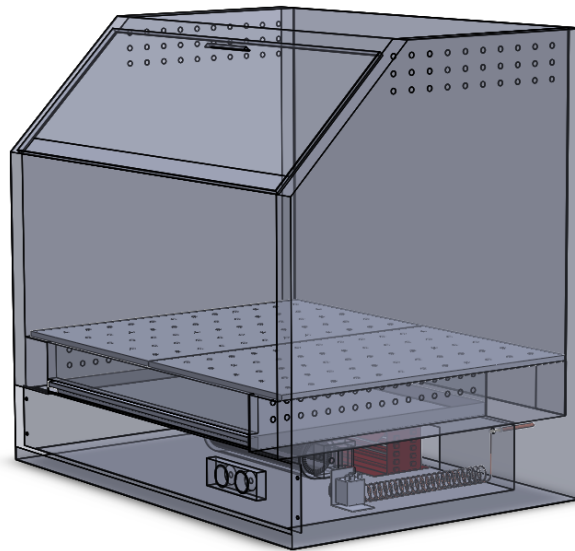




ISEL

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA
Departamento de Engenharia Mecânica



Projeto Bomba de Calor para a Indústria Alimentar com Recuperação de Energia

SÉRGIO ALEXANDRE RAMOS SILVA RIBEIRO
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre
em Engenharia Mecânica

Orientador :

João Antero Nascimento dos Santos Cardoso,
Especialista

Júri:

Presidente: Doutora Cláudia Sofia Séneca da Luz Casaca
Vogais: Doutor Filipe Martins Rodrigues
João Antero Dos Santos Cardoso, Especialista

Novembro de 2019

Agradecimentos

“O que hoje não sei, amanhã saberei”

A simplicidade de uma frase inscrita que me indica que a persistência, resiliência e capacidade de seguir em frente me torna, nos torna, a todos melhores seres humanos.

Nem sempre a velocidade é constante, ou de ritmo acelerado, os constrangimentos são muitos e os estados de humor variam consoante as intermitências da vida nos afetam.

Por um caminho longo e difícil de percorrer, gostaria de agradecer a todos os que caminham comigo, impelindo-me para a frente, e ajudando-me a levantar quando tropeço.

A todos os que fazem o favor de me acompanhar e me honram com a sua presença um obrigado do tamanho de uma vida.

Um especial agradecimento ao Eng.º João Cardoso, por ter aceite a orientação de um trabalho diferente e pela cedência de equipamentos de medição. À Professora Dr.ª Catarina Rosa Leal pela generosidade na cedência do laboratório e equipamentos para efetuar alguns dos ensaios, essenciais ao cumprimento dos objetivos deste trabalho. Ao Eng.º Carlos Soares, Diretor de operações manutenção e projetos da NOS Cinemas, S.A, por ter permitido a cedência do espaço e dos materiais que permitiram a execução deste trabalho.

Ao Sr. António Vasconcelos e ao Sr. António Martins, pela ajuda prestada na montagem dos equipamentos.

À família, por tudo.

Glossário

Calor – Forma de energia. Sob o ponto de vista termodinâmico, o calor pode ser definido como “energia em trânsito de um ponto para outro como resultado da diferença de temperatura entre dois corpos.” (Dossat, 1980)

Calor sensível – “Calor absorvido ou cedido por um corpo ou substância e acompanhado por uma mudança de temperatura do mesmo. O calor sensível é a quantidade de calor necessária para variar a temperatura de um corpo sem que haja variação de estado físico da matéria que o compõe.” (Monteiro, 2015)

Calor latente – “energia que causa e acompanha uma mudança de fase” (Monteiro, 2015)

Calor específico (C_p) – “Quantidade de energia para variar 1 K a temperatura de 1 Kg da sua massa. Capacidade térmica mássica.” (Monteiro, 2015)

Temperatura crítica – Temperatura, acima da qual o refrigerante atinge a área supercrítica, onde se torna difícil distinguir a fase líquida da fase gasosa do fluido. (Monteiro, 2015)

Unidade Dobson – 100 Unidades Dobson, equivalem a uma camada de ozono de 1mm de espessura em referência ao nível do mar.

Número de Nusselt (Nu) – É uma grandeza bastante utilizada para a determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção, baseada na análise dimensional, na qual é utilizada para determinar parâmetros através de relações de similaridade. O número de Nusselt também é função de outro número adimensional, o número de Reynolds, assim como o número de Prandtl. Sendo assim, é comum expressar o Número de Nusselt como: $Nu=f(Re,Pr)$

Número de Prandtl (Pr) – É um número adimensional que aproxima a razão de difusividade do momento (viscosidade cinemática) e difusividade térmica de um fluido, expressando a relação entre a difusão de quantidade de movimento e a difusão de quantidade de calor dentro do próprio fluido, sendo uma medida da eficiência destas transferências nas camadas limites hidrodinâmica e térmica. É um número adimensional importante para o estudo dos processos de transferência de calor por convecção. É nomeado em homenagem ao físico alemão Ludwig Prandtl.

Número de Rayleigh – É um número adimensional associado aos fluxos conduzidos por convecção natural. Quando o número de Rayleigh é mais baixo que o valor crítico para aquele fluido, a transferência de calor é primariamente na forma de condução; quando excede o valor crítico, a transferência de calor é primariamente na forma de convecção.

Número de Grashof – É um número adimensional que relaciona as forças de impulsão com as forças viscosas num escoamento por convecção natural. Quanto maior for o número de Grashof, maior é o

efeito das forças de impulsão que geram a convecção natural, relativamente às forças de viscosidade que tendem a opor-se ao movimento.

Lista de Siglas

QEPiC – Quadro estratégico para a política climática;

PNAC – Programa Nacional para as Alterações Climáticas;

GEE – Gases com efeito de estufa;

CCV – Compromisso Crescimento Verde

COP – Coeficiente de desempenho – descreve a eficiência de aquecimento e arrefecimento dos sistemas de ar condicionado. Indicam o rácio de aquecimento ou arrefecimento fornecido por uma unidade relativamente à quantidade de eletricidade fornecida para o gerar.

TOMS (*Total Ozone Mapping Spectrometer*) – Procedimento para avaliar a concentração e representar num mapa colorido, onde a cor indica a concentração.

ODP (*Ozone Depletion Potential*) – Poder destrutivo de uma substância em relação à camada de ozono. Mede-se utilizando como referência o valor unitário atribuído ao R11. Os compostos halogenados sem cloro tem um ODP igual a zero.

GWP (*Global Warming Potential*) – Valorização do efeito de estufa. É o número de Kg de CO_2 que devem ser lançados à atmosfera para provocar o mesmo efeito de estufa que 1 Kg da amostra de fluido. Influi o período temporal considerando. Assim estabelecem-se 3 períodos temporais de 20, 100 e 500 anos.

TGWI (*Total Equivalent Warming Impact*) – Valorização do efeito de estufa de forma direta e indireta. Este índice tem em conta não apenas o valor de GWP do fluido, mas também o impacto da produção de CO_2 pela utilização de energia primária para a utilização dos equipamentos de climatização e frigoríficos.

Resumo

A estufa de pipocas é um equipamento utilizado pela indústria de exibição de Cinema desde 1885, com a sua introdução pela Empresa Americana C. Creators & Company. É um equipamento térmico utilizado para aquecer pipocas, depositadas na cabine. O aquecimento é produzido por efeito de Joule na transformação de energia elétrica em energia térmica. O ar é aspirado da cabine por um ventilador, passa por um grupo de resistências que o aquece e projeta novamente para a cabine. É um equipamento com elevada perda de energia pelas paredes, por não ter isolamento. O sistema térmico por efeito de Joule é um grande consumidor de energia elétrica e pouco eficiente. O sistema de controlo é realizado por um potenciômetro de bolbo. Por ser um sistema analógico o erro na programação da temperatura desejada é maior, não sendo disponibilizado um sensor de temperatura de controlo para confirmação pelo operador, da temperatura no interior da cabine. A temperatura dentro da cabine é um dos principais fatores para a manutenção da qualidade do produto alimentar, sendo essencial, a manutenção desta temperatura dentro dos limites de segurança e qualidade. A verificação do domínio aceitável de temperatura para a receita de pipocas doces do maior exibidor de cinema do mercado português, foi efetuada com recurso a ensaios em laboratório.

A tecnologia atual providencia soluções alternativas e mais eficientes em equipamentos com a mesma finalidade da estufa de pipocas, sendo o caso da utilização de sistema bomba de calor para o aquecimento ambiente ou em processos industriais.

Uma bomba de calor é um equipamento que utiliza o ciclo frigorífico por compressão-expansão, para, de uma forma muito eficiente, transportar calor da fonte fria para a fonte quente, e com auxílio de energia elétrica elevar este calor para uma temperatura de qualidade para utilização nos processos.

Perante a hipótese de aplicação desta tecnologia ao equipamento estufa de pipocas, validou-se o conceito teórico, com o cálculo do sistema e dos vários órgãos principais incluídos neste, para os fluídos frigoríficos, R134a, R600a e R1235ze(E).

As análises energéticas e económicas realizadas para as três soluções bomba de calor, são mais favoráveis, quando comparadas com o sistema existente. O conceito para o sistema bomba de calor, utilizando os fluidos R134a, R600a e R1234ze(E) aplicado à estufa de pipocas é viável.

Palavras chave: Estufa, Bomba de calor, Fluido frigorífico, R134a, R600a, R1234ze(E)

Abstract

The popcorn conditioner cabinet has been used by the exhibition cinema industry since 1885, with its introduction by the American Company C. Creators & Company. It is a thermal equipment used to heat popcorn, deposited in the cabin. Heating is produced by Joule's effect on the transformation of electric energy into thermal energy. Air is drawn from the cabin by a fan, passes through a group of heaters that heats it, and projects back to the cabin. It is a device with high energy loss by the walls, because it has no insulation. This system is a large consumer of electricity and it is inefficient. The control system is carried out by a bulb potentiometer. Because it is an analog system the error in programming the desired temperature is greater and has no control temperature sensor available for operator confirmation of the temperature inside the cabin. The temperature inside the cabin is one of the main factors for maintaining the quality of the food product and it is essential to maintain this temperature within safety and quality limits. The verification of the acceptable temperature domain for the sweet popcorn recipe of the largest Cinema exhibitor in the Portuguese market was performed using laboratory tests.

Current technology provides alternative and more efficient solutions for equipment with the same purpose as the popcorn conditioner cabinet, such as the use of a heat pump system for space heating or industrial processes.

A heat pump is an equipment that uses the compression-expansion refrigeration cycle to very efficiently transport heat from the cold source to the hot source, and with the help of electrical energy raise this heat to a quality temperature to use in processes.

Given the hypothesis of application of this technology to the popcorn conditioner cabinet equipment, the theoretical concept was validated, with the calculation of the system and the main organs included in it, for refrigerants R134a, R600a and R1235ze (E).

The energy and economic analyzes performed for the three heat pump solutions are more favorable compared to the existing system. The theoretical concept for the heat pump system using the fluids R134a, R600a and R1234ze (E) applied to the popcorn conditioner cabinet is viable.

Keywords: Conditioner Cabinet, Heat Pump, Refrigerant R134a, R600a, R1234ze (E)

Índice

1. Introdução	1
2. Equipamento Existente.....	3
2.1 Construção mecânica.....	4
2.2 Sistema Termoelétrico.....	6
2.3 Verificação da temperatura adequada para o aquecimento do alimento	9
2.4 Análise psicrométrica.....	11
3. Bomba de calor	23
3.1 Funcionamento do sistema.....	24
3.2 Porquê a utilização de uma bomba de calor?	27
3.3 Componentes principais.....	28
3.4 Fluidos frigoríficos.....	36
4. Conceção Teórica.....	43
4.1 Sistema Bomba de calor.....	43
4.2 Fluido frigorífico Seleção	44
4.3 Balanço Energético	47
4.4 Definição e Cálculo dos órgãos principais do sistema	51
4.5 Recuperação de energia.....	73
4.6 Análise Energética – COP e EER.....	75
5. Comparação de soluções	83
6. Conclusões	87
7. Referências	89
8. Anexos	91

Índice de Figuras

Figura 1- Desenho técnico de uma estufa da Creators & Company [3].....	3
Figura 2 - Constituição da Estufa de Pipocas [20].....	5
Figura 3 - Circulação de ar pelo equipamento [20].....	5
Figura 4 - Constituição do Sistema Termoelétrico [20].....	6
Figura 5 - Ventilador centrifugo ebm-papst [7]	7
Figura 6 - Características do ventilador centrífugo de pás curvadas para a frente [6]	7
Figura 7 - Curva característica do ventilador centrifugo [7].....	8
Figura 8 - Esquema elétrico do sistema	9
Figura 9 - Fotografias do resultado obtido em laboratório para as pipocas	11
Figura 10 - Representação do Processo de aquecimento no Diagrama Psicrométrico [21]	12
Figura 11 - Preços da eletricidade para utilizadores domésticos e industriais (Euro/EUC). [14]	18
Figura 12 - Preços da energia elétrica para consumidores não residenciais, segunda metade do ano de 2018 [14]	18
Figura 13 - MIX Energético do comercializador EDP Comercial, referencia ao ano de 2017 [15]	20
Figura 14 - Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor [8].....	24
Figura 15 - Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor [22].....	27
Figura 16 - Composição da energia numa bomba de calor [2].....	27
Figura 17 - Seleção de compressor com menos de 5 kW de capacidade [8].....	29
Figura 18 - Ciclo de funcionamento de um compressor alternativo [11].....	30
Figura 19 – Condensador com ventilação forçada [8]	32
Figura 20 - Gráfico da variação de temperatura e entalpia num condensador a ar com R-134a [11]	32
Figura 21 - Características dos referidos fluidos frigorigénios: temperatura e Pressão de condensação [2].....	37
Figura 22 - COP – Análise à variação da eficiência para vários gases a diferentes temperaturas de condensação [2].....	37
Figura 23 - Gases que promovem o efeito de estufa [8]	41

Figura 24 - Partição da produção de dióxido de carbono [8]	42
Figura 25 - Sistema individualizado - compressão de vapor simples estágio	44
Figura 26 - Diagrama de Mollier R134a, 1ª iteração [25].....	49
Figura 27 - Diagrama de Mollier R600a, 1ª iteração [25].....	49
Figura 28 - Diagrama de Mollier R1234ze (E), 1ª iteração [25]	50
Figura 29 - Diagrama de Mollier para o R134a, 2ª iteração [25].....	57
Figura 30 - Diagrama de Mollier para o R600a, 2ª iteração [25].....	58
Figura 31 - Diagrama de Mollier para o R1234ze (E), 2ª iteração [25]	59
Figura 32 - Gráfico de comportamento de temperatura e entalpia num condensador arrefecido a ar com R134a	61
Figura 33 - Gráfico de comportamento de temperatura e entalpia num condensador arrefecido a ar com R134a, sobrepondo os resultados obtidos com o R600a	61
Figura 34 - Gráfico de comportamento de temperatura e entalpia num condensador arrefecido a ar com R134a, sobrepondo os resultados obtidos com o R1234ze (E)	62
Figura 35 - Sobreposição sobre o gráfico de comportamento típico de temperatura e entalpia de R134a, com os resultados obtidos do R134a, R1234ze (E) e R600a	62
Figura 36 - Seleção do tubo capilar para o sistema a R134a e R1234ze(E)[24]	71
Figura 37 - Seleção do tubo capilar para o sistema a R600a [24]	71
Figura 38 - Controlador digital e sonda de temperatura PTC da marca CAREL.....	72
Figura 39 - Relação da resistência elétrica com temperatura sentida de uma sonda do tipo PTC ...	73
Figura 40 - Diagrama psicrométrico para o arrefecimento provocado pela passagem do ar pelo evaporador [21]	73

Índice de Tabelas

Tabela 1 - Propriedades do ar nas condições iniciais A	12
Tabela 2 - Propriedades do ar nas condições finais B	12
Tabela 3 - Propriedades do ar à temperatura da película	15
Tabela 4 - Análise energética para a estufa de pipocas	16
Tabela 5 - Variação 2019/2018 do custo das tarifas de acesso às redes [13].....	17

Tabela 6 - Custo energético pela utilização do equipamento estufa de pipocas.....	19
Tabela 7 - Custo ambiental pela utilização do equipamento estufa de pipocas	21
Tabela 8 - Classificação dos evaporadores [8].....	34
Tabela 9 - Vantagens e desvantagens da aplicação de tubo capilar [8].....	36
Tabela 10 – Comparação de propriedades físicas dos fluidos frigorigêneos em estudo	46
Tabela 11 – Resultados do diagrama de Mollier para o R134a, 1ª iteração	49
Tabela 12 - Resultados do diagrama de Mollier R600a, 1ª iteração[25].....	50
Tabela 13 – Resultados do diagrama de Mollier R1234ze (E), 1ª iteração [25]	50
Tabela 14 - Diagrama de Mollier, valores obtidos da 1ª iteração para o sistema.....	51
Tabela 15 - Curva característica para a variação de rendimento isentrópico com a relação de compressão [6]	53
Tabela 16 - Curva característica para obtenção do rendimento volumétrico [6].....	54
Tabela 17 - Resultados obtidos para seleção do compressor, 2ª iteração.....	56
Tabela 18 - Dados do diagrama de Mollier para o R134a, 2ª iteração	57
Tabela 19 – Dados do diagrama de Mollier para o R600a, 2ª iteração	58
Tabela 20 – Dados do diagrama de Mollier para o R1234ze (E), 2ª iteração	59
Tabela 21 - Quadro resumo dos resultados obtidos para a seleção do condensador	63
Tabela 22 - Seleção do ventilador do condensador – cálculo do caudal de ar que passa pelo ventilador	64
Tabela 23 - Definição do ventilador o condensador – dimensão	64
Tabela 24 - Coeficientes Globais de Transmissão de calor (U) em Permutadores funcionando como Evaporadores ($W/m^2.K$) [8]	65
Tabela 25 - Quadro resumo dos resultados obtidos para a seleção do evaporador	66
Tabela 26 - Quadro resumo para a seleção do ventilador para o evaporador.....	67
Tabela 27 - Quadro resumo de resultados para a seleção do ventilador para o evaporador - dimensão	67
Tabela 28 - Dados de projeto para seleção do tubo capilar.....	68
Tabela 29 - Tabela de valores introduzidos no software para seleção do tubo capilar	68
Tabela 30 - Propriedades termodinâmicas com variação de temperatura [18]	69

Tabela 31 - Ponto 1 - Condições do ar à antes de entrar no evaporador	74
Tabela 32 - Ponto 2 - Condições à saída do evaporador	74
Tabela 33 - Resultado do valor de COP para os três sistemas	75
Tabela 34 - Consumo elétrico dos componentes do sistema.....	77
Tabela 35 - Análise energética para a estufa de pipocas, aplicada aos sistemas em estudo.....	78
Tabela 36 - Análise financeira para a estufa de pipocas, aplicada aos sistemas em estudo	78
Tabela 37 - Análise ambiental para a estufa de pipocas, aplicada aos sistemas em estudo	79
Tabela 38 - Energia recuperada pelo arrefecimento proporcionado pelo sistema bomba de calor ..	79
Tabela 39 - Poupança económica proporcionado pelo sistema bomba de calor	80
Tabela 40 - Análise à valorização ambiental, com a não emissão de tonCO ₂ para a atmosfera	80
Tabela 41 - Comparação do consumo energético dos sistemas em estudo com o sistema original.	83
Tabela 42 - Comparação financeira dos sistemas em estudo com o equipamento atual	83
Tabela 43 - Comparação do impacto ambiental dos sistemas em estudo com o equipamento original	84
Tabela 44 - Principais vantagens e desvantagens do sistema original	85
Tabela 45 - Principais vantagens e desvantagens do sistema bomba de calor a R1234ze (E)	85

1. Introdução

Segundo a Agência Portuguesa do Ambiente (APA), as alterações climáticas são uma realidade e uma prioridade nacional, face aos seus impactos futuros sobre a nossa sociedade, economia e ecossistemas [1]. A resposta política e institucional, encontra-se espelhada nas propostas relativas ao Quadro Estratégico para a Política Climática (QEPiC) que inclui, nas vertentes de mitigação e adaptação em alterações climáticas, os principais instrumentos de política nacional, dos quais se destacam o Programa Nacional para as Alterações Climáticas 2020/2030 (PNAC 2020/2030) e a Estratégia Nacional de Adaptação às Alterações Climáticas (ENAAAC 2020). Na vertente de mitigação inclui também a implementação do Comércio Europeu de Licenças de Emissão (CELE) [1]. O PNAC 2020/2030 visa assegurar uma trajetória sustentável de redução das emissões nacionais de gases com efeito de estufa, de forma a alcançar uma redução de emissões, garantindo o cumprimento dos compromissos nacionais de mitigação e colocando Portugal em linha com os objetivos europeus nesta matéria [1]. A ENAAAC 2020 estabelece os objetivos, as atividades e o modelo de organização e funcionamento da estratégia até 2020, tendo em vista um país adaptado aos efeitos das alterações climáticas, através da contínua implementação de soluções baseadas no conhecimento técnico-científico e em boas práticas [1].

A afirmação referida compromete a Sociedade em encontrar uma resposta a todos os níveis, por forma a mitigar os malefícios que levam às alterações climáticas. Em Portugal as empresas tem visto o seu custo aumentar e com tendência crescente nos últimos anos. Face a esta tendência as Empresas começam a empreender várias ações com vista a entender melhor o consumo de energia elétrica nos edifícios que utilizam, nos equipamentos que manobram e nas operações necessárias ao seu normal funcionamento, com o objetivo de aumentar a eficiência energética e reduzir os seus custos.

Em todos os sectores da sociedade, existem oportunidade de melhoria da eficiência energética. No caso presente da indústria de exibição de Cinema verifica-se que para o aquecimento das pipocas é utilizado um equipamento designado por estufa, o qual produz o aquecimento desejado através do efeito de Joule.

A tecnologia atual providencia soluções alternativas e mais eficientes em equipamentos com a mesma finalidade da estufa de pipocas, sendo o caso da utilização de sistema Bomba de Calor para o aquecimento ambiente ou em processos industriais.

O conceito original do sistema bomba de calor foi proposto por Lord Kelvin em 1852 e consistia num sistema de compressão de ar utilizando cilindros movidos pela queima de carvão. Com este

sistema era possível elevar a temperatura do ar de 10°C para 27°C aquecendo as casas com uma eficiência 3,5 vezes superior à queima direta do carvão. [2]

Os equipamentos bomba de calor desenvolveram-se rapidamente na última década, particularmente as bombas de calor de alta temperatura (temperatura de condensação superior a 80°C). Com objetivo de obter temperaturas de condensação superiores de forma a ser possível aplicar em mais processos, sem perder eficiência energética. A tecnologia tem sido otimizada com a aplicação do conceito em sistemas cascata e multi-estágio utilizando fluidos frigorigénios menos prejudiciais para o meio ambiente como é o caso do uso do CO_2 e de fluidos de quarta geração. Com a utilização deste tipo de sistemas é possível aumentar a temperatura de condensação e manter a eficiência pois ao diminuir a variação de temperatura entre cada um dos estágios, a eficiência aumenta entre 2% e 4%. O custo inicial do sistema aumenta, bem como o grau de complexidade. Com a utilização de fluidos de quarta geração, como são concebidos para ter ODP igual ou próximo de 0 e GWP muito baixos, o seu impacto ambiental é muito inferior quando comparado com os fluidos sintéticos atuais.

Perante a hipótese da aplicação desta tecnologia ao equipamento estufa de pipocas, pretende-se neste trabalho os seguintes objetivos:

1. Analisar a solução existente para aquecimento alimentar, verificando como funciona o equipamento e quais os consumos energéticos e os custos ambientais.
2. Analisar a viabilidade da aplicação de um sistema bomba de calor, em substituição do sistema termoelétrico, com o aproveitamento do calor gerado para aquecer o produto alimentar, e o ar de rejeição para o arrefecimento do espaço envolvente.
3. Comparar as soluções estudadas com o sistema termoelétrico existente, da perspetiva técnica, económica e ambiental.

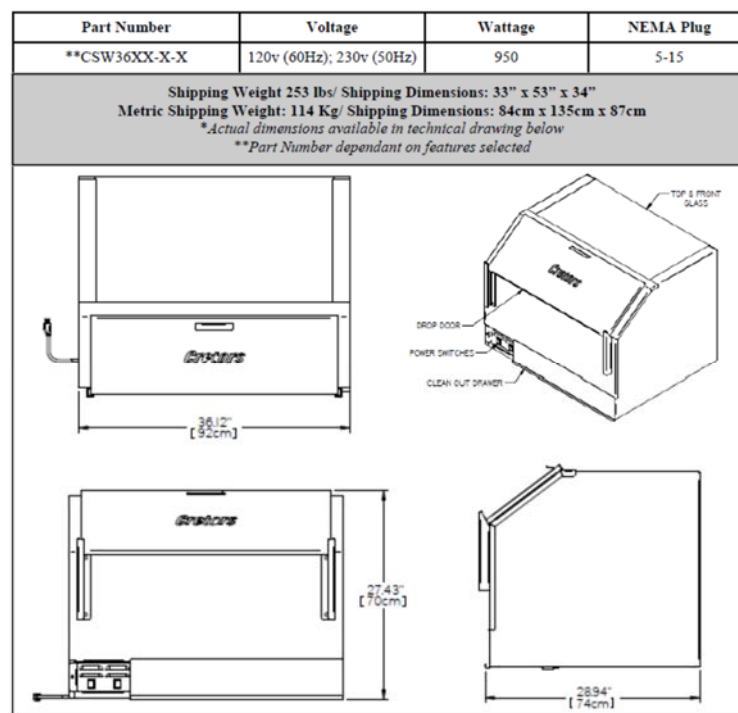
A hipótese de aplicar um sistema bomba de calor a um equipamento estufa de pipocas apenas será viável se for compensatória económica e ambientalmente, quando comparada com o sistema atual.

2. Equipamento Existente

A estufa de pipocas é um equipamento utilizado mundialmente pela indústria de exibição de Cinema desde 1885, tendo sido introduzida no mercado pela Empresa Americana C. Creators & Company, líder americano nesta área de negócio. Trata-se de um equipamento utilizado para aquecer pipocas que se encontram previamente produzidas. Por ser uma indústria de nicho, existem poucos fornecedores mundiais, sendo os atuais de origem Americana ou Inglesa. Atualmente verificam-se poucas alterações tecnológicas ao equipamento, desde a sua conceção.

A indústria disponibiliza no mercado dois modelos deste equipamento, cuja diferença reside na largura do equipamento, existindo os modelos de 900 mm e de 1200 mm. Ambos os modelos utilizam um sistema termoelétrico com potência de 950 W como é possível verificar na figura 1.

Figura 1- Desenho técnico de uma estufa da Creators & Company [3]



2.1 Construção mecânica

A estufa é um equipamento totalmente construído em aço inoxidável. Esta liga metálica é muito utilizada na produção de equipamentos para fins alimentares devido às suas propriedades mecânicas, mas principalmente por razões higiénicas e de saúde alimentar.

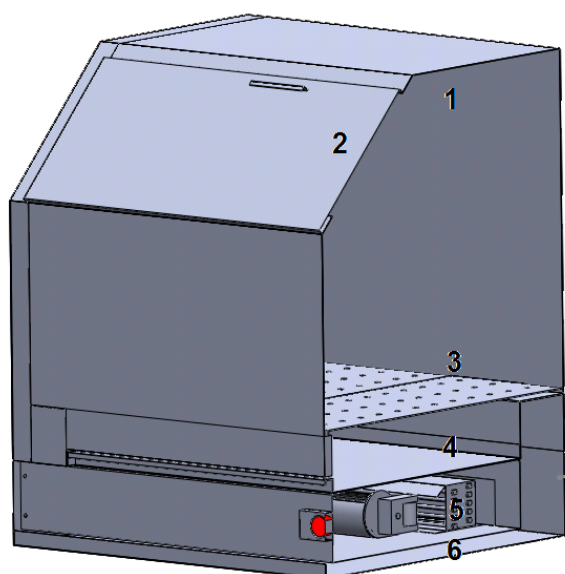
Esta liga metálica constituída maioritariamente por ferro e crómio, apresenta propriedades físico-químicas superiores aos aços comuns, sendo de alta resistência à corrosão. É uma liga metálica inteligente pelo facto de ser regenerativa, tem a propriedade de criar e regenerar uma fina camada de óxido de crómio Cr_2O_3 na sua superfície, formada pela oxidação da liga em contacto com o meio ambiente, esta camada denominada camada passiva, é uma película aderente e impermeável tendo como função a proteção da superfície da liga metálica contra processos corrosivos, prolongando a sua vida [4].

Os alimentos têm características alcalinas ou ácidas, quando manipulados na superfície de ligas metálicas não inertes, provoca porosidades e fendas às superfícies, proporcionando condições ótimas para acumulação de detritos e conseqüentemente o estabelecimento de bactérias, potenciando a contaminação alimentar. O aço inoxidável é uma liga metálica inerte, pelo que, os alimentos não reagem com esta, não comprometendo a segurança alimentar ou os sabores e odores dos alimentos. Adicionalmente é uma liga metálica de fácil limpeza.

A National Sanitation Foundation (NSF) nos Estados Unidos da América, estipula que qualquer superfície em contacto com produtos alimentares deverá ser lisa, resistente à corrosão, não tóxica, estável e não absorvente em condições de uso, não podendo comprometer os sabores e odores dos alimentos nem contribuir para a sua adulteração. Estas superfícies deverão ser facilmente limpáveis. Facto pelo qual é largamente utilizada esta liga metálica na construção de equipamentos utilizados na indústria alimentar [4]. Na Europa a Autoridade Europeia para a Segurança dos Alimentos (EFSA) é a entidade que presta aconselhamento para a produção de políticas e legislação no que concerne à segurança alimentar.

A estufa é constituída por uma cuba ou também designada cabine onde é depositado o produto alimentar. Conforme se pode verificar na figura 2, na base da cuba existe uma bandeja amovível perfurada para permitir que os grãos de milho que não explodiram sejam descartados para o tabuleiro de recolha, tendo também a função de insuflação do ar aquecido para a cabine, provindo dos canais no perímetro do equipamento. Este tabuleiro é também ele amovível para permitir a sua recolha e a limpeza. Na parte inferior do equipamento fica a gaveta onde se encontra o sistema térmico, eléctrico e de controlo. Por fim a sua base dispõe de rodas para que possa ser manobrado para limpeza do espaço envolvente.

Figura 2 - Constituição da Estufa de Pipocas [20]

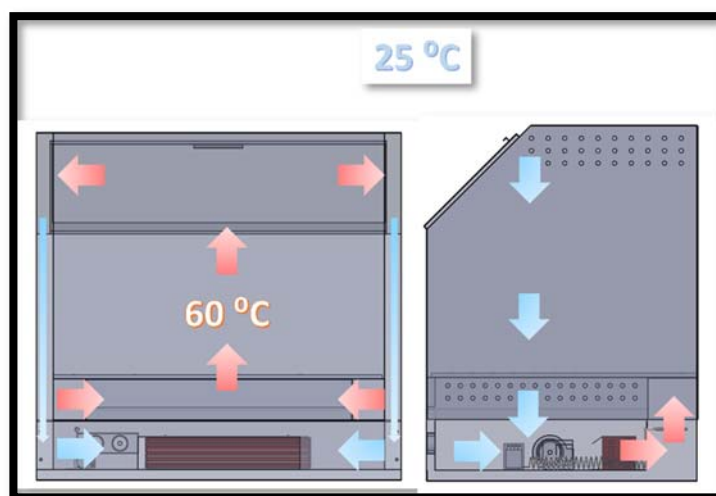


Legenda:

- 1 – Cuba ou cabine;
- 2 – Tampa;
- 3 – Bandeja;
- 4 – Tabuleiro de recolha;
- 5 - Gaveta do sistema termoelétrico;
- 6 – Base com rodas;

O aquecimento do produto alimentar que se encontra na cabine, é realizado pela admissão de ar do espaço envolvente pelo ventilador, este projeta o ar pelo grupo de resistências que o aquece, entra nos canais laterais sendo insuflado pelos orifícios nas bandejas para a cabine. O ar é aspirado no topo desta, e pela depressão criada pela aspiração do ventilador, este desce pelos canais criados pelas paredes da cabine e da parede exterior da estufa para a gaveta técnica, o ar é aspirado novamente pelo ventilador e recomeça o ciclo, conforme se demonstra na figura 3.

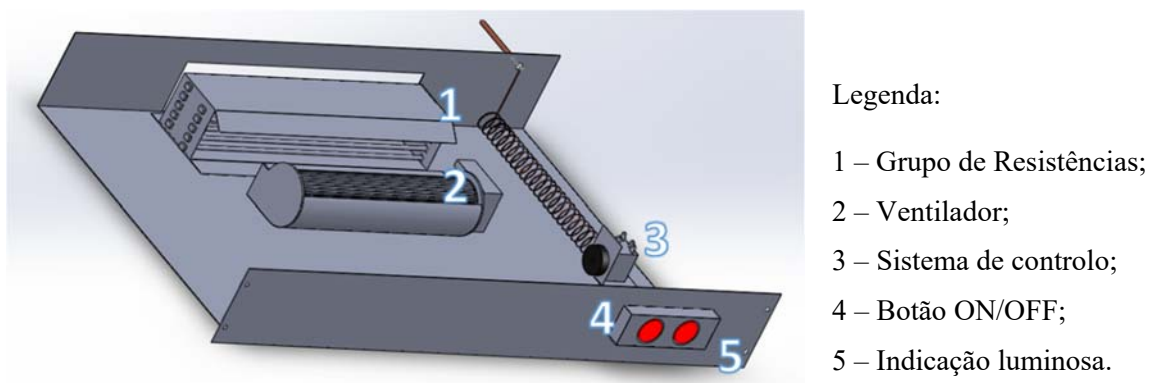
Figura 3 - Circulação de ar pelo equipamento [20]



2.2 Sistema Termoelétrico

O Sistema termoelétrico descrito na figura 4, encontra-se instalado na gaveta técnica do equipamento. É constituído por um grupo de resistências, um ventilador centrífugo de pás curvadas para a frente e um sistema de controlo, tem ainda um botão para ligar e desligar o equipamento e uma sinalização luminosa de funcionamento.

