentada sobressaem, sobretudo, as gamas de potências que as marcas apresentam. O mercado está centrado preferencialmente nas potências de 8 a 12 kW de aquecimento e arrefecimento. Alguns fabricantes não permitem a reversão do ciclo, funcionando o equipamento exclusivamente como fornecedor de calor. Outras tendências que se destacam:

- Uso de fluidos refrigerantes considerados amigos do ambiente;
- Utilização de unidades *split*;
- Um único acumulador;
- Foco no factor “amigo do ambiente”, possibilidade de integração com painéis solares.

Os preços médios dos equipamentos cifram-se pelos 3500 euros para uma potência de 8 kW, 4500 euros para potências de 10 kW e 5000 euros para potências de 12 kW. Refira-se que estes preços são para equipamentos com apenas um andar de compressão. Existem, sobretudo para mercados com climas mais exigentes, bombas de calor com múltiplos andares de compressão, cujos preços superam os 10000 euros. Estes preços não incluem a instalação que, em muitos casos, representa custos avultados (da ordem dos milhares de euros).

As bombas de calor posicionam-se no mercado como equipamentos de alta tecnologia, amigos do ambiente e com um retorno de investimento a longo prazo (superior a 10 anos). A actual tendência para melhorar os requisitos de construção abona a favor destes equipamentos, uma vez que quanto menor a sua potência, menor o investimento inicial.

O factor preço é sem dúvida o maior entrave a uma maior disseminação desta tecnologia em território nacional. Concorre também com outros factores como a falta de informação e

experiência na utilização destes sistemas, tanto por parte dos compradores como dos instaladores.

#### *2.4.5. Estudo económico*

Os sistemas tradicionais de aquecimento usam combustíveis fósseis dispendiosos. Uma bomba de calor funciona mais eficientemente e conserva mais energia do que um sistema de aquecimento tradicional baseado em combustíveis fósseis ou electricidade. Apenas é cobrada uma pequena quantidade de electricidade, mas é um investimento que compensa. A partir de 1 kW de electricidade é possível obter entre 3 a 5 kW de calor.

Para um valor médio da eficiência da produção de electricidade, na Europa, de 0,4 e um COP de uma bomba de calor de 4, é possível obter uma eficiência da mesma em relação à energia primária de 160%.

Apresenta-se de seguida alguns valores típicos dos sistemas utilizados em Portugal para aquecimento ambiente.

**Tabela 4 – Resumo do estudo económico.**

|                                                     | <b>Aquecedor eléctrico</b> | <b>Aquecedor a gás</b> | <b>Bomba de calor</b> |
|-----------------------------------------------------|----------------------------|------------------------|-----------------------|
| Eficiência do sistema (%)                           | 95                         | 90                     | 360                   |
| Calor fornecido em kWh por kWh de energia consumida | 0,95                       | 0,9                    | 3,6                   |
| Eficiência da energia primária (%)                  | 30                         | 90                     | 30                    |
| Eficiência global (%)                               | 28,5                       | 81                     | 108                   |
| Custo de energia primária (€/kWh)                   | 0,13                       | 0,09                   | 0,13                  |
| Custo de operação (€ por kWh de calor)              | 0,137                      | 0,100                  | 0,036                 |
| Poupança (€ por kWh de calor)                       | -                          | 0,037                  | 0,101 (0,064)         |

As eficiências energéticas dos equipamentos contemplados são as indicadas pelos fabricantes mais comuns. A segunda linha depende exclusivamente da eficiência do equipamento e mostra o calor cedido por unidade energética utilizada. Multiplicando o valor de eficiência do equipamento pelo valor de eficiência de energia primária obtemos aquilo a que podemos chamar uma eficiência global de cada um dos meios. Um valor elevado representa um melhor aproveitamento energético e portanto uma menor emissão de CO<sub>2</sub>.

Associado a cada energia primária está um custo. A tarifa norma para a electricidade é de 0,13€ por kWh. Em relação ao gás, o seu preço por kWh é de aproximadamente 0,09€. Com isto, é possível calcular o custo de cada kWh de calor disponibilizado pelos diferentes sistemas. As bombas de calor de classe energética A apresentam custos de operação próximos de 1/3 do equipamento mais comum, o esquentador a gás. Em relação à utilização de equipamentos exclusivamente eléctricos apresentam custos de aproximadamente 1/4.

Quanto maior for o consumo energético, mais dispendiosa será a instalação de uma bomba de calor. No entanto, a factura anual relativa aos consumos será menor, pelo que o sistema acaba por ser economicamente compensatório. Uma bomba de calor bem dimensionada poderá pagar-se através da poupança em 5 anos. A partir deste momento começa a usufruir-se de um sistema que proporciona conforto a um baixo custo e com impacto ambiental mínimo.

A poupança da bomba de calor poderá ser superior se considerarmos que é possível obter um COP médio de calor ligeiramente superior ao apresentado. Outro factor que poderá

incrementar o valor da poupança reside na eficiência da rede eléctrica nacional, tendo sido considerada, para o presente caso, uma eficiência de apenas 30 %.

#### 2.4.6. Impacto Ambiental

O consumo energético das bombas de calor representa, não só um custo financeiro, como um perigo para o meio ambiente.

Os sistemas de climatização actuais são sobretudo consumidores de combustíveis fósseis. Para além do risco das reservas destes se esgotarem, a queima dos mesmos significa emissões de gases nocivos para o ecossistema terrestre.

As bombas de calor consomem menos energia primária que os restantes aparelhos de climatização, conseqüentemente a sua pegada ecológica será menor. É importante salientar que os impactos da utilização de uma bomba de calor estão altamente dependentes da forma como a energia eléctrica é produzida. Mesmo que a produção eléctrica seja efectuada recorrendo à queima de combustíveis fósseis, e considerando as ineficiências do transporte eléctrico, as bombas de calor representam um benefício ambiental. Em situações em que se utilizem centrais de cogeração, energia nuclear ou fontes de energia renovável o benefício da utilização deste tipo de equipamentos é evidente.

O seguinte quadro resume os diversos impactos da operação das bombas de calor.

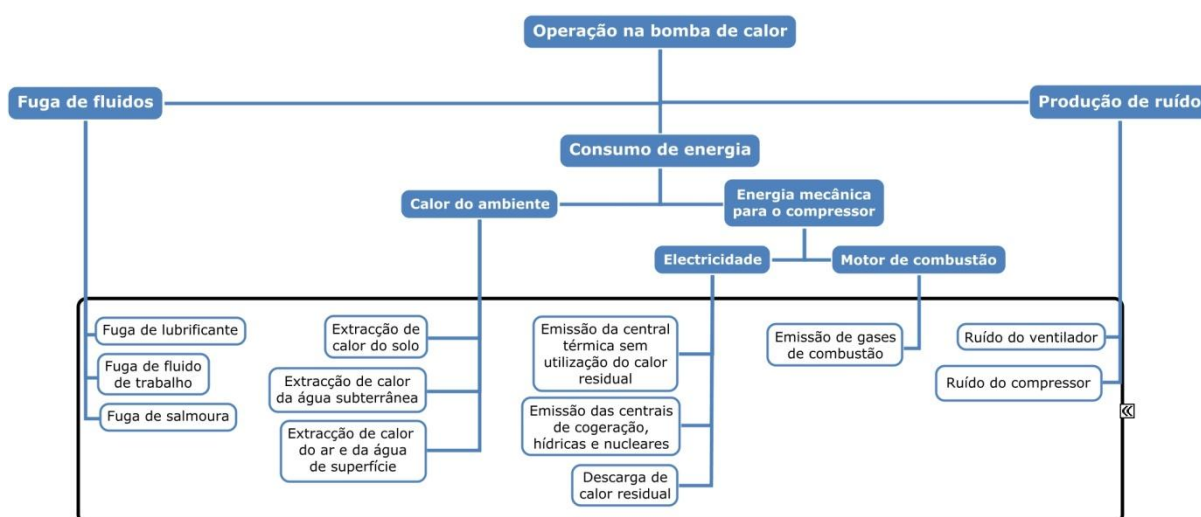


Figura 21 – Impactos ambientais directos da operação de uma bomba de calor. <sup>[8]</sup>

Há ainda que acrescentar aos impactos ambientais da figura acima apresentada, os impactos de produção e desmantelamento das bombas de calor.

Na fase de produção, os materiais recicláveis deverão ter prioridade enquanto matérias-primas. Neste caso, este processo está algo fora de controlo, uma vez que passa mais pela montagem de vários componentes.

Na fase de desmantelamento da bomba de calor importa encaminhar os diferentes componentes para os locais adequados para a reciclagem e fundamentalmente garantir a recuperação do gás refrigerante. 90% dos gases libertados que promovem o efeito de estufa, utilizados na operação de uma bomba de calor, resultam da despreocupação de capturá-los no fim da vida útil do equipamento.

Ainda que se façam esforços para reduzir os impactos ambientais, é impossível eliminá-los. A sociedade procura muitas vezes encontrar o equilíbrio entre o benefício económico e um menor impacto ambiental.

#### 2.4.7. Estudo Exergético

A exergia pode ser descrita como a parte útil de um fluxo energético. Ao analisar-se o potencial exergético de uma bomba de calor obtém-se uma visão mais clara da sua eficiência e rendimento, ou seja, da sua performance.

Para efectuar o balanço exergético da instalação é necessário escrever uma equação para cada um dos seus componentes. Recorde-se o circuito básico para uma mais fácil compreensão:

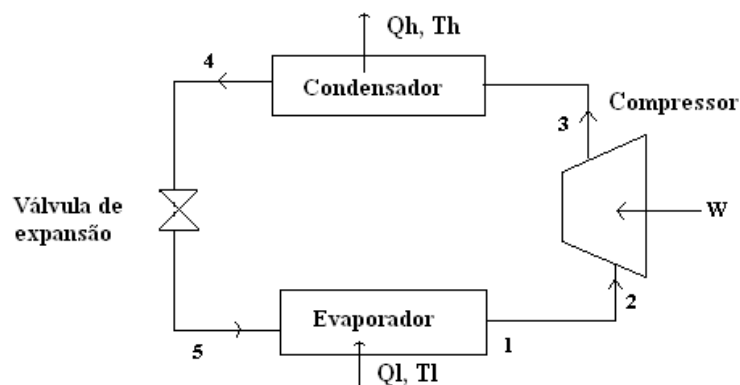


Figura 22 – Circuito básico de uma bomba de calor para análise exergética. <sup>[6]</sup>

Para a tubagem (1-2):  $\Delta\dot{E}_{f,1-2} = -\dot{I}_{1-2}$

Onde  $\Delta\dot{E}_{f,1-2} = \dot{m}(e_{f,2} - e_{f,1})$  e  $\dot{I}_{1-2} = T_0\dot{S}_{gen} = \dot{m}T_0\left[(s_2 - s_1) - \frac{(h_2 - h_1)}{T_0}\right]$ .

$\Delta\dot{E}_{f,1-2}$  é a potência exergética de fluxo de 1 para 2 em kW;  $\dot{I}_{1-2}$  é a potência de irreversibilidades em kW;  $\dot{S}_{gen}$  é a taxa de geração entrópica em kW/K;  $e_f$  é a exergia de fluxo específica em kJ/kg.  $T_0$  é a temperatura de referência em K e  $s$  é a entropia específica em kJ/(kg K).

Para o compressor (2-3):  $\Delta\dot{E}_{f,2-3} = \dot{W} - \dot{I}_{2-3}$

Onde  $\Delta\dot{E}_{f,2-3} = \dot{m}(e_{f,3} - e_{f,2})$ ,  $\dot{I}_{2-3} = T_0\dot{S}_{gen} = \dot{m}T_0(s_3 - s_2)$  e  $\dot{W} = (h_3 - h_2)$ .

Para o condensador (3-4):  $\Delta\dot{E}_{f,3-4} = -\dot{I}_{3-4}$

Onde  $\Delta\dot{E}_{f,3-4} = \dot{m}(e_{f,4} - e_{f,3})$  e  $\dot{I}_{3-4} = T_0\dot{S}_{gen} = \dot{m}T_0\left[(s_4 - s_3) + \frac{(h_3 - h_4)}{T_c}\right]$ .

Para a válvula de expansão (4-5):  $\Delta\dot{E}_{f,4-5} = -\dot{I}_{4-5}$

Onde  $\Delta\dot{E}_{f,4-5} = \dot{m}(e_{f,5} - e_{f,4})$  e  $\dot{I}_{4-5} = T_0\dot{S}_{gen} = \dot{m}T_0(s_5 - s_4)$ .

Para o evaporador (5-1):  $\Delta\dot{E}_{f,5-1} = -\dot{I}_{5-1}$

Onde  $\Delta\dot{E}_{f,5-1} = \dot{m}(e_{f,1} - e_{f,5})$  e  $\dot{I}_{5-1} = T_0\dot{S}_{gen} = \dot{m}T_0\left[(s_1 - s_5) - \frac{(h_1 - h_5)}{T_e}\right]$ .

Consequentemente, a eficiência exergética do ciclo pode ser definida como:

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta\dot{E}_{f,3-4}}{\dot{W}}$$

Aqui  $\dot{W}$  corresponde ao trabalho real e não ao isentrópico.

Com isto, efectuando medições simples que nos definam os estados termodinâmicos, consegue-se efectuar o balanço exergético da instalação. As fontes bibliográficas referem rendimentos exergéticos na ordem dos 20%.

## 2.5. Fontes de energia renovável

Consideram-se fontes de energia renovável aquelas em que os fluxos de energia são naturalmente repostos, ao mesmo tempo que são utilizados para benefício do homem.

A grande maioria destas fontes tem relação directa com a radiação solar. Para além do fotovoltaico e do solar térmico, em que a relação é óbvia, a energia dos ventos e das ondas está também intimamente ligada ao Sol. Este é o motor das diferenças de pressão que movem as massas de ar e que, consequentemente, geram as ondas. Muita da energia que chega sob a forma de radiação ao planeta é ainda retida no ar atmosférico. No caso de uma bomba de calor ar – água é esta energia que é absorvida pelo ciclo.

Outras fontes de energia renovável são, por exemplo, as marés, que resultam da interacção dos campos gravíticos de vários astros, e a geotermia. Como se sabe, as bombas de calor geotérmicas captam este potencial energético.

Para além das referidas, são possíveis muitas outras associações das diferentes fontes ao funcionamento de uma bomba de calor. Por exemplo, a integração de painéis fotovoltaicos permitiria fornecer a energia eléctrica para accionamento do compressor. De facto, tal só seria possível na presença de radiação solar forte e, ainda assim, obrigaria a ter uma grande área de painéis instalada. Prontamente se percebe que, de todas estas associações possíveis, apenas algumas são práticas à luz das tecnologias disponíveis actualmente.

### 2.5.1. Energia solar térmica

Uma das mais maduras tecnologias, no âmbito das energias renováveis, é a solar térmica. Esta fonte energética está apenas disponível durante o dia e especialmente quando se verifica a inexistência de nebulosidade.

No entanto, está provada a sua rentabilidade económica, sendo mesmo obrigatória a sua aplicação a novos edifícios. A radiação solar varia ao longo do ano, conforme a posição relativa da Terra face ao Sol. A figura 19 exemplifica isso mesmo.

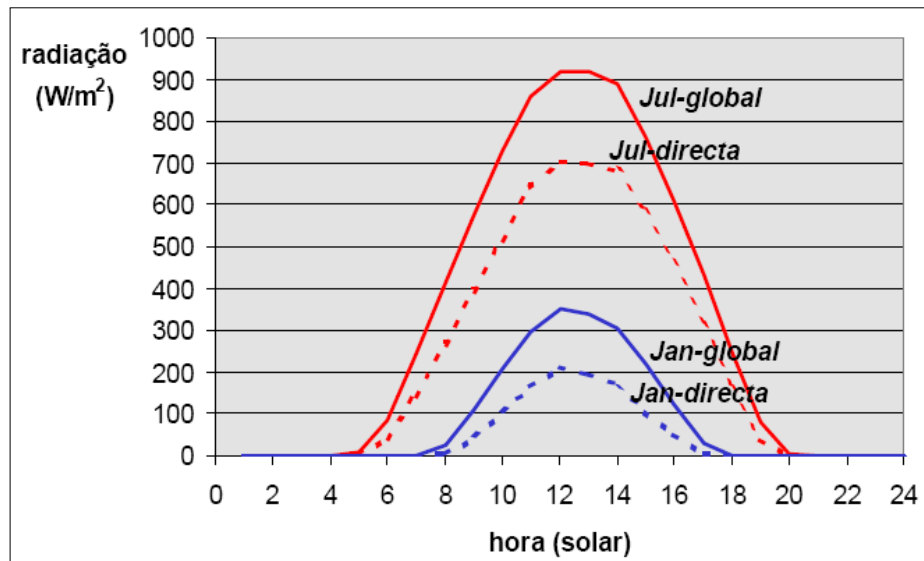


Figura 23 – Radiação média mensal por metro quadrado consoante hora solar.<sup>[9]</sup>

A energia disponível no Inverno é bastante inferior à disponível nos meses de Verão. A figura 23 mostra o contraste entre o mês mais energético, Julho, e o mês menos energético, Janeiro, na zona de Lisboa.