Figura 4 - Constituição do Sistema Termoelétrico [20]



O aquecimento é produzido neste órgão do equipamento pela transformação de energia elétrica em calor, fenómeno designado por efeito de Joule. Este órgão é composto por vários elementos de resistência. Cada resistência é formada por um fio de uma liga metálica composta por Níquel e cromo sobre elementos de cerâmica. No somatório das várias resistências, o grupo tem uma potência de 900W.

O efeito de Joule acontece ao passar pelo elemento resistivo uma corrente de eletrões, no choque com as partículas fixas da liga metálica, existe a cedência da mesma quantidade de energia transportada pelo eletrão. Toda esta energia é convertida em calor [5].

O elemento que compõe a resistência é definido pela sua capacidade de condução. Os bons condutores caracterizam-se por ter uma resistividade muito baixa. O elemento presente na resistência tem idealmente características condutoras, como é o caso da liga composta por níquel e cromo, designada por Nicrómio [5].

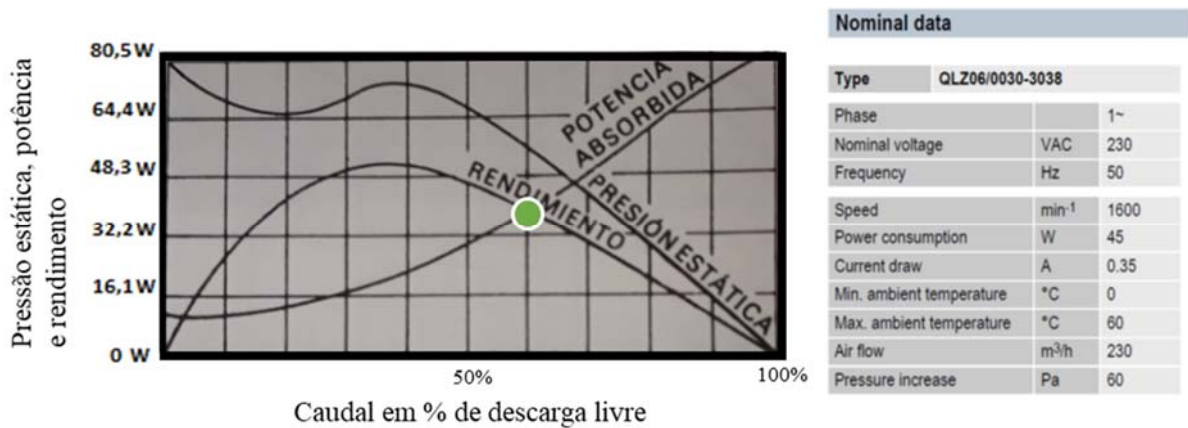
O ventilador instalado é do tipo centrífugo de pás curvadas para a frente conforme modelo indicado na figura 5. Neste tipo de ventiladores, o ar circula na direção perpendicular ao eixo de rotação. Por ter pás curvadas para a frente, alcançam rendimentos máximos a baixas velocidades, pequenos caudais e altas pressões estáticas. São ventiladores ideais para instalar em equipamentos compactos [6]. Neste ventilador, o motor está diretamente acoplado.

Figura 5 - Ventilador centrífugo ebm-papst [7]



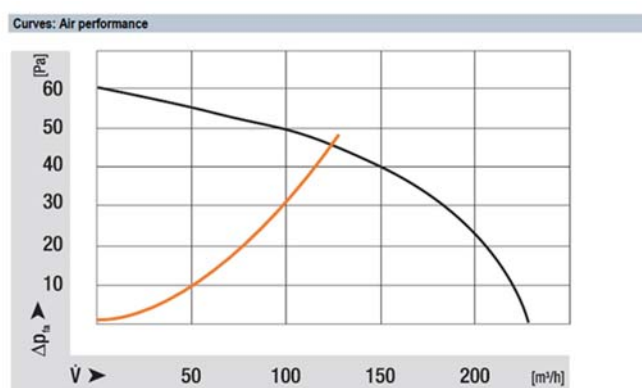
Pelas suas características, neste ventilador a potência absorvida pelo motor aumenta com o aumento do caudal e consequentemente a pressão estática diminui. Na figura 6 apresenta-se indicado o ponto de rendimento máximo após início de funcionamento, sendo quando atinge sensivelmente 40% do caudal e encontra uma pressão estática alta. Por ter um caudal menor circulado, também tem uma potência absorvida baixa [6].

Figura 6 - Características do ventilador centrífugo de pás curvadas para a frente [6]



Na figura 7 apresenta-se a curva-característica de pressão e caudal para a velocidade de rotação do ventilador. O ponto de trabalho é dado na interseção da curva característica do ventilador com a curva característica do circuito de ar, pois na circulação do ar existem perdas de pressão pelas dificuldades que o ar encontra à sua passagem. A perda de carga imposta pela instalação é de 45 Pa, o que irá implicar um débito de caudal pelo ventilador de aproximadamente 138 m³/h.

Figura 7 - Curva característica do ventilador centrífugo [7]



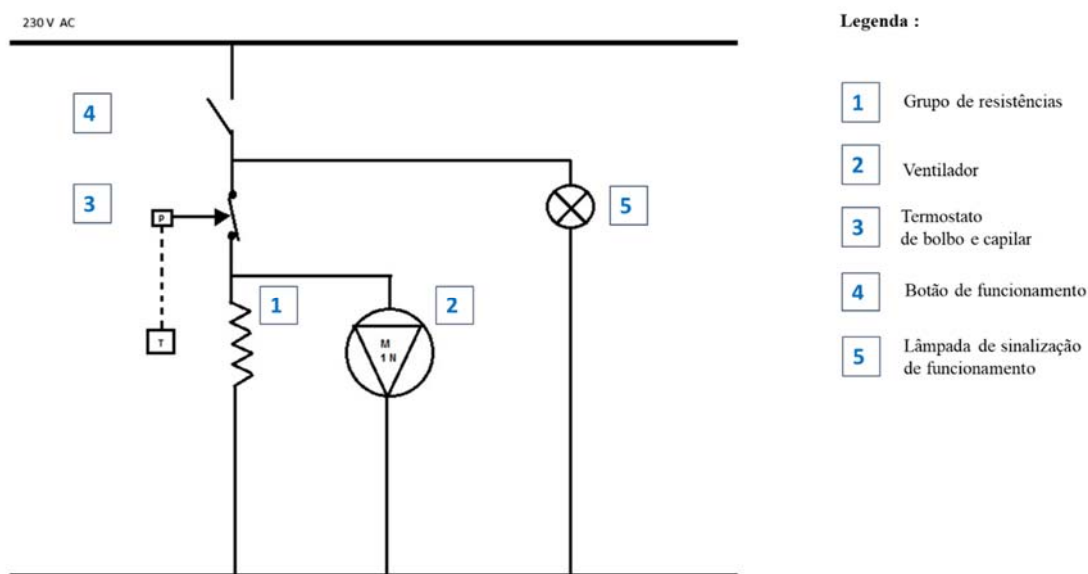
O sistema de controlo instalado na gaveta técnica da estufa de pipocas dispõe de um termostato de bolbo e capilar de adsorção. Este sistema regula os ciclos de funcionamento do equipamento de forma a manter a temperatura no interior da cabine dentro dos parâmetros pretendidos, atuando sobre o ventilador e sobre o grupo de resistências, permitindo ou inibindo o seu funcionamento.

A temperatura é definida pelo operador manipulando o botão de seleção, o termostato tem um sensor de temperatura de bolbo, que contém líquido. Quando aumenta a temperatura, existe um aumento de pressão no fluido encerrado no bolbo que é transmitida ao fole do termostato, permitindo a abertura ou fecho dos contactos eléctricos [8]. Ou seja, quando é atingida a temperatura desejada dentro da cabine o termostato atua eletricamente sobre o ventilador e sobre o grupo de resistências permitindo ou inibindo o seu funcionamento.

O termostato permite definir uma variação de temperatura (entre 2 e 7 K), em torno do ponto desejado, ou seja, ajustando esta variação para 2 K, definindo o ponto de temperatura desejado de 60°C, este irá permitir a oscilação entre os 58 e os 62°C. Quando a temperatura atinge os 57°C, o termostato irá permitir o funcionamento do sistema, quando esta atinge os 62°C, o termostato irá inibir o funcionamento.

O Sistema termoelétrico é constituído por um grupo de resistências, um ventilador centrífugo de pás curvadas para a frente e um termostato de bolbo, tem ainda um botão para ligar e desligar o equipamento e uma sinalização luminosa de funcionamento. Na figura 8 encontra-se representado o esquema eléctrico do sistema que é alimentado pela rede eléctrica da instalação a 230V AC. Ao pressionar o botão, dá-se o início de funcionamento do sistema, alimenta a indicação luminosa e o termostato, este permite o funcionamento do grupo de resistências e o ventilador que se encontram instalados em paralelo. O termostato encontra-se previamente programado para uma variação de 2 K e para a temperatura desejada dentro do equipamento. Quando a temperatura sentida pelo bolbo alcançar o valor desejado, o termostato irá inibir o funcionamento do sistema, reiniciando-o quando a temperatura diminuir.

Figura 8 - Esquema elétrico do sistema



2.3 Verificação da temperatura adequada para o aquecimento do alimento

O principal objetivo da estufa de pipocas prende-se com a produção de energia térmica para aquecer as pipocas que se encontram na sua cabine. Esta energia deverá ser controlada pelo operador, de forma a manter o produto apto para venda, considerando a qualidade e a segurança alimentar.

Na ausência de literatura a tabelar os valores recomendados de temperatura e humidade para este produto alimentar, foi executado um inquérito junto dos operadores e com base na sua experiência, tentar perceber qual a temperatura adequada para a operação do equipamento.

Os resultados obtidos foram inconclusivos, os operadores utilizam uma gama de temperaturas muito alargada, variando dos 50 °C aos 90 °C. Dada a indefinição do valor adequado para a manutenção do produto alimentar no interior da cabine, verifica-se a necessidade de deslocação para laboratório para a execução de ensaios experimentais com a finalidade de alcançar respostas mais objetivas.

Para a obtenção de valores de temperatura ideais para a operação deste equipamento, efetuaram-se vários ensaios ao produto alimentar, analisando a alteração de textura, humidade e capacidade de aglutinação entre os vários elementos.

Para a verificação da temperatura adequada à operação do equipamento, definem-se as seguintes premissas:

- As características físicas, químicas e organolépticas não deverão sofrer alterações significativas durante o processo de aquecimento. Relativamente às características físicas do caramelo, quando este altera do estado sólido para viscoso, proporciona o aglutinamento entre o próprio e os corpos na sua vizinhança, fenómeno não desejável, pois quando arrefece o caramelo solidifica e origina quebras origina quebras em elementos menores quando manuseado, prejudicando a qualidade visual do produto alimentar.
- A temperatura a atingir deverá ser tão alta quanto possível, para que não hajam problemas de proliferação de bactérias.

A contaminação dos alimentos por microrganismos pode prejudicar a saúde de quem os consome, podendo acontecer em qualquer ponto da cadeia alimentar, desde a produção até ao consumo. Como as bactérias são microrganismos de estrutura muito simples, em condições favoráveis, podem duplicar o seu número em apenas 20 minutos. Em temperaturas acima de 60 °C, a maioria dos microrganismos morre ou não se multiplica [9].

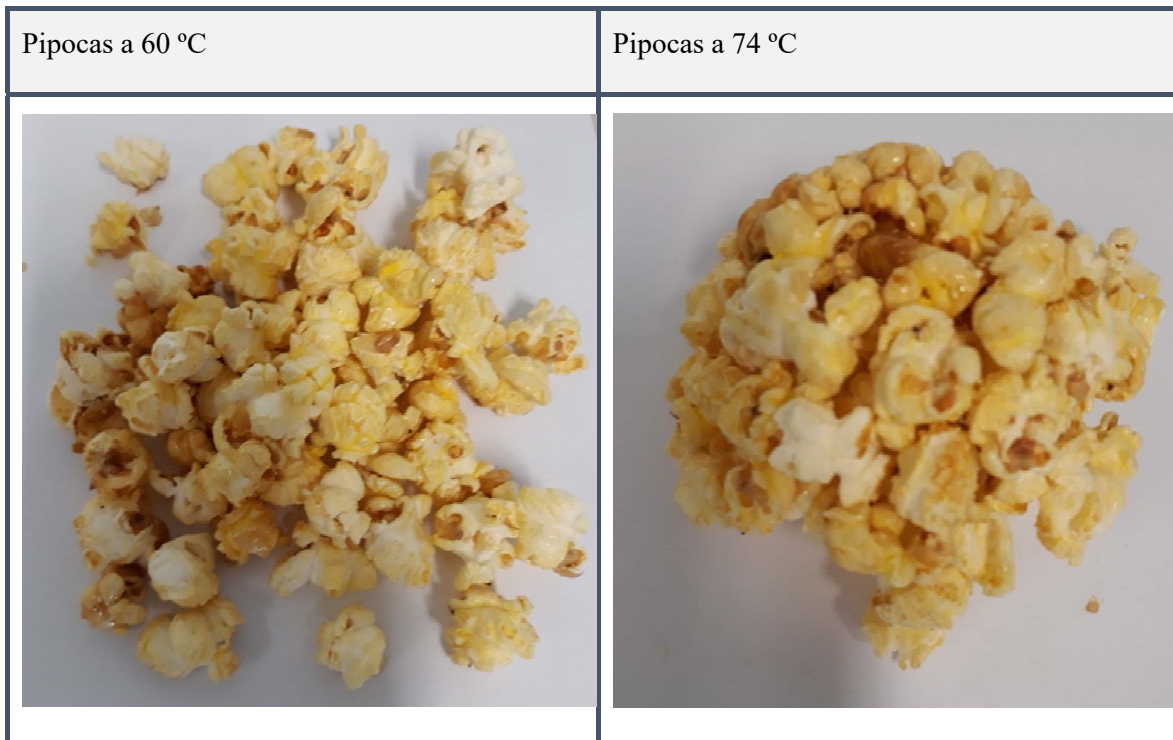
Da observação dos resultados obtidos, para cumprimento da primeira premissa, ou seja, não haver alteração física do alimento, a temperatura a adotar para o equipamento admitindo, 0% de aglutinamento, será de 50 °C.

Assumindo um compromisso de aglutinamento até 20%, a temperatura a adotar teria um domínio entre 50 °C a 57 °C.

Mas pela segunda premissa obrigatória, esta temperatura não é suficientemente elevada para haver segurança alimentar na disponibilização deste produto alimentar. Verifica-se assim que a temperatura ideal para o equipamento será entre 60 °C a 62 °C, o que irá resultar numa média de aglutinamento entre pipocas de 43%. A resistência ao choque do produto a esta temperatura é fraca, quebrando facilmente as ligações entre elementos, sem os destruir.

NA figura 9 é possível verificar o seguinte, para uma temperatura superior a 62 °C os elementos têm uma percentagem de aglutinação superior e uma ligação entre os elementos mais forte, fenómeno não desejável. As pipocas atingiram os 100% de aglutinação aos 74 °C, assumindo a forma do recetáculo.

Figura 9 - Fotografias do resultado obtido em laboratório para as pipocas



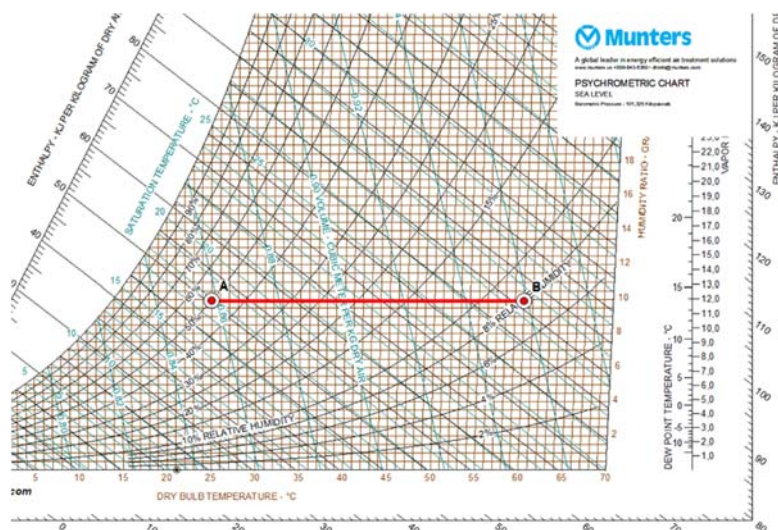
2.4 Análise psicrométrica

O aquecimento do interior da cuba é realizado por efeito de Joule obtido por um grupo de resistências, na conversão de energia elétrica em energia térmica. O interior da cabine é preenchido com ar atmosférico e o produto alimentar pipocas. As pipocas são constituídas pelo grão de milho e ar.

O ar ao passar pelo grupo de resistências sofre um processo de aquecimento simples ou sensível, fazendo aumentar a sua temperatura, não provoca alteração da massa de ar seco nem de vapor de água contidos no fluido, logo não altera a sua humidade específica [10].

Com o aumento da temperatura do fluido, existe um aumento do volume específico e consequentemente uma diminuição da humidade relativa, conforme indicado na figura 10. Apesar de a humidade relativa ter diminuído, a humidade específica mantém-se inalterada, não há perda de massa de água no fluido [10].

Figura 10 - Representação do Processo de aquecimento no Diagrama Psicrométrico [21]



O equipamento quando em repouso, o ar atmosférico no interior da cabine tem as mesmas propriedades do ar exterior, encontrando-se estas indicadas na tabela 1.

Tabela 1 - Propriedades do ar nas condições iniciais A

Pressão relativa	$P = 1 \text{ bar}$
Temperatura	$T_i = 25 \text{ }^\circ\text{C}$
Humidade Relativa	$HR = 50 \%$
Entalpia Específica	$h = 50,3 \text{ kJ/kg}$
Volume específico	$v = 0,86 \text{ m}^3/\text{kg}$
Caudal volúmico	$\dot{V} = 0,028 \text{ m}^3/\text{s}$

A tabela 2 indica as propriedades do ar após sofrer o processo de aquecimento simples, até atingir a temperatura pretendida de 60°C.

Tabela 2 - Propriedades do ar nas condições finais B

Pressão relativa	$P = 1 \text{ bar}$
Temperatura	$T_i = 60 \text{ }^\circ\text{C}$
Humidade Relativa	$HR = 7,9 \%$
Entalpia Específica	$h = 86,1 \text{ kJ/kg}$
Volume específico	$v = 0,96 \text{ m}^3/\text{kg}$
Caudal mássico	$\dot{m} = 0,040 \text{ kg/s}$

Potência requerida para o processo de aquecimento simples:

$$\dot{Q} = \dot{m} \times (h_f - h_i) \quad (W) \quad (1)$$

$$\dot{Q} = 0,04 \times (86,1 \times 10^3 - 50,3 \times 10^3) = 1.432 \text{ W}$$

\dot{Q} – Potência Térmica Requerida (W)

\dot{m} – Caudal mássico (kg/s)

Δh – variação da entalpia

O resultado indica, para elevar a temperatura das condições iniciais A para as condições requeridas B, é necessária uma potência de 1432 W. A potência térmica instalada é de 900 W, o que significa que o resultado desejado será alcançado rapidamente. A cabine tem uma volumetria muito pequena, pelo que esta diferença, não se torna significativa para a função que o equipamento tem.

A Estufa quando em funcionamento tem o seu interior a 60 °C uma temperatura superior à temperatura exterior de 25 °C, originando perdas de energia por transferência de calor pelas paredes.

A transferência de calor acontece por convecção provocada pelo aquecimento das paredes do equipamento, em contacto com o ar ambiente.

A Lei de Newton expressa a quantidade de energia transferida através das paredes do equipamento, sendo possível analisar a energia perdida pelas paredes do equipamento [11].

$$q = h_c A_s (t_s - t_\infty) \quad (2)$$

q – Energia transferida (W);

h_c – Coeficiente de transferência de calor (W/(m².K))

t_s – Temperatura da superfície (°C)

t_∞ - Temperatura ambiente (°C)

Para o cálculo da energia perdida pelas paredes, é conhecido o valor das temperaturas, mas é desconhecida a quantidade de energia transferida e o coeficiente de transferência de calor.

Recorrendo à tabela do manual da ASHRAE, 1-Heat Transfer Coefficient by Convection Type [11], o valor para gases livres varia entre 2 a 25 W/(m².K). Opta-se por utilizar a equação simplificada indicada na tabela 9 – Natural convection Correlations da mesma bibliografia [11].

Considerações:

$$t_{\infty} = 21^{\circ}\text{C}$$

$$t_s = 60^{\circ}\text{C}$$

Escoamento laminar

$$L = \text{Comprimento da parede} = 0,6 \text{ m}$$

$$h_c = 1,33 \left(\frac{\Delta t}{L} \right)^{1/4} = 3,8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (3)$$

$$q = h_c A_s (t_s - t_{\infty}) = 3,8 \times 1,76 \times (60 - 25) = 234,1 \text{ W}$$

Em alternativa, utilizando a correlação para a transferência de calor por convecção natural em placas verticais aquecidas, tendo em conta o número de Grashof [12]. O número de Grashof é interpretado fisicamente como número adimensional que relaciona as forças de impulso e as forças viscosas [12].

$$h_c = \frac{Nu \times k}{l} \quad (\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (4)$$

Nu = Número de Nusselt

k = Condutividade Térmica W/m.K

A Temperatura da película:

$$t_f = \frac{t_s + t_{\infty}}{2} = \frac{333 + 298}{2} = 316 \text{ K} \quad (5)$$

Tabela 3 - Propriedades do ar à temperatura da película

Viscosidade cinemática	ν (m ² /s)	$1,77 \times 10^{-5}$
Coefficiente de expansão volumétrica	β (K ⁻¹)	$3,16 \times 10^{-3}$
Condutividade Térmica	κ (W/m . °C)	0,0275
Número de Prandtl	Pr (adimensional)	0,710

Número de Rayleigh (Ra) corresponde ao produto do número de Grashof pelo número de Prandtl [12]. O número de Prandtl, corresponde à razão entre a difusão da quantidade de movimento pela difusão de calor. Na tabela 3 é possível verificar as propriedades do ar à temperatura da película calculada na equação 5.

$$\overline{Nu}^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \text{ para } 10^{-1} < Ra_l < 10^{12} \quad (6)$$

$$Gr \times Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot q_p \cdot l^4}{\kappa \cdot \nu^2} \times Pr = \frac{9,8 \times 3,16 \times 10^{-3} \times (60 - 25) \times 0,6^4}{0,0275 \times (1,77 \times 10^{-5})^2} \times 0,7 \quad (7)$$

$$= 1,14 \times 10^{10}$$

$$\overline{Nu}^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387 (1,14 \times 10^{10})^{1/6}}{[1 + (0,492/0,71)^{9/16}]^{8/27}} \quad 10^{-1} < Ra_l < 10^{12}$$

$$Nu = 264,1$$

$$h_c = \frac{Nu \times \kappa}{l} = \frac{264,1 \times 0,0275}{0,6} = 12,1 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

Utilizando então o novo coeficiente de transferência de calor, a energia térmica perdida pelas paredes:

$$q = h_c A_s (t_s - t_\infty) = 12,1 \times 1,76 \times (60 - 25) = 745,4 \text{ W}$$

O resultado obtido pela aplicação da equação 4 indica, para o somatório das paredes continuamente aquecidas até à temperatura desejada de 60°C no interior da cabine, existe uma perda de 745,4 W com a atmosfera envolvente que se encontra a 25°C.

Para a análise energética, com o objetivo de se obterem resultados mais próximos dos reais, executou-se um ensaio em ambiente controlado utilizando uma estufa de pipocas do modelo CREATORS 1200 e um equipamento de medição de energia. Como procedimento, instalou-se o equipamento de medição, e colocou-se a estufa em funcionamento durante uma hora sem produto alimentar no seu interior e com o termostato regulado para os 62°C.

O ensaio realizado encontra-se descrito no Anexo II na terceira verificação experimental. Os valores obtidos apresentam uma diferença significativa no consumo energético do sistema termoelétrico instalado na estufa testada, quando comparado com a chapa de características de um equipamento original. Tal facto não era esperado. Com a indicação da corrente tomada pelo sistema é possível confirmar um aumento na potência instalada para 3130 W em detrimento dos 950 W previstos. Este facto prende-se por o equipamento testado não ser novo, tendo sido sujeito a reparações recentes, e durante essas reparações o sistema ter recebido componentes diferentes do equipamento original, resultando num aumento da potência do sistema. Por serem equipamentos que funcionam durante todo o período de operação dos espaços de 14 horas, durante todos os dias do ano e nos 32 espaços explorados pelo maior exibidor de Portugal, interessa analisar o consumo energético total destes equipamentos indicados na tabela 4.

Tabela 4 - Análise energética para a estufa de pipocas

Análise energética para 1 estufa de pipocas		
	Chapa de características	Resultados obtidos
Corrente tomada à rede (A)	4,13	13,70
\dot{Q}_e (kW)	0,95	3,13
Energia consumida por hora (kWh)	0,40	1,32
Energia consumida por dia (14 horas) (kWh)	5,61	18,49
Energia consumida por ano (365 dias) (kWh)	2 048,38	6 750,56
Análise energética considerando a utilização de 6 equipamentos por espaço		
\dot{Q}_e (W)	5,70	18,78
Energia consumida por hora (kWh)	2,41	7,93
Energia consumida por dia (14 horas) (kWh)	33,67	110,97
Energia consumida por ano (365 dias) (kWh)	12 290,30	40 503,39
Análise energética considerando os 32 espaços comerciais		
Energia consumida por ano (kWh)	393 289,60	1 296 108,48

No somatório dos 32 espaços explorados pelo maior operador de Cinema de Portugal e considerando que todos os equipamentos são semelhantes ao testado, conforme se pode verificar na tabela 4, o resultado do custo energético anual pela exploração deste tipo de equipamentos é de 1.296 MWh. Quando comparado com o equipamento original, existe um aumento muito significativo de 903 MWh.

Em Portugal a energia elétrica é disponibilizada em mercado liberalizado onde os preços são negociados entre os fornecedores e os comercializadores, sendo que estes, os comercializadores livres, têm que incorporar nos preços praticados as tarifas reguladas de acesso às redes [13].

A elaboração de tarifas de energia elétrica está sempre submetida a um conjunto de critérios que, ponderando o equilíbrio de interesses entre consumidores e operadores se traduzem em [13]:

- Minimizar os custos para os consumidores;
- Assegurar a sustentabilidade do mercado, promovendo a adequação dos preços aos custos;
- Incentivar a afetação eficiente dos recursos utilizados nas diferentes atividades reguladas;
- Refletir os custos de interesse económico geral e de política energética nos termos da legislação em vigor.

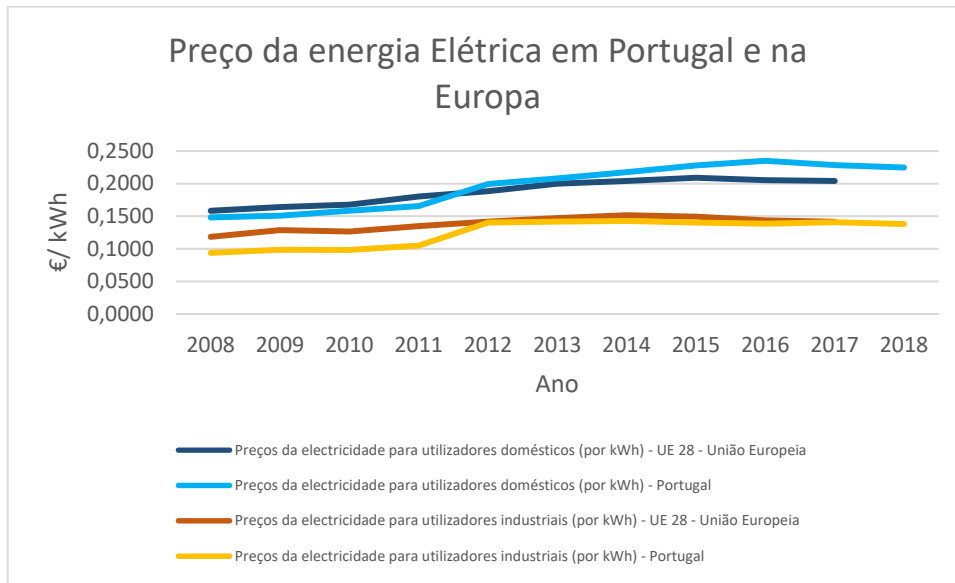
As tarifas de acesso às redes sofreram uma redução de custo comparando os 2 últimos anos de 2018 com 2019, como indicado na tabela 5.

Tabela 5 - Variação 2019/2018 do custo das tarifas de acesso às redes [13]

	Variação 2019/2018
Tarifas de Acesso às Redes em MAT, AT, MT e BTE	-10,6%
Tarifas de Acesso às Redes em BTN	-16,7%

Apesar de uma beneficiação do custo nas tarifas de acesso às redes, quando incorporado o preço da energia elétrica, o custo total para o utilizador final não sofreu um impacto na mesma ordem. Considerando o período de 2008 a 2018, o custo energético sofreu um aumento de 34% para clientes domésticos e de 32% para clientes industriais. Conforme indicado na figura 11, apesar de existir uma normalização do custo nos últimos 3 anos do período considerado, é uma componente que sofreu um aumento muito significativo [13].

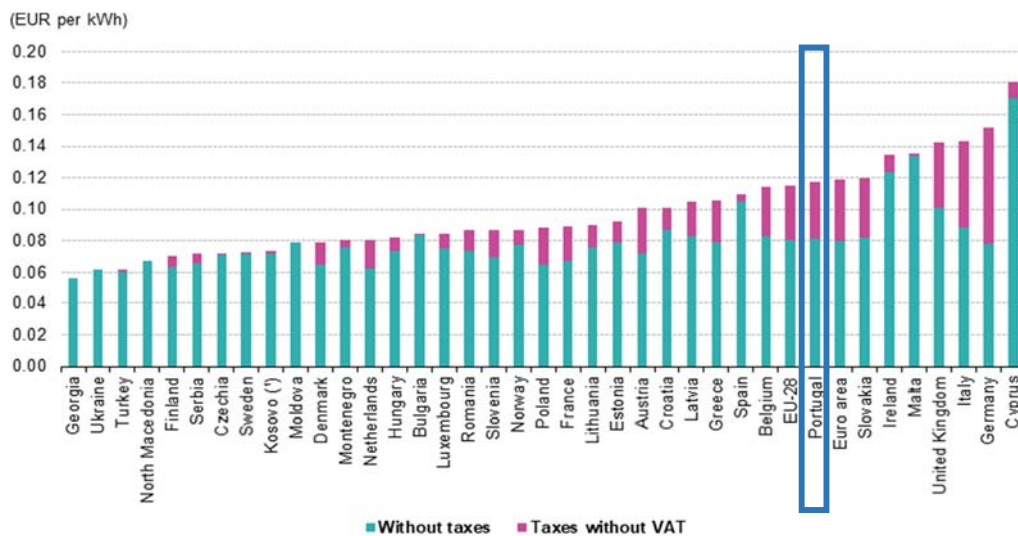
Figura 11 - Preços da eletricidade para utilizadores domésticos e industriais (Euro/ECU). [14]



Devido ao aumento do custo da energia elétrica num curto espaço de tempo, as empresas têm a preocupação de procurar soluções para mitigar os seus efeitos dentro das organizações, pela procura de soluções mais eficientes.

Na figura 12 Portugal surge entre os países da zona euro, como um dos consumidores de energia elétrica, onde o custo é mais elevado, e onde as taxas têm uma expressão muito significativa do valor global.

Figura 12 - Preços da energia elétrica para consumidores não residenciais, segunda metade do ano de 2018 [14]



Adotou-se o custo de 0,12€/kWh de energia elétrica para Portugal apurado na segunda metade de 2018 aplicado a instalações não residenciais, como é o caso do projeto em estudo, recolhido da figura 12, para a obtenção dos custos energéticos indicados na tabela 6.

Tabela 6 - Custo energético pela utilização do equipamento estufa de pipocas

Análise financeira para a utilização de 1 estufa de pipocas		
Valor referência de 0,12 (€/kWh)	Chapa de características	Resultados obtidos
Energia consumida por ano (365 dias) (€)	245,81	810,07
Análise económica considerando a utilização de 6 equipamentos por espaço		
Energia consumida por ano (365 dias) (€)	1 474,84	4 860,41
Análise económica considerando os 32 espaços comerciais		
Energia consumida por ano (365 dias) (€)	47 194,75	155 533,02

No somatório dos 32 espaços explorados pelo maior operador de Cinema de Portugal e considerando que todos os equipamentos são semelhantes ao testado, o resultado do custo energético anual pela exploração deste tipo de equipamentos é de 155.533 €. Quando comparado com o equipamento original, existe um aumento muito significativo de 108.338 €. Conforme se verifica pela tabela 6.

O impacto ambiental da energia elétrica consumida, depende das fontes de energia utilizadas na sua produção. Quando a produção resulta do aproveitamento de fontes renováveis, não há emissões de gases com efeito de estufa e de gases poluentes para a atmosfera. Já o mesmo não se verifica quando a energia é produzida a partir de combustíveis fósseis, originando a libertação de gases poluentes [15].

A produção de energia a partir de fontes não renováveis apresenta um conjunto de impactos mais relevantes, designadamente emissões de CO_2 que contribuem para as alterações climáticas, poluição atmosférica local resultante da emissão de gases poluentes (SO_2 e NO_x) e de partículas [15].

Cada comercializador está obrigado pela Diretiva n. °16/2018 a rotular a energia elétrica. Este dado consiste na informação sobre as origens da energia elétrica e sobre os impactos ambientais provocados na sua produção. [15] Esta é apresentada através das contribuições percentuais de cada uma das categorias de fontes de energia para o total da energia vendida pelo comercializador, que se designa por mix.

O método de cálculo das emissões totais de CO_2 , relativas ao consumo apresentado numa fatura, nos termos da Diretiva n. °16/2018 da ERSE, são determinados conforme a expressão seguinte [16]:

$$Emissões\ totais\ de\ CO_2|COM_i = consumo\ faturado \times Emissões\ específicas\ de\ CO_2|COM_i$$

Conforme indicado pelo maior comercializador de energia elétrica com 52,4% de energia renovável e 47,6% de energia elétrica proveniente de energia não renováveis, para o mix energético apresentado na figura 13, resulta um fator de emissões específicas de CO_2 de 268,77 g/kWh.

Figura 13 - MIX Energético do comercializador EDP Comercial, referencia ao ano de 2017 [15]



Considerando o valor do fator de emissões específicas de CO_2 de 268,77 g/kWh. Aplica-se este valor ao consumo energético para a obtenção do custo ambiental.

Existe um segundo indicador, utilizado para converter o consumo energético. A tonelada equivalente de petróleo (tep) tem por objetivo a conversão de todas as formas de energia final utilizadas por uma entidade para uma única forma de energia primária, permitindo calcular a energia primária total consumida anualmente.

Pelo despacho n. °17313/2008, o fator de conversão é o seguinte:

$$1kWh_{elétrico} = 215 \times 10^{-6}tep \quad (8)$$

Tabela 7 - Custo ambiental pela utilização do equipamento estufa de pipocas

Análise ambiental para a utilização de 1 estufa de pipocas		
268,77 gCO ₂ / kWh para clientes empresariais	Chapa de características	Equipamento testado
Custo ambiental pela emissão de CO ₂ por ano (kgCO ₂)	550,54	1 814,35
Custo ambiental pela emissão em tep por ano	0,44	1,45
Análise ambiental considerando a utilização de 6 estufa de pipocas		
Custo ambiental pela emissão de CO ₂ por ano (kgCO ₂)	3 303,26	10 886,10
Custo ambiental pela emissão em tep por ano	2,64	8,71
Análise ambiental considerando 32 espaços comerciais		
Custo ambiental pela emissão de CO ₂ por ano (tonCO ₂)	105,70	348,36
Custo ambiental pela emissão em tep por ano	84,56	278,66

Observando os resultados na tabela 7, é possível concluir que o impacto ambiental é significativo, quando comparadas as duas soluções, o equipamento original, emite menos 1.264 kgCO₂ por ano em relação com a solução de teste.

A estufa de pipocas é um equipamento muito presente na indústria de exibição de Cinema. É utilizado para fins alimentares no aquecimento de pipocas. Para o aquecimento de pipocas utiliza um sistema termoelétrico composto por ventilador, grupo de resistências e controlo por termostato e bolbo, tendo as suas vantagens e desvantagens.

Tem como vantagens:

- Equipamento totalmente construído na liga metálica aço inoxidável, tornando-o adequado para a função alimentar.
- Equipamento compacto e de dimensões normalizadas. Os bares de Cinema são projetados tendo em consideração, entre outras, as dimensões das estufas de pipocas.
- Sistema termoelétrico muito fácil de manipular por um operador sem formação específica.
- Sistema termoelétrico muito simples de manter, com órgãos de fácil acesso para aquisição e substituição.

Tem como desvantagens:

- Número reduzido de fornecedores mundiais deste equipamento, tornando o cliente dependente das soluções apresentadas por estes.
- Tecnologia do equipamento não apresenta alterações significativas desde a sua conceção.
- A estufa de pipocas por não ter paredes isoladas, permite uma grande perda de energia para o espaço envolvente.
- O aquecimento do espaço envolvente. Fenómeno indesejado que será compensado por sistemas auxiliares de arrefecimento.
- O sistema de controlo é fácil de manipular, mas difícil de controlar com precisão, pois por ser analógico e sem mostrador da temperatura sentida na cabine, torna-se difícil de parametrizar a temperatura para as condições ideais.
- A estufa de pipocas é um grande consumidor de energia, pois funciona muito tempo por dia e durante todo o ano, e existe em grande quantidade de unidades por espaço explorado comercialmente.
- Este equipamento é um grande consumidor de energia elétrica.

3. Bomba de calor

A bomba de calor é um equipamento que utiliza o ciclo frigorífico por compressão-expansão, para, de uma forma muito eficiente, transportar calor da fonte fria para a fonte quente, e com auxílio de energia elétrica elevar este calor para uma temperatura de qualidade na utilização nos processos. Os equipamentos de frio convencionais, de compressão-expansão com mudança de estado do fluido frigorígeno, produzem frio no evaporador arrefecendo um espaço interior e dissipam esse calor no condensador, rejeitando-o para o exterior. No caso de um equipamento bomba de calor, o ciclo frigorífico funciona de forma a captar o calor do exterior para o interior de um compartimento, transferindo-o de forma direta ou indireta [6].

O sistema é designado bomba de calor, por ser capaz de “bombear” calor de um meio menos quente para outro mais quente, ou seja, o calor circula de forma inversa à sua natureza [6].

O sistema funciona da seguinte forma: o líquido em alta pressão é injetado no evaporador através do dispositivo de expansão, sofrendo uma redução de pressão significativa, provocando a evaporação do fluido. Ao evaporar no evaporador o fluido frigorígeno absorve calor, fenómeno que faz baixar a temperatura do meio que o rodeia. O fluido frigorígeno em estado gasoso é aspirado pelo compressor onde é comprimido, elevando ainda mais a sua temperatura, sendo rejeitado para o condensador. Ao condensar o refrigerante no estado gasoso, este cede calor, elevando a temperatura do meio ambiente. O calor captado do meio exterior é finalmente transportado para o espaço interior, ao mesmo tempo que o gás condensa e o processo se reinicia [8].

Os equipamentos Bomba de Calor classificam-se em função da fonte de calor, substância ou material de onde é extraído o calor e da fonte quente onde é libertado o calor gerado. Na determinação da sua tipologia, indica-se primeiramente a fonte de captação e posteriormente a fonte de libertação [6].

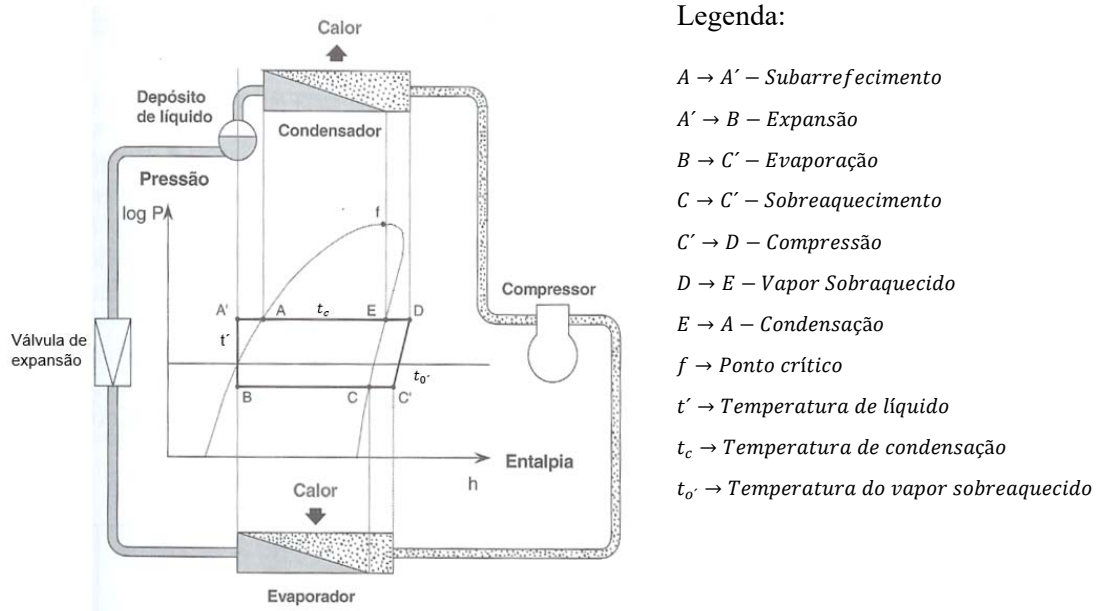
- I. Ar - Ar: No condensador o fluido de permuta de calor é o ar e no evaporador o fluido de permuta é também o ar. No evaporador é captado calor de uma massa de ar frio e libertado pelo condensador numa massa de ar mais quente [6].
- II. Ar - Água: No condensador o fluido de permuta de calor é o ar e no evaporador o fluido de permuta é água: No evaporador é captado calor de uma massa de ar frio e libertado pelo condensador numa massa de água mais quente [6].
- III. Água - Ar: No condensador o fluido de permuta de calor é água e no evaporador o fluido de permuta é ar. No evaporador é captado calor de uma massa de água fria e libertado pelo condensador numa massa de ar mais quente [6].

- IV. Água - Água: No condensador o fluido de permuta de calor é água e no evaporador o fluido de permuta é também água. No evaporador é captado calor de uma massa de água fria e libertado pelo condensador numa massa de água mais quente [6].

3.1 Funcionamento do sistema

Segundo a primeira Lei da termodinâmica (conservação da energia), o calor flui de uma fonte quente para uma fonte fria até encontrar o equilíbrio. Caso se pretenda retirar calor à fonte fria para a injetar na fonte quente, será necessário aplicar uma máquina térmica, utilizando um ciclo frigorífico [8]. Um ciclo frigorífico por compressão-expansão, caracteriza-se por o fluido frigorígeno sofrer mudança de fase consoante o ponto do ciclo onde se encontra. A produção de calor, baseia-se no princípio físico segundo o qual, todo o fenómeno de evaporação é acompanhado pela dissipação de calor [8]. A bomba de calor é constituída por quatro órgãos principais, evaporador, compressor, condensador e dispositivo de expansão.

Figura 14 - Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor [8]



A figura 14 representa o esquema de um sistema de refrigeração por compressão de vapor sobre um diagrama de Mollier de pressão e entalpia, onde se verifica o ciclo de frio, evidenciando os fenómenos que ocorrem.

Processo $B \rightarrow C'$ – *Evaporação* (processo isotérmico)

No evaporador, o fluido frigorigéneo no estado líquido absorve calor quando evapora, arrefecendo o espaço onde se encontra. A temperatura de evaporação depende da pressão a que se encontra o líquido, quanto menor for a pressão, menor será a temperatura de evaporação. O evaporador tem como função remover o calor do meio onde se encontra instalado [8].

À entrada do evaporador (ponto B) inicia-se o processo de expansão com uma mistura de líquido e gás, pois uma pequena parte do líquido evaporou durante o processo de expansão, é um processo de transferência de calor a pressão constante e conseqüentemente a temperatura constante até atingir a linha de vapor saturado seco. Ao longo do processo a temperatura de evaporação não se modifica. A partir do Ponto C, o vapor saturado seco ganha algum calor que lhe é adicionado no evaporador e na tubagem de aspiração do compressor [8].

O aumento de temperatura representado por $C \rightarrow C'$, designa-se por sobreaquecimento e é essencial para garantir que nenhuma quantidade de fluido frigorigéneo no estado líquido entre no compressor. Tal situação, se se verificar poderá originar a ruína ou destruição do compressor pelo fenómeno “golpe de líquido” [8].

Processo $C' \rightarrow D$ – *Compressão* (processo politrópico)

O Compressor é um equipamento mecânico, normalmente, quando utilizado para este fim, alimentado eletricamente. A sua função é aspirar o fluido frigorigéneo no estado vapor saturado ou ligeiramente sobreaquecido e comprime-o. A pressão de compressão depende da pressão interna do circuito e da temperatura de funcionamento ou do exercício requerido [8].

Este processo ocorre no interior do compressor durante o movimento das partes móveis, efetuando trabalho sobre o gás. O fluido frigorigéneo, na forma de vapor sobreaquecido, entra no compressor nas condições do ponto C' e é fortemente comprimido até às condições D. Durante a compressão o motor elétrico, além do trabalho de compressão, adiciona mais energia calorífica ao gás e a entalpia sobe. Nesta situação, a temperatura do gás de descarga do compressor é superior à temperatura de condensação. O vapor encontra-se na zona sobreaquecida e a nível energético bastante elevado [8].

Processo $E \rightarrow A'$ – *Condensação* (Processo isotérmico)

No condensador, o fluido frigorigéneo, na forma de vapor sobreaquecido liberta calor, aquecendo o meio envolvente. À medida que o calor vai sendo transferido, o vapor deixa de estar sobreaquecido para passar a uma mistura de vapor e líquido. Finalmente à saída do condensador o fluido frigorigéneo encontra-se totalmente no estado líquido subarrefecido [8].

À entrada do condensador (D), inicia-se o processo de rejeição de calor do fluido frigorigéneo para o meio a arrefecer, à pressão constante. Primeiramente é lhe extraído calor sensível até à temperatura

de condensação, ou seja, até à linha de vapor saturado. Depois do ponto E, até ao ponto A, linha de líquido saturado, ocorre a condensação a temperatura constante. Finalmente e ainda no condensador ou no depósito de líquido e na tubagem de interligação destes dois equipamentos, o líquido é arrefecido alguns graus, mas a pressão permanece constante e, a partir de agora, o fluido frigorígeno passa a designar-se por líquido subarrefecido e o ciclo fecha-se para se poder reiniciar [8].

Antes da entrada do fluido frigorígeno no dispositivo de expansão, o líquido condensado é recolhido num depósito, a uma pressão próxima da pressão do compressor [8].

Processo $A' \rightarrow B$ – *Expansão* (Processo isentrópico)

Para efetuar a redução de pressão para que a evaporação ocorra, será necessário inserir entre estes dois componentes um dispositivo que mantenha aquela diferença de pressão, enquanto a temperatura de serviço exigida no evaporador não for alcançada [8].

O líquido subarrefecido, nas condições do ponto A' , ao passar pelo expansor muda para uma pressão de vaporização muito menor. Assim o líquido entra em ebulição devido à brusca baixa de pressão. Este processo ocorre no dispositivo de expansão de um modo irreversível, em que nenhum calor é adicionado ou extraído durante o processo [8]. Esta evaporação continua a desenvolver-se no evaporador até se tornar totalmente gás. Iniciando novamente o ciclo. O circuito é hermeticamente fechado.

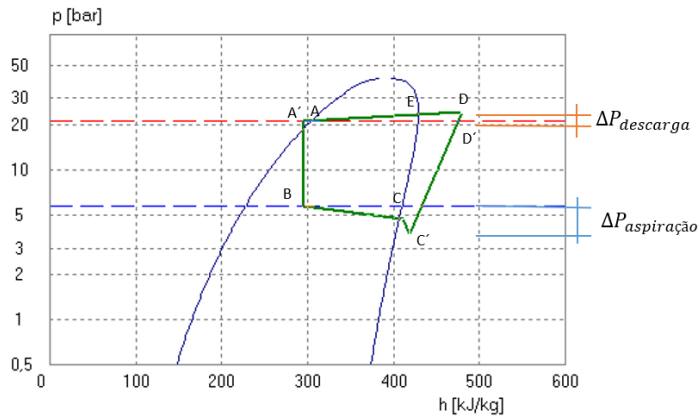
O ciclo real de refrigeração diferencia-se do ciclo teórico, devido essencialmente a duas quedas de pressão que acontecem na linha de aspiração do fluido frigorígeno, e na queda de pressão ocorrida na linha de descarga e no condensador. Na figura 15 apresentam-se no diagrama de Mollier as duas quedas de pressão.

A queda de pressão na aspiração ($\Delta P_{\text{aspiração}}$) resulta das dificuldades de escoamento do fluido no interior do evaporador e na linha de aspiração [8].

A queda de pressão na descarga ($\Delta P_{\text{descarga}}$), resulta das dificuldades de escoamento do fluido no interior do condensador e na linha de descarga, linha de líquido e acessórios e equipamentos nela contidos [8].

Na prática estas perdas de carga deverão ser levadas em conta na seleção do compressor para um determinado circuito, nomeadamente a potência mecânica necessária para que o fluido frigorígeno possa vencer as dificuldades adicionais que se opõem ao escoamento e respetivo caudal volumétrico. Caso contrário a capacidade de refrigeração será afetada, devido ao facto de a compressão ser um processo politrópico, a temperatura de descarga ($t_{\text{gás quente}}$), pode chegar a 130°C e tornar-se um problema adicional para os óleos lubrificantes utilizados nos compressores [8].

Figura 15 - Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor [22]

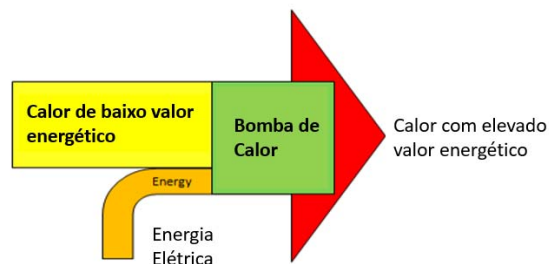


3.2 Porquê a utilização de uma bomba de calor?

O Equipamento bomba de calor utiliza o ciclo frigorífico para, de uma forma muito eficiente transferir calor da fonte fria para a fonte quente, e com auxílio de energia elétrica elevar este calor para uma temperatura de qualidade na utilização de processos, conforme esquema da figura 16.

Pelo facto de captar parte desta energia térmica ao meio, este equipamento pode apresentar valores de eficiência superiores a 300%, tornando-se muito apelativo o estudo do seu uso nos vários processos, quer domésticos, quer industriais [2]. São considerados equipamentos que captam energia renovável [1].

Figura 16 - Composição da energia numa bomba de calor [2]



A eficiência de um ciclo frigorífico designa-se por EER (*Energy Efficiency Ratio*), quando o sistema se encontra a funcionar em modo de arrefecimento. A eficiência de um ciclo frigorífico designa-se por COP (*Coefficient of Performance*), quando aplicado em sistemas de aquecimento (bomba de

calor) [8]. Em referência aos sistemas bomba de calor, o COP é obtido da razão entre a energia elétrica consumida pelo compressor, e o calor libertado no condensador.

$$COP = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Energia absorvida}} = \frac{\dot{Q}_{\text{condensador}}}{\dot{W}_{\text{compressor}}} \quad (9)$$

Grande parte da energia elétrica consumida pelo compressor é absorvida pelo fluido frigorigénio na forma de calor, pelo que, o calor libertado no condensador é superior ao calor captado no evaporador.

Para um sistema bomba de calor o COP ter um valor de 3 significa que, por cada 1 kW elétrico consumido pelo compressor, são libertados no condensador 3 kW térmicos, ou seja, na forma de calor [2]. Num ciclo frigorífico, funcionando para arrefecimento, o EER ter um valor de 3, significa que o mesmo 1 kW elétrico consumido pelo compressor é necessário para que o evaporador possa captar 3 kW térmicos ao espaço considerado [2].

Sendo esta a razão para a utilização destes sistemas, quando a necessidade é aquecer ou arrefecer um espaço, ou em processos industriais.

3.3 Componentes principais

Compressor

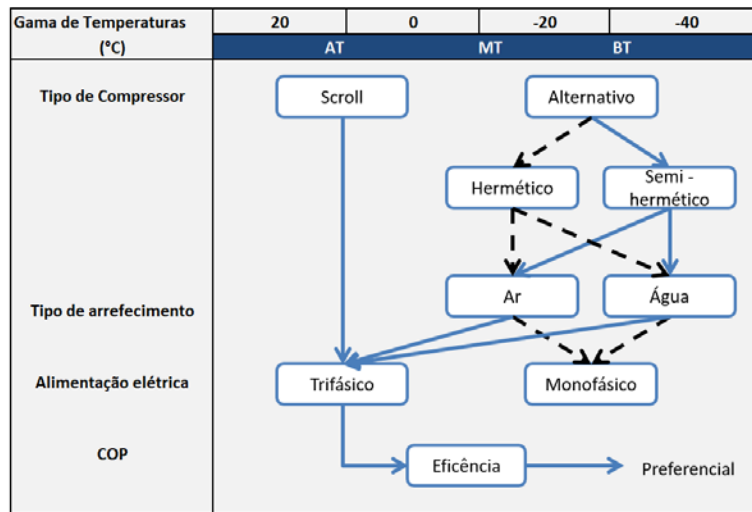
O compressor é um dos principais órgãos do sistema. Destinam-se a elevar a pressão de um gás desde as condições de aspiração até às condições de expulsão. Durante este processo consome energia e com o aumento de pressão no gás, há um aumento de temperatura no gás [8].

A seleção do compressor com maior rendimento e, portanto, com mais eficiência para uma determinada instalação, envolve:

- Capacidade frigorífica necessária
- Condições de funcionamento
- Curvas de carga (variação e controlo de capacidade)

Para sistemas de pequena capacidade, com compressores eletricamente alimentados, com potência até 5 kW. Pode-se utilizar o fluxograma da figura 17 como indicativo [8].

Figura 17 - Seleção de compressor com menos de 5 kW de capacidade [8]

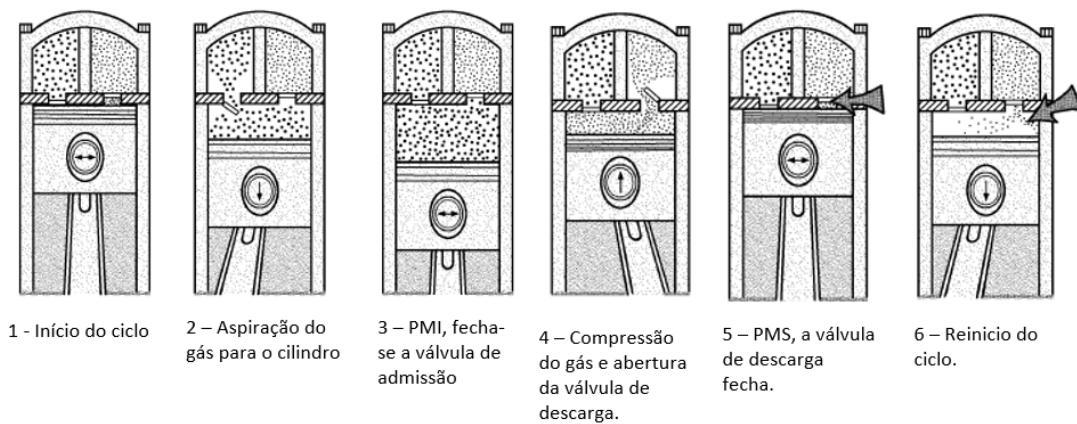


Os principais tipos de compressores para sistemas de compressão de vapor são os alternativos, orbitais e rotativos. Destes, o tipo de compressor que mais se adequa para o sistema em estudo é o alternativo devido à baixa potência térmica requerida para o sistema, e à dimensão reduzida do equipamento.

O compressor alternativo utiliza o movimento alternativo de um êmbolo (pistão) no interior de um cilindro para comprimir o fluido frigorífero. Partindo do ponto morto superior (PMS), no movimento descendente do êmbolo é criado o vácuo no interior do cilindro. Na cabeça do compressor está montado um “prato de válvulas”, que faz a separação entre o topo dos cilindros e os lados separados de admissão e de descarga [8].

Logo que a pressão de vácuo seja suficientemente forte para abrir a válvula de admissão, o fluido frigorífero é aspirado para dentro do cilindro, promovendo o seu enchimento. No momento em que o êmbolo atinge o ponto morto inferior (PMI), fecha-se a válvula de admissão e começa o movimento ascendente com o gás retido no interior do cilindro. À medida que o êmbolo continua o seu movimento ascendente comprime o fluido frigorífero, aumentando assim a sua pressão. Quando ele atinge uma determinada pressão, força a abertura da válvula de descarga e, assim, o gás flui para fora do cilindro na direção do condensador. Depois o êmbolo alcança o PMS e começa o movimento descendente e o ciclo é repetido [8].

Figura 18 - Ciclo de funcionamento de um compressor alternativo [11]



No ponto 5, quando o êmbolo atinge o PMS, algum do gás fica retido entre o êmbolo e o “prato de válvulas”. Posteriormente, no movimento descendente e antes da abertura da válvula de admissão, este gás expande novamente. Este fenómeno afeta a eficiência do compressor, e deverá ser contabilizado na seleção do compressor. O ciclo de funcionamento de um compressor alternativo apresenta-se esquematizado na figura 18.

O condensador é o permutador de calor que rejeita todo o calor do sistema. Este calor consiste no calor absorvido pelo fluido frigorífero no evaporador, mais o calor da energia consumida pelo compressor [11].

Os condensadores podem ser classificados pelo seu meio de rejeição.

- Água;
- Ar;
- Evaporativo (Água e Ar)
- Sistema em cascata.

Aplicações do sector [8].

1. Condensadores arrefecidos a ar natural (condensadores estáticos), encontram o seu campo de aplicação no frio doméstico.
2. Condensadores arrefecidos a ar forçado, com fluxo de ar horizontal ou vertical são comuns no campo do frio comercial e no ar condicionado doméstico e comercial.

3. Condensadores a água, são utilizados normalmente, pela sua dimensão, no frio e ar condicionado industrial e comercial de grande capacidade.
4. Condensadores evaporativos são utilizados normalmente, pela sua dimensão, no frio e ar condicionado industrial e comercial de grande capacidade.

Para a seleção do equipamento condensador, existem vários fatores a influenciar esta decisão, como o custo de aquisição e de funcionamento, dimensão e potência requerida, entre outros. Tipicamente utilizam-se condensadores arrefecidos a ar para capacidades que não excedam os 245 kW e os condensadores a água para potências superiores [8]. Normalmente o custo inicial do equipamento ou da instalação determina a eleição da combinação compressor e condensador [6].

Para o sistema em estudo prevê-se um condensador a ar com convecção forçada, com fluxo horizontal conforme figura 19, apesar de haver adição de um ventilador, prejudicando o consumo energético, é um condensador mais compacto e adequado face à potência requerida no sistema.

Um condensador a ar com convecção forçada utiliza o ar ambiente para remover o calor de condensação do fluido de um sistema de frio. A serpentina do condensador, é arrefecida por convecção forçada, com a utilização de um ou vários ventiladores. Estes podem ser do tipo helicoidal, axial, tangencial ou centrífugo e podem ser posicionados para aspirar ou para forçar a passagem do ar pela serpentina. Na convecção forçada a eficiência aumenta significativamente com o aumento de velocidade do ar na passagem pelo condensador. Em sistemas para aplicações comuns, a seleção do ventilador é obtida da relação entre operação, custo, tamanho e ruído [6].

Estes condensadores são constituídos por uma bateria de cobre expandido com alhetas em alumínio. A expansão do cobre permite melhorar o contacto entre o cobre e o alumínio. As alhetas têm uma ligeira ondulação, cujo objetivo é aumentar a superfície de transferência de calor para o ar [8].

A seleção do diâmetro do tubo é um compromisso entre fatores como dimensão compacta do condensador, custo de manufatura, resistência do ar, resistência ao escoamento, entre outros. Um diâmetro menor permite maior flexibilidade no desenho do circuito da serpentina e uma carga de fluido menor, mas aumenta no preço, ventilador e requisitos de ar [8].

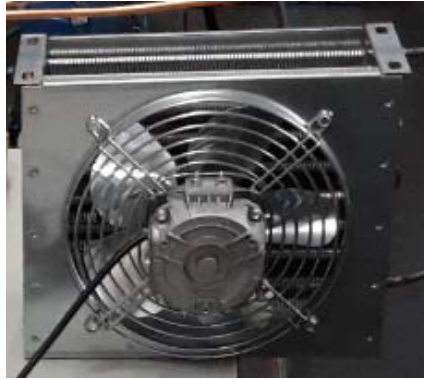
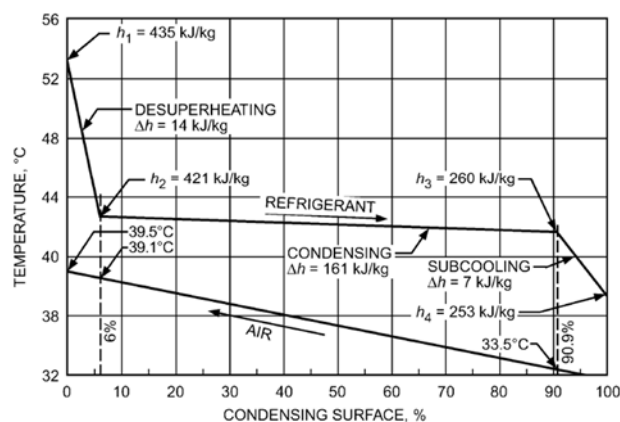


Figura 19 – Condensador com ventilação forçada [8]

A grande maioria dos condensadores arrefecidos por ar, constroem-se com circuitos de subarrefecimento. Assim aumenta a capacidade total do sistema com um ligeiro aumento da potência absorvida necessária para o compressor [6]. Com temperaturas mais altas de condensação, pode-se obter uma economia no custo inicial do condensador, mas há a considerar que quando aumenta a temperatura de condensação, também aumenta a potência absorvida pelo compressor. O incremento de potência do compressor pode ser parcial ou totalmente compensado pela diminuição da potência do motor do ventilador do condensador [6].

No condensador, o calor é permutado por arrefecimento, condensação e subarrefecimento. A figura 20 mostra a alteração de estado do fluido r134a na passagem por um condensador a ar, com a correspondente alteração de temperatura conforme percorre a serpentina. As várias zonas de subarrefecimento e de sobreaquecimento variam entre 5% a 10% da transferência total de calor, dependendo da temperatura de entrada do gás e da temperatura de saída em estado líquido [6].

Figura 20 - Gráfico da variação de temperatura e entalpia num condensador a ar com R-134a [11]



Tendencialmente a condensação acontece em 85% da área do condensador. Genericamente acontece a uma temperatura tendencialmente constante, apesar de alguma queda na temperatura de condensação saturada se houver queda de pressão na serpentina. Para ótimo arrefecimento do gás sobreaquecido e subarrefecimento do líquido, um escoamento em contracorrente cruzado do ar e fluido produz melhores resultados [6].

Na zona de condensação, o calor latente dissipa e a alteração de estado acontece com uma perda de velocidade devido à alteração de estado, a velocidade e o volume de fluido baixam substancialmente conforme se transforma em líquido [6].

Geralmente os condensadores são desenhados para garantir à saída um subarrefecimento de 5K. Para assegurar o bom funcionamento, o fluido tem de estar 100% no estado líquido na entrada para o dispositivo de expansão. O desenho adequado do condensador também envolve o cálculo das perdas de pressão para o fluido na forma de gás e líquido. Genericamente as quedas de pressão num condensador típico representam 0,6K a 2,2K [6].

O evaporador é um permutador de calor que se utiliza nos sistemas de refrigeração por compressão de vapor, para extrair o calor do meio a arrefecer. A extração do calor é realizada pelo fluido frigorigéneo quando muda da fase líquida para gasosa [6]. Esta mudança tem vários estágios e é feita à custa da absorção de calor (latente e sensível) do meio envolvente, através da condução (parede externa com a parede interna do tubo) e da convecção (parede interna com o fluido em evaporação). Durante o funcionamento, forma-se um fluxo contínuo no interior do circuito, conforme o líquido evapora, o ambiente envolvente arrefece. A transmissão de calor, pode ser acelerada com a instalação de um meio mecânico de movimentação de ar envolvente a arrefecer [8].

Na tabela 8 são classificados os vários tipos de evaporadores quanto à tipologia, expansão, construção, meio de transmissão e particularidades.

Tabela 8 - Classificação dos evaporadores [8]

Classificação dos Evaporadores				
Tipologia	Expansão	Construção	Meio de Transmissão	Particularidades
Evaporadores	Direta (seca)	Somente de tubo	Circulação de ar por gravidade Com circulação de ar forçado Em líquido parado Em líquido agitado	De tubo simples De passagem múltipla De tubo duplo (coaxial) Serpentina e carcaça Tubo e carcaça
		Tubo e alhetas	Com circulação por gravidade Com circulação de ar forçado	Ar
		Placas	Condução (fluido/ fluido)	Água
Arrefecedores (Chillers)	Direta (seca)	Tubos	Spray Líquido em circulação (indireto) (circuito aberto ou fechado)	De tubo simples De passagem múltipla De tubo duplo (coaxial) Tubo e carcaça
	Inundada			

Para o sistema em estudo prevê-se um evaporador de expansão direta de construção tubo e alheta com convecção forçada de fluxo horizontal. É o evaporador mais adequado ao sistema em estudo face à dimensão e ao meio a absorver calor. Os evaporadores de expansão direta são menos eficazes, mas tem como vantagens uma grande flexibilidade e simplicidade na conceção, projeto e fabrico, resultando num custo inicial inferior, e no facto de necessitarem de menor quantidade de fluido frigorigéneo e terem uma menor taxa de avarias em relação à migração de óleo no sistema [8].