Nem toda a energia que chega à crosta terrestre é captada por um sistema solar térmico. Estes estão normalmente afectados de rendimentos na ordem dos 70%. Por outro lado, a maioria dos fabricantes disponibiliza colectores com dimensões próximas de  $2 \text{ m}^2$ , sendo que um sistema de circulação forçada tem normalmente mais do que um colector solar.

A volatilidade desta captação energética é um dos fortes argumentos para a sua associação a uma bomba de calor. Nos períodos em que não exista radiação solar, a bomba de calor pode colmatar as necessidades energéticas. A contribuição de um sistema solar térmico com dois colectores solares para uma solução integrada de energia térmica poderá variar entre os 0 e os 3600 W de potência.



### 3. Desenvolvimentos

#### 3.1. Definição de Projecto

Projecto é o processo iterativo através do qual se procura uma solução para um determinado problema. Este processo é constituído por diversas fases que se tornam indispensáveis para o sucesso do mesmo. A figura 24 esquematiza este processo.

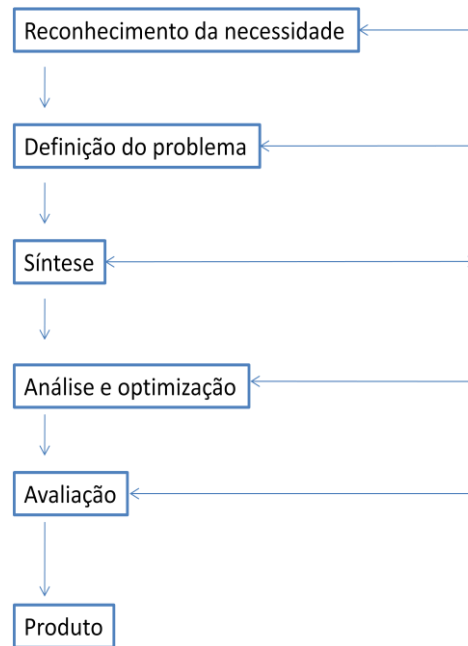


**Figura 24 – Esquematização do processo de projecto.** <sup>[10]</sup>

A figura acima apresentada representa esquematicamente as diferentes etapas de um projecto. Verifica-se que, na actualidade, os sistemas são cada vez mais sofisticados e, por isso mesmo, apresentam uma vida tecnológica mais curta. Isto implica também uma maior solicitação de equipamentos, o que leva a que os testes de desenvolvimento sejam cada vez menores, existindo uma tendência para a modelização face à customização.

Um dos mais importantes princípios que garantem a manutenibilidade dos equipamentos é a utilização de componentes de catálogo, ou seja, de fácil substituição. Para que os equipamentos tenham uma vida que implique custos tão reduzidos quanto possível é ainda importante garantir o fácil acesso aos seus componentes, que os ajustes necessários ao seu funcionamento sejam quase nulos e que, no caso de substituição, seja claro e preferencialmente único o modo de montagem dos componentes. Ainda neste campo é importante assegurar que todas as operações de manutenção sejam simples e que não seja necessária a utilização de ferramentas especiais. Produtos com baixo número de peças e em

que estejam presentes capacidades de auto-diagnóstico revelam normalmente um projecto bem conseguido.

Outro ponto sobre o qual se deve debruçar o projecto é a gestão do risco. Podemos subdividir este em dois campos: risco ambiental e risco humano. O risco ambiental já foi brevemente abordado. Por outro lado, a avaliação quantitativa do risco humano envolve normalmente quatro fases:

- Identificação de potenciais falhas de segurança;
- Avaliação estimada das consequências de cada falha (critério severidade do efeito e probabilidade de detecção);
- Avaliação estimada da probabilidade de ocorrência de cada falha (critério probabilidade de ocorrência);
- Comparação dos resultados obtidos com os critérios de aceitação.

Só a utilização de estratégias de manutenção bem definidas, apoiadas pela logística correcta e com o apoio de sistemas de monitorização adequados é capaz de manter os níveis de risco dentro dos parâmetros considerados como aceitáveis, ao longo do ciclo de operação dos equipamentos. Existem diversas técnicas de controlo de condição: análise de desempenho, análise vibratória, análises físico-químicas de fluidos (como lubrificantes ou refrigerantes), termografia, entre outras.

Em concreto, neste projecto, será necessário respeitar a Norma Portuguesa 378-1 de 2001. Nesta definem-se os requisitos de segurança e protecção ambiental para sistemas frigoríficos e bombas de calor.

### ***3.1.1. Reconhecimento da necessidade***

No presente caso, a necessidade é de facto um aproveitamento comercial. A empresa *Richworld Renewables*, produtora de colectores solares térmicos, constatou que existem no mercado tecnologias que podem complementar estes equipamentos e que, em alguns casos, chegam mesmo a concorrer com eles: as bombas de calor.

Uma bomba de calor ar – água é capaz de fornecer a energia necessária para a climatização de espaços e a manutenção de um reservatório de águas quentes sanitárias. Actualmente, as águas sanitárias são maioritariamente aquecidas por esquentadores a gás ou por resistências eléctricas. A lei determina que, em território nacional, é obrigatória a instalação de painéis solares térmicos nos novos edifícios e nas grandes reconstruções. Com isto, a necessidade de água quente no Verão é praticamente suprida e pode ser colmatada no

Inverno com um pequeno auxílio. Uma bomba de calor associada a um conjunto de painéis solares bem dimensionados será suficiente para corresponder a todas as necessidades de calor de um pequeno edifício (área útil  $<300\text{ m}^2$ ). Em situações extraordinárias poder-se-á recorrer ao auxílio de outras fontes energéticas como a combustão ou a electricidade.

### 3.1.2. Definição do problema

A correcta definição dos objectivos que se pretendem atingir é dos pontos mais relevantes de qualquer projecto. Neste caso, uma oportunidade comercial dá origem ao projecto, pelo que a transposição dos objectivos para questões técnicas é um processo no qual é necessário investir algum tempo. Este dilema é, muitas vezes, traduzido num caderno de encargos.

Pretende projectar-se uma família de bombas de calor reversíveis que possam responder às necessidades de vários tipos de residências. O equipamento estará preparado a nível de controlo e acumulação para funcionar com o contributo da energia solar térmica. Face à concorrência, a bomba de calor da *Richworld Renewables* deverá sobretudo apresentar os seguintes benefícios:

- Solução de compromisso entre eficiência (classe energética A) e competitividade (preço);
- Adaptação concreta às necessidades com diversas potências – poupança energética do cliente;
- Colectores RR – complementaridade interna;
- Design atraente – factor muitas vezes crítico no processo de aquisição do equipamento;
- Facilidade de instalação – ganhar mercado através do instalador que vê o seu trabalho facilitado e confia no produto.

Para iniciar o desenvolvimento do projecto é necessário traduzir estas questões para um desafio do âmbito técnico – o referido caderno de encargos.

Numa primeira abordagem pretende corresponder-se às necessidades de uma família de quatro pessoas. Um depósito de 200 Litros é normalmente o utilizado nestes domicílios. Este volume de água deverá ser suficiente para absorver os picos de consumo que correspondem ao período da manhã, em que vários indivíduos recorrem ao chuveiro, e ao final da tarde em que, para além de alguns banhos ocasionais, poderá existir consumo de água quente para

cozinhar ou utilização de máquinas de lavagem automáticas. Pretende-se que o equipamento seja capaz de repor a energia correspondente ao acumulador cheio no período de uma hora.

Uma bomba de calor deverá ainda estar munida de um apoio eléctrico. Este tem uma dupla função: garantir que alguma carga excepcional seja prontamente absorvida e permitir elevar, esporadicamente, a temperatura no interior do tanque acima de determinados valores que impeçam o desenvolvimento da bactéria *Legionella*.

A potência necessária remete para a utilização do ciclo de compressão de vapor simples. Por se tratar do ciclo termodinâmico mais utilizado nesta indústria, permite utilizar componentes de catálogo com que todos os profissionais do sector estão habituados a lidar. Para além disso, a experiência interna à empresa, que no passado já iterou um projecto semelhante, concluiu que o mais eficaz será abordar sistemas de refrigeração tão simples quanto possível e, apenas quando se dominarem estes, evoluir para outros mais complexos.

Em relação ao fluido refrigerante, actualmente, a indústria transita da utilização do fluido R22 para o R410A. A utilização do gás padrão é importante para garantir a manutenibilidade do projecto, embora existam outros gases a considerar como o R134A, R404A, R407C ou R507.

Das diferentes tecnologias de compressores, aquela que actualmente se distingue é a *Scroll*. Apresenta uma relação custo-benefício elevada em relação à tecnologia que concorre comercialmente consigo, os compressores alternativos. Tem uma desvantagem, a modelação de potência nestes sistemas implica custos muito elevados que deverão no entanto ser considerados.

O controlo de expansão poder-se-á efectuar electronicamente ou recorrendo a uma válvula de expansão termoestática. O único factor relevante será a relação custo-benefício.

Quanto aos permutadores de calor necessários ao equipamento, torna-se óbvia a sua selecção. A permuta ar-fluido terá necessariamente de se efectuar num permutador a ar seco (evaporador). Em relação à permuta fluido-água poder-se-ia considerar um permutador carcassa tubos. No entanto, este concorreria com a dimensão reduzida que se pretende para a bomba de calor. Assim sendo, a utilização de um permutador de placas planas torna-se natural.

Uma vez que se pretende corresponder às necessidades de diferentes clientes, é natural que alguns destes equipamentos venham a ser instalados em apartamentos. Nestes, um equipamento de 6 kW deverá ser capaz de suprir as referidas necessidades energéticas. Nestas habitações, como facilmente se compreende, é escasso o espaço. Pretende-se que a unidade

interior não ultrapasse as dimensões de 600x600x2000 mm (semelhante ao volume de um frigorífico). Nesta deve estar instalado o acumulador que terá necessariamente de possuir dois permutadores: um para o primário solar e outro para água proveniente da bomba de calor. Ainda relativamente ao solar, esta unidade interior deverá albergar todos os equipamentos necessários à utilização de um sistema de circulação forçada.

O design desta unidade deve ser tão apurado quanto possível. Na unidade exterior deverão ficar devidamente acondicionados todos os componentes do circuito frigorífico. Desta forma, no momento da instalação apenas será necessário efectuar ligações hidráulicas e eléctricas. Este ponto constitui grande vantagem na comercialização do produto, na medida em que muitos dos instaladores não têm a formação e acreditação necessária para trabalhar com fluidos frigoríficos.

### *3.1.3. Síntese*

- Ciclo termodinâmico de vapor comprimido;
- Fluido R410A;
- Compressor Scroll;
- Evaporador a ar seco;
- Condensador, permutador de placas planas;
- Integração dos componentes solares;
- Design atraente e compacto;
- Circuito frigorífico isolado na unidade exterior;
- Potências entre os 6 e 10 kW.

### 3.1.4. Esquema de Princípio

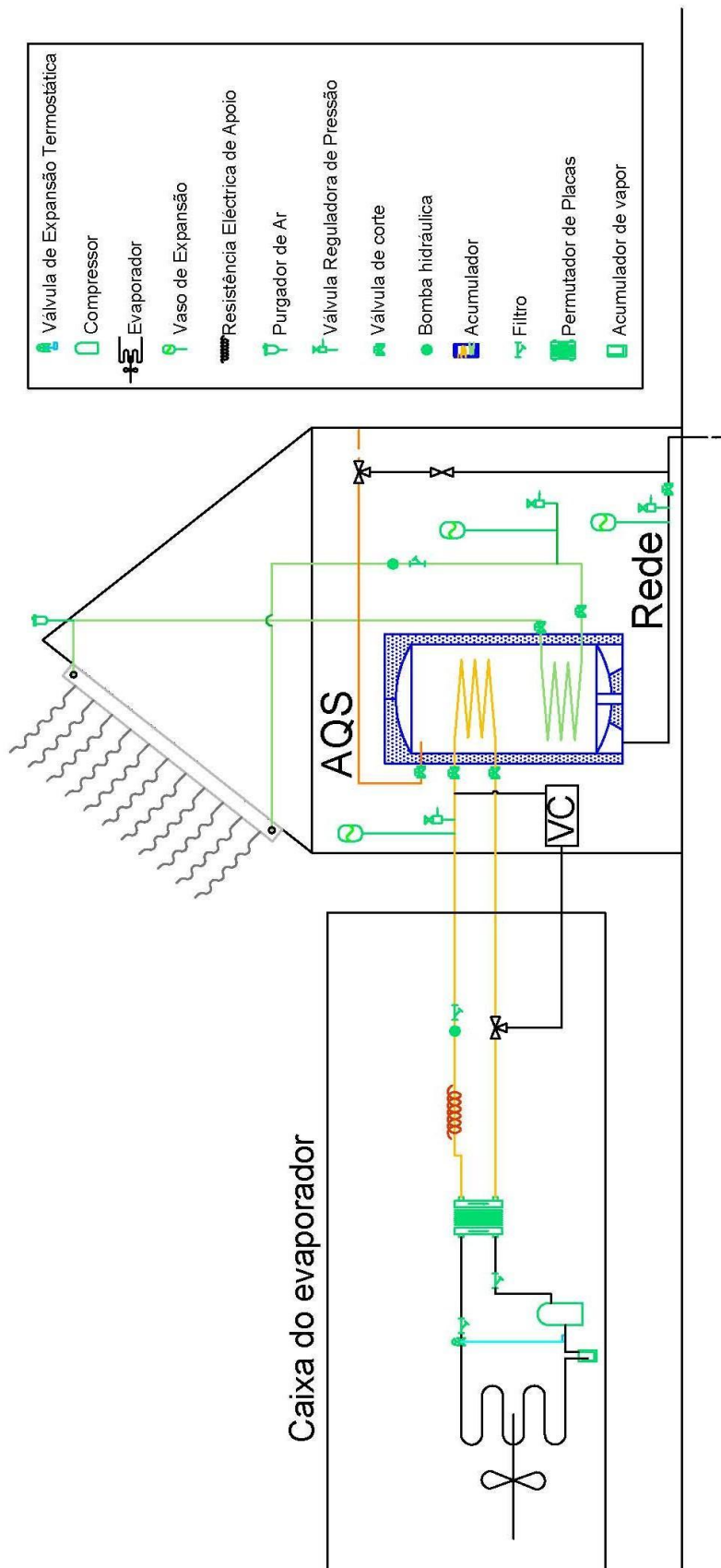


**Figura 25 – Esquema de princípio da bomba de calor com integração solar.**

A figura 25 da página anterior possibilita a visualização da instalação que se pretende montar.

Na caixa do evaporador, unidade exterior, ficarão todos os componentes do circuito frigorífico. Desta sairá a tubagem com ligação ao acumulador. Antes desta ligação existirá uma válvula que permitirá redireccionar o fluido para os aparelhos de climatização, no esquema anterior representados por “VC” de ventilo convectores.

Na unidade interior ficarão colocados o acumulador, 3 vasos de expansão, 3 válvulas de segurança, o grupo controlador solar (centralina e bomba) e ainda a válvula termostática que aproximará a temperatura da água quente sanitária (AQS) às reais necessidades do consumo. Aqui estará também o elemento que permitirá o controlo de toda a instalação.

### *3.1.5. Análise e optimização*

#### *Fluido frigorigénio*

Na definição do fluido frigorigénio a utilizar, para além de se considerarem todos os argumentos apresentados anteriormente, importa sobretudo definir a temperatura máxima necessária. Uma bomba de calor que utilize um ciclo de compressão de vapor simples deverá em princípio utilizar, como veículos de climatização, ventilo convectores ou o piso radiante. Para que estes dispositivos funcionem correctamente, seria suficiente alcançar temperaturas de 35 °C.

Por outro lado, como referido anteriormente, pretende-se também fornecer energia a um depósito de águas quentes sanitárias. Neste caso convirá obter temperaturas de pelo menos 55 °C para que exista possibilidade de permuta para o depósito que se espera manter a uma temperatura de 50 °C. A figura 26 representa um diagrama pressão entalpia para o gás R410A.