Nos evaporadores de expansão direta, a configuração mais comum é a construção de um conjunto de tubos de cobre abundantemente alhetados com finas lâminas de alumínio, ao qual é adicionado uma envolvente metálica onde é fixado um ou mais ventiladores, cuja função é acelerar o processo de transferência de calor [8].

São possíveis duas configurações do tipo funcional:

- Ventilador aspirante: esta configuração permite obter um maior alcance do fluxo de ar frio. Todavia o calor dissipado pelo motor do ventilador não é imediatamente extraído [8].
- Ventilador permanente: O calor extraído pelo motor do ventilador é retirado do ar imediatamente após a sua dissipação, mas é menor o alcance do fluxo de ar [8].

A seleção dos evaporadores a ar forçado fica sempre dependente da sua superfície, capacidade nominal e número de renovações de ar que promove no interior do espaço [8].

O dispositivo de expansão é um controlador de caudal ou fluxo de fluido frigorífero. Para este fim existem vários tipos de dispositivos, sendo os mais importantes os seguintes [8]:

- I. Tubo capilar
- II. Válvula de expansão termostática
- III. Válvula de expansão automática
- IV. Válvula de boia
- V. Válvula de expansão eletrônica

A escolha deste dispositivo depende de múltiplos parâmetros e critérios previamente conhecidos. Para um sistema doméstico utiliza-se o tubo capilar. Para um sistema comercial, a válvula de expansão será a escolha mais óbvia, mas se o sistema for sujeito a cargas variáveis e que requeiram um controle apertado, a escolha mais adequada passará pela utilização de uma válvula de expansão eletrônica. Para sistemas do tipo inundado, utilizam-se válvulas de boia [8].

Independentemente do tipo, estes equipamentos possuem duas funções, exercidas em simultâneo.

- 1 – Medir o fluido frigorífero no estado líquido, da linha de líquido, dentro do evaporador, a uma taxa proporcional à taxa de evaporação que está a ocorrer no interior do evaporador [8].
- 2 – Manter a diferença de pressão entre os lados da alta e baixa pressão do sistema de modo a permitir a evaporação do fluido frigorífero a baixa pressão no evaporador e, simultaneamente, condensá-lo à pressão do condensador [8].

Para o sistema em estudo prevê-se a utilização de tubo capilar. O tubo capilar é o mais simples dos controladores de caudal de fluido frigorífero, consistindo num determinado comprimento de tubo de cobre de diâmetro reduzido, e que é instalado entre o condensador e o evaporador [8].

O funcionamento do tubo capilar consiste no efeito de estrangulamento, resultante da sua extensão e pequeno diâmetro interior, provocando alta resistência de atrito, permitindo a entrada de caudal uniforme de líquido no evaporador, mantendo o diferencial de pressão praticamente constante [8].

É utilizado em equipamentos de pequena capacidade com pequenas flutuações de carga, devido às vantagens que evidencia [8] e que se encontram identificadas na tabela 9.

Tabela 9 - Vantagens e desvantagens da aplicação de tubo capilar [8]

Vantagens	Desvantagens
- Baixo custo;	- Impossibilidade de regulação com distintas condições de carga e risco de obstrução
- Não possuem partes móveis;	- Exigência de limites apertados na carga de fluido frigorífero;
- Permite a equalização das pressões do sistema durante as paragens do compressor. Assim este poderá ter um binário de arranque baixo.	- Redução do rendimento com a variação da temperatura térmica ou da temperatura de condensação.

Dimensionamento e seleção

O dimensionamento e a seleção de um tubo capilar é complexo, pois depende de várias variáveis. Para apoiar a escolha existe disponível software que permite um dimensionamento muito próximo da realidade, existindo sempre uma margem de imprecisão. A experiência empírica é determinante para ajustar adequadamente o dimensionamento do tubo capilar [8].

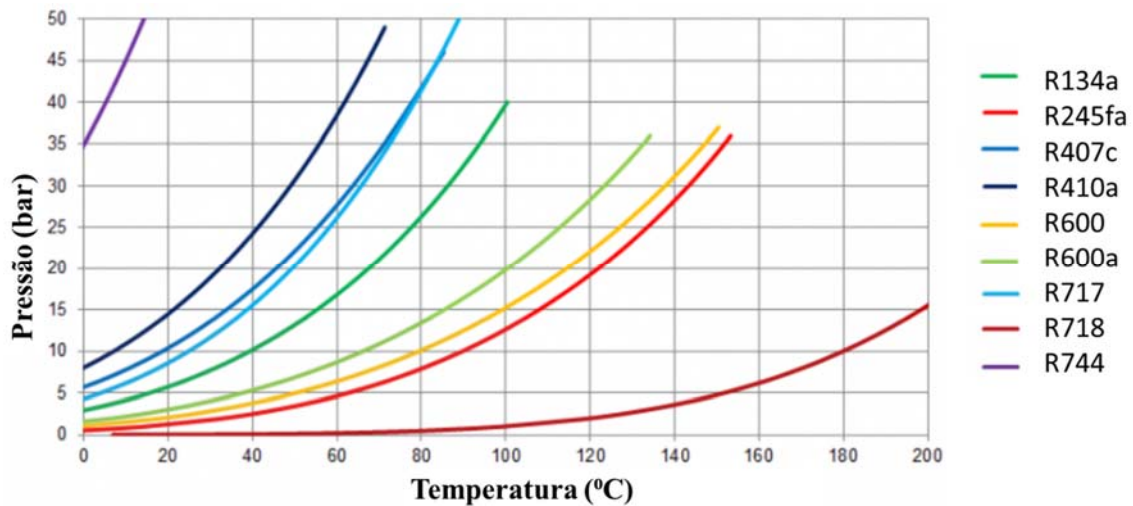
3.4 Fluidos frigoríferos

O Fluido frigorífero, é o elemento no circuito de refrigeração por compressão de vapor que permite absorver calor por evaporação a temperaturas e pressões baixas, e libertar esse calor ao condensar a pressão mais elevada, no meio envolvente [6].

Uma extensa variedade de fluidos frigoríferos encontra-se disponível para utilização em equipamentos bomba de calor. Também a água pode ser utilizada, se a pressão e temperatura do fluido forem geridos de forma adequada, de facto, por ter uma temperatura latente de evaporação muito alta, pode ser utilizado de forma muito eficaz. Dependendo das suas características, diferentes fluidos são adequados a diferentes domínios de temperatura de processo e diferentes eficiências [8].

A seleção do fluido a utilizar, é definida tendo em conta diversos critérios como, pressão, temperatura crítica, eficiência energética e natureza do fluido, se natural ou sintética.

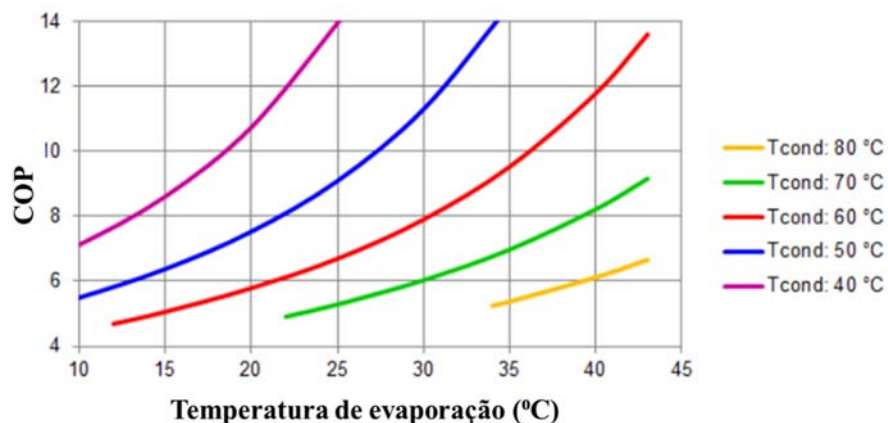
Figura 21 - Características dos referidos fluidos frigorígenos: temperatura e Pressão de condensação [2]



Na figura 21, é possível verificar que existe uma relação de temperatura de condensação e pressão de condensação para diferentes fluidos frigorígenos, ou seja para uma determinada temperatura de condensação de um fluido irá corresponder uma pressão de condensação, que varia consoante o fluido frigorigéneo utilizado. Para que o compressor tenha um bom desempenho, a pressão de condensação deverá ser a menor possível, para resultar numa menor relação de compressão. Ou seja, para que a alta pressão num ciclo de refrigeração seja relativamente baixa, favorecendo a integridade e segurança do sistema [8].

A eficiência do sistema bomba de calor depende da seleção do fluido. A eficiência de um sistema bomba de calor depende de vários fatores, nomeadamente, a diferença de temperatura entre a condensação e a evaporação do fluido. Quanto menor for esta diferença maior será o valor de COP [8].

Figura 22 - COP – Análise à variação da eficiência para vários gases a diferentes temperaturas de condensação [2]



A figura 22 evidencia o resultado obtido da análise ao valor de COP para vários fluidos frigorígenos a diferentes temperaturas de condensação. Os gases com menor diferença entre a temperatura de condensação e evaporação obtêm valores de COP mais elevados. Os gases com diferenças de temperatura maiores, obtêm valores de COP menores.

Para uma determinada capacidade de refrigeração, se o fluido frigorígeno, na fase vapor, tiver um valor elevado para o calor latente de vaporização, mas pequeno para o volume específico, então o caudal volumétrico do compressor será pequeno e conseqüentemente o tamanho da unidade será menor [8].

Os custos de fabricação e comercialização das substâncias estão associados ao seu preço de mercado existindo atualmente um aumento muito significativo nas substâncias que provocam efeito de estufa [8].

A compatibilidade com os materiais estabelece a tolerância das substâncias com os materiais em contacto. A título de exemplo, o amoníaco não é compatível com o cobre, pelo que, uma instalação cujo fluido seja amoníaco, as tubagens onde percorre, terão de ser constituídas por um metal diferente, como o aço inoxidável [8].

Os fluidos frigorígenos podem ser classificados de acordo com a norma NP EN 378-1 [6]:

1. Quanto à sua Natureza e composição;
2. Quanto à segurança;
3. Quanto à pressão de serviço;
4. Quanto ao circuito em que circulam;

1 – Quanto à sua Natureza, podem ser divididos em dois grandes grupos, naturais ou artificiais [6].

1.1 - Naturais:

1.1.1 - Inorgânicos: Amoníaco (NH_3), Água (H_2O), Ar, entre outros;

1.1.2 - Hidrocarbonetos: Metano (CH_4), Propano ($CH_3CH_2CH_3$), Etano (CH_3CH_3), entre outros;

1.2 – Artificiais [6]:

1.2.1 – Halogenados precedentes de Metano, Etano e Propano: CFC, HCFC, HFC;

1.2.2 – Misturas Zeotrópicas: Misturas compostas por várias substâncias puras que se caracterizam por ter à mesma pressão, temperaturas diferentes de mudança de fase. Exemplo R-404a.

1.2.3 – Misturas Azeotrópicas: Misturas compostas por várias substâncias puras, com a particularidade de terem um ponto único de mudança de fase. Logo tem um comportamento semelhante a uma substância pura. Exemplo R-502.

1.2.4 – Compostos orgânicos: HFO – Hidrocarbonetos Fluorados. Nova geração de fluidos, compostos por Hidrogénio, Fluor e Carbono. Produz um baixo impacto no efeito de estufa, quando emitido para a atmosfera.

2 – Quanto à segurança. Pela Norma ASHRAE 34-2010 – *Designation and Safety Classification Of refrigerants*, classificam-se tendo em conta a sua toxicidade e inflamabilidade. São divididos em três grupos [6]:

Grupo L1 – Máxima segurança: A1

Grupo L2 – Segurança Intermédia: A2; B1; B2

Grupo L3 – Baixa segurança: A3; B3

2.1 - Relativamente à inflamabilidade, são classificados em um dos três grupos, 1, 2 ou 3, considerando o limite inferior de inflamabilidade do fluido à pressão atmosférica e temperatura ambiente [6].

Grupo 1 – Não existe propagação de chama. Estes fluidos são não inflamáveis no estado gasoso em qualquer concentração na mistura com o ar [6].

Grupo 2 – Baixa inflamabilidade. Substância cujo limite inferior de inflamabilidade, quando misturado com o ar é igual ou superior a 3,5% do volume (V/V) [6].

Grupo 3 – Alta inflamabilidade- Substância cujo limite inferior de inflamabilidade, quando misturado com o ar é inferior a 3,5% do volume (V/V) [6].

2.2 - Considerando a toxicidade de um fluido frigorigéneo, catalogam-se em dois grandes grupos A e B, dependendo dos efeitos adversos que este produz nas pessoas quando expostas a este, num espaço temporal médio de 40 horas semanais [6].

Grupo A – Menor toxicidade - Substâncias cuja concentração média no tempo é igual ou superior a 400 ml/m^3 [400 p.p.m.(V/V)], não tem efeitos adversos para as pessoas [6].

Grupo B – Maior toxicidade - Substâncias cuja concentração média no tempo não tem efeitos adversos para as pessoas se inferior a 400 ml/m^3 [400 p.p.m.(V/V)] [6].

3 – Quanto à pressão de serviço, encontra-se definido no Guia N da AHRI (*Air Conditioning, Heating & Refrigeration Institute*), as substâncias divididas em quatro classes em função da pressão e das temperaturas de serviço [8].

Classe I – Baixa pressão;

Classe II – Média Pressão;

Classe III – Alta pressão;

Classe IV – Inflamáveis;

4 – Quanto ao circuito em que se movem, as substâncias podem ser classificadas como fluidos primários, se apresentam mudanças de fase durante a troca térmica (exemplo: NH_3 , CO_2 , R134a, R404A), ou fluidos secundários se não apresentam mudança de fase durante a troca térmica (exemplo: água glicolada e salmoura) [8].

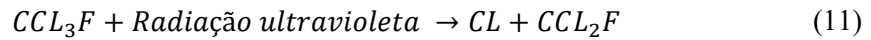
Os fluidos frigorigêneos estão associados à poluição do meio ambiente pela destruição da camada de ozono na atmosfera e pelo efeito de estufa, causador do aquecimento global. A maioria dos refrigerantes sintéticos HFC e CFC que contribuem para a deterioração da camada de ozono têm sido descontinuados, sendo ainda permitida a sua utilização e comercialização em vários Países. Existem ainda HFC e CFC que não prejudicando a camada de ozono, provocam o efeito de estufa, quando libertados para a atmosfera, com um potencial prejudicial superior a 3000 vezes quando comparado com o CO_2 [2].

Para minimizar o impacto deste tipo de refrigerantes, existem refrigerantes de baixo impacto climático, sendo ainda de uso reduzido e outros de forma ainda experimental. Os refrigerantes naturais têm um impacto diminuto na Natureza e poderão apresentar eficiências de trabalho elevadas. Existem outros fatores relevantes para a seleção do refrigerante como o custo de investimento, espaço disponível para instalação e segurança no manuseamento dos equipamentos [8].

A camada de ozono é constituída por uma forma alotrópica do oxigénio na forma de O_3 e funciona como um filtro protetor. O ozono é produzido a partir de oxigénio molecular mediante uma série de reações catalizadas pelos raios ultravioleta, que por sua vez atuam sob as moléculas de ozono decompondo-as em oxigénio. Esta ação ativa e destrutiva da radiação solar, mantém a camada de ozono praticamente constante [6].



Na presença de uma molécula que contenha cloro, resulta num átomo de cloro livre, com eliminação sucessiva de O_3 . Com esta reação química em cadeia o ozono é destruído sistematicamente, prejudicando a camada de ozono [6].



A Luz solar é composta por vários tipos de radiação, contendo nesta a radiação ultravioleta (UV), está presente no comprimento de onda entre 100 e 400 nm (nanómetros). Uma grande parte da radiação UV é absorvida pelo ozono na estratosfera, a restante atinge a superfície da Terra. Se houver falhas na camada de ozono que funciona como um filtro, maior será a quantidade de radiação UV a atingir o Planeta, potenciando vários malefícios à Vida que este contém, como, Cancro da pele, mutações genéticas e diminuição da produtividade agrícola, entre outros [6].

Alguns gases presentes na atmosfera permitem a passagem da radiação solar de onda curta e retém a de onda larga, principalmente radiação térmica, provocando o aquecimento progressivo da atmosfera terrestre, pelo aumento da sua energia interna. Nem todos os gases têm esta propriedade, os mais importantes são o vapor de água e CO_2 [8]. Conforme indicado na figura 23, é possível verificar a importância do vapor de água quanto ao efeito de estufa com um pacto de 60% quando comparado com o impacto dos fluidos frigorígenos representando 8%. O dióxido de carbono tem um impacto no efeito de estufa de 21%. As emissões de dióxido de carbono para a atmosfera são provocadas essencialmente pela produção de eletricidade, conforme indicado na figura 24, esta produção tem uma representação de 96% da totalidade dos emissores.

Figura 23 - Gases que promovem o efeito de estufa [8]

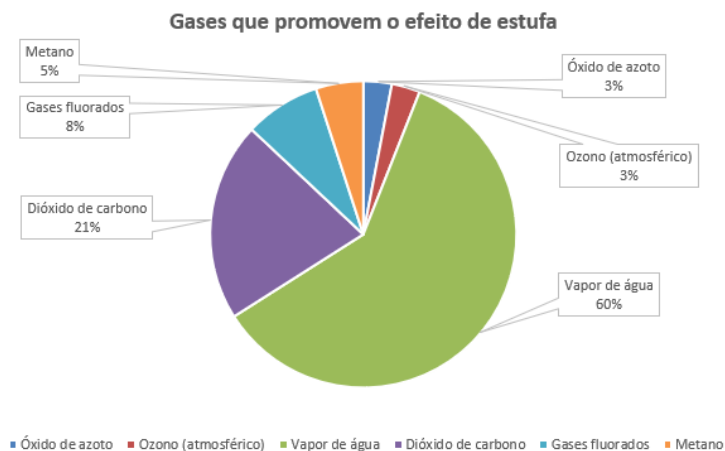
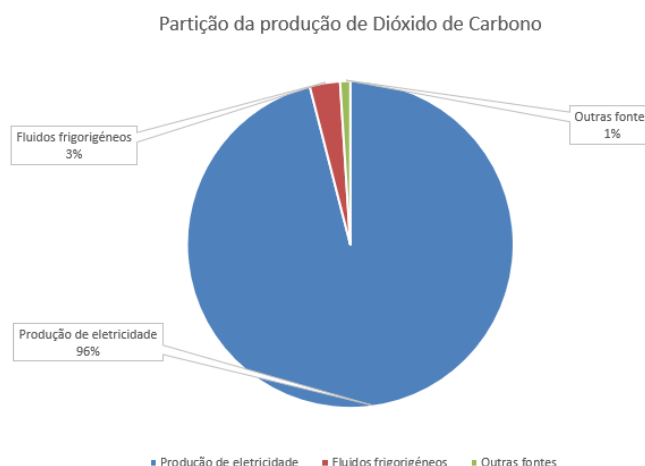


Figura 24 - Partição da produção de dióxido de carbono [8]



Face às alterações climáticas, definiu-se e estabeleceram-se os parâmetros ODP, GWP e TEWI, que permitem caracterizar os fluidos frigoríficos relativamente ao seu comportamento ambiental [8].

Os fluidos frigoríficos que contêm CL, possuem um ODP superior a 0, devido à presença da molécula de cloro, daí existirem atualmente restrições e proibições na utilização deste tipo de fluidos na Europa. Relativamente ao problema de alterações climáticas, verifica-se que a classe de fluidos frigoríficos contribui com uma parcela de 3% e, portanto, muito reduzida, quando comparada com a componente de produção de energia elétrica. Deste modo, a principal preocupação reside no fabrico de fluidos frigoríficos com um GWP tão baixo quanto possível, pois o seu impacto irá repercutir-se nos próximos 100 anos, tendo em comparação o próprio CO_2 , ou seja $GWP_{(100\text{ anos})}CO_2$ igual a 1 [8].

De acordo com a NP EN 378, o TEWI é outra forma de avaliar o aquecimento global, combinando a contribuição direta das emissões do fluido frigorífico para a atmosfera com a contribuição indireta do dióxido de carbono e outros gases resultantes da energia necessária para fazer funcionar o sistema de refrigeração, ao longo do seu ciclo de vida útil [8].

A Normativa Europeia sendo mais restritiva que o Protocolo de Montreal obriga a:

- 31 de Dezembro de 1995 – Proibição na Europa de produção e consumo de qualquer tipo de CFC.
- 31 de Dezembro de 2014 – Proibição na Europa de produção e consumo de qualquer tipo de HCFC.

4. Conceção Teórica

O sistema Bomba de calor a conceber, como sistema substituto à atual solução, tem como objetivo responder às seguintes premissas:

- I. Permitir o aquecimento do interior da cabine dentro do domínio de temperatura ideal para o processo [60°C a 62°C];
- II. Para o domínio de temperatura desejado dentro da cabine, define-se como temperatura de projeto para a condensação de 70°C e de evaporação de 20°C.
- III. A potência térmica calorífica será igual a 900W, correspondendo à utilizada no sistema atual.
- IV. Os órgãos do sistema deverão ser de fácil aquisição no mercado.
- V. O sistema deverá ser compacto, para que possa ser colocado dentro do equipamento.
- VI. O sistema deverá ser económico.
- VII. O sistema deverá ser concebido com fluido frigorífero seguro e não tóxico, económico e de fácil aquisição no mercado, transporte e manuseamento.
- VIII. O sistema deverá ser concebido para obtenção de elevados níveis de eficiência.

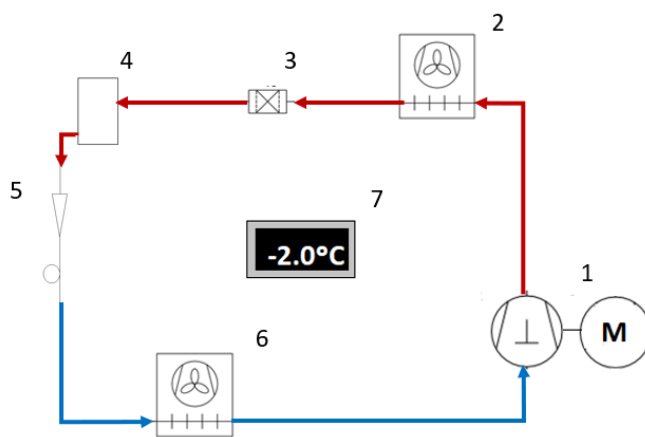
4.1 Sistema Bomba de calor

A solução idealizada encontra-se esquematizada na figura 25, e consiste na conceção de um sistema bomba de calor do tipo ar-ar, com compressão de vapor de simples estágio. A compressão será realizada por um compressor alternativo hermético monofásico, que permita temperaturas e pressões de trabalho elevadas, de forma a permitir a temperatura de condensação de 70°C. Este tipo de compressor tem dimensões reduzidas e potência elétrica baixa, é de fácil aquisição no mercado e fácil de instalar e transportar.

A permuta de calor será realizada em dois equipamentos distintos na sua função, mas muito semelhantes na sua construção, são o condensador e o evaporador. Ambos os equipamentos serão previstos do tipo ar com convecção forçada, permitindo compactar os equipamentos de forma a caber no interior da máquina. As baterias serão constituídas por tubo de cobre com alhetas em alumínio, de forma a aumentar a superfície de transferência de calor para o ar.

O dispositivo de expansão a prever será do tipo tubo capilar por ser o mais simples de instalar e o mais económico, apesar de ser mais difícil de calibrar. O controlo será realizado por um termostato digital com leitura da temperatura por uma sonda do tipo Termístor PTC.

Figura 25 - Sistema individualizado - compressão de vapor simples estágio



Legenda:

- 1 – Compressor Alternativo hermético;
- 2 – Condensador a ar forçado
- 3 – Filtro desidratador
- 4 – Depósito de líquido
- 5 – Expansor capilar
- 6 – Evaporador a ar forçado
- 7 – Termostato digital

O diagrama de Mollier deste ciclo aproxima-se bastante do ciclo real. O ciclo de simples estágio é o sistema mais convencional na refrigeração. Do ponto de vista teórico, qualquer máquina com ciclo frigorífico, pode funcionar como bomba de calor [8].

4.2 Fluido frigorígeno Seleção

A seleção do fluido frigorígeno a utilizar no sistema é um dos elementos mais importantes para o sucesso do sistema, pelo que deverão ser observados os seguintes fatores:

- A instalação projetada obriga a que o fluido frigorígeno tenha um ponto de temperatura crítico elevado, pois a temperatura de projeto é de 70 °C. Trata-se de uma instalação compacta e de dimensões reduzidas para ser possível instalar dentro do equipamento.
- Tendo em vista a produção de um sistema protótipo, o fluido a utilizar deverá ser de fácil acesso, transporte e instalação, prevendo a utilização de um fluido frigorígeno de uso corrente em sistemas semelhantes.

- O fluido a considerar deverá ser seguro, pois o equipamento onde o sistema se encontra instalado é manobrado por operadores não especializados e será colocado num espaço de acesso público.

- Deverá ser observada a Diretiva europeia N.º 517/2014, designada diretiva F-Gas. Este regulamento tem como objetivo proteger o ambiente mediante a redução das emissões de gases fluorados com efeito de estufa, limitando a colocação no mercado de HFC, impondo condições à colocação no mercado de produtos e equipamentos que os contenham.

Estas restrições afetam a maioria dos fluidos frigorigéneos artificiais, entre eles o R134a, com um GWP_{100} de 1301. Este fluido é o de maior uso e dispersão nas aplicações de refrigeração e ar condicionado, pelo que se torna necessário encontrar alternativas [17].

No anexo III deste regulamento, encontra-se estabelecido um calendário, limitando no tempo a comercialização de equipamentos utilizando fluidos frigorigéneos com GWP elevados, e dependendo da aplicação a que se destinam.

Para equipamentos utilizando HFC'S com GWP_{10} de valor superior a 150 para aplicações como frigoríficos, equipamentos de climatização portáteis e congeladores de uso comercial, ficam proibidos de comercializar a partir de 01 de janeiro de 2022 [17].

Como alternativas a estes fluidos, estão a ser utilizados fluidos naturais da classe inorgânicos e Hidrocarbonetos, ou HFC'S com GWP inferiores aos atuais, ou os mais recentemente descobertos HFO (Hidro-Fluor-Olefinas) [17].

Pelos fatores definidos, sem ter em conta a Diretiva F-Gas, o fluido frigorigéneo mais indicado a utilizar é o R134a. O R134a é um fluido Artificial do tipo HFC, tem um $GWP_{100}=1301$, é um fluido seguro pertencendo à classe A1 (não inflamável) e não tóxico. É um dos fluidos mais utilizados em aplicações de refrigeração, ar condicionado doméstico, comercial e industrial. Tem um valor de ODP igual a 0. [17] É um fluido abrangido pela diretiva F-Gas, pelo que limita a utilização de aplicações com este fluido. Pelo que deverá ser analisado um fluido alternativo com GWP inferior [17].

Para a substituição do R134a, a tendência é a aplicação do fluido natural R600a e do HFO R1234ZE (E). No entanto, com a diminuição do GWP, existe um aumento da inflamabilidade.

O R600a, pertence à família dos HC – Hidrocarbonetos. Esta classe de fluidos frigorigéneos tem como propriedade uma temperatura crítica elevada de 151°C, o que permite ao sistema aquecer até temperaturas elevadas. No entanto as pressões de operação são moderadas o que possibilita a utilização de equipamentos de uso comercial. A Quantidade de fluido frigorigéneo contido no sistema é limitado, dependendo do sítio onde se encontra instalado. Pela Norma Europeia EN378, relativa à segurança na refrigeração, se o equipamento de encontra num espaço acessível ao público, como escolas ou hospitais, o sistema não pode conter mais de 150 g do fluido no seu interior. Se o

equipamento se encontrar num local aberto, a carga do fluido pode aumentar até ao máximo de 1,5 kg. Em locais como laboratórios, em que existe supervisão, a carga pode alcançar o máximo de 2,5 kg [2]. Sendo este fluido classificado com o nível A3 Alta inflamabilidade, representa um risco elevado para a segurança das pessoas, prosseguindo o estudo do sistema utilizando este fluido apenas para fins académicos.

O R1234ze (E) é um fluido frigorigéneo de 4ª geração, faz parte da família de HFO Hidro-Fluor-Olefina. É proposto como substituto do R134a para aplicações na refrigeração comercial e nos equipamentos bomba de calor. Tem uma vida atmosférica muito baixa de apenas dez dias, levando a que tenha um GWP de valor muito baixo. É um fluido seguro, obtendo a classificação de A2L, ou seja, baixa inflamabilidade e com velocidade de chama inferior a 10 m/s, é um fluido não tóxico [17].

Este fluido frigorigéneo por ter um GWP de 7, não está sujeito às limitações de utilização impostas pelo regulamento F-Gas.

Tabela 10 – Comparação de propriedades físicas dos fluidos frigorigéneos em estudo

Propriedades	Fluidos Frigorigéneos		
	HFC - R134a	HC – R600a	HFO – R1234ZE(E)
Designação	HFC - R134a	HC – R600a	HFO – R1234ZE(E)
Nome químico	1,1,1,2Tetrafluoroetano	Isobutano	Tetrafluoropropeno
Fórmula molecular	CH ₂ FCF ₃	CH(CH ₃)CH ₃	Trans – CHF=CHCF ₃
Natureza	Artificial	Natural	Artificial
ODP	0	0	0
GWP	1430	3	7
Segurança	A1	A3	A2L
Limite de utilização (kg/m ³)	n/a	0,011	0,06
Peso molecular (g/mol)	102,03	58,1	114
Ponto de ebulição (°C)	-26,1	-12	-18,95
Ponto de congelamento (°C)	-103,3	-159,6	-156
Temperatura crítica (°C)	101,1	135	109,4
Pressão crítica (bar)	40,6	36	36,36
Massa Volúmica no estado gasoso a 25°C/ 103,1 kPa (kg/m ³)	5,25	2,44	4,766

Os três fluidos frigorigéneos referidos são viáveis para a conceção do sistema, no entanto pelos fatores indicados inicialmente, destaca-se o R1234ZE (E), por ser um fluido seguro, obtendo a classificação de A2L, não tóxico e com um GWP muito baixo. Conforme se verifica na tabela 10.

4.3 Balanço Energético

O Balanço energético de uma máquina frigorífica acionada por um motor elétrico, pode ser representado na seguinte equação [6]:

$$\dot{Q}_F + \dot{W}_E = \dot{Q}_C + \dot{W}_P \quad (14)$$

\dot{W}_E - Potência elétrica consumida pelo compressor;

\dot{Q}_F - Potência Frigorífica da máquina (calor por unidade de tempo no evaporador);

\dot{Q}_C - Potência Térmica da máquina (calor por unidade de tempo no condensador);

\dot{W}_P - Potência das perdas pelos componentes mecânicos e elétricos do motor;

Admitindo que as perdas são desprezáveis, em relação aos restantes termos da equação, é aceitável simplificar a equação, dividindo cada termo pela potência elétrica.

$$\frac{\dot{Q}_F}{\dot{W}_E} + \frac{\dot{W}_E}{\dot{W}_E} = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}_E} \quad \Leftrightarrow \quad EER + 1 = COP \quad (15)$$

$EER = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{W}_E}$ - Eficiência da máquina funcionando como máquina frigorífica;

$COP = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}_E}$ - Eficiência da máquina funcionando como bomba de calor;

Simplificação das condições de análise e funcionamento

Aplica-se o conceito de balanço energético de um circuito de refrigeração considerando que:

- Opera em regime permanente;
- O volume interno do circuito é hermético e, portanto, constante;
- As temperaturas de evaporação e de condensação são constantes;
- O ciclo real possui o mesmo comportamento do teórico;

Desta perspectiva, a análise do ciclo teórico permite verificar os parâmetros que influenciam o desempenho do ciclo real de uma forma mais simplificada [8].

Capacidade frigorífica teórica do sistema

Define-se como capacidade frigorífica (\dot{Q}_F), a quantidade de calor, por unidade de tempo que se quer captar do meio a arrefecer através do evaporador. De acordo com a Primeira Lei da Termodinâmica, o seu funcionamento realiza-se em regime permanente, desprezando as variações de energia Cinética e potencial [8].

$$\dot{Q}_F = \dot{q}_m \times (h_B - h_C) \quad (16)$$

\dot{q}_m – Caudal mássico do fluido frigorigéneo

A capacidade frigorífica do sistema de refrigeração deverá ser igual à carga térmica \dot{Q}_C , a extrair em operação de regime permanente. Definido o ciclo e elegendo o fluido frigorigéneo, pode determinar-se o caudal mássico (\dot{q}_m) que circula no circuito. Deste modo a seleção do compressor fica simplificada [8].

O calor transferido para o fluido no evaporador é rejeitado no condensador que, por sua vez, o transfere para o ar. Este fluxo contínuo de calor pode ser calculado através de um balanço energético no volume de controlo [8].

$$\dot{Q}_C = \dot{q}_m \times (h_D - h_A) \quad (17)$$

Esta equação representa a capacidade calorífica que o condensador escolhido para o sistema deverá ser capaz de rejeitar e que depende da carga térmica do sistema e da potência mecânica do compressor

A solução idealizada terá a mesma potência térmica para aquecimento que o sistema existente 900 W. Ao fixar este parâmetro será possível comparar o desempenho energético com o sistema atual.

Tende em consideração os dados adicionais estabelecidos e as simplificações anteriormente indicadas:

Temperatura de condensação – 70°C

Temperatura de evaporação – 20°C

Aplicando aos três fluidos escolhidos, obtém-se os seguintes dados:

Figura 26 - Diagrama de Mollier R134a, 1ª iteração [25]

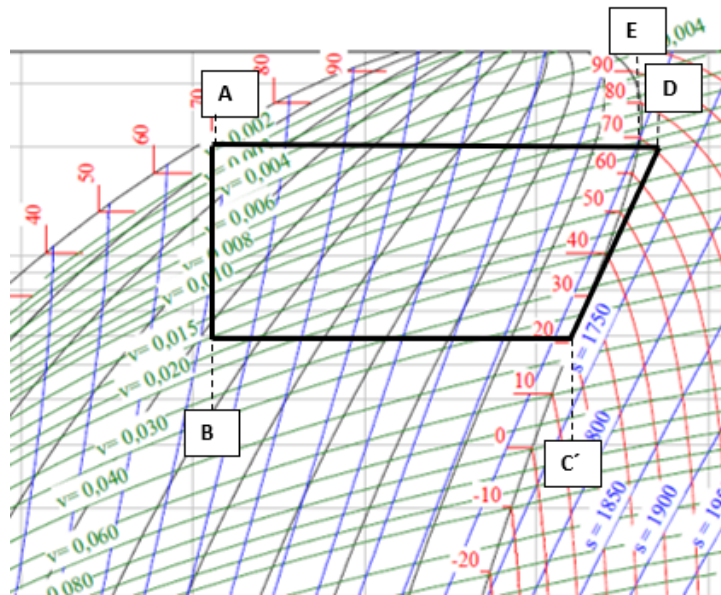


Tabela 11 – Resultados do diagrama de Mollier para o R134a, 1ª iteração

Ponto	Temperatura (T) °C	Pressão (p) (bar)	Entalpia (h) (kJ/kg)	Entropia (s) (kJ/kg.K)	Volume específico (v) m^3/kg
C	20	5,7	409,8	1,718	0,036
C'	20	5,7	409,8	1,718	0,036
D	75,1	21,2	436,4	1,718	0,009
A'	70	21,2	304,3	1,33	0,001
B	20	5,7	304,3	1,36	0,016

Figura 27 - Diagrama de Mollier R600a, 1ª iteração [25]

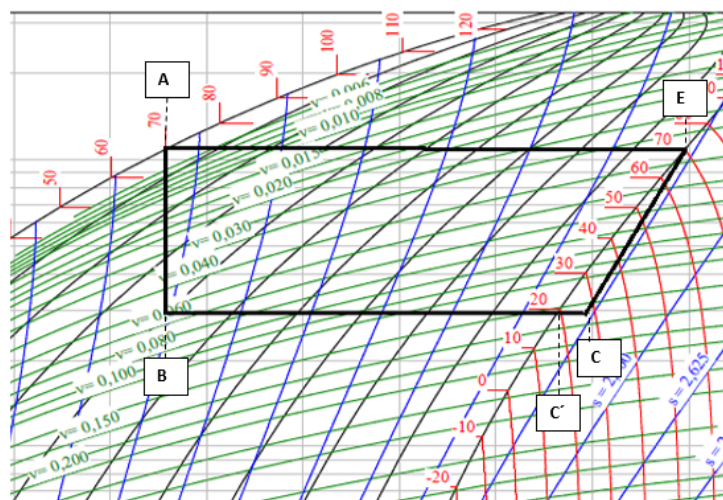


Tabela 12 - Resultados do diagrama de Mollier R600a, 1ª iteração[25]

Ponto	Temperatura (T)	Pressão (p)	Entalpia (h)	Entropia (s)	Volume específico (v)
	°C	(bar)	(kJ/kg)	(kJ/kg.K)	m^3/kg
C	20	3	583,8	2,313	0,126
C'	26	3	595,2	2,355	0,133
D	70	10,9	650,1	2,355	0,039
A'	70	10,9	379,7	1,578	0,002
B	20	3	377,5	1,611	0,051

Figura 28 - Diagrama de Mollier R1234ze (E), 1ª iteração [25]

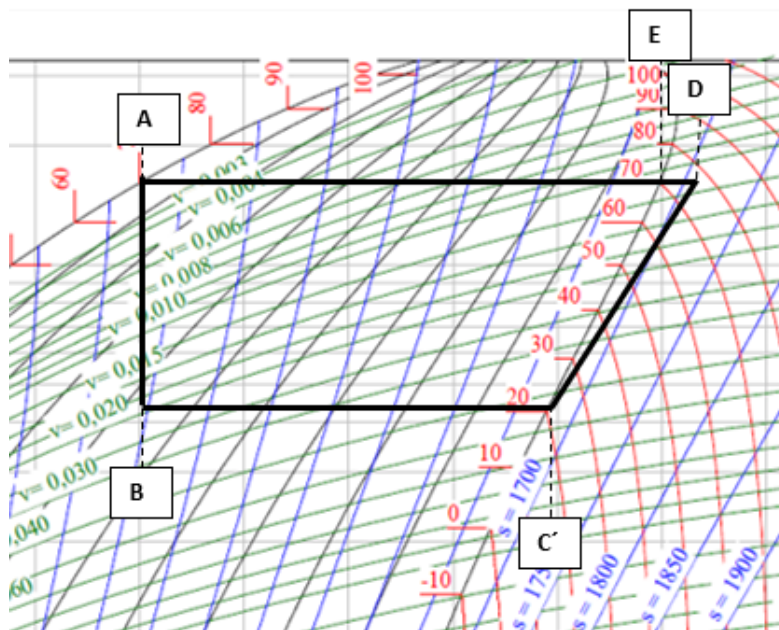


Tabela 13 – Resultados do diagrama de Mollier R1234ze (E), 1ª iteração [25]

Ponto	Temperatura (T)	Pressão (p)	Entalpia (h)	Entropia (s)	Volume específico (v)
	°C	(bar)	(kJ/kg)	(kJ/kg.K)	m^3/kg
C	20	4,3	397,5	1,7	0,044
C'	20	4,3	397,5	1,7	0,044
D	70	16,1	422	1,7	0,011
A'	70	16,1	300,6	1,3	0,001
B	20	4,3	300,6	1,3	0,020

Tabela 14 - Diagrama de Mollier, valores obtidos da 1ª iteração para o sistema

	R134a	R600a	R1234ze(E)
\dot{Q}_F (W)	718,77	724,59	718,37
P condensação (bar)	21,20	10,90	16,10
P evaporação (bar)	5,70	3,00	4,30
Razão de pressões	3,72	3,63	3,74
caudal mássico (kg/s)	0,0068	0,0033	0,0074
COP	4,95	4,08	4,96
EER	3,95	3,28	3,96

Após a produção dos ciclos frigoríficos dos fluidos frigorígenos R134a, R600a e R1234ze (E) indicados nas figuras 26, 27 e 28 respetivamente e consequente obtenção de resultados indicados nas tabelas 11, 12 e 13. São realizados os cálculos indicados na tabela 14, com a obtenção destes resultados torna-se possível analisar os órgãos do sistema de forma mais precisa, por forma a corrigir o sistema idealizado.

4.4 Definição e Cálculo dos órgãos principais do sistema

Definição e cálculo do compressor

Para o cálculo e seleção do compressor alternativo a selecionar é necessário verificar as seguintes propriedades:

Potência teórica de compressão

Define-se como potência teórica de compressão (P_c) a energia por unidade de tempo que deve ser fornecida ao fluido frigorígeno no estado vapor pelo compressor, para se alcançar a subida de pressão exigida pelo ciclo teórico [6].

Neste ciclo, o processo de compressão é adiabático reversível (isentrópico).

$$P_c = \dot{q}_m \times (h_D - h_{C'}) \quad (18)$$

Trabalho de compressão

A aplicação do primeiro princípio da termodinâmica aplicado a um compressor, em que a energia que entra no sistema deverá ser igual à energia dissipada mais a energia contida no gás, relativa à unidade de massa de gás comprimido resulta na equação [6].

$$w = q + \Delta h + \Delta e_c + \Delta e_p \quad (19)$$

w – Trabalho fornecido ao sistema;

q – Calor dissipado para o exterior;

Δh - Variação de entalpia do fluido refrigerante;

Δe_c – Variação da energia cinética entre o ponto de aspiração e o ponto de rejeição;

Δe_p – Variação da energia potencial entre o ponto de aspiração e o ponto de rejeição;

Simplificando a equação acima, desprezando as variações de energia cinética e variação de energia potencial entre os pontos de aspiração do compressor e de expulsão do gás, e considerando que não existem trocas de calor com o exterior e o processo é reversível [6].

$$w = h_D - h_C \quad (20)$$

h_C – Entalpia específica do gás no ponto de aspiração do compressor;

h_D - Entalpia específica do gás no ponto de rejeição do compressor;

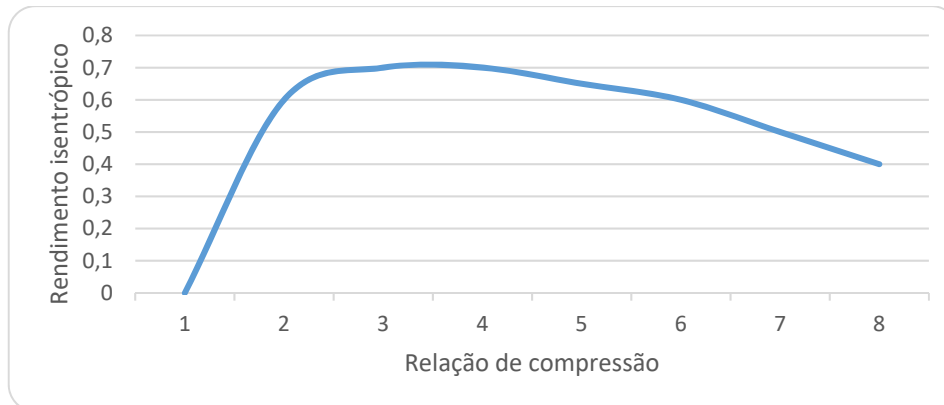
Um processo real não é isentrópico devido a perdas nas válvulas e por atrito mecânico, pelo que o trabalho consumido por unidade de massa, chamado trabalho interno é dado por [6]:

$$w_i = \frac{w}{\eta_i} \quad (21)$$

η_i – Rendimento isentrópico do compressor

O rendimento isentrópico de um compressor alternativo depende principalmente da relação de compressão e tem uma curva do tipo da representada na tabela 15 [6].

Tabela 15 - Curva característica para a variação de rendimento isentrópico com a relação de compressão [6]



À medida que aumenta a relação de compressão, as perdas por atrito mantêm-se praticamente constantes, as perdas de pressão nas válvulas diminuem ligeiramente, a quantidade de energia entregue ao gás aumenta e o rendimento também até alcançar um máximo [6].

Se a relação de compressão continuar a aumentar, as perdas devidas ao aquecimento do compressor adquirem maior importância e o rendimento diminui. O ponto máximo depende fundamentalmente de [6]:

- Tamanho do compressor – Em igualdade de condições o rendimento melhora com o aumento de dimensões do compressor [6].
- Velocidade de rotação – Um compressor com velocidade de rotação menor apresenta melhor rendimento quando comparado com um semelhante a rodar a maior velocidade.
- Refrigeração – O rendimento aumenta com a eficiência do arrefecimento do próprio compressor [6].

A capacidade teórica de refrigeração de qualquer compressor depende das condições de funcionamento em que o sistema opera e é determinada pela massa de fluido frigorigéneo que circula no sistema por unidade de tempo. O caudal volumétrico teórico que o compressor move, não é igual à aspiração do volume total do êmbolo em cada ciclo [6].

Assim o caudal mássico é determinado da seguinte forma:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_t}{v} \quad (22)$$

v – Volume específico do fluido refrigerante admitido;

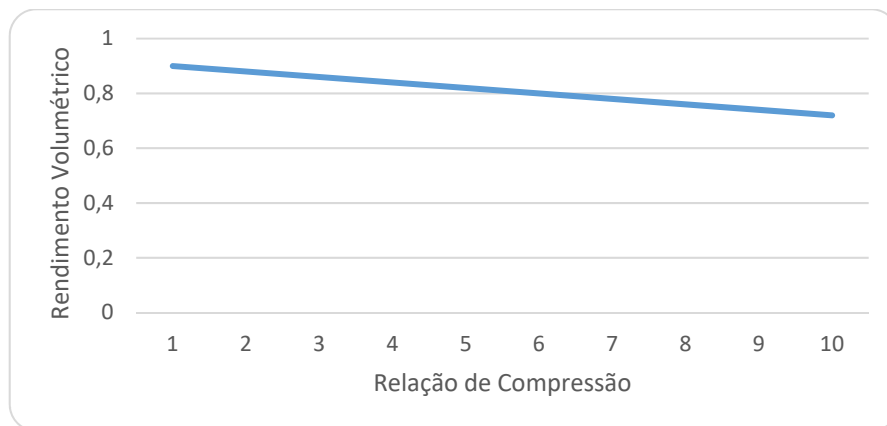
A capacidade real é sempre inferior à capacidade teórica porque no percurso, o cilindro não é completamente preenchido de vapor e a massa volumétrica do vapor no interior do cilindro é de valor inferior à massa volumétrica na tubagem de aspiração. Consequentemente torna-se necessário adicionar à equação um fator de correção designado de rendimento volumétrico [6].

$$\eta_v = \frac{V_a}{Q_t} \times 100 \quad (23)$$

V_a – Volume real de vapor comprimido por unidade de tempo

Para o cálculo do rendimento volumétrico é possível o uso do gráfico com a representação da curva característica Rendimento Volumétrico – Relação de compressão para um compressor alternativo e indicada na tabela 16.

Tabela 16 - Curva característica para obtenção do rendimento volumétrico [6]



A taxa de compressão (τ) é a relação entre a pressão absoluta de descarga (P_C) e a pressão absoluta de aspiração (P_0).

$$\tau = \frac{P_C}{P_0} \quad (24)$$

Influência do subarrefecimento

Para garantir a capacidade do sistema, é importante que, a montante do dispositivo de expansão, o fluido se encontre apenas no estado líquido, impondo-se um subarrefecimento do fluido frigorífero. É função do condensador, condensar o gás saturado em líquido subarrefecido, conferindo-lhe um subarrefecimento de 5 K. Adicionalmente podem ser aplicadas outras opções para aumentar este valor [8].

- Sobredimensionar adequadamente o condensador;
- Aumentar a superfície externa do depósito de líquido;
- Instalar um permutador de calor adequado.

Influência do sobreaquecimento

O Compressor admite apenas fluido frigorífero no estado vapor, sem presença de líquido, pois caso seja admitido líquido pelo compressor, pode provocar um fenómeno designado “golpe de líquido” que poderá danificar de forma crítica o compressor. Para se proteger o compressor deste fenómeno impõe-se ao sistema um sobreaquecimento do fluido para que seja admitido no estado vapor sobreaquecido. Este sobreaquecimento faz variar o COP do sistema, pelo que, o valor de sobreaquecimento deverá ser aquele que assegura a proteção do compressor [8].

A função do evaporador é evaporar o fluido frigorífero que, após o a temperatura de vapor saturado, lhe confere um sobreaquecimento de 5 K [8]. Adicionalmente também a linha de aspiração do compressor irá induzir um sobreaquecimento de 6 K.

Existem outras formas de aplicar o sobreaquecimento ao fluido.

- Sobredimensionar corretamente o evaporador;
- Alongar a tubagem de aspiração na saída do evaporador para entrada no compressor, sem isolamento, sendo esta das medidas mais económicas a aplicar.
- Instalação de um permutador de calor adequado.

Para o cálculo e seleção do compressor, sabendo os dados do balanço energético feito ao sistema, obtém-se os resultados indicados na tabela 17:

Tabela 17 - Resultados obtidos para seleção do compressor, 2ª iteração

	R134a	R600a	R1234ze(E)
\dot{Q}_F (W)	651,76	659,89	651,94
P condensação (bar)	21,17	10,90	16,11
P evaporação (bar)	5,72	3,00	4,27
Razão de pressões	3,70	3,63	3,77
caudal mássico (kg/s)	0,0054	0,0028	0,0059
Potência do Compressor (W)	260,91	280,21	258,75
$\eta_{isentrópico}$	0,70	0,70	0,70
$\eta_{volumétrico}$	0,85	0,85	0,85
η_{global}	0,85	0,85	0,85
COP	4,06	3,78	4,09
EER	2,94	2,77	2,96
Capacidade teórica de refrigeração (m^3/h)	0,88	1,57	1,16

Observando os resultados da tabela 17, tendo por base os diagramas de Mollier dos fluidos frigorigénios R134a, R600a e R1234ze(E), bem como as tabelas de dados 18, 19 e 20 respetivamente, verifica-se que o compressor que permite um valor de COP maior, é o que admite o fluido frigorigéneo R1234ze (E), com uma potência admitida à rede elétrica de 258,75W, e com um volume deslocado de 1,16 m^3/h , terá que ser selecionado permitindo temperaturas de condensação de 70°C e operação a pressão de 16,11 bar. Observando os resultados para o R134a, verifica-se que a potência tomada à rede é de 260,91 W, mas o volume deslocado necessário é menor 0,88 m^3/h , mas o compressor terá de trabalhar a uma pressão muito superior de 21,17 bar. O compressor a utilizar para o fluido frigorigéneo R600a, é o que consome mais energia, com uma potência de acionamento de 280,11 W, é também o maior com um volume deslocado de 1,57 m^3/h , mas tem como vantagem a pressão superior de trabalho ser a mais baixa de 10,9 bar.

Figura 29 - Diagrama de Mollier para o R134a, 2ª iteração [25]

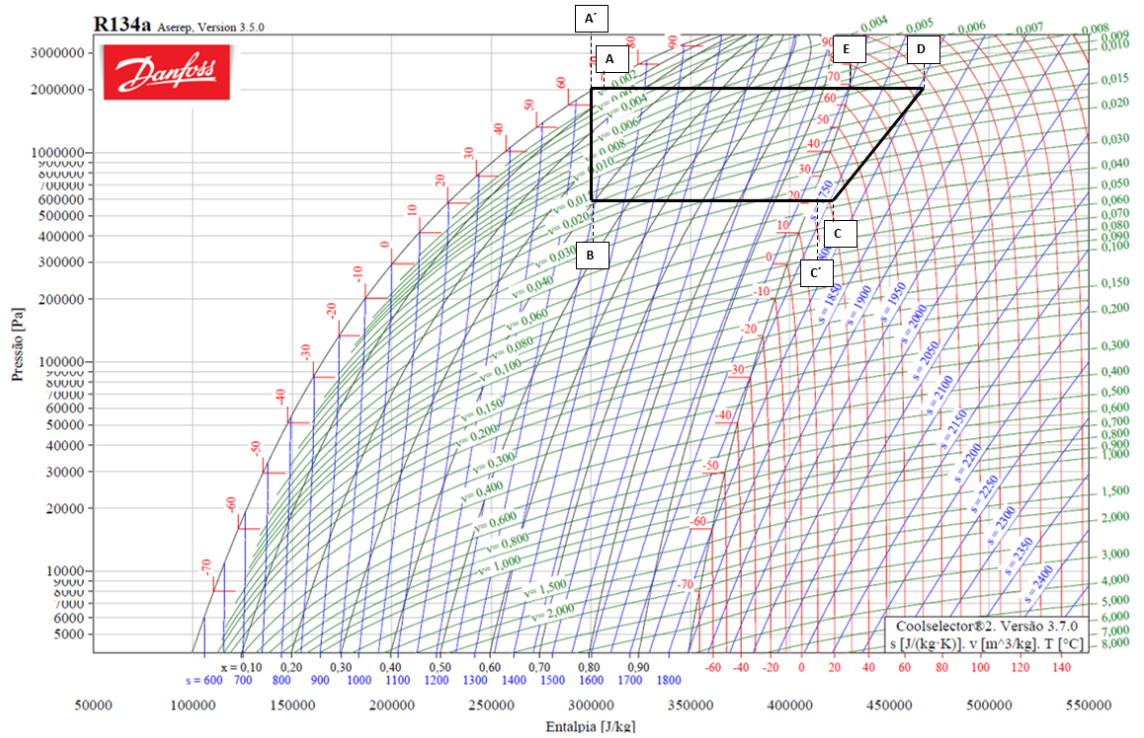


Tabela 18 - Dados do diagrama de Mollier para o R134a, 2ª iteração

Ponto	Temperatura (T) °C	Pressão (p) (bar)	Entalpia (h) (kJ/kg)	Entropia (s) (kJ/kg.K)	Volume específico (v) (dm ³ /kg)
C	26	5,7171	415,69	1,7381	37,2509
C'	31	5,7171	420,57	1,7543	38,2556
D	94,06	21,1683	461,46	1,7881	10,8026
A'	65	21,1683	295,52	1,3075	0,9713
B	20	5,7171	295,52	1,3284	13,9509

Figura 30 - Diagrama de Mollier para o R600a, 2ª iteração [25]

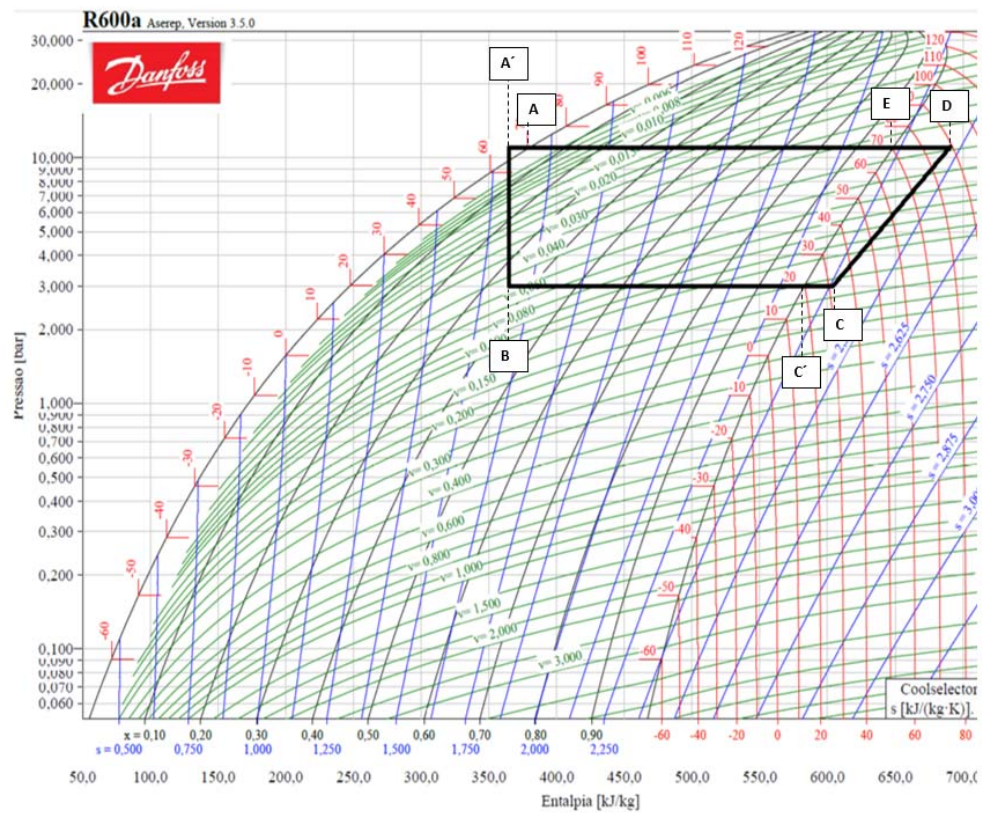


Tabela 19 – Dados do diagrama de Mollier para o R600a, 2ª iteração

Ponto	Temperatura (T) °C	Pressão (p) (bar)	Entalpia (h) (kJ/kg)	Entropia (s) (kJ/kg.K)	Volume específico (v) (dm ³ /kg)
C	25	3	592,3	2,342	128,5
C'	31	3	604,5	2,384	134,2
D	89	10,9	690,8	2,481	39,28
A'	65	10,9	364,7	1,534	NA
B	20	3	365,4	1,569	45,88

Figura 31 - Diagrama de Mollier para o R1234ze (E), 2ª iteração [25]

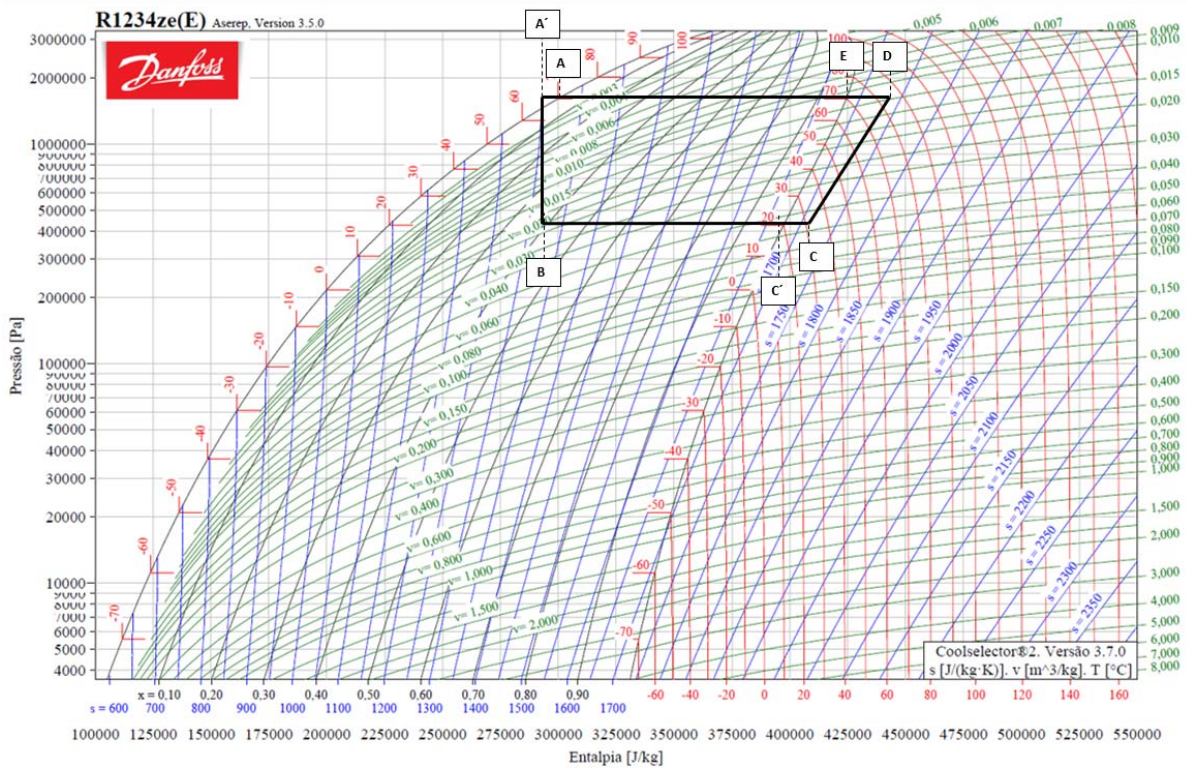


Tabela 20 – Dados do diagrama de Mollier para o R1234ze (E), 2ª iteração

Ponto	Temperatura (T) °C	Pressão (p) (bar)	Entalpia (h) (kJ/kg)	Entropia (s) (kJ/kg.K)	Volume específico (v) (dm ³ /kg)
C	26	4,2734	403,26	1,6958	45,5948
C'	31	4,2734	408,04	1,7117	46,7047
D	86,73	16,1097	445,42	1,7432	12,5183
A'	65	16,1097	292,46	1,2987	0,9877
B	20	4,2734	292,46	1,3181	17,5183

Definição e cálculo do condensador

Para se definir um condensador a ar forçado, o problema reside sempre na determinação da área de permuta de calor. A determinação da capacidade do condensador depende do seu comportamento, que, em determinadas situações pode tornar-se complexo [6].

$$\dot{Q}_C = U \times A \times \Delta T_{ml} \quad (25)$$

U – Coeficiente Global de transmissão de calor (W/m².K)

A – Área de transferência de calor (m^2)

ΔT_{ml} – Diferença de temperatura média logarítmica entre fluido refrigerante e o meio de arrefecimento. (K)

$\dot{Q}_c = 900 \text{ W}$ (Valor definido de projeto)

Os valores do coeficiente global de transmissão de calor para os permutadores de calor são de difícil obtenção, porque exigem equações complexas, resultando de múltiplos parâmetros. Sendo sugerido pela ASHRAE o procedimento experimental para confirmar o valor de U, em detrimento de uma abordagem teórica [6].

Para a seleção dos valores de coeficiente global de transmissão de calor foi utilizada a aplicação informática da Güntner GmbH & Co. KG [23].

Para determinação do diferencial de temperatura média logarítmica aplica-se a equação [6]:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_c - T_e) - (T_c - T_s)}{\ln \left[\frac{T_c - T_e}{T_c - T_s} \right]} \quad (26)$$

T_c – Temperatura de condensação do fluido refrigerante ($^{\circ}\text{C}$);

T_e - Temperatura de entrada do ar ambiente ($^{\circ}\text{C}$);

T_s - Temperatura de saída do ar ambiente aquecido, este valor é obtido do gráfico de comportamento de temperatura e entalpia ($^{\circ}\text{C}$);

Por forma a analisar o comportamento do condensador sobre a temperatura do ar, de uma forma mais próxima da realidade, sobrepõe-se os dados sobre o gráfico resultante do comportamento típico do R134a. Verificando-se na figura 32, 33 e 34 o comportamento dos fluidos em estudo.

Figura 32 - Gráfico de comportamento de temperatura e entalpia num condensador arrefecido a ar com R134a

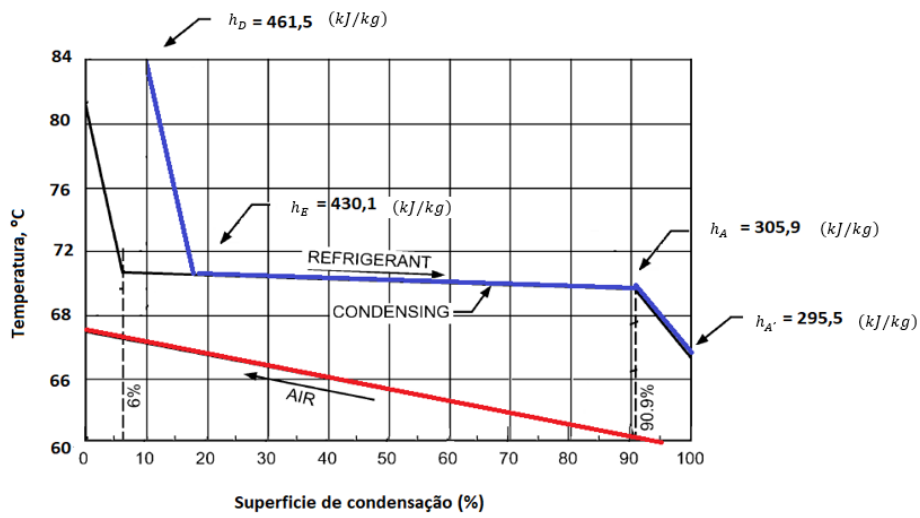


Figura 33 - Gráfico de comportamento de temperatura e entalpia num condensador arrefecido a ar com R134a, sobrepondo os resultados obtidos com o R600a

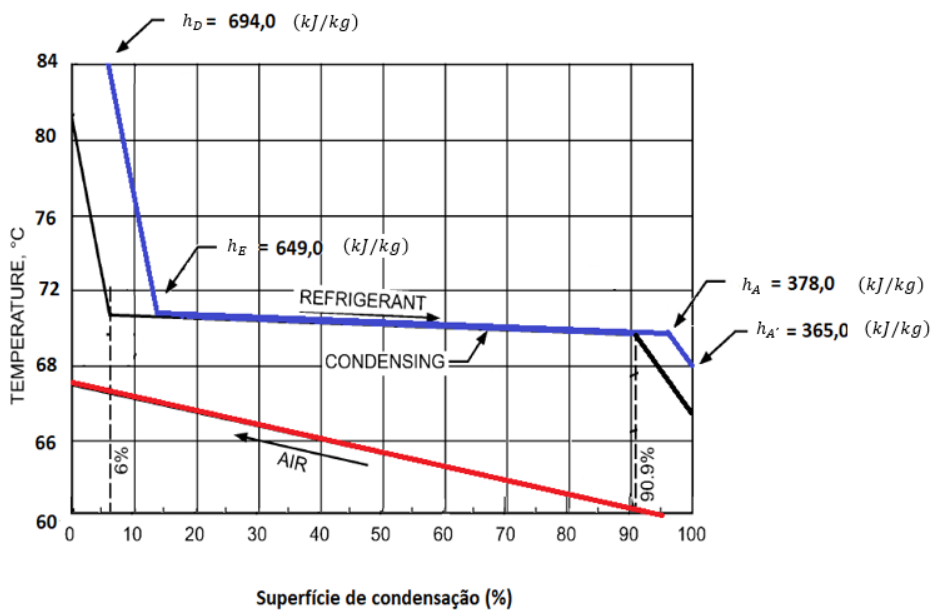
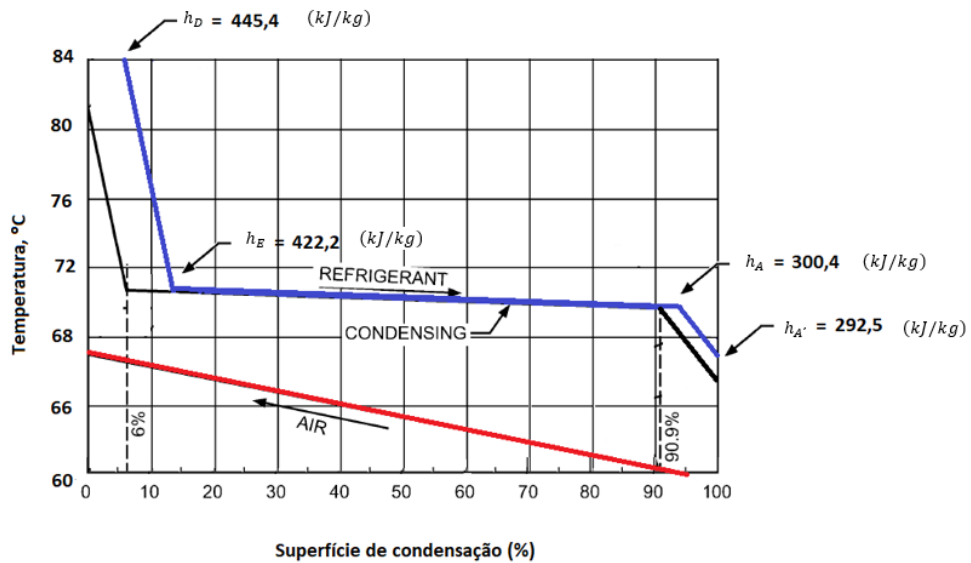


Figura 34 - Gráfico de comportamento de temperatura e entalpia num condensador arrefecido a ar com R134a, sobrepondo os resultados obtidos com o R1234ze (E)



Analisando agora a sobreposição dos três gráficos na figura 35, verifica-se que o R600a é o fluido frigorígeno com maior superfície de condensação, aproximando-se dos valores ideais referenciados de 85%, seguindo-se o R1234ze (E), com 80% e finalmente o R134a com apenas 75%.