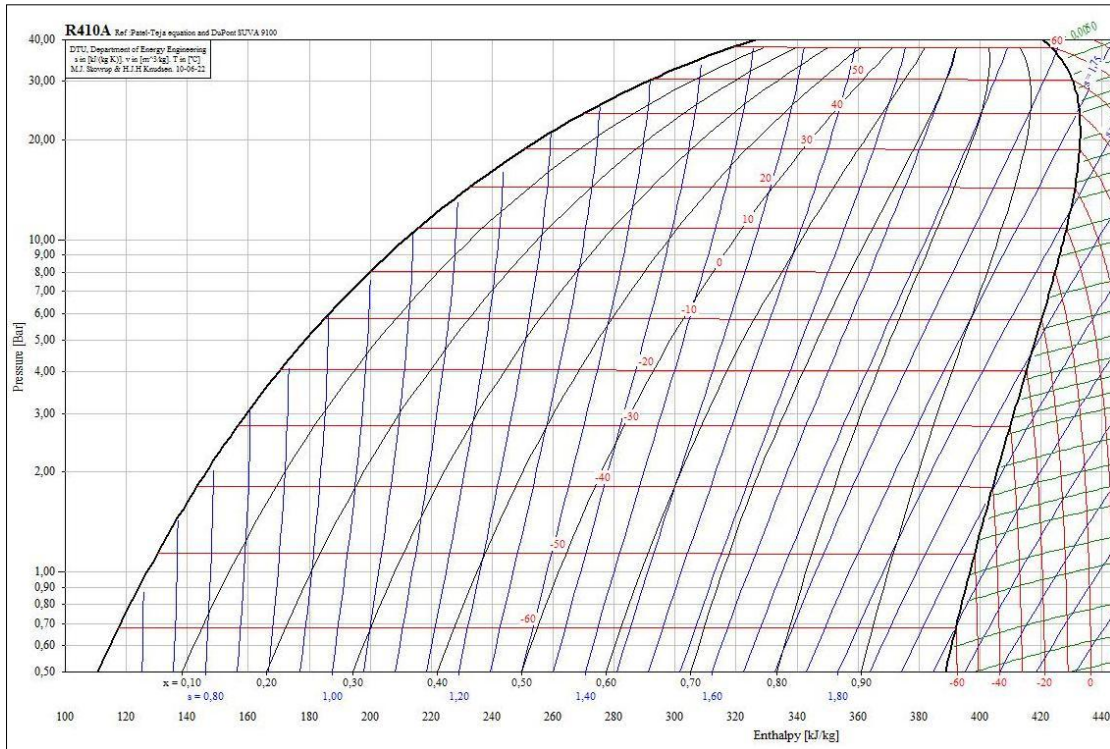


**Figura 26 – Diagrama pressão – entalpia refrigerante R410A.**

As linhas isotérmicas (horizontais) apresentadas começam nos -60 °C e acabam nos 60 °C. Acima deste valor trabalha-se com o gás demasiado próximo do ponto triplo. Na prática, espera-se que o fluido trabalhe entre pressões de 3 a 35 Bar, o que equivale a temperaturas de vapor húmido entre os -30 e os 55 °C. A principal objecção à utilização deste fluido é a sua temperatura crítica relativamente baixa (tabela 5).

**Tabela 5 – Comparação de características de diferentes refrigerantes. <sup>[11]</sup>**

|                                      | R22  | R410A |
|--------------------------------------|------|-------|
| Temperatura crítica [C]              | 96,2 | 72,0  |
| Pressão crítica [bar]                | 49,9 | 47,7  |
| Pressão de saturação a 50 C<br>[bar] | 19,4 | 30,6  |

A tabela acima apresentada constata as principais desvantagens da utilização deste gás. É o que apresenta a temperatura crítica mais baixa, ainda que permita perfeitamente o funcionamento na gama de temperaturas necessárias ao projecto. A elevada pressão de saturação pretende representar o investimento extraordinário que é necessário fazer nos

equipamentos para garantir a segurança. No entanto, o fluido R410A permite um maior transporte energético. Veja-se a tabela que compara as propriedades de transporte energético nas fases líquida e gasosa do refrigerante R22 e R410A (tabela 6).

**Tabela 6 – Comparação de propriedades de transporte a 10 °C. <sup>[11]</sup>**

|                                     | Líqu. Saturado |       | Vap. Saturado |        |
|-------------------------------------|----------------|-------|---------------|--------|
|                                     | R22            | R410A | R22           | R410A  |
| Massa volúmica [kg/m <sup>3</sup> ] | 1247           | 1130  | 28,8          | 41,8   |
| Viscosidade [μPa.S]                 | 196            | 147   | 12,0          | 12,9   |
| Condutividade térmica [W/(m.K)]     | 0,090          | 0,108 | 0,0101        | 0,0136 |

As diferenças evidenciadas nas propriedades de transporte resultam em menores perdas por viscosidade (menores quedas de pressão no circuito) e num aumento da transferência de calor nos permutadores. Assim se justificam os ganhos de eficiência que este fluido traz aos sistemas. Sabe-se ainda que a influência de elevadas temperaturas de condensação na eficiência energética relativa do fluido é praticamente semelhante à do fluido R22. A capacidade frigorífica do fluido cai aproximadamente 10%, face ao R22 para temperaturas de condensação de 60 °C.

As características base do fluido são as seguintes:

- Designação - R410A;
- Composição - CH<sub>2</sub>F<sub>2</sub>/C<sub>2</sub>HF<sub>5</sub>, mistura quase azeotrópica de HFC-32 e HFC-125;
- Temperatura de evaporação [°C] = -51.6;
- *Ozone Depletion Potential* (ODP) = 0;
- *Global Warming Potential* (GWP) = 1730;
- Classificação – HFC.

### Potência

A água da rede hídrica nacional tem uma temperatura média anual de 15 °C (sugestão do programa *Solterm*). As fórmulas seguintes permitem calcular a energia necessária para o cumprimento dos objectivos que se definirem:

$$Q = m \times c_p \times \Delta T$$

Q – calor [J]

m – massa [kg]

$c_p$  – capacidade térmica específica [J/(kg.K)]

$\Delta T$  – diferença de temperatura [K]

$$\dot{Q} = \frac{Q}{\Delta t}$$

$\dot{Q}$  – potência calorífica [W]

$\Delta t$  – tempo [s]

Se pretendermos aquecer a água proveniente da rede até aos 50 °C (temperatura admitida para a acumulação), no período de uma hora, a potência do equipamento deverá ser de aproximadamente 8,10 kW. Constate-se que se despreza por completo o apoio solar inerente ao projecto em causa e que a resistência eléctrica facilmente ajuda a corresponder a necessidades mais exigentes.

O consumo de toda a água do acumulador acontecerá também raramente, uma vez que são poucas as aplicações que exigem água a 50 °C. A maior parte das águas quentes sanitárias são consumidas a temperaturas próximas dos 40 °C. Se realmente se quiser um equipamento eficiente do ponto de vista energético, poder-se-á incorporar uma válvula termostática regulada para esta temperatura, o que aumentaria ainda mais a autonomia da acumulação.

### Compressor

Definido o ciclo, fluido e potência é necessário seleccionar um compressor que seja capaz de corresponder aos requisitos. Por se tratar de uma tecnologia recente são escassos os fabricantes que produzem compressores *scroll*. O fabrico de um compressor é necessariamente função do fluido com que irá trabalhar. A também recente introdução do

R410A nos aparelhos de ar condicionado leva a que alguns dos fabricantes não tenham os seus compressores preparados para lidar com as pressões que este fluido exige.

Verificou-se também que a modelação de potência nestes compressores representava custos que não pactuavam com os objectivos do projecto. Após pesquisa extensiva de todas as soluções no mercado os esforços centraram-se em três marcas:

- Danfoss;
- Copeland;
- Mitsubishi (SIAM).

É imensa a oferta de compressores por parte destes fornecedores. Por isso mesmo, houve a necessidade de familiarização com ferramentas específicas de selecção de componentes.

### Danfoss RS+3

Danfoss RS+3 é um *software* que permite a selecção assistida de compressores. Tem como *input* a potência frigorífica de projecto, as condições de evaporação e de condensação, sendo ainda possível especificar o refrigerante a utilizar, as características da rede eléctrica sobreaquecimento e subarrefecimento. O resultado de uma destas procuras é ilustrado na figura 27.

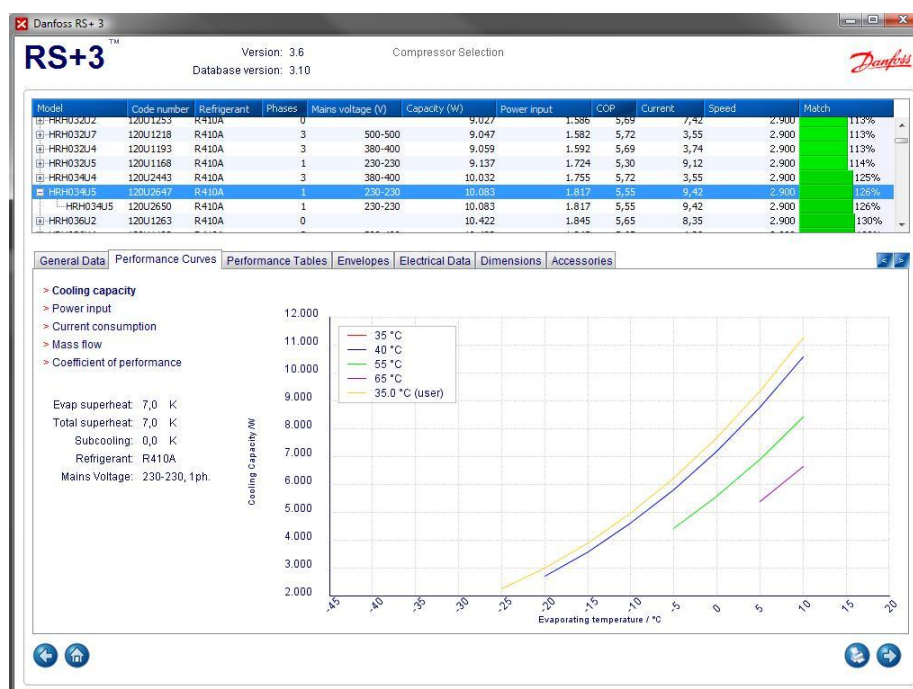


Figura 27 – Software Danfoss RS3+, curvas de performance de compressor.

Depois de definidos os parâmetros, o programa apresenta uma lista de compressores compatíveis. É então possível aceder a todas as características do compressor, desde as características gerais até às curvas características do seu funcionamento.

### ***Copeland Select 7***

Um dos grandes fornecedores da refrigeração mundial é a multinacional *Emerson*. Uma das suas marcas, a *Copeland*, tem também um *software* de selecção de componentes.

Este tem funcionamento em tudo idêntico ao apresentado no ponto anterior. Tem uma particularidade extra, com os *inputs* referidos selecciona automaticamente todos os componentes do circuito frigorífico que a *Emerson* produz e é capaz de fazer previsões quanto à eficiência sazonal do equipamento. Com esta previsão extrapola custos de utilização do equipamento para várias regiões do planeta. Peca por se encontrar desactualizado em relação ao catálogo de produtos da *Copeland*.

### ***SIAM***

Fabricante tailandês que detém a tecnologia de compressores da marca *Mitsubishi*. Não possui *software* específico de selecção de compressores, mas a sua página *Web* tem essa capacidade. Por outro lado, foi possível estabelecer um contacto directo com os departamentos técnicos da empresa.

A definição da potência de uma bomba de calor é um tema em constante actualização. Até ao advento da certificação *Eurovent*, as diferentes marcas utilizavam condições de teste diferentes, o que impossibilitava uma concorrência leal entre elas. Embora nem todas as marcas estejam certificadas, as condições de teste estão hoje normalizadas e, tanto potências, como rendimentos devem ser obrigatoriamente publicados utilizando estas (tabela 7).

**Tabela 7 – Condições de teste para certificação Eurovent de bombas de calor.**

|               | Unidade Interior     |                        | Unidade Exterior     |                        |             |           |
|---------------|----------------------|------------------------|----------------------|------------------------|-------------|-----------|
|               | Ar                   |                        | Ar                   |                        | Água        |           |
|               | Temp. Bolbo Seco [C] | Temp. Bolbo húmido [C] | Temp. Bolbo Seco [C] | Temp. Bolbo húmido [C] | Entrada (C) | Saída [C] |
| Arrefecimento | 27                   | 19                     | 35                   | 24                     | 30          | 5         |
| Aquecimento   | 20                   | 15 máx.                | 7                    | 6                      | 5           | -         |

O processo de certificação será abordado com maior pormenor no capítulo dedicado à industrialização. Importa, no entanto, reter que para que se atinja a classe energética A, o compressor tem que funcionar com uma eficiência elevada quando confrontado com estas condições padrão.

Utilizando estes valores utilizou-se o *software* de selecção para escolher o compressor mais indicado para uma potência próxima dos 8 kW. Através de discussão interna optou-se por um sobredimensionamento de aproximadamente 20%, uma vez que é impossível prever com eficácia as perdas de carga que estarão presentes no sistema.

Com vista a manter o factor preço sobre controlo, houve necessidade de discutir preços com os fornecedores das diferentes marcas. Este processo foi mais longo do que esperado e exigiu constante pressão. Associado ao factor preço surgiu, por motivos de gestão, uma colaboração mais próxima com o fabricante *Danfoss*.

Findo este processo constatou-se que o *stock* deste tipo de compressores era inexistente. As previsões iniciais eram de 6 a 8 semanas para entrega. As encomendas foram colocadas na primeira semana de Abril. Dos restantes fabricantes descartou-se o compressor *Copeland* e conseguiu-se uma unidade de testes da marca SIAM com entrega prevista para 10 de Agosto. Houve o cuidado de procurar alternativas para uma rápida obtenção de um compressor, verificando-se no entanto que tal era inviável.

Dos dois compressores seleccionados será necessário escolher aquele que melhor se adequa ao projecto da *Richworld Renewables*. Visto tratarem-se de compressores em tudo semelhantes, destacam-se as suas principais características:

- Tecnologia *scroll*;
- “Cilindrada”  $\approx 35 \text{ cm}^3$ ;
- Características eléctricas 230 V, Monofásico, 50 Hz;
- Velocidade nominal 2900 rpm;

- Óleo lubrificante sintético;
- Dimensões aproximadas 400x250x250 mm;
- Peso  $\approx 30$  kg;
- Potência calorífica nas condições padrão 9,6 kW.

A figura 28 mostra os compressores encomendados:



**Figura 28 – Compressor do fornecedor *Danfoss* e *SIAM*.**

### Condensador

Como condensador tornou-se óbvia a utilização de um permutador de placas planas, dado o espaço exíguo em que se pretende materializar a bomba de calor. Através de mais uma pesquisa exaustiva avaliaram-se as soluções das seguintes marcas:

- *Alfa Laval*;
- *API*;
- *GEA*;
- *Swep*.

As principais características do permutador a seleccionar são a sua compatibilidade com o fluido, as pressões a que este estará sujeito e a potência que terá que transferir para a água. Esta última característica é função de diferentes variáveis. O caudal mássico dos fluidos, as temperaturas de entrada do gás e de entrada e saída da água. A marca *Alfa Laval* disponibiliza também um *software* para a selecção dos seus equipamentos, no entanto este não permite a definição de permutadores com subarrefecimento. Neste caso, foi necessário recorrer à ajuda do fornecedor para dimensionamento do mesmo. Para tal, indicou-se temperatura de entrada e caudal mássico do refrigerante, temperatura média de entrada e temperatura expectável de saída da água. O caudal de água poderá variar livremente, desde que não ultrapasse os limites impostos para o correcto funcionamento de uma instalação hidráulica, isto é, velocidade máxima de 1 m/s. Para que o circuito frigorífico possa funcionar de forma correcta é

importante garantir que o condensador tem capacidade de permutar para a água toda a energia recolhida por este.

Caso isto não aconteça, a acumulação energética no fluido frigorífico levará a um aumento de pressão, que poderá pôr em causa o funcionamento e mesmo a segurança da instalação. Por análise das curvas características do compressor conclui-se que este poderá fornecer até 11 kW de potência calorífica, pelo que esta deverá ser a capacidade do permutador de placas (figura 29).



**Figura 29 – Permutador de placas Alfa Laval.**

Principais características:

- Dimensões 325x93x150 mm;
- Fluidos água e R410A;
- Potência 11 kW;
- Temperatura de condensação 55 °C temperatura da água 45 °C;
- Área de permuta efectiva 0,8 m<sup>2</sup>.

### Válvula de expansão

A incorporação de um elemento de expansão electrónico implica a utilização de um elemento de controlo específico. Este argumento foi fundamental para optar por uma válvula de expansão termostática.

A selecção de uma válvula de expansão termostática depende fundamentalmente do refrigerante utilizado na instalação, da capacidade do evaporador, da pressão de evaporação e da queda de pressão através da mesma.

A válvula de expansão termostática seleccionada tem corpo em aço inoxidável (figura 30). A sua capacidade nominal depende do orifício utilizado. Para os testes seleccionaram-se os dois orifícios de potência mais próxima da projectada.



**Figura 30 - Válvula termostática de aço inoxidável Danfoss e respectivo orifício.**

Além das referidas opções existem ainda dois tipos de construção relacionados com a orientação das tubagens de alimentação e descarga: em linha ou em ângulo de 90°. O sobreaquecimento proporcionado pela válvula é regulável por rotação de um parafuso presente na mesma.

### Evaporador

A gama de evaporadores de catálogo do mercado não corresponde às necessidades específicas do projecto da *Richworld Renewables*. Houve, portanto, necessidade de se solicitar o projecto e execução de um evaporador feito à medida. As dimensões da unidade exterior, onde ficará alojado o evaporador, foram definidas em 1200x300x800 mm, estimou-se portanto uma área de 800x300 mm para o evaporador.

Estas são dimensões iniciais de projecto, espera-se que com o apurar do desenho e dos componentes a utilizar se consiga diminuir o volume da unidade exterior, uma vez que este pode de facto ser um elemento repulsivo aquando da aquisição. Após pesquisa consultaram-se os seguintes fabricantes:

- *Evac*;
- *Centauro*;
- *Feyo e Cia.*;
- *Wolf*.

### Condições de projecto:

- Dimensões 800x300 mm (possivelmente com uma dobragem);
- Fluido R410A;
- Temperatura do ar 7 °C, temperatura de evaporação 0 °C;
- Potência 7,5 kW.

O fabricante disponibiliza também ventiladores de velocidade variável. Para o presente evaporador utilizar-se-á um ventilador de três velocidades e potência de, aproximadamente, 50 W. As dimensões desta serão aquelas que o projecto da caixa exterior permitir.

### Equipamento solar

Face ao actual rendimento dos colectores solares de placa plana existe uma regra prática que determina que, por cada ocupante de uma residência, exista um m<sup>2</sup> de painel. O protótipo a construir terá que fornecer a energia a uma residência de 4 pessoas, logo utilizar-se-á uma área de aproximadamente 4 m<sup>2</sup>.

Em termos de colectores, a *Richworld Renewables* apresenta várias opções com área de aproximadamente 2 m<sup>2</sup>. A escolha da família depende sobretudo do cliente, sendo óbvia a instalação de dois destes colectores em paralelo. A figura seguinte é exemplo disso.



**Figura 31 – Colectores solares de placa plana Ricworld Renewables, A200.**

Os sistemas hidráulicos têm normas de segurança bem definidas. Embora as pressões a que estes sistemas estão sujeitos sejam inferiores a 10% da pressão, nos sistemas frigoríficos alguns cuidados são necessários. Por cada circuito fechado é necessário um vaso de expansão e uma válvula de segurança. Para garantir a circulação da mistura glicol água no circuito

primário solar é necessária uma bomba circuladora de caudal. A montante destas é importante que exista um filtro.

### Acumulador

O acumulador será o ponto de encontro da produção energética da bomba de calor e o contributo solar. Deverá sobretudo assegurar uma eficaz permuta dos diferentes circuitos para a água presente no reservatório e garantir perdas térmicas baixas.

No que diz respeito às dimensões, os acumuladores de catálogo cumprem os requisitos do projecto. Já em relação aos permutadores de calor que estes integram poderá existir alguma insuficiência de área de permuta. A figura seguinte evidencia a disposição dos permutadores de calor.

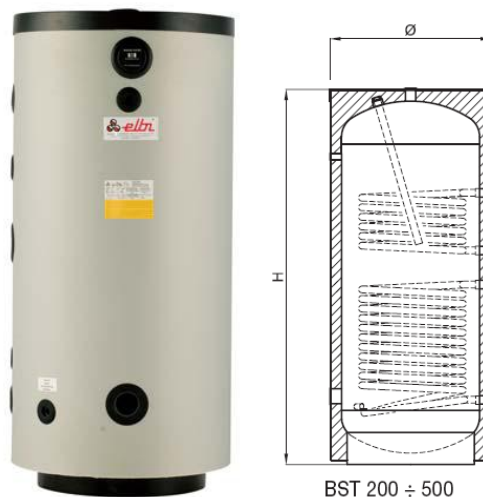


**Figura 32 – Acumulador de dupla serpentina marca Elbi.**

Para assegurar a utilização da energia solar, a permuta para o tanque deverá ser feita pelo permutador inferior. Devido à estratificação térmica presente no tanque, esta zona será a que apresentará temperaturas mais baixas. A área de permuta indicada para o permutador superior é de  $0,5 \text{ m}^2$ . A energia que chega a este permutador é a proveniente do condensador. Neste, a área de permuta efectiva é superior, sendo que as diferenças de temperatura esperadas são próximas. Daqui as preocupações em relação a este permutador. Para solucionar este problema estudou-se a introdução de um permutador diferente, em que a serpentina percorra uma helicóide no sentido ascendente com um diâmetro maior, seguida de uma helicóide de sentido descendente de diâmetro menor. Desta forma seria possível

aumentar a área de transferência de calor e possivelmente promover a permuta em zonas favoráveis devido à estratificação térmica.

Principais características:

- Dimensões: 1160X $\phi$ 600 mm;
- Volume para acumulação: 200 litros;
- Serpentina inferior: 0,7 m<sup>2</sup> 5 litros;
- Serpentina superior: 0,5 m<sup>2</sup> 4 litros;
- Isolamento em poliuretano.

### Segurança e prevenção de problemas

Um dos problemas mais comuns que afectam o funcionamento de uma bomba de calor é a deposição de condensados e posterior congelamento sobre o evaporador. Isto cria uma barreira à transferência de calor nas condições em que esta deverá ser o mais eficiente possível, ou seja, quando a temperatura exterior é baixa. Com a simples reversão do ciclo é possível descongelar um evaporador. Esta solução é, no entanto, controversa uma vez que quando este processo ocorre, o ambiente a climatizar é prejudicado. Uma solução alternativa é posicionar a resistência eléctrica de maneira a combater o congelamento do evaporador. Esta terá ainda de ser capaz de eliminar as bactérias *Legionella* presentes na água do acumulador. Para salvaguardar uma operação segura deverá elevar-se mensalmente a temperatura do acumulador acima dos 70 °C.

- 70 °C - Morte instantânea das bactérias *Legionella* – ocorre a pasteurização.
- 55 a 70 °C - Morte de 95% das bactérias em 2 minutos.
- 50 a 55 °C - A bactéria sobrevive mas não se multiplica.
- 35 a 46 °C - Temperatura ideal para o desenvolvimento das bactérias *Legionella*.
- 20 a 50 °C - Temperatura de desenvolvimento da bactéria.
- Abaixo de 20C - A bactéria sobrevive mas não tem actividade. <sup>[12]</sup>

Tal como nos circuitos hidráulicos, no circuito frigorífico existem também filtros para impedir a circulação de impurezas. Se forem instalados na linha de sucção, estes filtros podem também desempenhar funções de secagem. A figura seguinte mostra um desses filtros.

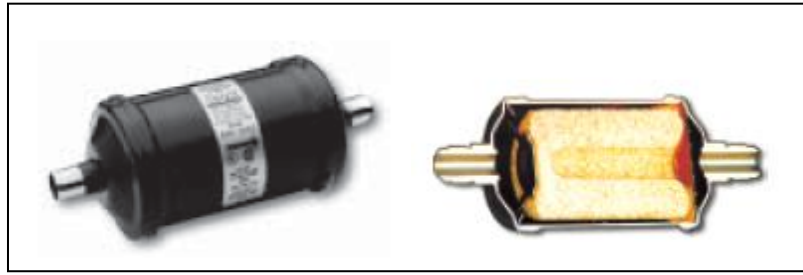


**Figura 33 – Filtro secador de marca Danfoss.**

Estes são, normalmente, posicionados à entrada dos elementos mais sensíveis da instalação: válvula expansora e compressor. O dimensionamento deste componente pode ser feito segundo vários critérios:

*Equilibrium Point Dryness* – define o conteúdo de água máximo possível num refrigerante em estado líquido depois de passar no filtro.

Capacidade de Secagem – define a quantidade de água que o filtro secador é capaz de absorver a uma determinada temperatura.

Capacidade do líquido – define a quantidade de líquido capaz de fluir através de um filtro com uma queda de pressão de 0,07 bar a uma determinada temperatura.

Na prática, os fabricantes concentram todos estes critérios e definem os filtros para diferentes refrigerantes e potências frigoríficas.

O filtro à entrada do compressor é, muitas vezes, substituído por um acumulador de líquido equipado para desempenhar filtração. Estes equipamentos retêm no seu corpo a sujidade da instalação. Isto determina que, ao longo da sua vida útil, a queda de pressão que impõem aumente. De facto, quando se verificar que a queda de pressão imposta pelos filtros ultrapassa os 0,3 bar é altura de os substituir.

Dado que, na maioria das situações, o compressor é o equipamento mais dispendioso, mais sensível e susceptível a avarias de uma instalação frigorífica, é natural que sobre ele recaiam esforços extra no sentido da sua preservação. Os compressores são bastante sensíveis à presença de líquido, na medida em que a matéria neste estado é muito menos compressível que no estado gasoso.

Em instalações de ensaio, e mesmo em algumas instalações finais, é boa prática instalar um visor de líquido na linha a montante do compressor ou a montante da válvula de expansão. Estes dispositivos têm como função definir a fase em que o fluído se encontra. Para além de

possuírem uma abertura, que permite visualizar o fluxo de refrigerante, possuem muitas vezes um material que na presença de líquido muda de cor (figura 34).



**Figura 34 – Visor de líquido marca Danfoss.**

Estes acessórios não apresentam grandes especificidades no momento de selecção. Geralmente, é necessário designar o fluido de trabalho para que se saiba a gama de pressões com que se lida e o diâmetro de tubagem. São também normalmente instalados a seguir a um filtro secador.

Embora um visor de líquido tenha grande utilidade na detecção do correcto funcionamento de uma instalação, o mais importante será realmente garanti-lo. Para evitar a entrada de fluido na fase líquida no compressor recorre-se a um acumulador de líquido. Este não é mais do que um pequeno reservatório de onde se garante sair apenas vapor. O volume de líquido que lá se acumula é função das condições de operação. A regra prática determina que se dimensione este para reter 50% do volume total de fluido da instalação. Isto consegue-se através dos dados publicados pelo fabricante do compressor, pois este indica a carga máxima de fluído no circuito frigorígeno.

Através do diagrama p-h do fluído retira-se o volume específico da fase líquida que, multiplicando por metade da massa que carrega o sistema, permite chegar ao volume pretendido. No presente caso, aproximadamente, 1500 ml.

$$v = 0,0009 \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

$$m = 1,65 \text{ [kg]}$$

$$V = 1,49 \text{ litros}$$

Em raros casos o sistema frigorífico é carregado com a capacidade máxima de refrigerante do compressor. Depois de elaborada a instalação final será necessário refazer este cálculo.

A figura seguinte mostra um destes elementos.



**Figura 35 – Acumulador de líquido marca *Tecnac*.**

Na instalação deste acessório é também importante garantir a sua verticalidade para que, por gravidade, o líquido seja mantido na zona inferior. Muitos destes reservatórios possuem ainda um orifício de purga.

Para garantir a integridade da instalação e a segurança dos que a rodeiam é indispensável o uso de um pressostato de alta pressão. Com a utilização do fluido R410A, o sistema de alta pressão poderá atingir pressões de 40 bar. Embora as tubagens e restantes componentes sejam normalmente testadas para pressões de 45 bar, não é prático nem seguro alcançar tais pressões. Um pressostato assegura que não se ultrapassam determinados limites. Existem pressostatos reguláveis que são uma mais-valia na fase de testes (figura 36).



**Figura 36 – Pressostato regulável marca *Danfoss*.**

Existem pressostatos de baixa pressão, que funcionam segundo os mesmos princípios, mas que têm como objectivos garantir a manutenção dos valores de pressão no circuito de baixas pressões.

### Controlo

Nesta fase de projecto decidiu efectuar-se um controlo manual da instalação para agilizar o processo de testes. A presença dos diversos elementos destacados no ponto anterior garante a segurança das operações.

A elaboração de um programa de controlo e localização dos sensores será uma das prioridades, assim que se valide por meio de testes o dimensionamento efectuado. Ainda assim, as principais ideias em relação às funcionalidades de controlo estão já delineadas:

- Controlo da bomba de calor *on-off*;
- Prioridade ao contributo solar;
- Função de aquecimento rápido em horários pré-estabelecidos ou através de ordem directa;
- *Feedback* constante da operação do sistema com indicação de consumos e potências geradas;
- Monitorização remota através de telemóvel e internet;
- Interface simples e com reduzidas opções.

Existem no mercado diversas empresas que se dedicam a esta actividade de desenvolvimento de soluções de controlo. Por razões internas à empresa decidiu-se que este seria também um projecto que no futuro se desenvolverá internamente.

### 3.2. Protótipo e testes

Será necessário construir e testar um protótipo que valide o dimensionamento efectuado. Inicialmente, os diversos componentes serão dispostos numa mesa de testes. Seguidamente, utilizar-se-ão estruturas de madeira para assegurar que os requisitos dimensionais estabelecidos são cumpridos. A estrutura de madeira justifica-se pela fácil modificação na disposição dos vários componentes e pelo seu baixo custo. Assim que se determine o posicionamento final dos diversos componentes, poder-se-á encomendar uma estrutura metálica.

Durante o processo de montagem serão tidas em conta todas as considerações efectuadas no capítulo sobre a montagem de um circuito frigorífico.

A aquisição de dados para cálculo será efectuada, utilizando um aparelho da marca *Testo*. A sua selecção foi mais uma das tarefas realizadas. Este aparelho, designado comercialmente como um analisador de sistemas de refrigeração, possui um bloco de válvulas de 4 vias e 2 sensores de pressão. Através deste bloco de válvulas é possível reverter o ciclo. O aparelho permite o cálculo de sobreaquecimento e subarrefecimento através de sondas acopláveis externamente. É ainda possível efectuar medições de corrente e gestão de *stocks* de gás refrigerante. A figura que se segue ilustra o corpo do equipamento.



**Figura 37 – Analisador de sistemas de refrigeração marca *Testo*.**

A escolha deste equipamento recai, não só na reputação da marca em questão, mas também nas capacidades que o aparelho possui, que poderão eventualmente ser utilizadas no processo de controlo de qualidade a aplicar ao produto final.

### 3.3. Simulação numérica

*Coolpack* é um *software* de distribuição gratuita, desenvolvido entre 1998 e 2001, pela Universidade Técnica da Dinamarca – Departamento de Engenharia Mecânica. Agrupa programas de simulação que podem ser usados para o projecto, dimensionamento, análise e optimização de sistemas de refrigeração. Adicionalmente, permite também simular o arrefecimento dinâmico (controlo *on-off*) de uma divisão ou objecto.

Embora tenha uma janela de interacção própria, o programa executa os cálculos através do programa *Engineering Equation Solver* (EES). É possível representar vários tipos de ciclo sobre diagramas p-h de diferentes refrigerantes. Ainda mais interessante para o projecto em causa, é a capacidade de simular um ciclo real. Para tal, é necessário introduzir os seguintes dados:

- Refrigerante – R410A;
- Temperatura de evaporação e condensação – 7 e 55 °C, respectivamente;
- Subarrefecimento – 5 °C;
- Sobreaquecimento – 7 °C;
- Quedas de pressão no evaporador e no condensador – 0,5 bar;
- Caudal mássico – 0,0483 kg/s;
- Rendimento volumétrico do compressor – 0,9;
- Rendimento isentrópico do compressor – 0,7;
- Perda térmica do compressor – 5%;

Importa destacar que os valores de rendimento volumétrico e perda térmica do compressor poderão ser considerados optimistas. A junção do fluido R410A com a tecnologia de compressores *scroll* proporciona precisamente isto, uma vez que a um fluído de baixa viscosidade se associa um compressor cuja construção proporciona um elevado rendimento volumétrico. Noutros casos, por ausência de dados mais precisos, foram utilizados valores padrão. São exemplo disso a queda de pressão nos permutadores de calor e o sobreaquecimento não utilizável. A imagem 38 ilustra esta simulação.