Figura 35 - Sobreposição sobre o gráfico de comportamento típico de temperatura e entalpia de R134a, com os resultados obtidos do R134a, R1234ze (E) e R600a

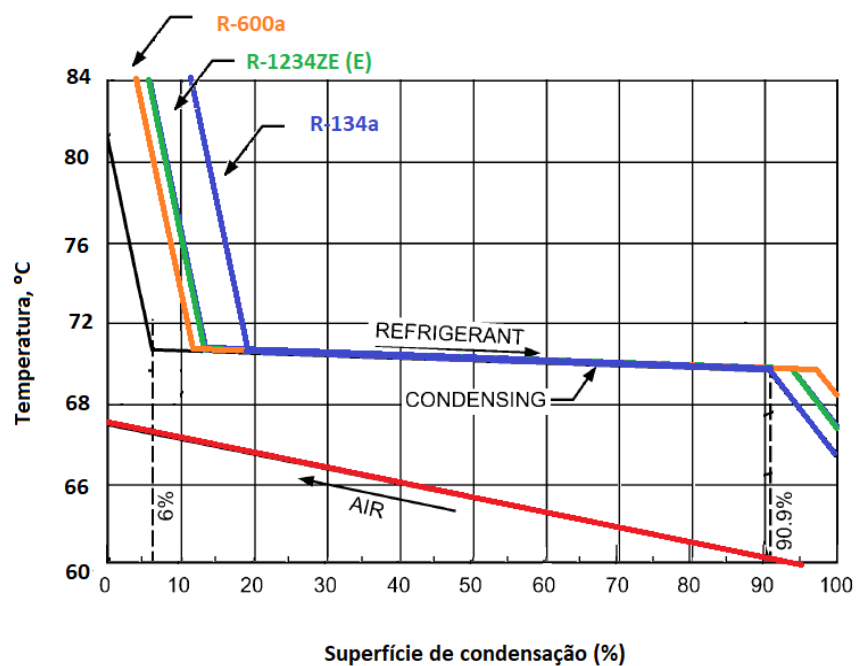


Tabela 21 - Quadro resumo dos resultados obtidos para a seleção do condensador

	R134a	R600a	R1234ze(E)
\dot{Q}_c (W)	900,00	900,00	900,00
h_D (kJ/kg)	461,46	690,80	445,42
T_D (°C)	94,06	89,00	86,73
h_E (kJ/kg)	430,10	649,00	422,40
$T_E = T_A$ (°C)	70,00	70,00	70,00
h_A (kJ/kg)	305,90	378,00	300,40
$h_{A'}$ (kJ/kg)	295,52	364,70	292,46
$T_{A'}$ (°C)	65,00	65,00	65,00
Superfície de condensação (%)	75	83	80
$T_{s ar}$ (°C)	67,00	67,00	67,00
$T_{e ar}$ (°C)	60,00	60,00	60,00
ΔT_{ml} (K)	5,8	5,8	5,8
U (W/m ² .K)	14,21	17,48	16,04
A (m ²)	10,89	8,86	9,65
\dot{q}_m Fluido F(kg/s)	0,0054	0,0028	0,0059

Observando os resultados obtidos na tabela 21 para o condensador, verifica-se que o que permite uma maior superfície de condensação é o do fluido refrigerante R600a, com uma superfície de condensação de 83%, ou seja, a permuta de calor será mais eficaz neste condensador. Por este facto, é também o condensador de menor dimensão com uma área de transferência de calor de 8,86 m², a seleção do condensador deverá ser realizada para um ΔT_{ml} de 5,8K. O valor de coeficiente global de transmissão de calor foi obtido através do software Günstner GmbH & Co. KG [23], para as condições de projeto, pelo que deverá ser muito próximo da realidade. O condensador a R1234ze(E), obtém o resultado de superfície de condensação de 80%, obrigando a um condensador com maior área de transferência de calor de 9,65 m², para o mesmo ΔT_{ml} de 5,8K. O condensador a R134a, é o que permite uma superfície menor, de apenas 75%, resultando num condensador de maior dimensão de 14,21 m².

O condensador preconizado para esta solução é a ar forçado, pelo que se torna necessário definir o ventilador a instalar para aumentar a velocidade de passagem do ar pelo condensador. Para o seu cálculo utiliza-se a equação 27:

$$\dot{Q}_c = \dot{q}_m \times c_p \times (T_{s(ar)} - T_{e(ar)}) \quad (27)$$

\dot{Q}_c – Capacidade calorífica recebida pelo meio de arrefecimento (ar)

\dot{q}_m – Caudal de massa de ar que atravessa o condensador kg/s

c_p – Calor específico do ar a pressão constante

$T_{s(ar)}$ – Temperatura do ar à saída do condensador

$T_{e(ar)}$ – Temperatura do ar à entrada do condensador

Tabela 22 - Seleção do ventilador do condensador – cálculo do caudal de ar que passa pelo ventilador

	R134a	R600a	R1234ze(E)
\dot{Q}_c (W)	900,00	900,00	900,00
$T_{s(ar)}$ (°C)	67,00	67,00	67,00
$T_{e(ar)}$ (°C)	60,00	60,00	60,00
$C_{p\ ar@25^\circ C}$ (J/kg.K)	1006,00	1006,00	1006,00
\dot{q}_m Ar (kg/s)	0,13	0,13	0,13

Observando os resultados obtidos na tabela 22, é possível verificar que o caudal a passar pelo ventilador é o mesmo para os três casos em estudo, de 0,13 kg/s.

Pela fórmula 28, é obtida a área de ventilação:

$$\dot{q}_m = \rho C A \quad (28)$$

ρ – Densidade do ar a 25°C (kg/m³)

C – Velocidade de passagem do ar pelo condensador (m/s)

A – Área de passagem do ar (m²)

Tabela 23 - Definição do ventilador o condensador – dimensão

	R134a	R600a	R1234ze(E)
ρ ar (kg/m ³)	1,184	1,184	1,184
C_{ar} (m/s)	3	3	3
$A_{passagem}$ (m ²)	0,036	0,036	0,036

Observando os resultados obtidos na tabela 23, é possível verificar que a dimensão do ventilador é a mesma para os três casos em estudo. Em equipamentos de utilização corrente e com potências até 4,2 kW, é usual a utilização de ventiladores a movimentar o ar numa velocidade compreendida entre os 2 a 4 m/s [11]. A velocidade de passagem do ar foi fixada nos 3 m/s, para minimizar o possível arrastamento de gotas de água contidas no ar.

Definição e cálculo do evaporador

O Evaporador, de um modo idêntico ao condensador, para dimensionamento, enquanto permutador de calor, a grande dificuldade reside no conhecimento da área do evaporador [8]:

$$A = \frac{\dot{Q}_e}{U \times \Delta T_{ml}} \quad (29)$$

\dot{Q}_e – Capacidade frigorífica ou o calor cedido ao meio (W)

U – Coeficiente Global de transmissão de calor ($W/m^2.K$)

Os valores do coeficiente global de transmissão de calor para os permutadores de calor são de difícil obtenção, tal como indicado nos condensadores. Pelo que, utilizando a tabela 24 de Coeficientes Globais de Transmissão de calor (U) em Permutadores funcionando como Evaporadores ($W/m^2.K$), será utilizado o valor indicado, para velocidade do ar de 3 m/s.

Tabela 24 - Coeficientes Globais de Transmissão de calor (U) em Permutadores funcionando como Evaporadores ($W/m^2.K$) [8]

Coeficientes Globais de Transmissão de calor (U) em Permutadores funcionando como Evaporadores ($W/m^2.K$)			
Tipo de Evaporador	Velocidade do ar (m/s)	Sistema de expansão	
		Direta	Inundado
Circulação forçada – Tubo de cobre com alhetas	1,5	7,0	9,3
	2,0	12,8	14,0
	2,5	17,4	16,3
	3,0	22,1	18,6
	3,5	26,7	20,9
	4,0	31,4	24,4

De modo idêntico aos condensadores, esta análise não perde o seu rigor, uma vez que o diferencial de temperatura é de determinação complexa. Então calcula-se o ΔT_{ml} de uma forma expedita utilizando a equação 30.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (30)$$

$$\Delta T_1 = T_1 - T_e$$

$$\Delta T_2 = T_2 - T_e$$

T_1 = Temperatura do fluido refrigerante na entrada do evaporador

T_2 = Temperatura do fluido refrigerante na saída do evaporador

T_e = Temperatura do ar à entrada (ar ambiente 25°C)

Tabela 25 - Quadro resumo dos resultados obtidos para a seleção do evaporador

	R134a	R600a	R1234ze(E)
\dot{Q}_e (W)	651,76	659,89	651,94
h_B (kJ/kg)	295,52	364,70	292,46
$h_{B'}$ (kJ/kg)	228,4	248,40	227,20
$T_B = T_C$ (°C)	20,00	20,00	20,00
h_C (kJ/kg)	415,69	592,30	403,26
T_C (°C)	26,00	25,00	26,00
$h_{C'}$ (kJ/kg)	420,57	604,50	408,04
$T_{C'}$ (°C)	31,00	31,00	31,00
x (%)	64,2	66,2	62,9
\dot{q}_m Fluido F(kg/s)	0,0052	0,0028	0,0056
Superfície de evaporação (%)	96	95	96
$T_{e FF}$ evaporador (°C)	20,00	20,00	20,00
$T_{s FF}$ evaporador (°C)	26,00	25,00	26,00
ΔT_{ml} (K)	4	4	4
U (W/m ² .K)	22,10	27,19	24,95
A (m ²)	7,91	6,51	7,01

Os resultados obtidos e indicados na tabela 25 evidenciam uma menor dimensão do permutador de calor, quando comparado com o condensador. Dos três fluidos refrigerantes em estudo, o R600a é

o que necessita de um evaporador mais pequeno, devido ao valor de coeficiente global de transmissão de calor ser maior, quando comparado com os restantes. O valor ΔT_{mi} de 4 K, é um valor relativamente baixo, face ao domínio normal de temperatura para este tipo de equipamentos, entre 6 e 8 K.

Em analogia com o condensador, também o evaporador preconizado para esta solução é a ar forçado, pelo que se torna necessário definir o ventilador a instalar para aumentar a velocidade de passagem do ar pelo condensador. Para o seu cálculo irá utilizar-se a equação 27.

Tabela 26 - Quadro resumo para a seleção do ventilador para o evaporador

	R134a	R600a	R1234ze(E)
\dot{Q}_e (W)	651,76	659,89	651,94
T_e (ar) (°C)	25,00	25,00	25,00
T_s (ar) (°C)	21	21	21
$C_{p\text{ ar@25}^\circ\text{C}}$ (J/kg.K)	1006,00	1006,00	1006,00
\dot{q}_m Ar (kg/s)	0,17	0,18	0,17

Observando os resultados obtidos na tabela 26, é possível verificar que o caudal a passar pelo ventilador é muito próximo para os três casos em estudo, de 0,17 kg/s, sendo muito semelhante ao caudal a passar pelo ventilador do condensador de 0,18 kg/s.

Pela fórmula 28, é obtida a área de ventilação:

Tabela 27 - Quadro resumo de resultados para a seleção do ventilador para o evaporador - dimensão

	R134a	R600a	R1234ze(E)
ρ ar (kg/m ³)	1,184	1,184	1,184
C ar (m/s)	3	3	3
$A_{passagem}$ (m ²)	0,05	0,05	0,05

Observando os resultados obtidos na tabela 27, é possível verificar que a dimensão do ventilador é a mesma para os três casos em estudo. Aplicando as mesmas considerações da seleção do ventilador do condensador à seleção do ventilador do evaporador, a velocidade de passagem do ar foi fixada nos 3 m/s.

Para a definição e cálculo do dispositivo de expansão, o processo é assumido como adiabático e isentálpico.

$$h_A = h_B \quad (31)$$

O dimensionamento e a seleção de um tubo capilar é algo complexo, pois depende de várias variáveis. No entanto, alguns fabricantes desenvolveram software com um algoritmo que permite um dimensionamento muito próximo da realidade, como, o utilizado para selecionar o tubo capilar para este sistema DanCap®[24]. [8] No entanto a utilização de programas informáticos, gráficos e tabelas para a determinação de capilares, carece de alguma parcimónia, porque existe sempre uma margem de imprecisão [8]. É por este motivo que será determinante a experimentação empírica em situações bem definidas, para se “afinar”, adequadamente, o dimensionamento do tubo capilar [8].

Tabela 28 - Dados de projeto para seleção do tubo capilar

	R134a	R600a	R1234ze(E)
\dot{Q}_e (W)	651,76	659,89	651,94
\dot{Q}_c (W)	900,00	900,00	900,00
$T_B = T_C$ (°C)	20,00	20,00	20,00
$T_E = T_A$ (°C)	70,00	70,00	70,00
T_C (°C)	31,00	31,00	31,00

A utilização do software para o cálculo e seleção do capilar incorpora um erro que será considerado desprezável, as temperaturas introduzidas neste, não são as consideradas na tabela 28, mas são muito próximas destas estando indicadas na tabela 29. Resultando nas seleções indicadas nas figuras 37 e 38.

Tabela 29 - Tabela de valores introduzidos no software para seleção do tubo capilar

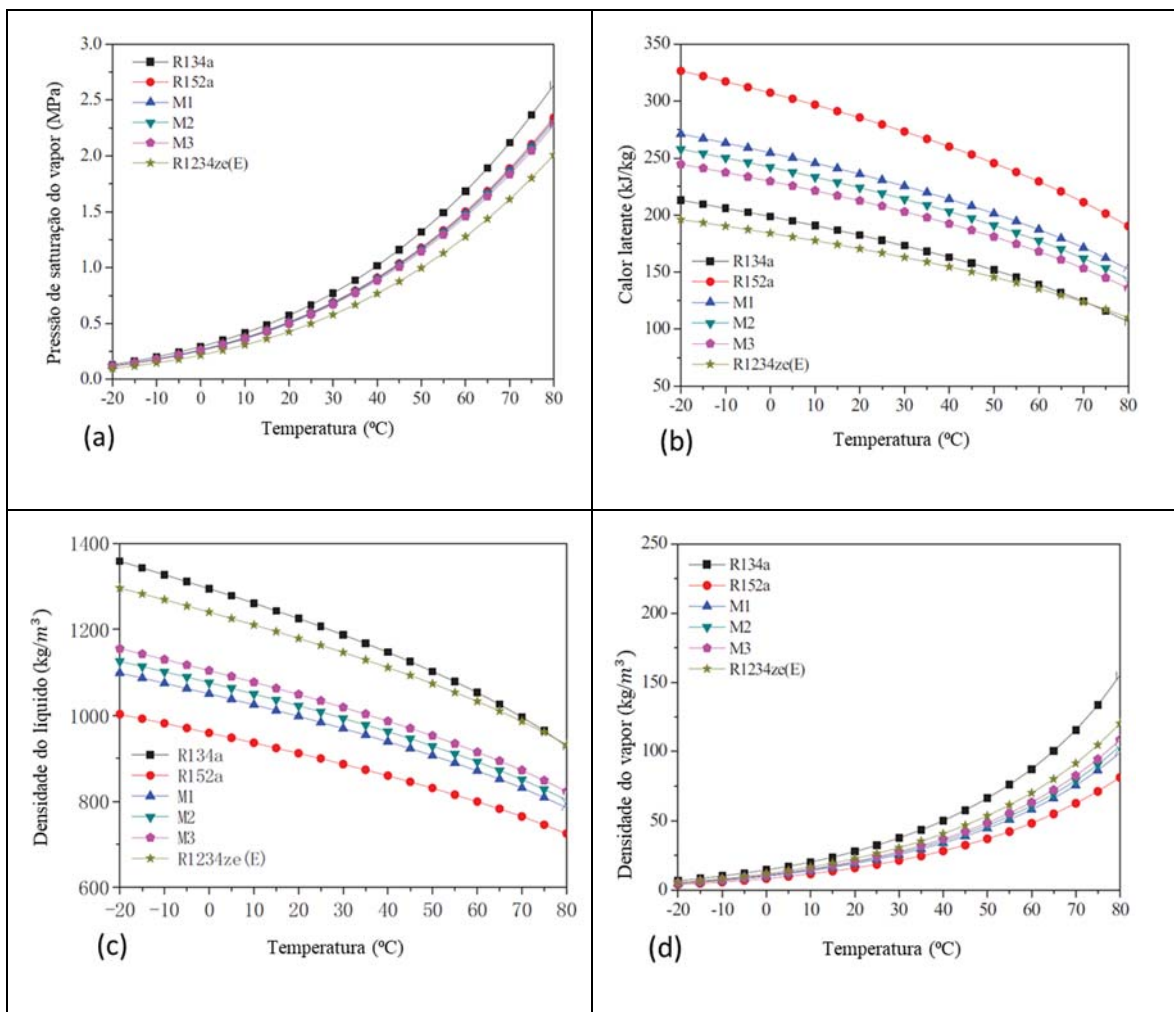
	R134a	R600a	R1234ze(E)
\dot{Q}_e (W)	651,76	659,89	651,94
\dot{Q}_c (W)	900,00	900,00	900,00
$T_4 = T_{1s}$ (°C)	15,00	5,00	15,00
$T_{2s} = T_{3s}$ (°C)	60,00	60,00	60,00
T_1 (°C)	31,00	31,00	31,00

Na tabela 30 é possível verificar o comportamento de vários fluidos como o R134a, R1234ze (E), R152a e as misturas entre R1234ze (E) com R152a denominadas M1 M2 e M3. Analisando os resultados obtidos é possível verificar que o valor de calor latente (gráfico b) do R1234ze (E) é

ligeiramente inferior quando comparado com o R134a, convergindo nas temperaturas mais altas, não implicando alterações na carga de fluido. Relativamente à densidade do fluido no estado líquido (gráfico c) e vapor (gráfico d), as curvas do R1234ze (E) apresentam valores inferiores ao R134a, no entanto são também as que se aproximam mais do R134a. Com uma menor densidade, existe um aumento da velocidade e de capacidade de transferência de calor do fluido. Verificando as propriedades dos fluidos quanto à viscosidade no estado líquido (gráfico e) e estado vapor (gráfico f) as curvas são praticamente coincidentes. Comparando as propriedades de condutividade térmica em ambos os estados, o R1234ze (E) apresenta os resultados mais próximos do R134a.

Para a seleção do tubo capilar para o sistema a R1234ze (E), será considerado o resultado obtido para o R134a e indicado na figura 36, o comportamento dos dois fluidos é muito semelhante, conforme é possível verificar na tabela 29, considerando o erro desprezável.

Tabela 30 - Propriedades termodinâmicas com variação de temperatura [18]



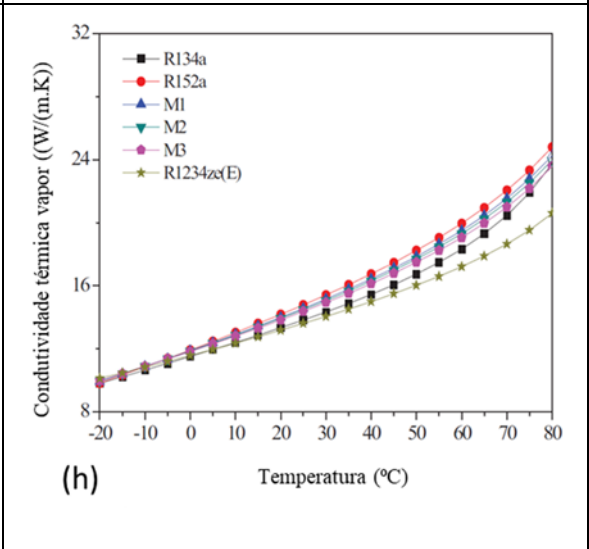
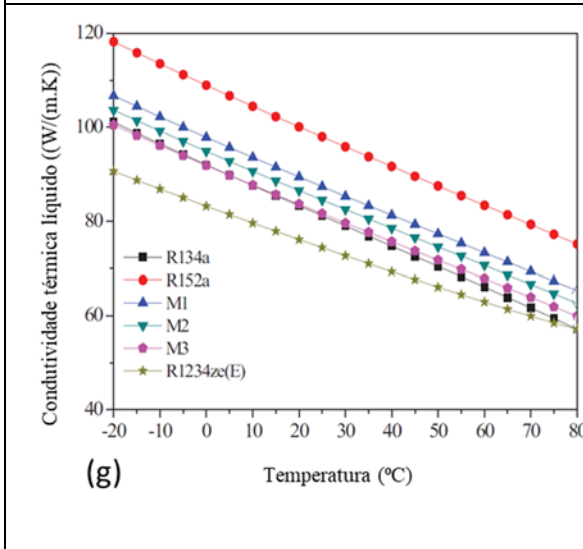
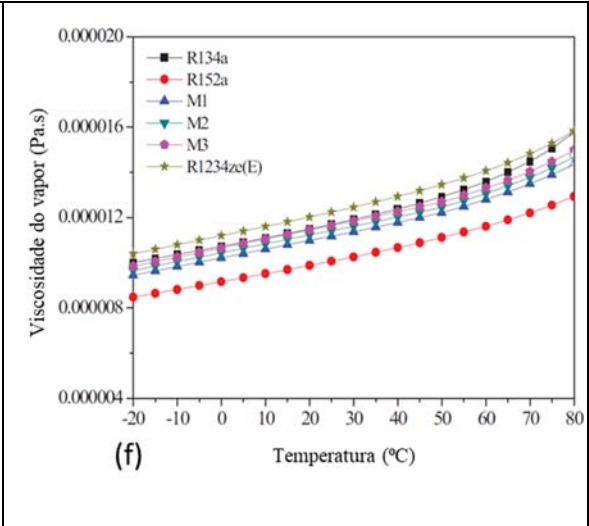
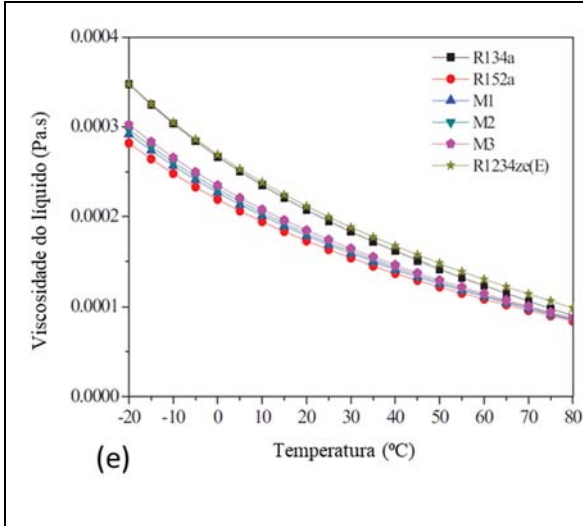


Figura 36 - Seleção do tubo capilar para o sistema a R134a e R1234ze(E)[24]

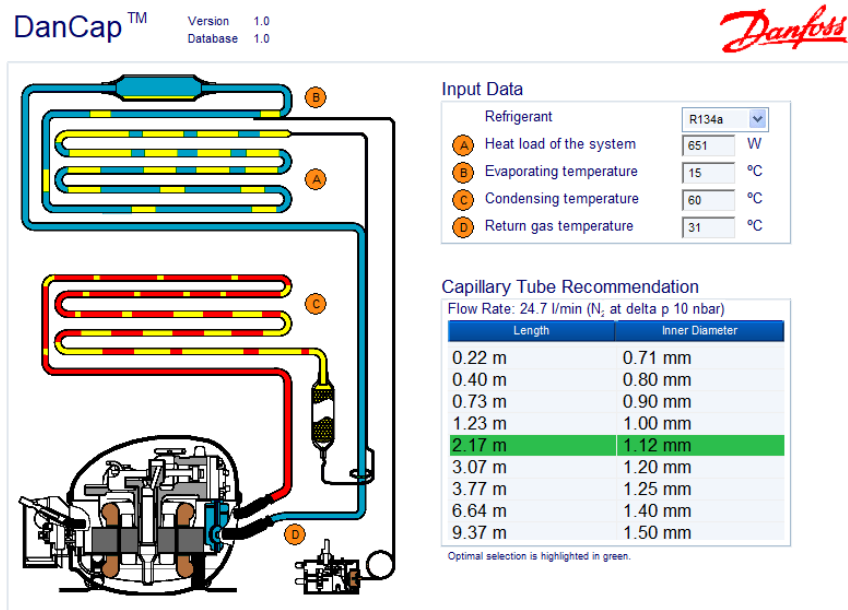
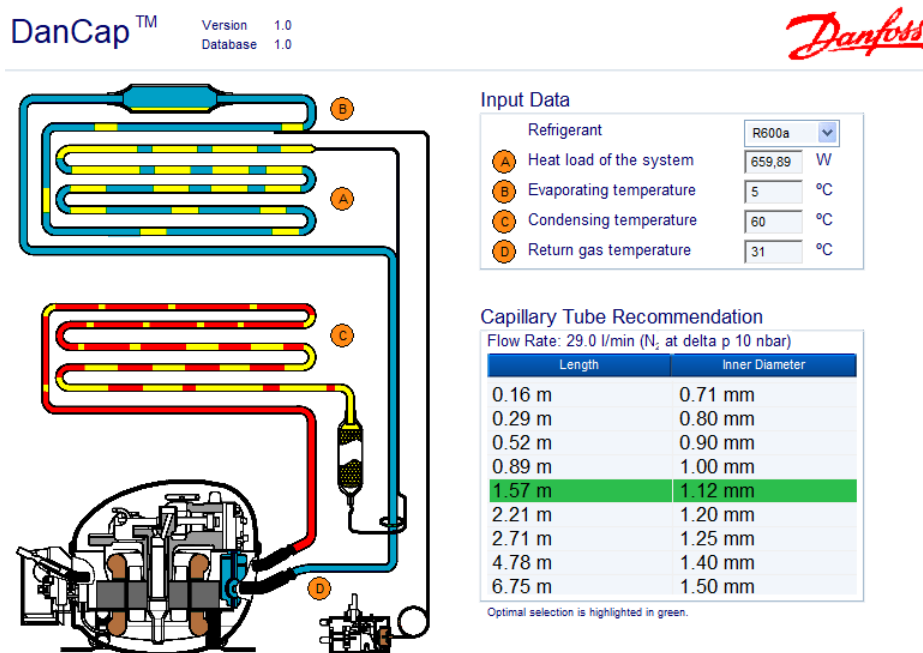


Figura 37 - Seleção do tubo capilar para o sistema a R600a [24]



Observam-se pelos resultados obtidos uma seleção variada de tubos capilares, variando o seu comprimento e diâmetro. Apesar de existir seleção para diâmetros inferiores a 0,8mm, os mesmos não são recomendáveis para a sua utilização, pois existe o potencial de entupimento. A recomendação

via software e para os três sistemas é a utilização de tubo capilar de 1,12 mm de diâmetro. Os sistemas a R134a e R1234ze(E), requerem um comprimento maior de tubo de 2,17 m e o sistema a R600a, requer um comprimento menor de 1,57 m.

O sistema de controlo a prever é do tipo termostato digital, conforme imagem da figura 38, com controlo por sonda do tipo PTC. O controlador terá como funções as seguintes:

- Ativar o funcionamento do sistema ON/OFF
- Controlar a temperatura dentro do domínio de temperatura definido (60°C a 62°C)

Quando se inicia o funcionamento do sistema e a temperatura não se encontra satisfeita, o controlador irá permitir o funcionamento do compressor e dos ventiladores do condensador e do evaporador. Quando a temperatura atinge a temperatura desejada, o controlador irá desligar o compressor e os dois ventiladores do condensador e do ventilador, assim será possível manter a temperatura dentro da cabine durante mais tempo. Por ser um controlador digital será possível verificar de forma precisa a temperatura sentida no ponto onde esta se encontra.

Figura 38 - Controlador digital e sonda de temperatura PTC da marca CAREL



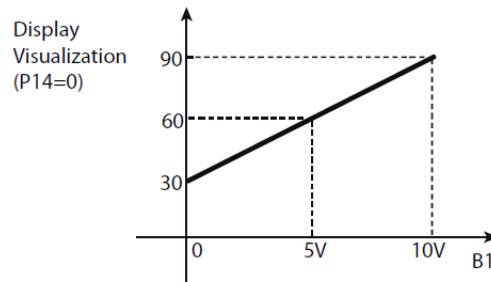
A sonda do tipo semicondutor apresenta uma grande sensibilidade à variação de temperatura, existindo dois tipos, as NTC e as PTC.

As sondas NTC são semicondutores cujo coeficiente de variação de resistência com a temperatura é negativo, ou seja, a resistência vai diminuindo com o aumento de temperatura. É o sensor mais comum em refrigeração porque permite uma elevada exatidão num curto espaço de tempo. É de grande confiança para intervalos de temperatura entre os -40 °C e os +110 °C [8].

Verifica-se pela figura 39 que as sondas PTC têm um coeficiente de variação de resistência com a temperatura positivo, ou seja, a resistência aumenta com o aumento da temperatura sentida. Estes

sensores são utilizados para aplicações de aquecimento e arrefecimento. A gama de temperatura onde o grau de confiança é elevado compreende dos -50 °C aos +150 °C [8].

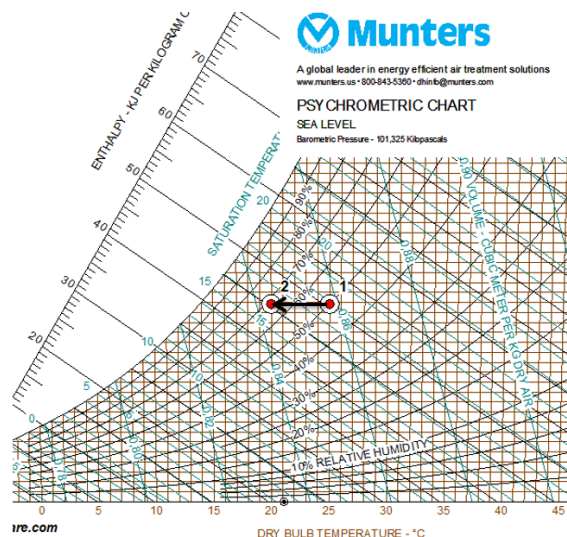
Figura 39 - Relação da resistência elétrica com temperatura sentida de uma sonda do tipo PTC



4.5 Recuperação de energia

O sistema bomba de calor quando em funcionamento, permite o aquecimento do interior da cabine da estufa onde se encontram as pipocas, sendo esta a sua principal função. Adicionalmente tem uma vantagem, ao rejeitar o calor trocado no evaporador, este arrefece o meio ambiente, pois está a ser rejeitado a 21 °C quando o meio ambiente se encontra a 25 °C. A esta energia considera-se recuperação, pois além de permitir um arrefecimento “gratuito” do meio envolvente (não há adição de equipamentos ao sistema, ou aumento de consumo de energia), permite uma diminuição da potência de climatização dos equipamentos que atuam sobre esta zona do edifício. Efeito indicado na figura 40.