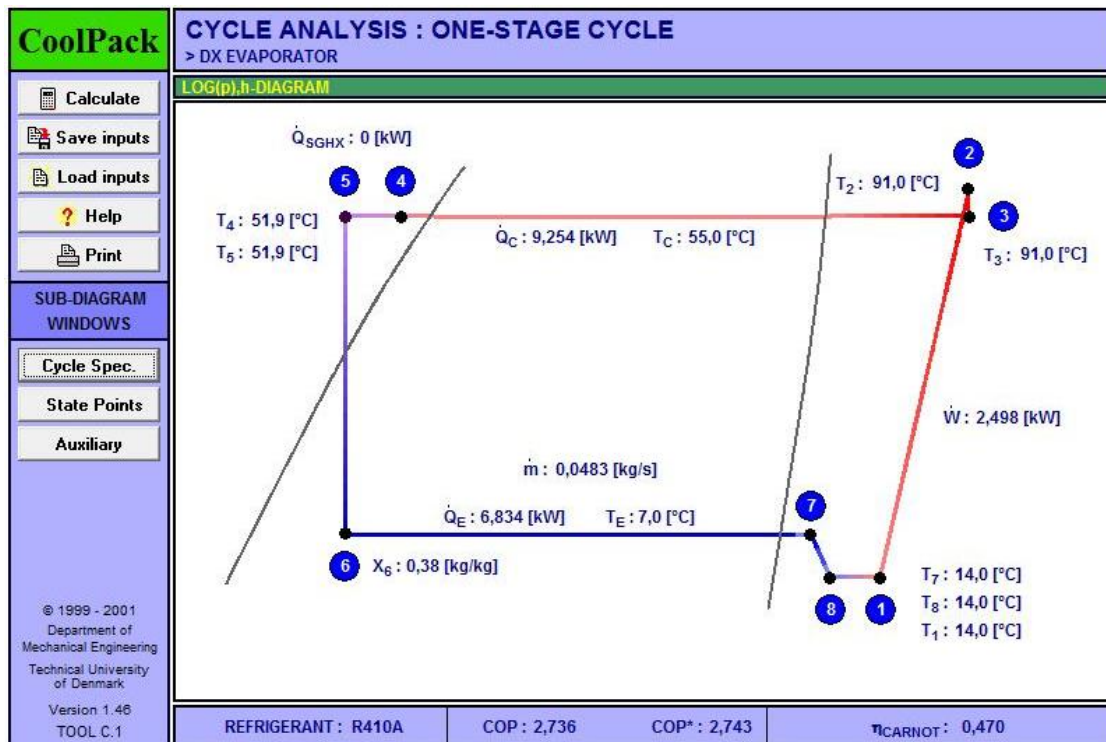


Figura 38 – Simulação de um ciclo de compressão de vapor simples.

Destaca-se o valor de COP frigorífico calculado, 2,74. O COP de calor, que será o relevante para esta primeira iteração de projecto, será 3,70. Este valor encontra-se muito perto do valor a atingir,  $\text{COP} > 3,6$ . É no entanto aceitável dadas as restrições a que o projecto está sujeito. A simulação efectuada permite ainda incorporar uma troca de calor entre a saída do condensador e a entrada do compressor. Uma vez que tal solução não foi contemplada no projecto inicial, aqui também não tem aplicação.

O *software* apresentado tem ainda capacidade para efectuar o dimensionamento de três dos quatro componentes principais de uma bomba de calor: o compressor, o condensador e o evaporador. Para além de permitir a definição de mais algumas características dos permutadores de calor, adiciona a possibilidade de indicar o comprimento de cada uma das tubagens da instalação. Em cada uma delas é, ainda, possível definir o material isolante que as reveste ou não. Com isto, o resultado deste dimensionamento terá uma base muito mais consistente com as perdas reais que acontecem num sistema. A seguinte imagem apresenta os principais resultados.

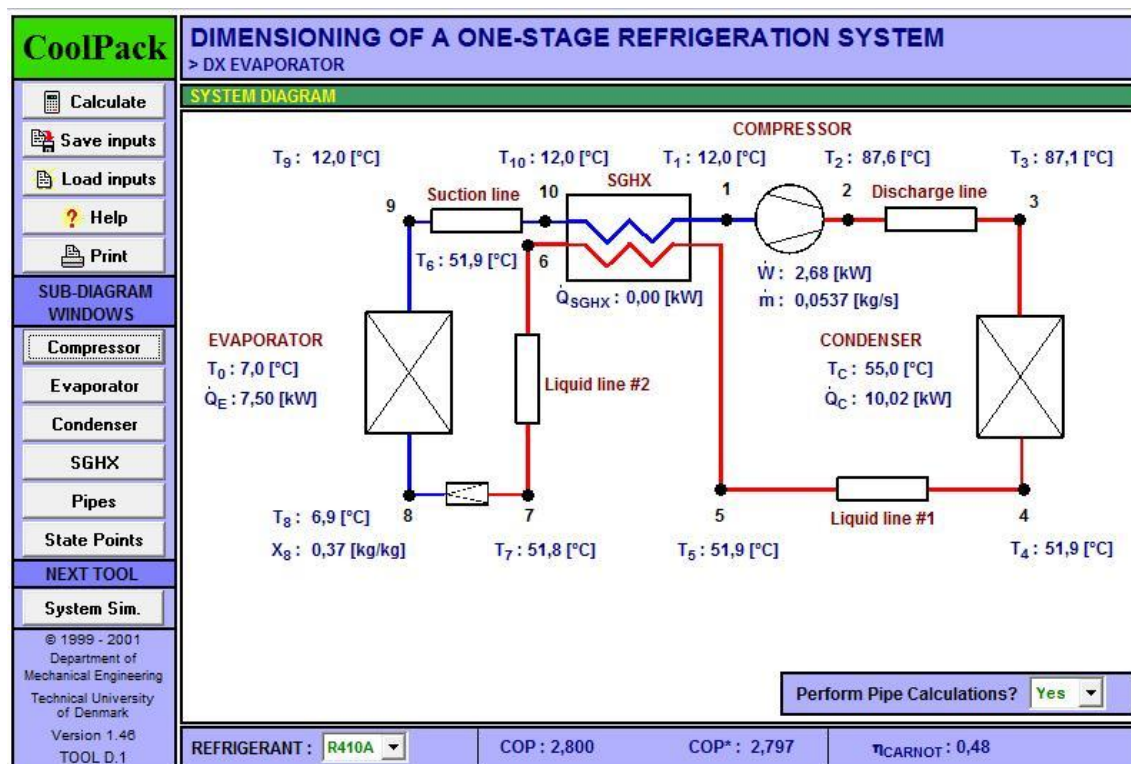


Figura 39 – Dimensionamento de um ciclo de compressão de vapor simples.

As condições do ciclo são as estipuladas na simulação anterior. No presente caso, introduziu-se a potência do evaporador projectada ao invés do caudal mássico. O COP de calor, aquele que avaliará a eficiência energética da máquina, é de aproximadamente 3,74. A simulação efectuada não contempla algumas das perdas de carga que existirão no sistema final. Visto pretender-se um sistema tão compacto quanto possível, é natural que a tubagem necessite de várias curvas. Estas perdas de carga não especificáveis estão no entanto contabilizadas, uma vez que se introduziu um comprimento de tubagem claramente superior ao necessário.

As simulações efectuadas, permitem ainda concretizar a análise exergética referida no ponto 2.4.7.:

Tabela 8 – Definição de estados para análise exergética.

|               | 2    | 3    | 4    | 5    |
|---------------|------|------|------|------|
| s [kJ/(kg.K)] | 1,83 | 1,86 | 1,31 | 1,35 |
| h [kJ/kg]     | 435  | 483  | 297  | 297  |
| P [bar]       | 9,8  | 34,2 | 34,2 | 9,8  |
| T [°C]        | 14,7 | 87,3 | 51,8 | 7    |

Os pontos apresentados são os definidos pela figura 22.

Utilizando as equações apresentadas no referido ponto, e desprezando os efeitos da tubagem, é possível chegar às seguintes conclusões:

Para o compressor (2-3):  $\Delta\dot{E}_{f,2-3} = 1,743 \text{ kW}$

Para o condensador (3-4):  $\Delta\dot{E}_{f,3-4} = -0,499 \text{ kW}$

Para a válvula de expansão (4-5):  $\Delta\dot{E}_{f,4-5} = -0,576 \text{ kW}$

Para o evaporador (5-2):  $\Delta\dot{E}_{f,5-2} = -0,185 \text{ kW}$

$$\dot{W} = 2,68 \text{ kW}$$

Consequentemente, a eficiência exergética do ciclo pode ser definida como:

$$\eta_{ex} = 0,186$$

Este valor é próximo do referido como comum pela literatura.

### 3.4. Modelação 3D

Antes da montagem do sistema é possível estimar concretamente a disposição dos diversos componentes da bomba de calor, através da modelação a três dimensões.

Começando por modelar cada um dos componentes, rapidamente se consegue uma representação do esquema de montagem final. Com este, é possível elaborar instruções de montagem que facilitam o trabalho de construção.

As modelações, que se apresentam em seguida, servem sobretudo para averiguar a capacidade volumétrica das unidades projectadas. A disposição dos diversos elementos foi efectuada, tendo em conta as regras de montagem, mas poderá variar conforme a disposição das ligações dos diversos componentes.

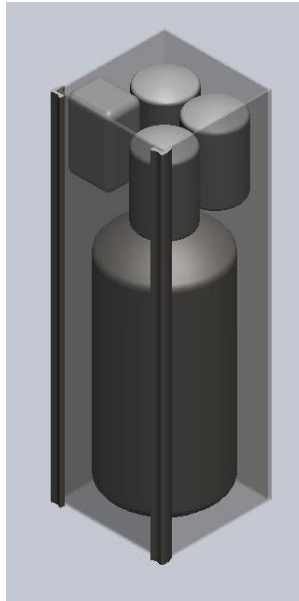


**Figura 40 – Unidade interior da bomba de calor.**

Na figura 40 estão representados 3 vasos de expansão, a unidade de controlo solar, as válvulas de segurança e o acumulador. Com esta entende-se que o espaço é bastante exíguo e poderá mesmo ser insuficiente para a instalação de uma unidade de controlo da bomba de calor e restante equipamento eléctrico. Entretanto, foi possível avaliar outras alternativas para os vasos de expansão. Com um formato próximo do quadrangular, a sua associação será mais fácil e compacta.

Em relação à unidade exterior, verifica-se que o espaço deverá ser suficiente (figura 41). Aproximadamente um terço do espaço disponível para a instalação dos componentes do circuito frigorífico está ainda disponível, o que deverá ser ocupado por tubagens e equipamento eléctrico. A zona reservada para o evaporador, necessariamente aberta para o exterior, tem espaço suficiente para este e para o equipamento de ventilação.

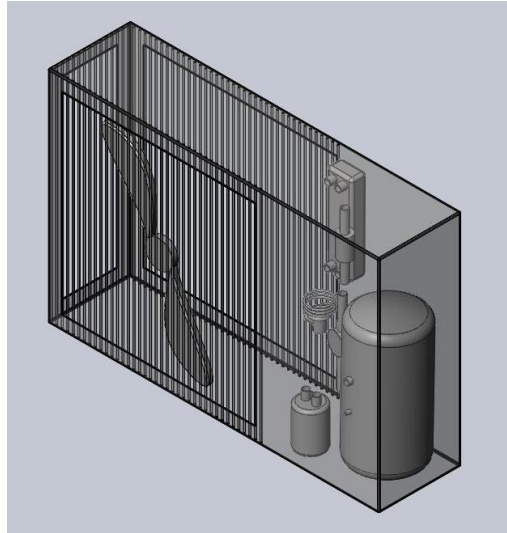


**Figura 41 - unidade exterior da bomba de calor.**

É óbvio que as representações dos diferentes elementos são bastante simples. Privilegiaram-se as formas, as dimensões e o posicionamento das ligações de cada um. Estas características são suficientes para garantir a possibilidade do sistema real.

## 4. Discussão

### 4.1. Opções de projecto

O presente projecto tem como objectivo a criação de um produto de qualidade, que represente de forma condigna a *Richworld Renewables* no mercado, mas que seja também uma fonte de geração de riqueza. Espera-se que com este se obtenham lucros que permitam o seu contínuo desenvolvimento dentro da empresa, acrescentando-lhe assim valor.

Embora se tenham pesquisado vários fornecedores, a escolha recaiu sobre aqueles que têm já algum reconhecimento no mercado. Com isto espera-se, não só que este projecto seja reconhecido pela sua qualidade, mas também obter suporte técnico, por parte dos fornecedores, durante todas as fases.

Algumas das opções deste projecto poderão ainda, posteriormente, ser discutidas. Por exemplo, em relação ao acumulador, existem no mercado soluções específicas para as funções que o sistema da *Richworld Renewables* pretende implementar. A imagem que se segue apresenta um acumulador que tem um depósito de inércia (a azul no topo), onde pode ser acumulado fluido a uma temperatura diferente daquela utilizada nas águas quentes sanitárias. Esse depósito seria utilizado pelos sistemas de climatização.



**Figura 42 – Acumulador com depósito de inércia marca Elbi.**

Com a presença deste depósito elimina-se a necessidade da permuta, no caso de se estar a direccionar a energia para fins de climatização (circuito fechado). Com isto seria possível obter uma temperatura de fluido para climatização mais elevado. Porém, seriam necessários um outro pequeno circuito e permutador de placas planas que fizessem a permuta entre a água

quente sanitária e aquela que provém do condensador. Isto implica custos que talvez não cubram os benefícios. Uma das razões que leva, para já, à exclusão deste sistema alternativo é a inexistência no mercado de soluções suficientemente compactas. As volumetrias deste género de acumuladores começam nos 500 litros.

A integração solar não é abordada com grande insistência neste relatório. Inicialmente, poder-se-ia considerar a integração desta fonte energética na bomba de calor. Esta integração é normalmente dividida em dois grupos: directa e indirecta.

Na integração directa, o colector solar serve como evaporador ou condensador, se for possível reverter o ciclo para arrefecimento. Este elemento é, então, construído como um colector solar de placa plana onde se faz circular o fluído frigorigénio. Existem, actualmente, no mercado soluções deste género, mas o *feedback* que se obtém não é o mais positivo, uma vez que são comuns problemas de congelamento destes colectores. Desde logo, este tipo de solução implicava o desenho de uma família de colectores específicos, algo que não interessa neste momento à empresa.

Na integração solar indirecta, o fluido que circula num painel solar térmico comum é então usado como fonte quente da bomba de calor. Isto implica que, sempre que haja necessidade de captação energética, a bomba de calor tenha que entrar em funcionamento.

No modelo de integração adoptado, a energia solar é captada tal e qual como os sistemas instalados pela *Richworld Renewables* o fazem actualmente. Isto representa mais-valias em termos de experiência e fornecimento de materiais.

Por outro lado, a bomba de calor tal e qual como está projectada neste momento poderá ser vendida como um produto à margem dos colectores solares, o que interessa bastante a uma empresa que produz no regime OEM.

#### **4.2. Industrialização e comercialização**

Alguns dos argumentos apresentados no ponto anterior como, por exemplo, a associação a marcas de prestígio, tem também a ver com a capacidade de industrialização do produto. Estes fornecedores deverão ser capazes de cumprir prazos de produção que permitam um fluir contínuo da montagem na *Richworld Renewables* e, ainda, preços mais competitivos que os apresentados por fabricantes de menor dimensão.

A industrialização e a capacidade de venda foram das principais preocupações durante a fase de desenvolvimento do produto. Algumas das características que se consideram

importantes neste processo são a capacidade interna de produção, o processo de certificação do equipamento, o design da unidade interior, o *marketing* necessário para promover a bomba de calor e a respectiva formação comercial.

A par da anteriormente facilidade de instalação da bomba de calor, pretende-se também que esta seja fácil de construir. Conhecem-se as capacidades técnicas do pessoal do departamento de produção da empresa, mas neste momento não está ainda definido se existem meios para a instalação de uma linha de montagem exclusiva para este produto. Isto será objecto de um estudo mais específico, assim que se conhecerem estimativas de produção.

Actualmente, a certificação vigente é atribuída pela *Eurovent*. Este organismo declara as normas segundo as quais devem ser testadas as bombas de calor. O processo de certificação foi alvo de estudo, tendo-se recolhido elementos importantes como duração, preço, condições e laboratórios onde esta se pode efectuar. Estes dados serão importantes para que, assim que se valide o protótipo a construir, se efectue um estudo económico da globalidade do projecto.

Elaborou-se uma apresentação sobre o design do produto, recorrendo não só aos produtos da concorrência, como a outros elementos de tamanho semelhante que apresentam características de design interessante, nomeadamente frigoríficos domésticos. Definiram-se as seguintes características como importantes de transmitir:

- Conforto;
- Eficiência;
- Robustez;
- Inovação;
- Segurança;
- *Eco-friendly*.

Dado o regime de manufactura da empresa, o mais provável é existirem no futuro algumas opções quanto ao revestimento da unidade interna da bomba de calor, utilizando sempre o mesmo núcleo que respeite as dimensões definidas anteriormente.

Da extensa pesquisa que se efectuou ao mercado, guardaram-se elementos importantes para a futura criação de uma estratégia de *marketing* ligada ao produto. Esta absorverá tudo aquilo que se considera relevante de outras estratégias, como a aposta na eficiência, conforto e baixo impacto ambiental. Aqui será importante integrar também todos os elementos que consideraram diferenciadores da bomba de calor da *Richworld Renewables*.