Figura 40 - Diagrama psicrométrico para o arrefecimento provocado pela passagem do ar pelo evaporador [21]



O ar ao passar pelo evaporador sofre um processo de arrefecimento simples, fazendo diminuir a sua temperatura, não provoca alteração da massa de ar seco nem de vapor de água contidos no fluido, logo não altera a sua humidade específica.

Com a diminuição da temperatura do fluido, existe uma redução do volume específico e consequentemente um aumento da humidade relativa. Apesar de a humidade relativa aumentar, a humidade específica mantém-se inalterada, não há perda de massa de água no fluido. Conforme é possível verificar pela tabela 31 e 32.

Tabela 31 - Ponto 1 - Condições do ar à antes de entrar no evaporador

Pressão relativa	$P = 1 \text{ bar}$
Temperatura	$T_i = 25 \text{ }^\circ\text{C}$
Humidade Relativa	$HR = 50 \%$
Entalpia Específica	$h = 50,3 \text{ kJ/kg}$
Volume específico	$v = 0,86 \text{ m}^3/\text{kg}$

Tabela 32 - Ponto 2 - Condições à saída do evaporador

Pressão relativa	$P = 1 \text{ bar}$
Temperatura	$T_i = 21 \text{ }^\circ\text{C}$
Humidade Relativa	$HR = 63,7 \%$
Entalpia Específica	$h = 46,2 \text{ kJ/kg}$
Volume específico	$v = 0,845 \text{ m}^3/\text{kg}$
Caudal mássico	$\dot{m} = 0,17 \text{ kg/s}$

Potência adquirida no processo de arrefecimento simples:

$$\dot{Q}_f = \dot{m} \times (h_1 - h_2) \quad (\text{W}) \quad (32)$$

$$\dot{Q}_f = 0,17 \times (50,3 \times 10^3 - 46,2 \times 10^3) = 697 \text{ W}$$

h_1 – Entalpia do ar à entrada no evaporador (Kj/kg)

h_2 – Entalpia do ar à saída no evaporador (Kj/kg)

\dot{Q} – Potência Térmica Requerida (W)

\dot{m} – Caudal mássico (kg/s)

O resultado obtido pela aplicação da equação 34 indica uma recuperação de 697W no arrefecimento do ar, aquando passagem pelo evaporador. Esta energia é um resíduo do sistema, não tendo custos energéticos ou económicos adicionais. Os espaços onde estes equipamentos se encontram tem uma grande carga térmica que é removida pela utilização de sistemas de extração e climatização. Este arrefecimento produzido no evaporador contribui de forma positiva para o arrefecimento do espaço.

4.6 Análise Energética – COP e EER

Os indicadores que representam e quantificam o rendimento energético são o COP Coeficiente de performance (Coefficient of Performance) e o EER (Energy Efficiency Ratio), estabelecendo a relação entre a energia térmica transformada (aquecimento ou arrefecimento) e a quantidade de energia elétrica absorvida ou consumida para a transformar [8].

$$COP = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Energia absorvida}} = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}_E} = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_2 - h_1)} \quad (33)$$

O COP é utilizado na análise dos sistemas de ar condicionado tipo bomba de calor na função de aquecimento enquanto o EER é utilizado na função arrefecimento. Para as bombas de calor, ambos os termos são determinados de acordo com a Norma EN14115 [8].

Tabela 33 - Resultado do valor de COP para os três sistemas

	R134a	R600a	R1234ze(E)
$h_1(kJ/kg)$	420,57	604,50	408,04
$h_2(kJ/kg)$	461,46	690,80	445,42
$h_3(kJ/kg)$	295,52	364,70	292,46
$h_4(kJ/kg)$	295,52	365,40	292,46
q_m Fluido F(kg/s)	0,0054	0,0028	0,0059
\dot{Q}_c (W)	900,00	900,00	900,00
\dot{Q}_e (W)	651,76	659,89	651,94
W_c (W)	221,77	238,18	219,94
COP	4,06	3,78	4,09
EER	2,94	2,77	2,96

Observando os resultados obtidos na tabela 33, verifica-se que os sistemas a R134a e a R1234ze(E), são os que obtêm valores de COP maiores, proporcionando por cada kW tomado à rede, devolva 4 kW em energia térmica. O sistema a R600a obtêm um valor de COP um pouco menor de 3,78. Não obstante é um valor muito apreciável, permitindo entregar ao sistema 3,78 kW térmicos. Os valores de EER são muito próximos para os três sistemas, permitindo ao sistema aproximadamente a entrega de 2,9 kW térmicos para arrefecimento, por cada kW elétrico tomado à rede elétrica.

É possível melhorar estes indicadores, influenciando algumas das variáveis como a temperatura de evaporação e de condensação, ou atuando sobre o sobreaquecimento e o subarrefecimento.

Influência da temperatura de evaporação

Para uma definida temperatura de condensação, quanto menor for a temperatura de evaporação, menor será o valor de COP, logo o sistema torna-se menos eficiente. Uma análise correta com o objetivo de aumentar a eficiência de um sistema, será verificar qual a maior temperatura de evaporação aceitável [8].

Influência da temperatura de subarrefecimento

Embora positivo, mas limitado na influência do COP, num ciclo real, o aumento do subarrefecimento destina-se a garantir que apenas líquido se encontra a montante do dispositivo de expansão, e que tal garante a capacidade do Sistema [8].

Medidas que podem ser implementadas para se obter um correto subarrefecimento são:

- Sobredimensionar adequadamente o condensador;
- Aumentar a superfície externa do depósito de líquido;
- Instalar um permutador de calor adequado;

Influência do sobreaquecimento

No final do processo de evaporação, no cruzamento com a linha de vapor saturado, todo o fluido se encontra no estado vapor. Porém é comum e aconselhável que este vapor continue a extrair algum calor sensível e conseqüentemente, a sua temperatura aumente ligeiramente, prejudicando o COP, mas a garantir que todo o fluido que entra no compressor se encontra no estado vapor [8].

Medidas que podem ser implementadas para se obter um correto sobreaquecimento são:

- Sobredimensionar corretamente o evaporador;

- Adicionar um comprimento extra na tubagem de aspiração;
- Instalar um permutador de calor adequado;

Tomando por base a tabela 4, e tomando todas as premissas indicadas para o cálculo energético do sistema atual. Ao extrapolar para os sistemas em estudo verificam-se os seguintes resultados:

Premissas a indicar:

- Um equipamento funciona durante um período extenso de 14 horas por dia, durante os 365 dias do ano.
- Um espaço contém em média 6 equipamentos.
- O somatório de todos os edifícios comerciais da cadeia de Cinema utilizada para o estudo totalizam 32 edifícios.
- Considera-se que todos os equipamentos são semelhantes
- São consideradas as potências de consumo indicadas na tabela 34

Tabela 34 - Consumo elétrico dos componentes do sistema

Componentes do sistema	R134a	R600a	R1234ze(E)
Potência do Compressor (W)	261	280	259
Potência ventilador evaporador (W)	50	50	50
Potência ventilador evaporador (W)	50	50	50
Potência sistema de controlo (W)	10	10	10
Consumo total do sistema (W)	371	390	369

Na tabela 34 estão considerados os consumos parciais dos componentes do sistema. A potência do compressor foi calculada, conforme indicado na tabela 17 - Resultados obtidos para seleção do compressor 2ª iteração. Para os restantes componentes foram feitas considerações com base nos catálogos da DANFOSS [25] de equipamentos semelhantes aos calculados e indicados nas tabelas 24 - Definição do ventilador do condensador e 25 - Quadro resumo de resultados para a seleção do ventilador para o evaporador.

Tabela 35 - Análise energética para a estufa de pipocas, aplicada aos sistemas em estudo

Análise energética para 1 estufa de pipocas			
	R134a	R600a	R1234ze(E)
$Q_{sistema}$ (kW)	0,37	0,39	0,37
Energia consumida por hora (kWh)	0,16	0,16	0,16
Energia consumida por dia (14 horas) (kWh)	2,19	2,31	2,18
Energia consumida por ano (365 dias) (kWh)	799,84	841,46	795,19
Análise energética considerando a utilização de 6 equipamentos por espaço			
$Q_{sistema}$ (kW)	2,23	2,34	2,21
Energia consumida por hora (kWh)	0,94	0,99	0,93
Energia consumida por dia (14 horas) (kWh)	13,15	13,83	13,07
Energia consumida por ano (365 dias) (kWh)	4 799,02	5 048,74	4 771,12
Análise energética considerando os 32 espaços comerciais			
Energia consumida por ano (365 dias) (kWh)	153 568,57	161 559,66	152 675,68

No somatório dos 32 espaços explorados pelo maior operador de Cinema de Portugal e considerando que todos os equipamentos são semelhantes ao testado, para os sistemas em estudo verifica-se pela tabela 35 que o equipamento com menor consumo energético é o sistema a R1234ze(E) com 152 676 kWh, o sistema de maior consumo energético é a R600a com 161 560 kWh, representando entre os dois sistemas indicados uma diferença de 8 884 kWh. Quando comparados os equipamentos individualmente este valor não tem expressão, mas quando somados os equipamentos dos 32 edifícios, este valor ganha dimensão, podendo tornar-se um fator de decisão entre sistemas.

Para a análise financeira, considerando o valor de 0,12€ de custo de energia elétrica para Portugal apurado na segunda metade de 2018. Aplica-se este valor ao consumo energético para a obtenção do custo energético.

Tabela 36 - Análise financeira para a estufa de pipocas, aplicada aos sistemas em estudo

Análise financeira para a utilização de 1 estufa de pipocas			
Valor referência de 0,12 (€/kWh)	R134a	R600a	R1234ze(E)
Energia consumida por ano (365 dias) (€)	95,98	100,97	95,42
Análise económica considerando a utilização de 6 equipamentos por espaço			
Energia consumida por ano (365 dias) (€)	575,88	605,85	572,53
Análise económica considerando os 32 espaços comerciais			
Energia consumida por ano (365 dias) (€)	18 428,23	19 387,16	18 321,08

Observando os resultados obtidos na tabela 36, o custo energético do sistema a R134a e a R1234ze(E), apresentam valores muito próximos. O sistema a R600a, apresenta um valor maior. A diferença económica entre os dois sistemas para o conjunto dos 32 espaços é de 1 066 €/ano.

Em análise ambiental, observa-se na tabela 37 que os três sistemas em estudo têm impactos ambientais muito próximos. O sistema a R1234ze(E), é o que tem um impacto mais baixo face aos restantes, com a emissão de aproximadamente 41 tonCO₂ para a atmosfera por ano. Já o sistema a R600a é o que causa maior impacto com a emissão de aproximadamente 43 tonCO₂. O que representa uma diferença de 2 tonCO₂.

Tabela 37 - Análise ambiental para a estufa de pipocas, aplicada aos sistemas em estudo

Análise ambiental para a utilização de 1 estufa de pipocas			
268,77 gCO ₂ / kWh para clientes empresariais	R134a	R600a	R1234ze(E)
Custo ambiental pela emissão de CO ₂ por ano (kgCO ₂)	214,97	226,16	213,72
Custo ambiental pela emissão em tep por ano	0,17	0,18	0,17
Análise ambiental considerando a utilização de 6 estufa de pipocas			
Custo ambiental pela emissão de CO ₂ por ano (kgCO ₂)	1 289,83	1 356,95	1 282,33
Custo ambiental pela emissão em tep por ano	1,03	1,09	1,03
Análise ambiental considerando 32 espaços comerciais			
Custo ambiental pela emissão de CO ₂ por ano (tonCO ₂)	41,27	43,42	41,03
Custo ambiental pela emissão em tep por ano	33,02	34,74	32,83

Tabela 38 - Energia recuperada pelo arrefecimento proporcionado pelo sistema bomba de calor

Análise energética para 1 estufa de pipocas			
	R134a	R600a	R1234ze(E)
Q _e (kW)	0,65	0,66	0,65
Energia recuperada por hora (kWh)	0,28	0,28	0,28
Energia recuperada por dia (14 horas) (kWh)	3,85	3,90	3,85
Energia recuperada por ano (365 dias) (kWh)	1 405,47	1 423,00	1 405,85
Análise energética considerando a utilização de 6 equipamentos por espaço			
Q _e (W)	3,91	3,96	3,91
Energia recuperada por hora (kWh)	1,65	1,67	1,65
Energia recuperada por dia (14 horas) (kWh)	23,10	23,39	23,11
Energia recuperada por ano (365 dias) (kWh)	8 432,81	8 537,99	8 435,08
Análise energética considerando os 32 espaços comerciais			
Energia recuperada por ano (365 dias) (kWh)	269 849,78	273 215,84	269 922,43

O arrefecimento proporcionado pelo evaporador e indicado na tabela 38, permite poupar anualmente em energia para os 32 complexos, um valor próximo de 270,00 MWh.

Tabela 39 - Poupança económica proporcionado pelo sistema bomba de calor

Análise económica para a utilização de 1 estufa de pipocas			
Valor referência de 0,12 (€/kWh)	R134a	R600a	R1234ze(E)
Poupança económica por hora (€)	0,03	0,03	0,03
Poupança económica por dia (14 horas) (€)	0,46	0,47	0,46
Poupança económica por ano (365 dias) (€)	168,66	170,76	168,70
Análise económica considerando a utilização de 6 equipamentos por espaço			
Poupança económica por hora (€)	0,20	0,20	0,20
Poupança económica por dia (14 horas) (€)	2,77	2,81	2,77
Poupança económica por ano (365 dias) (€)	1 011,94	1 024,56	1 012,21
Análise económica considerando os 32 espaços comerciais			
Poupança económica por ano (365 dias) (€)	32 381,97	32 785,90	32 390,69

O resultado indicado na tabela 39, indica uma poupança muito significativa com o aproveitamento da energia de arrefecimento provinda do evaporador. No somatório de todos os edifícios, a poupança pode superar os 30 000€ anuais.

Tabela 40 - Análise à valorização ambiental, com a não emissão de tonCO₂ para a atmosfera

Análise ambiental para a utilização de 1 estufa de pipocas			
268,77 gCO ₂ / kWh para clientes empresariais	R134a	R600a	R1234ze(E)
Valorização ambiental pela não emissão de CO ₂ por ano (kgCO ₂)	377,75	382,46	377,85
Valorização ambiental pela não emissão em tep por ano	0,30	0,31	0,30
Análise ambiental considerando a utilização de 6 estufa de pipocas			
Valorização ambiental pela não emissão de CO ₂ por ano (kgCO ₂)	2 266,49	2 294,76	2 267,10
Valorização ambiental pela não emissão em tep por ano	1,81	1,84	1,81
Análise ambiental considerando 32 espaços comerciais			
Valorização ambiental pela não emissão de CO ₂ por ano (tonCO ₂)	72,53	73,43	72,55
Valorização ambiental pela não a emissão em tep por ano	58,02	58,74	58,03

Relativamente à prevenção de emissões de dióxido de carbono para a atmosfera, a energia frigorífica produzida pelo evaporador, permite inibir a emissão de 73 tonCO₂ por ano.

Vantagens e desvantagens

A estufa de pipocas é um equipamento muito presente na indústria de exibição de Cinema. É utilizado para fins alimentares no aquecimento de pipocas. Para o aquecimento de pipocas substituindo o sistema atual por um dos sistemas em estudo, resultariam as seguintes vantagens e desvantagens.

Tem como vantagens:

- Equipamento totalmente construído na liga metálica aço inoxidável, tornando-o adequado para a função alimentar.
- Equipamento compacto e de dimensões normalizadas. Os bares de Cinema são projetados tendo em consideração, entre outras, as dimensões das estufas de pipocas.
- Sistema com possibilidade de verificação da temperatura sentida dentro da cabine, permitindo um melhor controlo da condição do produto alimentar no seu interior;
- O controlador digital com sonda PTC, permite um controlo mais preciso;
- Equipamento mais económico na sua utilização, consome menos energia;
- Equipamento ambientalmente mais benéfico, o impacto em emissão de tonCO₂ para a atmosfera é muito inferior
- O sistema a R134a, tem como vantagem o facto de o gás ser de fácil aquisição no mercado, transporte e aplicação.
- O sistema a R600a, tem como vantagem o facto de ser um gás natural e por isso ter um impacto ambiental muito baixo, próximo da unidade de CO₂.
- O sistema a R1234ze(E), apesar de não ser um fluido natural, apresenta um valor de GWP muito baixo, semelhante ao de um gás natural.
- Arrefecimento do espaço envolvente de forma “gratuita”

Tem como desvantagens:

- Sistema complexo, cuja manutenção deverá ser realizada por Técnicos com formação específica.
- Sistema mais dispendiosos aquando aquisição.
- Sistema não se encontra disponível no mercado
- No sistema a R134a, o fluido frigorigéneo contém um elevado potencial de aquecimento global, pelo que a sua utilização deverá ser descontinuada, de acordo com a nova diretiva F-GAS
- No sistema a R600a, o fluido contém um elevado índice de inflamabilidade, obrigando a limitações na quantidade de gás a utilizar.
- No sistema a R1234ze(E), o fluido é ainda muito recente no mercado, pelo que a gama de equipamentos disponíveis de fábrica com este fluido ainda é limitada aos de maior dimensão.

5. Comparação de soluções

A comparação de soluções será realizada, entre os sistemas em estudo com o equipamento atual versão original. Não será contabilizada a recuperação potencial dos sistemas bomba de calor pela produção de frio pelo evaporador.

Tabela 41 - Comparação do consumo energético dos sistemas em estudo com o sistema original

Análise energética para 1 estufa de pipocas				
	Equipamento - original	R134a	R600a	R1234ze(E)
Energia consumida por ano (kWh)	2 048,38	799,84	841,46	795,19
Análise energética considerando a utilização de 6 equipamentos por espaço				
Energia consumida por ano (kWh)	12 290,30	4 799,02	5 048,74	4 771,12
Análise energética considerando os 32 espaços comerciais				
Energia consumida por ano (kWh)	393 289,60	153 568,57	161 559,66	152 675,68

A observação dos resultados indicados na tabela 41, indicam uma clara vantagem energética para a utilização dos sistemas bomba de calor em detrimento do equipamento atual com sistema termoelétrico. O sistema com o melhor indicador é o sistema a R1234ze(E), com um valor de consumo para os 32 edifícios de 152,676 MWh. O sistema atual-original, tomando as mesmas considerações consome aproximadamente 2,6 vezes mais, com um valor de 393,3 MWh. A partir desta análise pode-se confirmar que o sistema é energeticamente viável.

Tabela 42 - Comparação financeira dos sistemas em estudo com o equipamento atual

Análise financeira para a utilização de 1 estufa de pipocas				
Valor referência de 0,12 (€/kWh)	Equipamento - original	R134a	R600a	R1234ze(E)
Energia consumida por ano (€)	245,81	95,98	100,97	95,42
Análise económica considerando a utilização de 6 equipamentos por espaço				
Energia consumida por ano (€)	1 474,84	575,88	605,85	572,53
Análise económica considerando os 32 espaços comerciais				
Energia consumida por ano (€)	47 194,75	18 428,23	19 387,16	18 321,08

Pela análise financeira da tabela 42 observa-se que os sistemas bomba de calor demonstram uma vantagem significativa quando comparados com o sistema atual. Dos três sistemas em estudo o equipamento a R1234ze(E) é o que demonstra melhor indicador com um custo energético de 18 321€ para os 32 edifícios e para o consumo durante um ano. O sistema original tem um custo bastante superior de 47 195€, existindo uma diferença aproximadamente igual a 29 000€ por ano. A partir desta análise, é possível confirmar que o sistema é economicamente viável.

A análise ambiental indicada na tabela 43, evidencia uma clara vantagem para a utilização dos sistemas bomba de calor, quando comparados com o equipamento atual por sistema termoelétrico. O sistema bomba de calor a R1234ze(E) apresenta os melhores indicadores, quando comparado com os restantes, existindo uma significativa diferença na emissão de tonCO₂. O sistema bomba de calor a R1234ze(E) apresenta um valor de emissão de 41 tonCO₂ e o sistema original apresenta o valor de 106 tonCO₂. Ou seja 65 tonCO₂ não emitidas para a atmosfera.

Tabela 43 - Comparação do impacto ambiental dos sistemas em estudo com o equipamento original

Análise ambiental para a utilização de 1 estufa de pipocas				
268,77 gCO ₂ / kWh para clientes empresa	Equipamento original	R134a	R600a	R1234ze(E)
Custo ambiental pela emissão de CO ₂ por ano (kgCO ₂)	550,54	214,97	226,16	213,72
Custo ambiental pela emissão em tep por ano	0,44	0,17	0,18	0,17
Análise ambiental considerando a utilização de 6 estufa de pipocas				
Custo ambiental pela emissão de CO ₂ por ano (kgCO ₂)	3 303,26	1 289,83	1 356,95	1 282,33
Custo ambiental pela emissão em tep por ano	2,64	1,03	1,09	1,03
Análise ambiental considerando 32 espaços comerciais				
Custo ambiental pela emissão de CO ₂ por ano (tonCO ₂)	105,70	41,27	43,42	41,03
Custo ambiental pela emissão em tep por ano	84,56	33,02	34,74	32,83

Para a verificação das principais vantagens e desvantagens, serão comparados apenas o sistema atual-original com o sistema bomba de calor a R1234ze(E), por ser o sistema que mais se destaca nos resultados obtidos.

Sistema Atual-Original

Tabela 44 - Principais vantagens e desvantagens do sistema original

Vantagens	Desvantagens
Sistema termoeletrico muito simples e fácil de manter por Técnicos sem formação específica	Difícil de controlar a condição do produto alimentar contido na cabine
Equipamento mais económico na aquisição	Grande consumidor de energia, logo um custo económico e ambiental significativo.
	Aquecimento do espaço envolvente (Fenómeno indesejado)

Sistema Bomba de calor R1234ze(E)

Tabela 45 - Principais vantagens e desvantagens do sistema bomba de calor a R1234ze (E)

Vantagens	Desvantagens
Equipamento fácil de controlar a condição do produto alimentar contido na cabine	Sistema mais complexo. A manutenção terá de ser assegurada por Técnicos com formação
Equipamento de baixo custo energético.	Custo de aquisição mais elevado
Produz arrefecimento de forma “gratuita”.	Não existe disponível no mercado

Da análise realizada é possível afirmar que o sistema Bomba de calor é uma solução possível para sistema de substituição do equipamento atual. O sistema bomba de calor é viável tecnicamente, existindo atualmente condições para se executar um sistema para este equipamento. Demonstrou-se ainda ser viável energeticamente, economicamente e ambientalmente. Dos três sistemas, o R1234ze(E) destaca-se em todas as dimensões estudadas. De referir que é um fluido frigorigénio de quarta geração e ainda muito recente no mercado, não existindo ainda uma gama de produtos de fábrica que o contenha, principalmente nos equipamentos de pequena dimensão.

6. Conclusões

A estufa de pipocas é um equipamento de grande utilização na indústria de exibição de Cinema. É considerado para a operação destes espaços como vital, pois tem como única função aquecer o produto alimentar pipocas, para posteriormente serem vendidas ao cliente final.

Foi possível verificar que a temperatura ideal a manter as pipocas doces na cuba da estufa deverá situar-se entre os 60 e os 62°C, não devendo ser inferior aos 60°C, por poder haver proliferação de organismos que contaminem o produto alimentar e que causem distúrbios alimentares a quem os consome. Também não deverá ultrapassar os 62°C, por diminuir a qualidade do produto no ato da venda.

Este equipamento contém um sistema termoelétrico muito simples de resistência elétrica e ventilador, com controlo por termostato de bolbo, adicionalmente é um equipamento fácil de operar e manter. No entanto é um grande consumidor de energia, tem um controlo de temperatura dentro da cabine pouco preciso, e promove o aquecimento do meio ambiente envolvente, fenómeno indesejado compensado por equipamentos de climatização adicionais.

Face à tecnologia atual, verificou-se a possibilidade de utilizar um tipo de sistema bomba de calor para o processo de aquecimento das pipocas, como alternativa ao atual. Para esta possibilidade, verificaram-se três fluídos frigorigénios diferentes, com uma temperatura crítica elevada, o R134a, muito utilizado na refrigeração e nos sistemas de ar condicionado. O R600a, é um fluido natural, tem um valor de GWP muito baixo, mas tem um elevado índice de inflamabilidade, tendo restrições no seu uso, relativamente à quantidade inserida no sistema e ao condicionamento do equipamento. O R1234ze(E), é um fluído de quarta geração, apresenta um comportamento muito próximo do R134a, com um valor de GWP muito baixo, e sem as contrariedades do R600a, pois este é apenas ligeiramente inflamável e não se encontra sujeito à diretiva F-Gas.

Dos três sistemas em estudo, optou-se por um compressor alternativos hermético monofásico. Os permutadores de calor condensador e evaporador são a ar forçado, construídos por tubo de cobre a alheta, para aumentar a transferência de calor, e diminuir a dimensão dos componentes. O dispositivo de expansão selecionado é o tubo capilar, é o mais económico, mas também o mais difícil de afinar.

Para o controlo do sistema previu-se um controlador digital com sonda PTC, permitindo um maior controlo da condição do produto alimentar no interior da cuba, dentro dos padrões exigidos.

Os resultados obtidos evidenciam uma clara vantagem nas três dimensões, energia, custo e impacto ambiental, para os sistemas bomba de calor. O sistema a R1234ze(E) foi o que obteve melhores indicadores, apresentado valor de COP mais elevado e os valores de consumo energético, custo e

impacto ambiental mais baixos. Adicionalmente o sistema tem a capacidade de arrefecer o espaço ambiente utilizando o evaporador, minimizando o custo com os sistemas de climatização que atuam sobre este tipo de espaços.

Conclui-se assim que a aplicação de um sistema bomba de calor ao equipamento estufa de pipocas é viável do ponto de vista teórico. Podendo ser uma alternativa quer para equipamentos estufa de pipocas, ou outros similares, como os equipamentos “banho maria”, utilizados para aquecer os alimentos pré-confeccionados.

Com a produção de um protótipo será possível confirmar empiricamente os resultados teóricos obtidos, adicionalmente, e sendo um dos problemas do equipamento atual, torna-se necessário aplicar isolamento às paredes do equipamento, as perdas de energia são muito significativas, prejudicando o consumo energético, conseqüentemente o custo de operação aumenta, e são emitidas mais tonCO₂ para a atmosfera. Um dos elementos mais importantes num sistema bomba de calor é o fluido frigorigéneo, os novos fluidos de 4ª geração apresentam-se com temperaturas críticas mais elevadas, permitindo ampliar a gama de processos onde poderão ser aplicados.

Por entender ser uma ideia com potencial de se tornar produto, foi submetido ao Instituto Nacional de Propriedade Industrial, o pedido provisório de patente com o número 20191000054967.

7. Referências

- [1] A. P. d. Ambiente. [Online]. Available: <https://www.apambiente.pt>.
- [2] J. P. A. H. L. Jutsen, "High Temperature heat pumps for the Australian for Industry: Opportunities assesment.," Australian Alliance for Energy Productivity, Sydney, 2017.
- [3] "36 in Counter Showcase Warmer," [Online]. Available: <http://www.creators.com>. [Accessed 2019].
- [4] V. Mohan, "Hygienic importance of stainless steel in developing countries," [Online]. Available: <http://www.worldstainless.org>. [Accessed 2019].
- [5] A. J. G. Padilha, *Electrónica Analógica*, MC -Graw-Hill, 1993.
- [6] J. A. V. J. M. B. e. a. Creus, *Manual de Aire Acondicionado (Handbook Of Air Conditioning System Design)*, Barcelona: MARCOMBO, S.A., 2009.
- [7] EBM-Papst, "Catálogo EBM-Papst - Ventiladores," in *Ventilador centrifugo QLZ06/0030-3038*.
- [8] V. Monteiro, *Refrigeração I Técnicas e Competências Ambientais*, Lisboa: ETEP edições técnicas profissionais, 2015.
- [9] S. Judite Viegas, "Segurança Alimentar: Guia de boas práticas do consumidor," Instituto Nacional de Saúde Doutor Ricardo Jorge, IP, Lisboa, Setembro 2014.
- [10] S. F. Frade João, *Climatização Geral*, Lisboa: ISEL, Junho 2006.
- [11] ASHRAE, *ASHRAE Handbook's Fundamentals, Refrigeration, HVAC Applications, and Systems and Equipment*, Atlanta: ASHRAE, 2009.
- [12] J. P. Holman, *Heat Transfer*, MC-Graw-Hill.

- [13] ERSE, "Dossier de Imprensa - Tarifas e preços para a Energia elétrica em 2019," ERSE, Lisboa, 2018.
- [14] EUROSTAT, "Electricity prices for non-household consumers," EUROSTAT, second half 2018.
- [15] EDP Comercial, EDP, 2019. [Online]. Available: www.EDP.PT.
- [16] E. R. d. S. energéticos, "Diretiva n.º16/2018 - Rotulagem de energia elétrica," *Diário da república 2.ª Série - N.º240 - 13 de Dezembro de 2018*, vol. E, 2018.
- [17] D. S. e. all, "Energy performance evaluation of R1234yf, R1234ze(E), R600a, R290 and R152a as low GWP R134a alternatives," *International Journal of refrigeration*, September 2016.
- [18] H. Z. e. a. Zhaofeng Meng, "Theoretical analysis of R1234ze(E), R152a and R1234ze(E)/R152a mixtures and replacements of R134a in vapor compression system," *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 8, 2016.
- [19] Danfoss, "Refrigerant Options now and in the future," Danfoss, 2019.

Softwares utilizados

- [20] SolidWorks® Premium 2012 X64 Edition, Dassault Systèmes
- [21] Psychrometric Analysis CD, Version 7.5.0, Hands Down Software
- [22] Chemours Refrigerant Expert™ CRE, Version 1.0, 09/2016, The Chemours Company
- [23] GPC.EU Customer, Versão 2018.41-191d, Güntner GmbH & Co. KG
- [24] DanCap™, Capillary Tube Selection Software, 2006, Danfoss Compressors GmbH
- [25] Coolselector®2, versão 3.5.3, Danfoss
- [26] Kilog, Software: 2015.1.8.2, KIMO® Instrumentsdor
- [27] APA Agência Portuguesa do Ambiente, Gases Fluorados – conversor de unidades; *in: apambiente.pt/conversor/*

8. Anexos

ANEXO I - Relatório do ensaio às pipocas.

ANEXO II - Relatório dos ensaios ao equipamento estufa de pipocas.

ANEXO III – Pedido provisório de patente – N.º 20191000054967.

Relatório do Protocolo experimental

Verificação da temperatura adequada para manutenção do produto alimentar dentro da estufa.



Trabalho elaborado por: Sérgio Ribeiro – N.º28425

Índice

Objectivos:	2
Introdução	2
Procedimento experimental:	3
Material utilizado:	4
Descrição da experiência:	4
Conclusão.....	7
Bibliografia:	8

Objectivos:

O equipamento Estufa de pipocas utiliza um sistema termoelétrico para promover o aquecimento do produto alimentar pipocas. Existe alguma indefinição sobre o valor de temperatura a utilizar no equipamento de modo a processar o produto. Com a realização deste ensaio experimental, pretende-se determinar, cumprindo os padrões de qualidade exigidos pelo produtor, qual o domínio de temperatura ideal a aplicar no processo.

Introdução

Para a análise da temperatura ideal a utilizar nos equipamentos “Estufa de pipocas”, será utilizada uma técnica experimental, na qual se pretenderá chegar a conclusões através de ensaios em condições laboratoriais.

Esta temperatura será a temperatura limite à qual o produto alimentar será sujeito, limitando a potência térmica a instalar, fazendo variar o consumo de energia na sua operação.

A qualidade do produto alimentar obriga ao cumprimento das seguintes premissas:

- As características físicas, químicas e organolépticas, não deverão sofrer alterações significativas no processo de aquecimento. Relativamente às características físicas do caramelo, quando este passa do estado sólido para viscoso, proporciona o aglutinamento entre o próprio produto e os corpos na sua vizinhança, facto este não desejável, quando arrefece, o caramelo solidifica e o seu manuseamento origina quebras em elementos menores prejudicando a qualidade visual do produto alimentar.
- A temperatura a atingir deverá ser tão alta quanto possível para que não hajam problemas de proliferação de bactérias. A temperatura mínima a considerar para o aquecimento do produto alimentar é de 60°C, pois a esta temperatura a maioria dos microrganismos morre, ou não se multiplica.

Para esta experiência serão utilizadas várias amostras de pipocas doces da receita exclusiva do produtor provenientes de vários lotes de produção, estas amostras serão sujeitas a variações de temperatura para verificação das características enunciadas acima de modo a verificar qual a temperatura ideal de manutenção no equipamento “estufa de pipocas”.

A análise será feita com um aumento de temperatura de 5 em 5°C, com início na temperatura ambiente registada. Ao atingir os 50°C o incremento será de 1°C.

Será observado o estado físico do alimento, bem como a capacidade de aglutinação dos elementos.

Procedimento experimental:

- 1 – Verificação da temperatura e humidade ambiente de laboratório.
- 2 – Seleção de 3 amostras do produto alimentar de lotes diferentes, com o mesmo peso total.
- 3 – Colocação em estufa, com tempo de permanência de 15 minutos após alcançada a temperatura programada.
- 4 – Análise do estado físico do alimento e viscosidade.