O melhor apoio a este *marketing* é uma actividade comercial esclarecida e próxima. Com este intuito, assim que se definiram os objectivos do projecto, houve lugar a uma pequena formação dos elementos da empresa sobre as bombas de calor em geral e o projecto da *Richworld Renewables*. Resumidamente, esta consistiu nos seguintes pontos:

- O que é;
- Como funciona;
- Principais componentes;
- Mercado;
- Diferenciação e objectivos;
- Esquema de princípio;
- Prazos e etapas.

Espera-se, assim, ter suscitado o interesse de todos os funcionários para o envolvimento neste projecto e, ao mesmo tempo, prepará-los para formação técnica mais específica que terá que existir, assim que o produto final esteja pronto.

Em suma, pretende-se alertar para as preocupações abrangentes e focadas no sucesso do produto que estiveram na origem de alguns raciocínios inerentes à fase de projecto.

#### 4.3. Simulação numérica e refrigeração

A indústria da refrigeração é, muitas vezes, descrita pelos seus profissionais como uma mistura entre ciência e arte. Embora a mecânica dos fluidos seja um ramo científico perfeitamente consolidado, existe alguma dificuldade na caracterização de alguns escoamentos como, por exemplo, os turbulentos ou na banda de transição entre laminar e turbulento. Se a isto adicionarmos processos de transferência de calor com mudanças de fase, facilmente se consegue fundamentar a afirmação referida.

Uma das situações que, durante o projecto, alertou para esta situação foi no dimensionamento das tubagens. Os diversos componentes têm normalmente orifícios de ligação com dimensões previamente estabelecidas. Muitas vezes, essas dimensões não são as mesmas, pelo que é necessário introduzir secções que aumentem ou diminuam o diâmetro da tubagem. Definiu-se, portanto, que a melhor maneira de encontrar a situação que provocasse uma menor perda de carga seria pela experimentação. Para tal, adquiriram-se tubagens de diferentes diâmetros.

Será interessante que, assim que possível, se retirem conclusões acerca da validade da simulação efectuada, uma vez que pelos argumentos apresentados existe alguma expectativa quanto a isto. Para isto, contribuiu também a experiência que a empresa teve no passado com sistemas deste tipo

#### 4.4. Prazos estabelecidos

A principal dificuldade encontrada, durante o desenvolvimento deste trabalho, foi o cumprimento dos prazos previstos. A empresa tinha e mantém o objectivo de introduzir no mercado uma bomba de calor no início de 2011. Este produto terá capacidades mais próximas do protótipo que se pretende construir do que as especificadas no caderno de encargos, nomeadamente no que diz respeito à reversibilidade e ao controlo.

A figura seguinte mostra a calendarização definida em meados de Março, 1 mês depois do início do estágio e numa altura em que se procuravam orçamentos de todos os componentes, para estabelecer algumas relações custo-benefício.

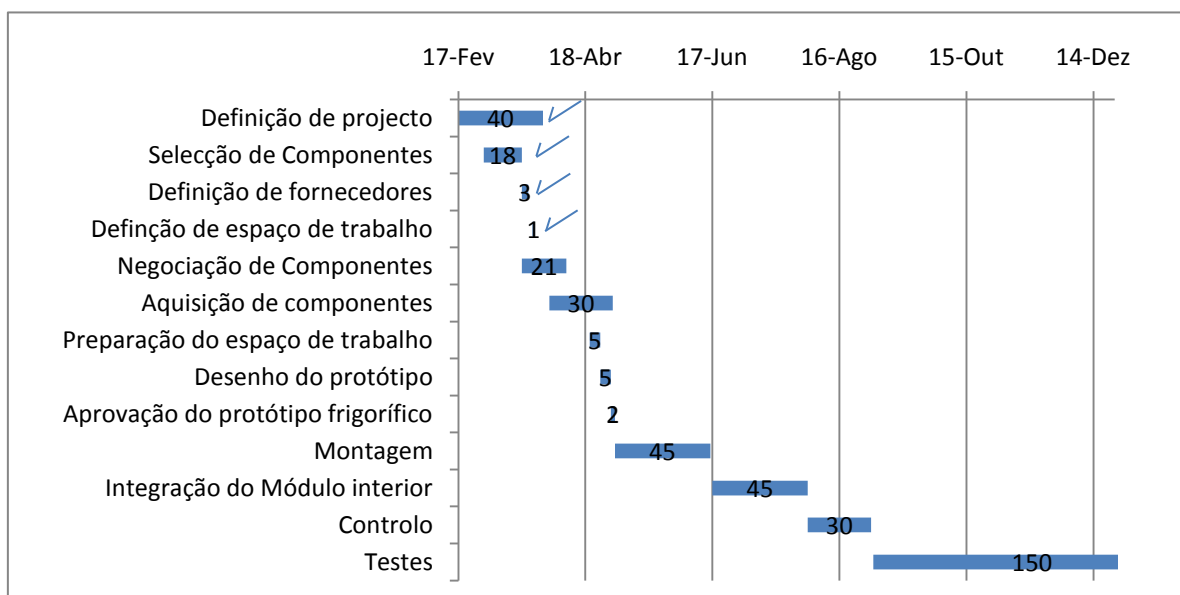


Figura 43 – Planeamento do projecto em meados de Março.

A duração das actividades propostas resulta de debate interno. Para precaver alguns atrasos, decidiu alongar-se algumas destas como, por exemplo, a montagem. O planeamento desta etapa é de 45 dias, o que equivale a aproximadamente 30 dias úteis. Este período de tempo revela-se exagerado para efectuar a montagem de um sistema frigorífico, previamente

desenhado e modelado a 3 dimensões. Este número justifica-se pela montagem inicial de uma mesa de testes.

A dificuldade no cumprimento de prazos estabelecidos deverá ser imputada à dificuldade que houve no fornecimento dos diferentes componentes da bomba de calor. Em especial, os prazos de entrega para o compressor foram considerados absolutamente anormais. Posto isto, iniciou-se um trabalho de procura de soluções alternativas, como a aquisição de um compressor usado ou proveniente de distribuidores de outros países. Contudo, este trabalho não teve resultado útil. De facto, verifica-se que o compressor ainda não chegou às instalações da *Richworld Renewables*, apesar dos contactos praticamente diários estabelecidos e da intervenção do administrador junto dos fornecedores. A promessa de que o seu recebimento está próximo mantém-se até à elaboração deste documento

O diagrama seguinte representa uma nova calendarização efectuada, com que se espera cumprir o objectivo de obter uma versão comercializável no dia 31 de Dezembro de 2010.

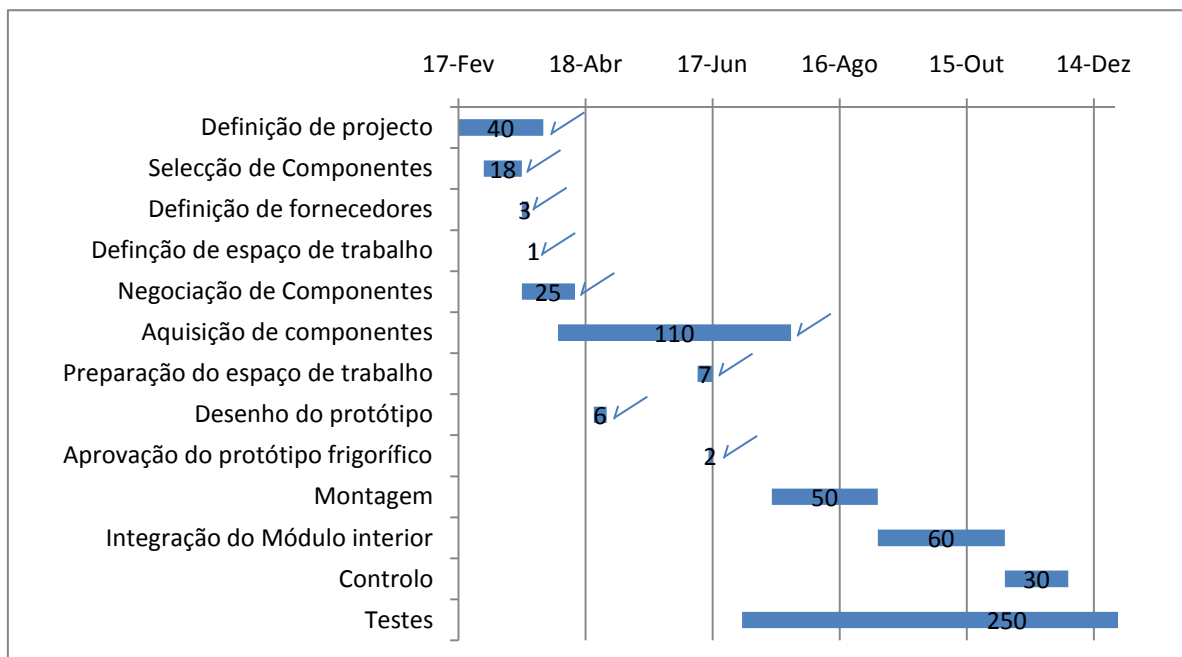


**Figura 44 – Reajuste do planeamento de projecto no início de Junho.**

As principais alterações introduzidas são o triplicar da duração da fase de aquisição de componentes e a redefinição da fase de testes. Para tentar manter o prazo final estabelecido, tentar-se-á integrar todos os testes durante o processo de montagem dos diversos sistemas. Para tal, aumentou-se em alguns dias cada uma destas fases, sendo que ainda assim resta aproximadamente um mês para testes finais.

Durante a extensão dos prazos estabelecidos, o tempo foi aproveitado para uma contínua formação na área. Para além da constante pesquisa de soluções alternativas para os componentes utilizados, houve oportunidade de visitar 3 feiras sobre esta indústria, onde se contactou directamente com as ofertas da concorrência. Ainda dentro da empresa, houve a oportunidade de desenvolver alguns trabalhos menos relevantes para este relatório, mas nem por isso menos interessantes do ponto de vista da formação. A elaboração do presente documento ocupou também algum deste tempo.

Optou-se por não iniciar a montagem do protótipo com os elementos que já se encontram nas instalações da *Richworld Renewables*, pois tal não teria resultado prático e o espaço que isto ocuparia é útil para outras actividades da empresa.



## 5. Conclusões

Não foi possível cumprir totalmente os objectivos propostos. Embora se tenham efectuado todos os esforços para que tal fosse possível, a dependência de terceiros, nomeadamente de fornecedores, assim o ditou.

O estudo de mercado efectuado não foi uma mera operação de recolha de dados. Ao efectuá-lo, em simultâneo com a revisão teórica dos conceitos aplicados à indústria, identificam-se claramente os conceitos fundamentais como, por exemplo, o COP sazonal. Durante esta fase, foram ainda recolhidos dados sobre os problemas deste tipo de equipamento, para que fossem considerados na fase de projecto. Este ponto foi determinante para a utilização do ciclo de compressão de vapor e a opção por uma bomba de calor do tipo *split*.

Na definição da potência da máquina tentou corresponder-se às necessidades específicas de diversos utilizadores. Isto resultou numa gama próxima à actualmente presente no mercado (entres 6 e 12 kW).

Definido o projecto da empresa, traduziu-se isto em objectivos técnicos que pudessem, por etapas, atingir todos os requisitos do caderno de encargos. O protótipo a construir terá uma potência calorífica de aproximadamente 8 kW, sem possibilidade de reversibilidade. O controlo será manual, até que se defina entre a aquisição ou o desenvolvimento interno. O protótipo deverá respeitar dimensões aproximadas de 600x600x2000 mm.

O dimensionamento do produto revelou-se um desafio de ordem técnica interessante e lamenta-se que não seja possível verificar o resultado deste. Procuraram-se, no entanto, alternativas como a simulação numérica. Embora não tenha existido hipótese de construção do protótipo, tentou procurar-se informação relativa às capacidades práticas necessárias para o seu desenvolvimento.

Esta oportunidade de estágio permitiu ainda a aquisição de competências fora do âmbito técnico. Desde logo, uma cultura empresarial implica uma mentalidade de obtenção de lucro. Durante o contacto com os fornecedores foi necessário procurar a melhor relação custo-benefício. O próprio processo de contacto é uma descoberta em si. Desconhecia-se a necessidade de uma pressão tão recorrente sobre os fornecedores, quer para obtenção de orçamentos, como dos próprios produtos.

Resumindo, este correspondeu a um estágio muito abrangente, com desafios técnicos claros e com o qual se adquiriram e consolidaram conhecimentos importantes na área da Engenharia Mecânica.

### 5.1. Trabalhos futuros

Em primeiro lugar, é necessário cumprir as tarefas planeadas. Montagem do protótipo frigorífico, integração do acumulador, painéis solares e implementação de uma solução de controlo. Testar o equipamento, submete-lo a certificação e preparar toda a documentação necessária à sua comercialização como, por exemplo, um manual de instruções.

Assim que se valide o protótipo que se dimensionou, deverá efectuar-se um estudo económico de todo o projecto.

Caso este apresente mais-valias para a empresa, é importante reunir elementos que permitam definir se esta tem capacidade produtiva para concretizar este projecto. Caso tal não se verifique, será necessário estudar alternativas como a subcontratação.

A evolução deste projecto está desde o início definida como um objectivo. Em primeiro lugar, deve ser instalada uma válvula de 4 vias que permita reverter o ciclo. Este processo poderá implicar a afinação de diversos componentes da instalação, nomeadamente elementos reguladores de pressão. De seguida, devem dimensionar-se os componentes para integrar nas bombas de calor que completem a gama de potência pretendida.

Uma vez que o produto se torne rentável, poder-se-ão considerar outras evoluções como, por exemplo:

- Aumento das capacidades de controlo do sistema;
- Válvula de expansão electrónica;
- Modelação da capacidade do compressor.

A um outro nível, com ligeiras alterações no projecto será possível pensar em utilizar outras fontes térmicas, como a água e o solo.

## 6. Bibliografia

- [1] VERDELHO, Pedro - Energia Eólica e Impactes Tarifários, ERSE, 10 Fevereiro 2010.
- [2] ÇENGEL, Yunus A. - Termodinâmica. 5ª ed . Lisboa [etc]: McGraw Hill,2006
- [3] AFONSO, Clito - Refrigeração, Porto, Feup, 2007.
- [4] STOECKER,W. F.- Refrigeration and air conditioning. 2nd ed. Auckland: McGraw-Hill Book Company, 1982.
- [5] Instruções de instalação: Recomendações e instruções para o instalador. Danfoss, 2007.
- [6] Revista Hidráulica: As bombas de calor. Callefi, 2009.
- [7] UK workshop on heat pumps: a report. Oxfordshire: Energy Technology Support Unit, 1976
- [8] DINÇER, Ibrahim - Refrigeration systems and applications. Chichester John Wiley & Sons, 2003.
- [9] OLIVEIRA, Armando – Radiação, apontamentos da disciplina de Energias Renováveis, 2009.
- [10] Introdução ao Projecto, apontamentos da disciplina de introdução ao projecto, 2009.
- [11] BIVENS, D. B. - R410A Why is it such an Interesting fluid?. DuPont,2010
- [12] Health and Safety Executive guidance for employers in the United Kingdom, Legionella <http://www.hse.gov.uk/legionnaires/>



## 7. Anexos

### Anexo A – Compressor *Danfoss*



## RS+3 Selection Report

### General data

|                                        |                             |                |
|----------------------------------------|-----------------------------|----------------|
| Type                                   | HRH034U5                    |                |
| Code no.                               | 120U2647                    |                |
| Model number (on compressor nameplate) | HRH034U5LP6                 |                |
| Brand                                  | Performer                   |                |
| Technique                              | Scroll                      |                |
| Nominal voltage (50 Hz)                | 230 - 230 V / 1 / 50        | Hz             |
| Nominal speed (50 Hz)                  | 2900                        | rpm            |
| Displacement                           | 33,04                       | m <sup>3</sup> |
| Suction and discharge connections      | Brazed                      |                |
| Net weight (Without accessories)       | 30,84                       | kg             |
| Refrigerant charge limit               | 3,63                        | kg             |
| Oil charge                             | 1,06                        | liters         |
| Oil type                               | PVE                         |                |
| Oil sight glass                        | None                        |                |
| Oil equalisation connection            | None                        |                |
| Oil drain connection                   | None                        |                |
| LP gauge port                          | None                        |                |
| IPR valve                              | Yes                         |                |
| Approvals                              | CE certified                |                |
|                                        | UL certified (file SA11565) |                |

### Operating Conditions

|                         |         |
|-------------------------|---------|
| Evaporating temp. (dew) | 7,0 °C  |
| Condensing temp. (dew)  | 45,0 °C |
| Evap superheat:         | 7,0 K   |
| Total superheat:        | 7,0 °C  |

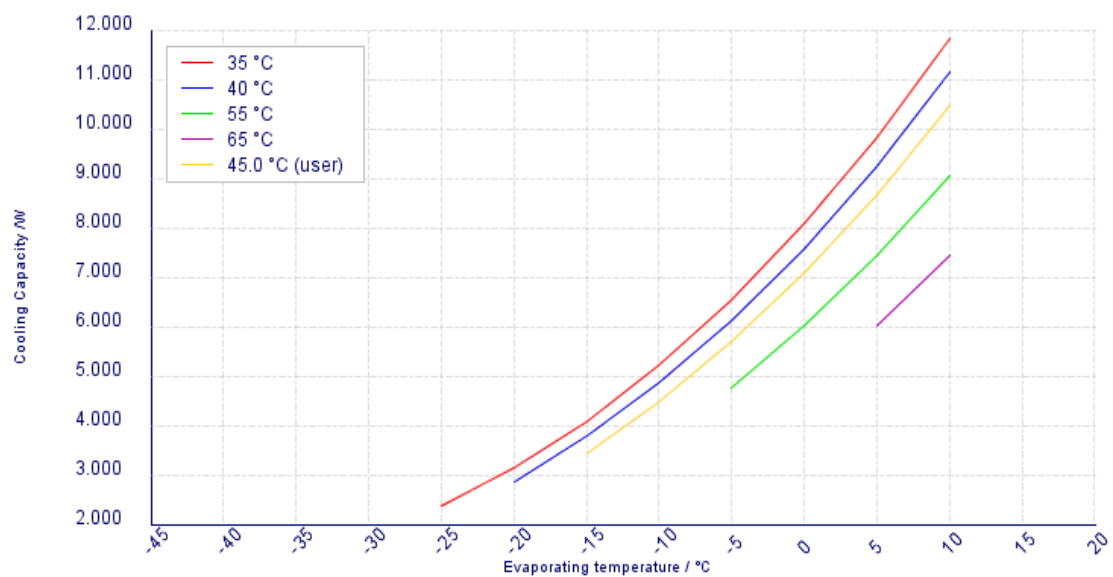
## Projecto de uma Bomba de Calor com aproveitamento de Energia Solar

|                  |               |
|------------------|---------------|
| Subcooling:      | 5,0 °C        |
| Refrigerant:     | R410A         |
| Mains Voltage:   | 230-230, 1ph. |
| Cooling Capacity | 9.363 W       |
| Power Input      | 2.318 W       |

### Performance data

#### Cooling capacity in W

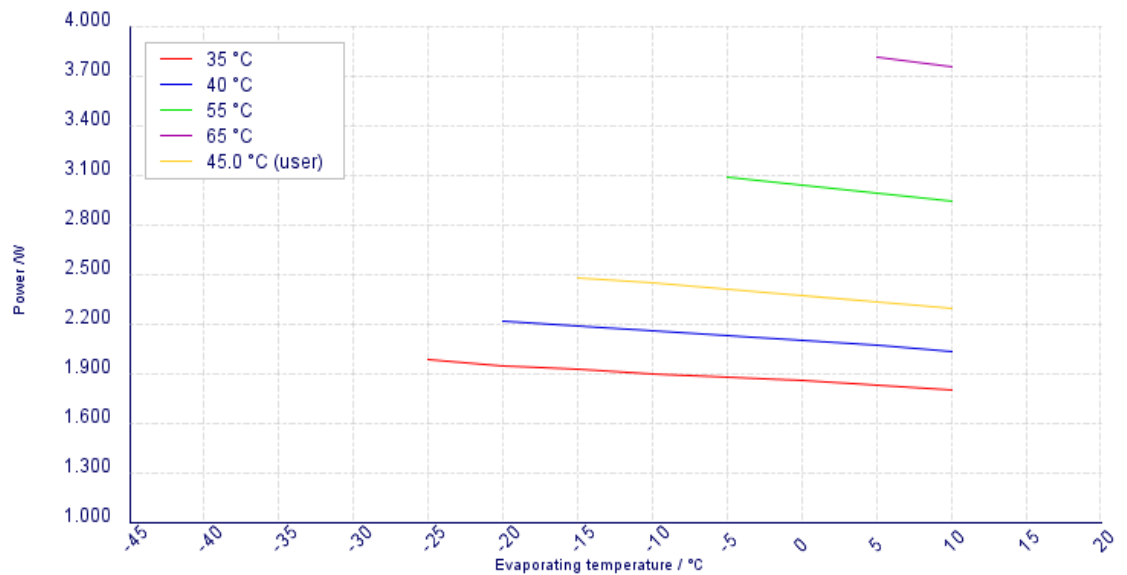
| TE  | 35 °C  | 40 °C  | 45 °C  | 50 °C | 55 °C | 60 °C | 65 °C | 45.0 °C (user) |
|-----|--------|--------|--------|-------|-------|-------|-------|----------------|
| -45 |        |        |        |       |       |       |       |                |
| -40 |        |        |        |       |       |       |       |                |
| -35 |        |        |        |       |       |       |       |                |
| -30 |        |        |        |       |       |       |       |                |
| -25 | 2.362  |        |        |       |       |       |       |                |
| -20 | 3.143  | 2.863  |        |       |       |       |       |                |
| -15 | 4.089  | 3.774  | 3.450  |       |       |       |       | 3.450          |
| -10 | 5.215  | 4.854  | 4.482  | 4.092 |       |       |       | 4.482          |
| -5  | 6.536  | 6.117  | 5.686  | 5.235 | 4.758 |       |       | 5.686          |
| 0   | 8.066  | 7.578  | 7.076  | 6.554 | 6.003 | 5.413 |       | 7.076          |
| 5   | 9.820  | 9.251  | 8.667  | 8.062 | 7.426 | 6.749 | 6.018 | 8.667          |
| 10  | 11.813 | 11.152 | 10.475 | 9.774 | 9.041 | 8.264 | 7.429 | 10.475         |
| 15  |        |        |        |       |       |       |       |                |
| 20  |        |        |        |       |       |       |       |                |



## Projecto de uma Bomba de Calor com aproveitamento de Energia Solar

Power input in W

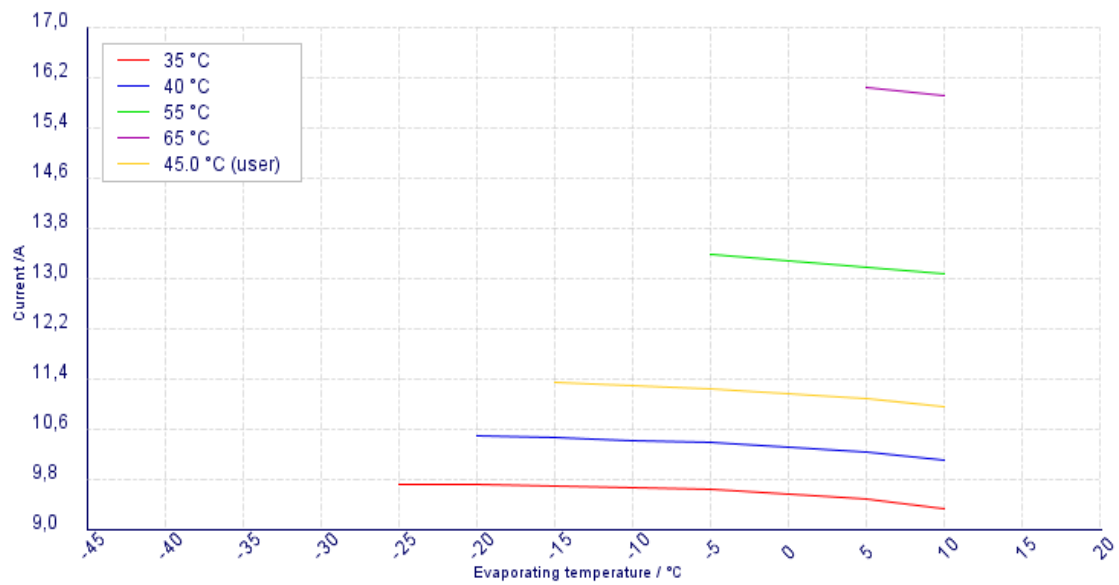
| TE  | 35 °C | 40 °C | 45 °C | 50 °C | 55 °C | 60 °C | 65 °C | 45.0 °C (user) |
|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|----------------|
| -45 |       |       |       |       |       |       |       |                |
| -40 |       |       |       |       |       |       |       |                |
| -35 |       |       |       |       |       |       |       |                |
| -30 |       |       |       |       |       |       |       |                |
| -25 | 1.978 |       |       |       |       |       |       |                |
| -20 | 1.947 | 2.219 |       |       |       |       |       |                |
| -15 | 1.921 | 2.185 | 2.480 |       |       |       |       | 2.480          |
| -10 | 1.898 | 2.155 | 2.443 | 2.767 |       |       |       | 2.443          |
| -5  | 1.877 | 2.126 | 2.408 | 2.726 | 3.082 |       |       | 2.408          |
| 0   | 1.854 | 2.097 | 2.373 | 2.685 | 3.036 | 3.430 |       | 2.373          |
| 5   | 1.829 | 2.065 | 2.335 | 2.642 | 2.989 | 3.378 | 3.813 | 2.335          |
| 10  | 1.798 | 2.027 | 2.292 | 2.594 | 2.937 | 3.323 | 3.755 | 2.292          |
| 15  |       |       |       |       |       |       |       |                |
| 20  |       |       |       |       |       |       |       |                |



Current consumption in W

| TE  | 35 °C | 40 °C | 45 °C | 50 °C | 55 °C | 60 °C | 65 °C | 45.0 °C (user) |
|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|----------------|
| -45 |       |       |       |       |       |       |       |                |
| -40 |       |       |       |       |       |       |       |                |
| -35 |       |       |       |       |       |       |       |                |
| -30 |       |       |       |       |       |       |       |                |
| -25 | 9,71  |       |       |       |       |       |       |                |
| -20 | 9,70  | 10,5  |       |       |       |       |       |                |
| -15 | 9,69  | 10,4  | 11,3  |       |       |       |       | 11,3           |
| -10 | 9,67  | 10,4  | 11,3  | 12,3  |       |       |       | 11,3           |
| -5  | 9,63  | 10,4  | 11,2  | 12,2  | 13,4  |       |       | 11,2           |
| 0   | 9,57  | 10,3  | 11,2  | 12,1  | 13,3  | 14,6  |       | 11,2           |
| 5   | 9,47  | 10,2  | 11,1  | 12,0  | 13,2  | 14,5  | 16,0  | 11,1           |
| 10  | 9,33  | 10,1  | 11,0  | 11,9  | 13,1  | 14,4  | 15,9  | 11,0           |
| 15  |       |       |       |       |       |       |       |                |
| 20  |       |       |       |       |       |       |       |                |

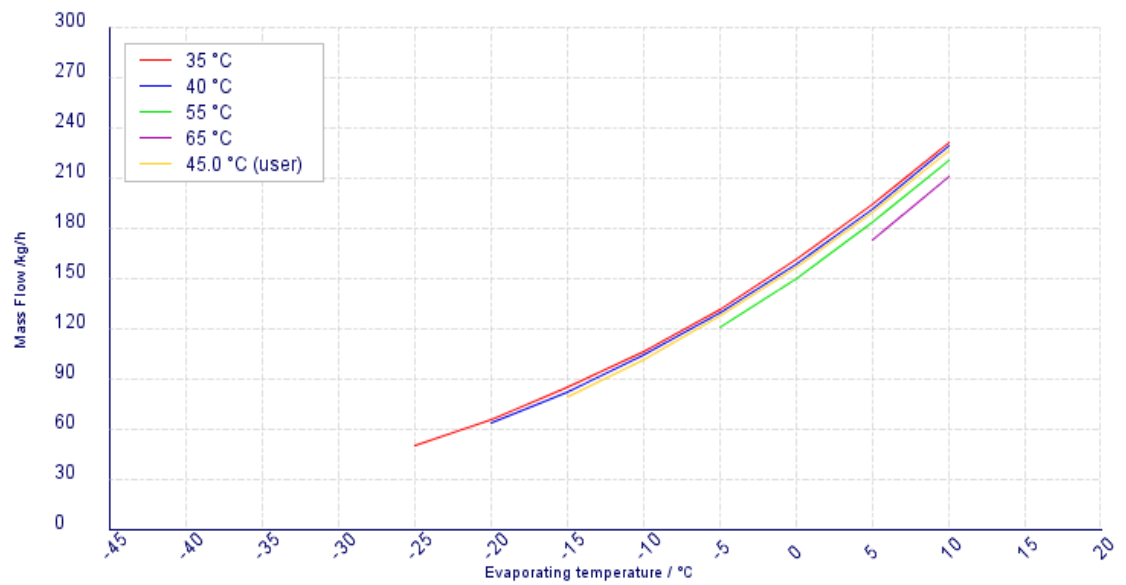
## Projecto de uma Bomba de Calor com aproveitamento de Energia Solar



Mass flow in kg/h

| TE  | 35 °C | 40 °C | 45 °C | 50 °C | 55 °C | 60 °C | 65 °C | 45.0 °C (user) |
|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|----------------|
| -45 |       |       |       |       |       |       |       |                |
| -40 |       |       |       |       |       |       |       |                |
| -35 |       |       |       |       |       |       |       |                |
| -30 |       |       |       |       |       |       |       |                |
| -25 | 50,2  |       |       |       |       |       |       |                |
| -20 | 65,7  | 63,0  |       |       |       |       |       |                |
| -15 | 84,3  | 81,8  | 79,0  |       |       |       |       | 79,0           |
| -10 | 106   | 104   | 101   | 98,0  |       |       |       | 101            |
| -5  | 132   | 129   | 127   | 124   | 120   |       |       | 127            |
| 0   | 161   | 159   | 156   | 153   | 150   | 145   |       | 156            |
| 5   | 194   | 192   | 189   | 186   | 183   | 179   | 173   | 189            |
| 10  | 231   | 229   | 226   | 223   | 220   | 216   | 210   | 226            |
| 15  |       |       |       |       |       |       |       |                |
| 20  |       |       |       |       |       |       |       |                |

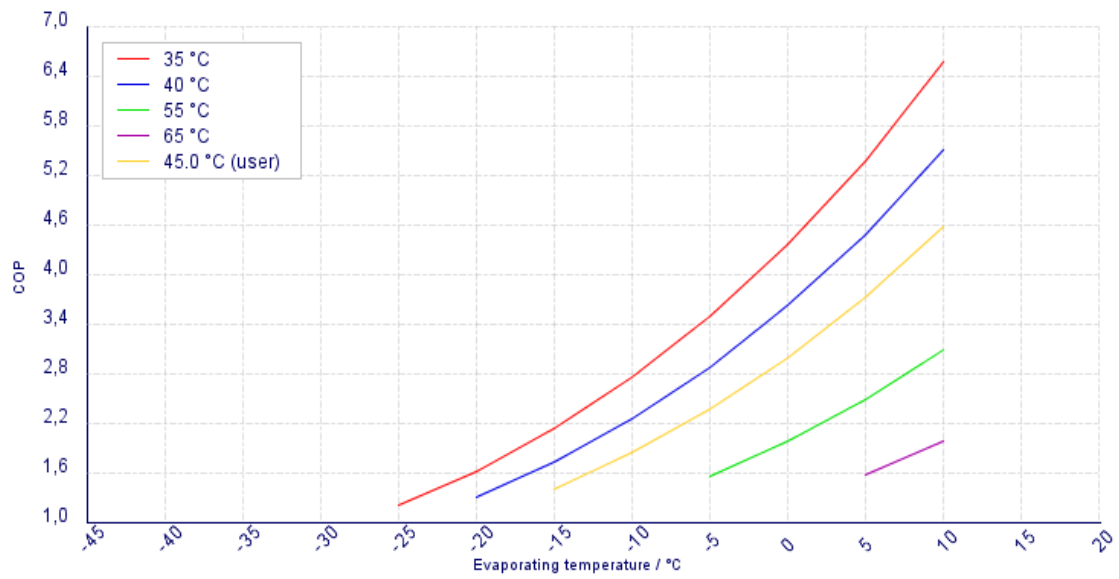
## Projecto de uma Bomba de Calor com aproveitamento de Energia Solar



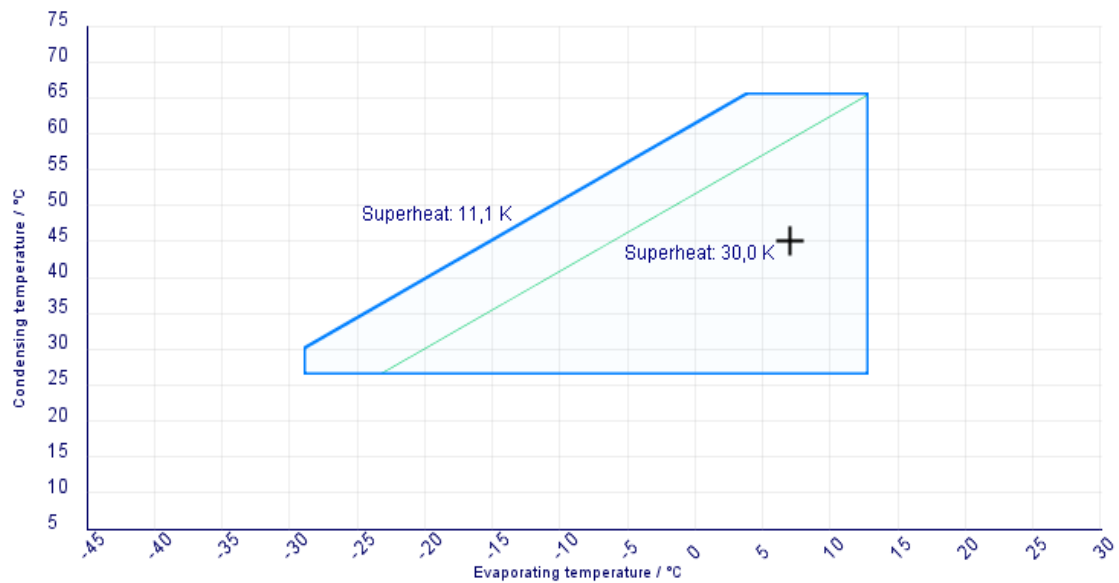
**Coefficient of Performance COP**

| TE  | 35 °C | 40 °C | 45 °C | 50 °C | 55 °C | 60 °C | 65 °C | 45.0 °C (user) |
|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|----------------|
| -45 |       |       |       |       |       |       |       |                |
| -40 |       |       |       |       |       |       |       |                |
| -35 |       |       |       |       |       |       |       |                |
| -30 |       |       |       |       |       |       |       |                |
| -25 | 1,19  |       |       |       |       |       |       |                |
| -20 | 1,61  | 1,29  |       |       |       |       |       |                |
| -15 | 2,13  | 1,73  | 1,39  |       |       |       |       | 1,39           |
| -10 | 2,75  | 2,25  | 1,83  | 1,48  |       |       |       | 1,83           |
| -5  | 3,48  | 2,88  | 2,36  | 1,92  | 1,54  |       |       | 2,36           |
| 0   | 4,35  | 3,61  | 2,98  | 2,44  | 1,98  | 1,58  |       | 2,98           |
| 5   | 5,37  | 4,48  | 3,71  | 3,05  | 2,48  | 2,00  | 1,58  | 3,71           |
| 10  | 6,57  | 5,50  | 4,57  | 3,77  | 3,08  | 2,49  | 1,98  | 4,57           |
| 15  |       |       |       |       |       |       |       |                |
| 20  |       |       |       |       |       |       |       |                |

## Projecto de uma Bomba de Calor com aproveitamento de Energia Solar



### Envelopes



### Electrical data

|                                  |                             |   |
|----------------------------------|-----------------------------|---|
| Nominal voltage (50 Hz)          | 230 - 230 V / 1 / 50 Hz     |   |
| Maximum Continuous Current (MCC) | 27.0                        | A |
| Locked Rotor Amps (LRA)          | 97.0                        | A |
| Rated Load Amps (RLA)            | 17.3                        | A |
| Motor protection                 | Internal overload protector |   |
| Terminal box protection rating   | IP22                        |   |

Anexo B – Compressor Siam



SIAM COMPRESSOR INDUSTRY CO.,LTD.

SAMPLE COMPRESSOR TEST REPORT

DOCUMENT NO. TR 10S 0640  
ISSUE \_ DATE. 31-May-2010

|                  |                |     |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          |
|------------------|----------------|-----|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| CUSTOMER         | RICHWORD       |     | <br><b>SIAM COMPRESSOR INDUSTRY</b><br><br><b>MITSUBISHI ELECTRIC GROUP</b><br><b>REFRIGERANT COMPRESSOR</b><br><b>MODEL ANH37VEJMT</b><br><b>MANUFACTURING DATE 22052010</b><br><b>POWER SOURCE 220-240V 1~ 50Hz</b><br><b>POWER INPUT 2760 W AT 50 Hz</b><br><b>LRA 86/95 A</b><br><b>REFRIGERANT R-410A</b><br><b>OIL 0.90 L</b><br><b>AP 4.15 MPa</b><br><b>SP 15.0 MPa</b><br><b>THERMALLY PROTECTED</b><br><b>MADE IN THAILAND</b> |
| COMPRESSOR MODEL | ANH37VEJMT     |     |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          |
| SERIAL NO.       | 149            |     |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          |
| POWER SOURCE     | VOLT           | 220 |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          |
|                  | FREQUENCY      | 50  |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          |
|                  | PHASE          | 1   |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          |
| RUNCAPACITOR     | 55 MFD 420 VAC |     |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          |
| REFRIGERANT      | R410A          |     |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          |
| OIL              | FV50S          |     |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          |

| CALORIE TEST RESULT  |                   |        | NOISE & VIBRATION TEST RESULT |               |
|----------------------|-------------------|--------|-------------------------------|---------------|
|                      | MEASURING RESULTS | SPEC   |                               |               |
| HEATING CAPACITY (W) | 8242.1            | 8280.0 | SOUND PRESSURE LEVEL (dBA)    | 67.0          |
| POWER INPUT (W)      | 2737.4            | 2760.0 | VIBRATION (µm)                | 81.0          |
| CURRENT (A)          | 12.99             | 13.10  | TESTING _CONDITION            | HEATING R410A |
| C.O.P.               | 3.01              | 3.00   |                               |               |
| TESTING_CONDITION    | HEATING R410A     |        |                               |               |
| CONDENSING TEMP      | 50.0 °C           |        |                               |               |
| EVAPORATING TEMP     | -7 °C             |        |                               |               |
| RETURN GAS TEMP      | -2 °C             |        |                               |               |
| LIQUID TEMP          | 46.0 °C           |        |                               |               |
| AMBIENT TEMP         | 0.0 °C            |        |                               |               |
| DISCHARGE PRESSURE   | 2.930 Mpa G       |        |                               |               |
| SUCTION PRESSURE     | 0.531 Mpa G       |        |                               |               |

REF. NO. : S/R 239/10  
SFM NO. : SFM990008

| APPROVE   | CHECKED  | WRITTEN |
|-----------|----------|---------|
|           |          |         |
| DEPT.MGR. | ENGINEER | FOREMAN |

## Anexo C – Orifícios para válvula de expansão termostática

### Capacities

| R410A                |                                |                        |      |      |      |      |
|----------------------|--------------------------------|------------------------|------|------|------|------|
| Valve type / Orifice | Cond. temp. <sup>7)</sup> [°C] | Capacity in [kW]       |      |      |      |      |
|                      |                                | Evaporating temp. [°C] |      |      |      |      |
|                      |                                | -10                    | -5   | 0    | 5    | 10   |
| TU / 00              | 25                             | 0.77                   | 0.78 | 0.78 | 0.76 | 0.71 |
| TU / 01              |                                | 1.11                   | 1.15 | 1.17 | 1.16 | 1.11 |
| TU / 02              |                                | 1.60                   | 1.7  | 1.8  | 1.9  | 1.9  |
| TU / 03              |                                | 2.2                    | 2.4  | 2.6  | 2.6  | 2.6  |
| TU / 04              |                                | 3.3                    | 3.6  | 3.9  | 4.0  | 4.0  |
| TU / 05              |                                | 4.4                    | 4.8  | 5.1  | 5.3  | 5.3  |
| TU / 06              |                                | 6.7                    | 7.3  | 7.8  | 8.1  | 8.0  |
| TU / 07              |                                | 8.9                    | 9.7  | 10.3 | 10.7 | 10.7 |
| TU / 08              |                                | 13.3                   | 14.5 | 15.3 | 15.8 | 15.7 |
| TU / 09              | 19.9                           | 21.6                   | 23.0 | 23.9 | 23.7 |      |
| TC / 01              | 17.3                           | 18.2                   | 18.7 | 18.7 | 17.9 |      |
| TC / 02              | 21.9                           | 23.0                   | 23.7 | 23.7 | 22.8 |      |
| TC / 03              | 28.4                           | 29.6                   | 30.3 | 30.2 | 28.8 |      |
| TU / 00              | 35                             | 0.80                   | 0.83 | 0.84 | 0.85 | 0.83 |
| TU / 01              |                                | 1.16                   | 1.22 | 1.27 | 1.30 | 1.30 |
| TU / 02              |                                | 1.7                    | 1.9  | 2.0  | 2.2  | 2.3  |
| TU / 03              |                                | 2.4                    | 2.6  | 2.8  | 3.0  | 3.1  |
| TU / 04              |                                | 3.6                    | 3.9  | 4.3  | 4.6  | 4.8  |
| TU / 05              |                                | 4.7                    | 5.2  | 5.7  | 6.1  | 6.3  |
| TU / 06              |                                | 7.1                    | 7.9  | 8.6  | 9.2  | 9.7  |
| TU / 07              |                                | 9.5                    | 10.5 | 11.4 | 12.2 | 12.9 |
| TU / 08              |                                | 14.2                   | 15.6 | 16.9 | 18.0 | 18.8 |
| TU / 09              | 21.1                           | 23.3                   | 25.4 | 27.1 | 28.5 |      |
| TC / 01              | 18.5                           | 19.7                   | 20.7 | 21.3 | 21.6 |      |
| TC / 02              | 23.5                           | 25.0                   | 26.2 | 27.1 | 27.5 |      |
| TC / 03              | 30.4                           | 32.2                   | 33.6 | 34.5 | 34.8 |      |
| TU / 00              | 45                             | 0.80                   | 0.83 | 0.86 | 0.87 | 0.87 |
| TU / 01              |                                | 1.17                   | 1.23 | 1.29 | 1.34 | 1.4  |
| TU / 02              |                                | 1.7                    | 1.9  | 2.1  | 2.3  | 2.4  |
| TU / 03              |                                | 2.4                    | 2.7  | 2.9  | 3.1  | 3.3  |
| TU / 04              |                                | 3.6                    | 4.0  | 4.4  | 4.8  | 5.1  |
| TU / 05              |                                | 4.8                    | 5.3  | 5.8  | 6.3  | 6.8  |
| TU / 06              |                                | 7.2                    | 8.0  | 8.9  | 9.6  | 10.3 |
| TU / 07              |                                | 9.6                    | 10.7 | 11.7 | 12.8 | 13.7 |
| TU / 08              |                                | 14.3                   | 15.9 | 17.4 | 18.8 | 20.1 |
| TU / 09              | 21.3                           | 23.7                   | 26.1 | 28.3 | 30.3 |      |
| TC / 01              | 18.8                           | 20.1                   | 21.4 | 22.4 | 23.1 |      |
| TC / 02              | 23.9                           | 25.6                   | 27.2 | 28.5 | 29.5 |      |
| TC / 03              | 31.1                           | 33.1                   | 34.9 | 36.3 | 37.2 |      |
| TU / 00              | 55                             | 0.77                   | 0.80 | 0.83 | 0.85 | 0.86 |
| TU / 01              |                                | 1.12                   | 1.19 | 1.26 | 1.31 | 1.3  |
| TU / 02              |                                | 1.67                   | 1.9  | 2.1  | 2.2  | 2.4  |
| TU / 03              |                                | 2.3                    | 2.6  | 2.9  | 3.1  | 3.3  |
| TU / 04              |                                | 3.4                    | 3.9  | 4.3  | 4.7  | 5.1  |
| TU / 05              |                                | 4.7                    | 5.2  | 5.7  | 6.3  | 6.8  |
| TU / 06              |                                | 6.9                    | 7.8  | 8.7  | 9.5  | 10.4 |
| TU / 07              |                                | 9.2                    | 10.4 | 11.5 | 12.6 | 13.7 |
| TU / 08              |                                | 13.8                   | 15.5 | 17.1 | 18.6 | 20.1 |
| TU / 09              | 20.5                           | 23.0                   | 25.5 | 28.0 | 30.3 |      |
| TC / 01              | 18.3                           | 19.7                   | 21.0 | 22.2 | 23.2 |      |
| TC / 02              | 23.3                           | 25.2                   | 26.9 | 28.4 | 29.7 |      |
| TC / 03              | 30.5                           | 32.6                   | 34.5 | 36.1 | 37.4 |      |

When the subcooling  $\neq 4$  K then:

1. Table value x Factor = Plant capacity
2. Plant capacity / Factor = Table value

Example:

$$Q_{nom} = 10 \text{ kW}$$

$$t_e = -10^\circ\text{C}$$

$$t_c = 55^\circ\text{C}$$

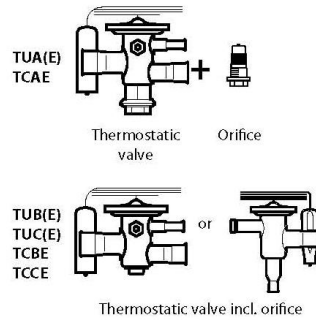
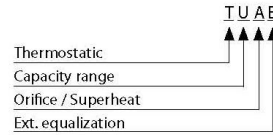
$$\Delta t_{sub} = 25 \text{ K}$$

Selection:

1. TC, Orifice 01 = 10.3 kW x 1.25 = 12.9 kW → Valve too large

Right selection:

2. 10 kW / 1.25 = 8 kW → TU, Orifice 09



Valve types TUB(E)/TUC(E) and TCBE/TCCE can be replaced by TUA(E) and TCAE types

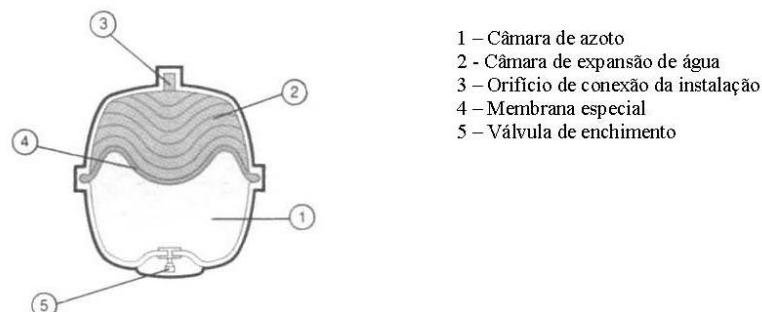
### Correction factor

| Refrigerant  | Subcooling [K] |   |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|--------------|----------------|---|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|              | 2              | 4 | 10   | 15   | 20   | 25   | 30   | 35   | 40   | 45   | 50   |
| R22          | 0.98           | 1 | 1.06 | 1.11 | 1.15 | 1.20 | 1.25 | 1.30 | 1.35 | 1.39 | 1.44 |
| R134a        | 0.98           | 1 | 1.08 | 1.13 | 1.19 | 1.25 | 1.31 | 1.37 | 1.42 | 1.48 | 1.54 |
| R404A / R507 | 0.96           | 1 | 1.10 | 1.20 | 1.29 | 1.37 | 1.46 | 1.54 | 1.63 | 1.70 | 1.78 |
| R407C        | 0.97           | 1 | 1.08 | 1.14 | 1.21 | 1.27 | 1.33 | 1.39 | 1.45 | 1.51 | 1.57 |
| R410A        | 0.97           | 1 | 1.08 | 1.15 | 1.21 | 1.27 | 1.33 | 1.39 | 1.45 | 1.50 | 1.56 |

••••• TUA / TUA E and TCAE Thermostatic expansion valves •••••

## Anexo D – Dimensionamento de um vaso de expansão

### MANUAL DE PROJECTISTA DE SISTEMAS DE ENERGIA SOLAR TÉRMICA



#### 4.7.1 Dimensionamento do vaso de expansão

O Volume de um vaso de expansão deve ser pelo menos igual ao aumento de volume do líquido do circuito de acordo com a fórmula (água):

$$V_E = \frac{(0,07 * t - 2,5)(P + 1)}{100 * (p + 1)} * V_T$$

$V_E$  = Volume útil do vaso de expansão

$V_T$  = Capacidade total do circuito primário

$t$  = Temperatura máxima possível (p.ex. se a pressão nominal (absoluta) da válvula de segurança for 3 bar  $\Rightarrow$  133,5 °C (ver quadro abaixo))

$P$  = Pressão relativa do sistema (em bar).  $(P+1)$  é a pressão absoluta

$p$  = Pressão relativa inicial no depósito de expansão

| Pressão absoluta (bar)       | 1,013 | 1,5   | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     |
|------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Temperatura de ebulição (°C) | 100   | 111,3 | 127,4 | 133,5 | 143,6 | 151,8 | 158,8 |

Deve-se salientar que a formula acima está indicada para cálculo quando o fluido é água. Com 20% de anti-congelante considerar 30% mais de volume (coef. Passa de 0,07 para 0,09)

A pressão máxima absoluta de trabalho obtém-se adicionando à pressão de calibre da válvula de segurança, que é a máxima a que a instalação pode funcionar, a pressão atmosférica, cujo valor é aproximadamente igual a 1Kg/cm<sup>2</sup>.