Material utilizado:

- Amostras de pipocas doces fabricadas a 16-Junho-2018 na estação de produção dos Cinemas NOS Alvaláxia.
- Estufa – Memmert – Modelo: UM 400, Nr.º Série: b401.1299
- 3 Recetáculos de vidro
- Balança KERN – Modelo: 510-37, Nr.º Série: 9206, Ano de produção: 1992, erro: 0,01g.
- Colher para manuseamento do produto alimentar
- Papel de limpeza
- Cronómetro

Descrição da experiência:

1 – Verificação da temperatura e humidade ambiente de laboratório.

Os valores observados foram retirados do termómetro e higrómetro presentes no laboratório

Temperatura ambiente: 26 °C

Humidade Relativa: 60 %

2 – Seleção de 3 amostras do produto alimentar de lotes diferentes, com o mesmo peso total.

A decisão pela utilização de várias amostras para o mesmo produto alimentar, tendo seguindo a mesma receita do produtor, baseia-se na possibilidade de haver lotes de milho não homogéneos que na confeção originam pipocas de vários volumes, por terem dimensões físicas de grão e quantidades de massa de água diferentes.

Sendo também muito relevante a possibilidade de haver um cobrimento maior ou menor de caramelo pelos elementos na produção, fazendo variar a temperatura a que o caramelo muda de fase sólido para viscoso. E a capacidade desta estrutura para resistir ao choque.

Por esse facto foram seleccionadas três amostras, cada amostra corresponde a uma produção de um lote específico.

Amostra	Peso (g)
1	25,2
2	24
3	25,2

3 – Colocação em estufa, com tempo de permanência de 15 minutos após alcançada a temperatura programada.

A colocação em estufa foi feita com as três amostras, permanecendo estas o mesmo tempo por cada experiência, ou seja, quando a estufa atingiu a temperatura definida, permaneceram nesta 15 minutos. Após análise do resultado, as amostras foram colocadas novamente na estufa prosseguindo o estudo.

Foram realizados 26 ensaios.

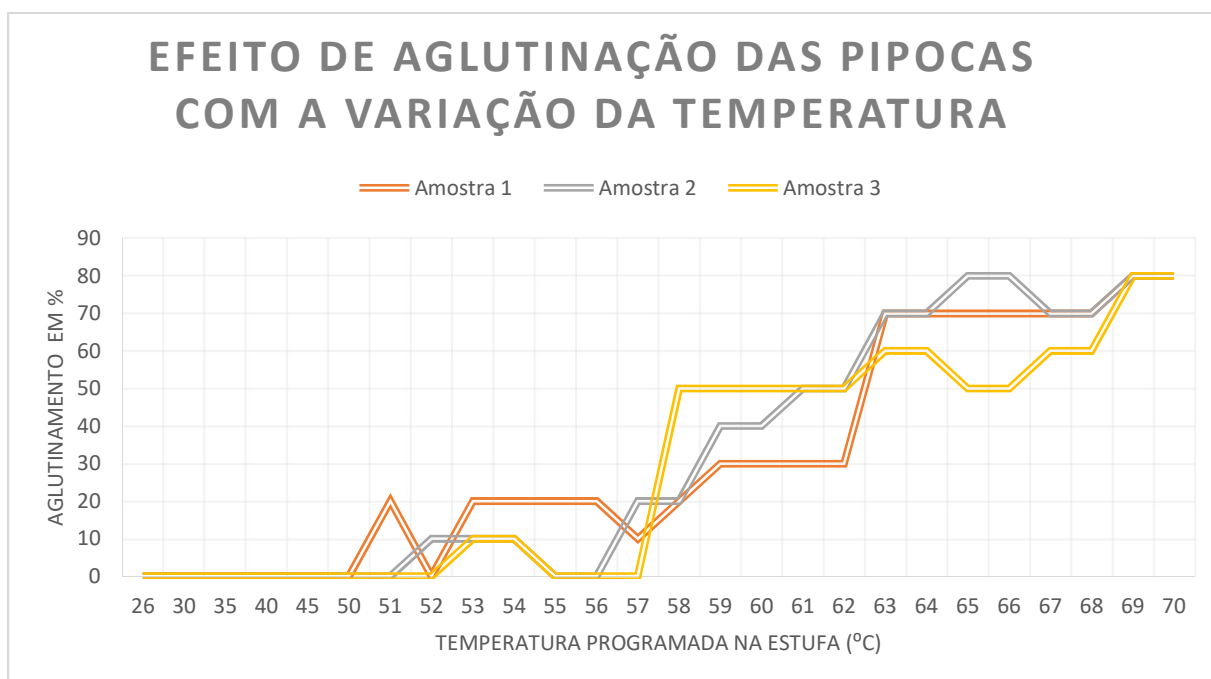
Resultados

4 – Análise do estado físico do alimento e viscosidade.

		Amostra 1		Amostra 2		Amostra 3	
Experiência	Temperatura Estufa (°C)	Estado	Agl (%)	Estado	Agl (%)	Estado	Agl (%)
1	26	sólido	0	Sólido	0	Sólido	0
2	30	sólido	0	Sólido	0	Sólido	0
3	35	sólido	0	Sólido	0	Sólido	0
4	40	sólido	0	Sólido	0	Sólido	0
5	45	sólido	0	Sólido	0	Sólido	0
6	50	sólido	0	Sólido	0	Sólido	0
7	51	sólido	20	Sólido	0	Sólido	0
8	52	sólido	0	Sólido	10	Sólido	0
9	53	sólido	20	Sólido	10	Sólido	10
10	54	sólido	20	Sólido	10	Sólido	10
11	55	sólido	20	Sólido	0	Sólido	0
12	56	sólido	20	Sólido	0	Sólido	0
13	57	sólido	10	Sólido	20	Viscoso	0

14	58	sólido	20	Sólido	20	Viscoso	50
15	59	sólido	30	Sólido	40	Viscoso	50
16	60	sólido	30	Sólido	40	Viscoso	50
17	61	sólido	30	Viscoso	50	Viscoso	50
18	62	sólido	30	Viscoso	50	Viscoso	50
19	63	Viscoso	70	Viscoso	70	Viscoso	60
20	64	Viscoso	70	Viscoso	70	Viscoso	60
21	65	Viscoso	70	Viscoso	80	Viscoso	50
22	66	Viscoso	70	Viscoso	80	Viscoso	50
23	67	Viscoso	70	Viscoso	70	Viscoso	60
24	68	Viscoso	70	Viscoso	70	Viscoso	60
25	69	Viscoso	80	Viscoso	80	Viscoso	80
26	70	Viscoso	80	Viscoso	80	Viscoso	80

Desmonstração dos resultados em gráfico:



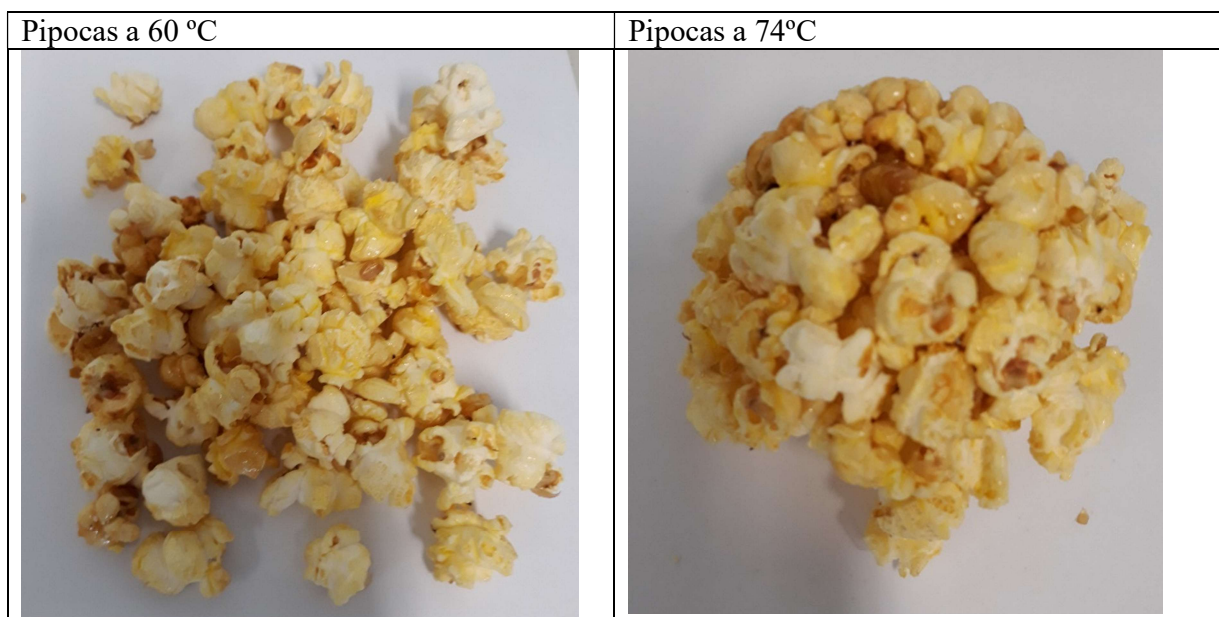
Conclusão

Da observação dos resultados obtidos, conclui-se que, para cumprir a primeira premissa, ou seja, não haver alteração física do alimento, a temperatura a adotar para o equipamento, admitindo 0% de aglutinamento, será de 50°C.

Assumindo um compromisso de aglutinamento até 20%, a temperatura a adotar teria um domínio entre 50°C a 57°C.

Mas pela segunda premissa obrigatória, esta temperatura não é suficientemente elevada para haver segurança na disponibilização deste produto alimentar. Facto pelo qual o domínio de temperatura ideal para o equipamento será entre 60°C a 62 °C, o que irá resultar numa média de aglutinamento entre pipocas de 43%. A resistência ao choque a esta temperatura é fraca, quebrando facilmente as ligações entre elementos.

Por curiosidade, as pipocas atingiram os 100% de aglutinação aos 74°C.



Bibliografia:

Judite Viegas, Silvia; Segurança alimentar: Guia de boas práticas do consumidor; Instituto Nacional de Saúde Doutor Ricardo Jorge, IP 2014; Lisboa, setembro de 2014

Relatório do Protocolo experimental

Verificação do funcionamento da estufa de pipocas com análise aos parâmetros energéticos



Trabalho elaborado por: Sérgio Ribeiro – N.º28425

Índice

Relatório do Protocolo experimental	1
Verificação do funcionamento da estufa de pipocas com análise aos parâmetros energéticos.....	1
Introdução.....	3
Objectivos:.....	4
1ª verificação experimental:.....	5
2ª verificação experimental:.....	8
3ª verificação experimental:.....	11
Conclusão	15
Bibliografia:	16

Introdução

O equipamento estufa de pipocas, é um equipamento de grande utilização na indústria de exibição de Cinema. Este equipamento permite o aquecimento das pipocas, previamente feitas, quando no ato da venda, as pipocas deverão ser servidas a uma temperatura entre os 60°C e os 62°C. Caso a temperatura seja inferior à recomendada, poderão existir problemas de contaminação de bactérias, levando à ocorrência de problemas alimentares, caso a temperatura seja superior à recomendada, o produto será servido com um nível de qualidade inferior, abaixo dos padrões de qualidade pretendidos.

É um equipamento de elevada importância para a operação dos bares de Cinema, existindo em média na maior cadeia de exibição em Portugal, a quantidade de 6 por multiplex.

Sendo um equipamento destinado a uma indústria de nicho, existem poucos fornecedores mundiais, sendo os atuais de origem Americana ou Inglesa. Atualmente verificam-se poucas alterações tecnológicas ao equipamento, desde a sua conceção, há sensivelmente 100 anos.

A indústria disponibiliza no mercado três modelos deste equipamento, cuja diferença reside na largura do comprimento, existindo equipamentos com 750 mm (descontinuados), 900mm (o mais usual) e 1200 mm.

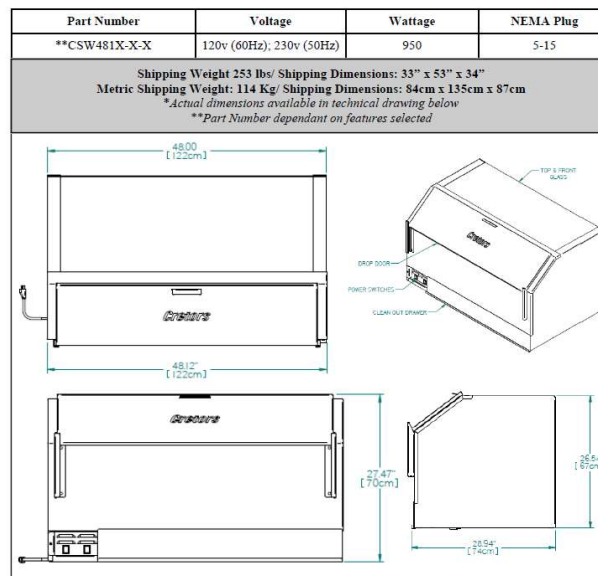


Figura 1- Desenho técnico de uma estufa da Creators & Company de 48"

Objectivos:

O equipamento estufa de pipocas, face à importância que tem para a indústria de exibição de cinema, pretende-se estudar o comportamento do equipamento, analisando os seus consumos energéticos e eficácia no aquecimento da cabine, bem como verificar o impacto do equipamento no aquecimento ambiente, fenómeno indesejado e que atualmente é compensado pela colocação de climatização nos espaços.

Para efetuar estas análises, será utilizada a técnica experimental, em três ensaios experimentais em condições controladas.

- 1º Ensaio experimental:
 - Medição do consumo do ventilador para verificar o seu impacto no sistema, bem como para verificar a sua perda de carga.

- 2º Ensaio experimental:
 - Medição da eficácia do equipamento, pela verificação das temperaturas sentidas junto à resistência na gaveta técnica e comparação com a temperatura no interior da cabine.
 - Verificação do impacto no consumo e na temperatura dentro da cabine pela abertura da tampa de acesso ao produto alimentar.

- 3º Ensaio experimental:
 - Medição do impacto do equipamento na temperatura ambiente,
 - Medição do consumo do sistema, para verificar por extrapolação, qual o consumo anual de um equipamento típico.

1º Ensaio experimental:

- Medição do consumo do ventilador para verificar o seu impacto no sistema, bem como para verificar a sua perda de carga.

Procedimento experimental

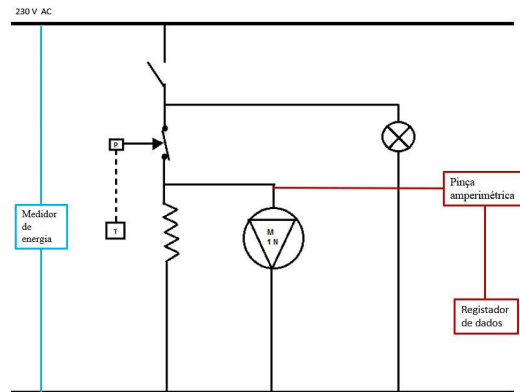
- 1 – Instalação do equipamento de medição no equipamento.
- 2 – Verificação da temperatura e humidade ambiente de laboratório.
- 3 – Verificação do valor de tensão na instalação.
- 4 – Colocação do equipamento em funcionamento durante 25 minutos, sem produto alimentar no seu interior, manipulando o potenciómetro para os 62°C aproximadamente para verificação do consumo energético do ventilador para cálculo da perda de carga do ventilador no sistema onde se encontra instalado.

Material utilizado:

- Estufa de Pipocas CREATORS 1200
- Medidor de energia Carlo Gavazzi EM 111 YR 2017 1000 imp/kWh
- Registador de dados KIMO KH220 o com sonda de temperatura e humidade relativa no seu interior
- Pinça Amperimétrica KPID 1-100Aac, erro $\pm 1\%$
- Sonda de Temperatura CTN-KCG-50-ZRF, $-40 < T < +120^{\circ}\text{C}$, erro $\pm 0,3^{\circ}\text{C}$
- Cronómetro

Descrição da experiência:

1 - Montagem do sistema:



2 – Verificação da temperatura e humidade ambiente de laboratório.

A temperatura sentida no espaço foi de 24,8°C

A humidade relativa sentida no espaço foi de 45,2%

3 – Verificação do valor de tensão na instalação.

Com a instalação do contador de energia, é possível verificar a tensão que passa na rede elétrica, tendo sido registado o valor de:

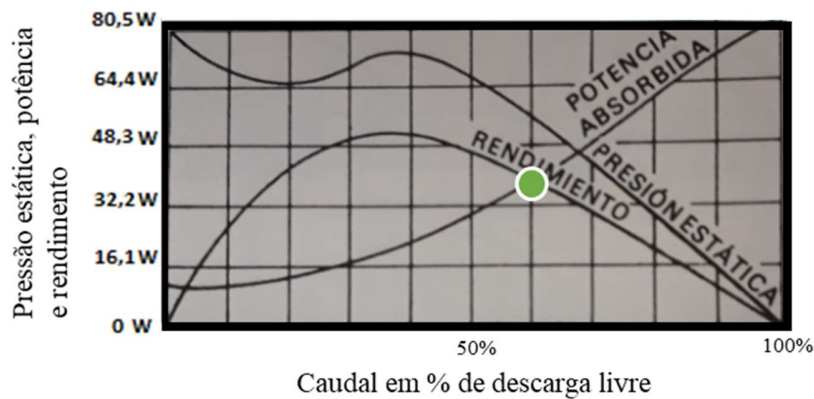
$$V = 228,5 \text{ V}$$

4 – Colocação do equipamento em funcionamento durante 25 minutos, sem produto alimentar no seu interior, manipulando o potenciômetro para os 62°C aproximadamente para verificação do consumo energético do ventilador para cálculo da perda de carga do ventilador no sistema onde se encontra instalado.

Resultados Estatísticos	Temperatura	Humidade Relativa	Corrente elétrica
Mínimo	24,8	20,3	0,2
Máximo	55,5	45,2	0,3
Média	42,40	30,85	0,2

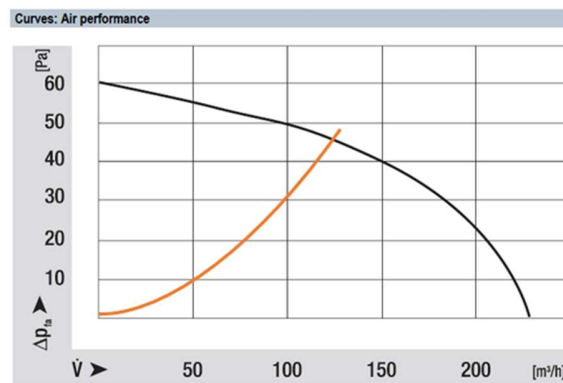
Com os dados obtidos, já é possível calcular o consumo do ventilador

$$P = VI = 228,5 \times 0,2 = 45,7 \text{ W}$$



Nominal data		
Type	QLZ06/0030-3038	
Phase		1~
Nominal voltage	VAC	230
Frequency	Hz	50
Speed	min ⁻¹	1600
Power consumption	W	45
Current draw	A	0.35
Min. ambient temperature	°C	0
Max. ambient temperature	°C	60
Air flow	m ³ /h	230
Pressure increase	Pa	60

Características do ventilador centrífugo de pás curvadas para a frente, in Carrier Air Conditioning Co, - HANDBOOK OF AIR CONDITIONING SYSTEM DESIGN, McGRAW-HILL, New York, MARCOMBO, S.A. 2009



Curva característica do ventilador centrífugo ebm-papst-Modelo QLZ06/0030-3038 no sistema

Discussão de resultados

A perda de carga imposta pela instalação é de 45 Pa, o que irá implicar um débito de caudal pelo ventilador de 138 m³/h.

2ª verificação experimental:

- Medição da eficácia do equipamento, pela verificação das temperaturas sentidas junto à resistência na gaveta técnica e comparação com a temperatura no interior da cabine.
- Verificação do impacto no consumo e na temperatura dentro da cabine pela abertura da tampa de acesso ao produto alimentar.

Procedimento experimental

1 – Instalação do equipamento de medição no equipamento.

2 – Colocação do equipamento em funcionamento durante 1 hora, sem produto alimentar no seu interior, manipulando o termostato para os 70°C aproximadamente para verificação dos seguintes pontos;

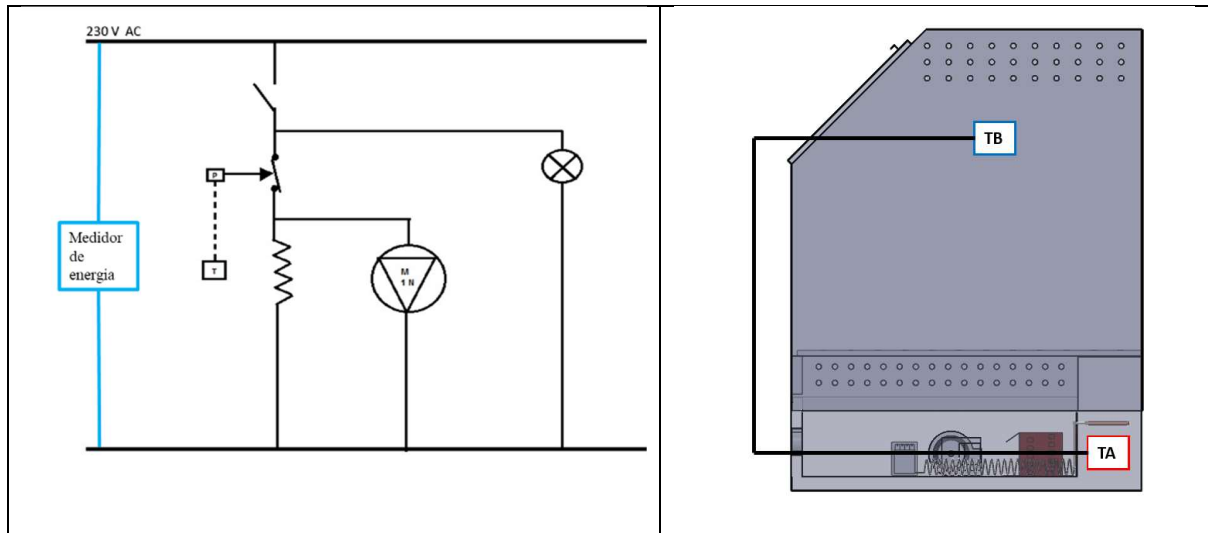
2.1 – Medição da eficácia do equipamento pela medição de temperatura junto da sonda do sistema termoeletrónico, e medição da temperatura dentro da cabine.

2.2 - Verificação do impacto no consumo e na temperatura dentro da cabine pela abertura da tampa de acesso ao produto alimentar. Desta forma simulando o comportamento real define-se a sequência de ações indicadas no quadro abaixo.

Tempo (horas)	Ação
14:29	Início de funcionamento com a tampa fechada
14:50	Abertura de tampa pelo período de 10 minutos
14:59	Fecho da tampa pelo período de 20 minutos
15:19	Abertura de tampa pelo período de 10 minutos
15:29	Fecho da tampa e fim de funcionamento

Descrição da experiência:

1 - Montagem do sistema:

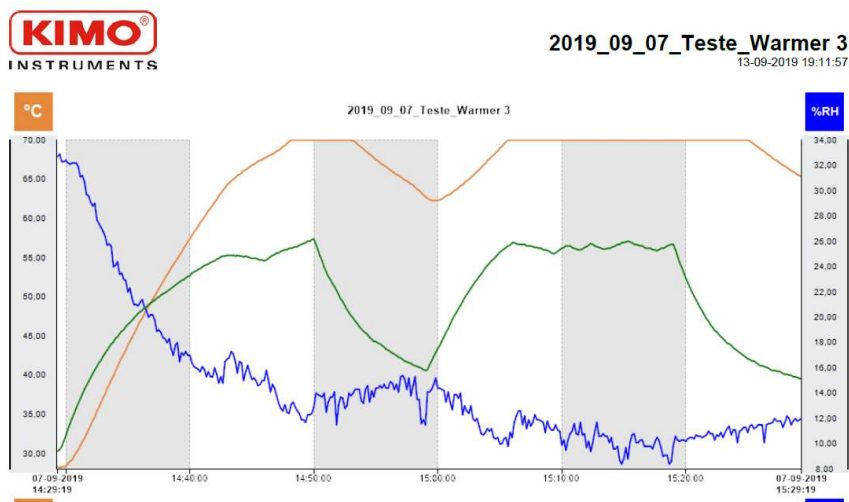


Legenda:

TA - Registador de dados KIMO KH220 o com sonda de temperatura e humidade relativa no seu interior
TB – Sonda de Temperatura CTN-KCG-50-ZRF, $-40 < T < +120^{\circ}\text{C}$, erro $\pm 0,3^{\circ}\text{C}$

2.1 – Medição da eficácia do equipamento pela medição de temperatura junto da sonda do sistema termoeletrico, e medição da temperatura dentro da cuba.

Resultados obtidos:



Estatísticas	Sonda de Temperatura TB	Sonda de Humidade Relativa	Sonda de Temperatura TA
Mínimo	28,2	8,4	30,3
Máximo	70,0	32,9	57,4
Média	63,28	14,48	49,71

Os resultados obtidos para uma hora de análise em contínuo, evidenciam uma diferença significativa na temperatura sentida junto à sonda de bolbo do termostato, comparando com a temperatura sentida na cabine. Quando junto do bolbo a temperatura sentida atinge a temperatura desejada de 70°C, desliga o sistema, impedindo que a temperatura dentro da cabine atinja a temperatura desejada, alcançando 57,4°C.

A diferença de temperatura em máximo = 12,6°C

Discussão de resultados

A eficácia do equipamento encontra-se comprometida, pois a sonda do termostato que controla o funcionamento ou inibição do sistema encontra-se em posição desadequada. Quando a temperatura sentida pela sonda atinge o valor programado, este inibe o funcionamento do sistema, impedindo que a cabine atinja a temperatura. Por o equipamento ser analógico, sem um indicador da temperatura dentro da cabine, o operador não consegue perceber que esta não se encontra na temperatura ideal. A diferença de temperatura da gaveta técnica para a cabine é substancial de 12,6°C, o que resulta que a temperatura sentida dentro da cabine é de 57,4°C, temperatura próxima do limite inferior de segurança alimentar de 60°C, mas ainda assim inferior, pelo que poderá comprometer o alimento.

2.2 - Verificação do impacto no consumo e na temperatura dentro da cuba pela abertura da porta de acesso ao produto alimentar contido na cuba. Desta forma simulando o comportamento real definiu-se a sequência de ações indicadas no quadro abaixo.

Tarefa	Tempo (horas)	Ação
1	14:29	Início de funcionamento com a tampa fechada
2	14:50	Abertura de tampa pelo período de 10 minutos
3	14:59	Fecho da tampa pelo período de 20 minutos
4	15:19	Abertura de tampa pelo período de 10 minutos
5	15:29	Fecho da tampa e fim de funcionamento

Resultados obtidos:

Tarefa	Tempo (horas)	Posição tampa	Temperatura Gaveta	Temperatura Cabine	Diferença de temperatura
1	14:29	Fechada	28,3	31,1	-2,8
2	14:50	Fechada	70	54,9	15,1
3	14:58	Aberta	63,2	40,9	22,3
4	15:05	Fechada	69,8	56,4	13,4
5	15:10	Fechada	70	56,4	13,6
6	15:20	Aberta	70	50,1	29,9

Discussão de resultados

A abertura da porta causa alterações significativas na temperatura dentro da cabine, como esperado, com a abertura da porta, o impacto dos 10 minutos refletem-se na diminuição da temperatura dos 57,4°C para 40,6°C, ou seja, uma diminuição de 16,8°C. Esta redução acontece com o sistema termoelétrico em funcionamento. Torna-se importante sensibilizar os operadores destes equipamentos para que a tampa de acesso ao produto alimentar seja aberta o mínimo de tempo possível para que os impactos da temperatura no interior da cabine sobre o produto alimentar e sobre a temperatura ambiente do espaço envolvente e sobre o consumo energético do sistema, sejam minimizados.

3ª verificação experimental:

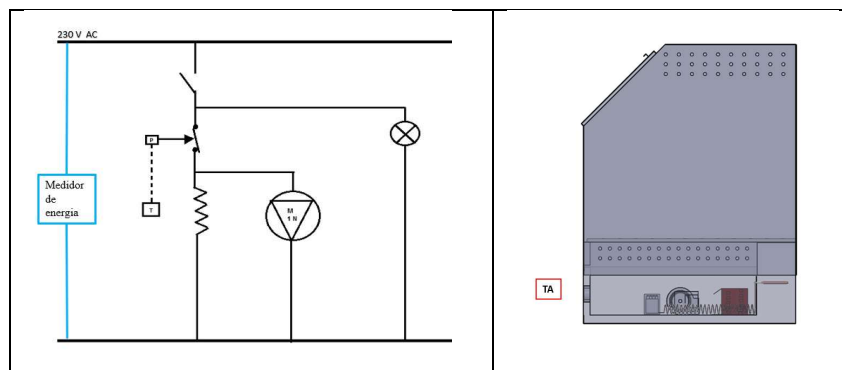
- Verificação do impacto do equipamento em funcionamento na temperatura ambiente,
- Medição do consumo do sistema como um todo, para verificar, por extrapolação qual o consumo anual de um equipamento típico.

Procedimento experimental

- 1 – Instalação do equipamento de medição no equipamento.
- 2 – Verificação da temperatura e humidade ambiente de laboratório.
- 3 – Colocação do equipamento em funcionamento durante 1 hora, sem produto alimentar no seu interior, manipulando o potenciómetro para os 62°C aproximadamente para verificação dos seguintes pontos;
 - Impacto do funcionamento do equipamento na temperatura ambiente.
 - Medição do consumo energético do sistema, durante 1 hora.

Descrição da experiência:

1 - Montagem do sistema:



2 – Verificação da temperatura e humidade ambiente de laboratório.

A temperatura sentida no espaço foi de 24,8°C

A humidade relativa sentida no espaço foi de 45,2%

3 – Colocação do equipamento em funcionamento durante 1 hora, sem produto alimentar no seu interior, manipulando o termostato para os 62°C aproximadamente para verificação dos seguintes pontos;

3.1- Impacto do funcionamento do equipamento na temperatura ambiente.

Resultados Obtidos	Sonda de Temperatura	Sonda de Humidade Relativa	Corrente (A)
Mínimo	29,0	28,3	0
Máximo	32,8	34,5	14,2
Média	30,30	30,61	7,64

Discussão de resultados

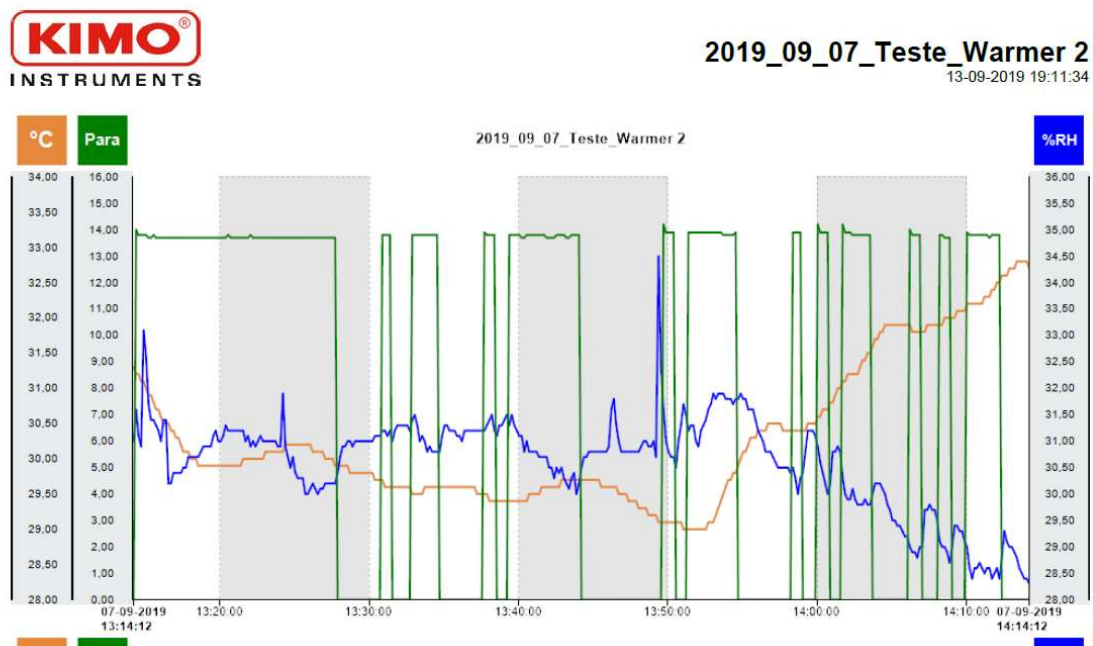
Com os resultados obtidos é possível verificar que próximo do equipamento, com este em funcionamento a temperatura teve um aumento de 5,5°C em média. Sendo a temperatura recomendada para o local de trabalho de 25°C. Este aumento de temperatura será compensado por equipamentos de climatização adicionais. Houve uma diminuição de humidade relativa, o que pode levar a algum desconforto por parte do operador.

A energia térmica perdida pelas paredes, já calculada;

$$q = h_c A_s (t_s - t_\infty) = 12,1 \times 1,76 \times (60 - 25) = 745,4 \text{ W}$$

Um bar tem em média 6 equipamentos, ou seja, a perda de energia para o meio envolvente é de aproximadamente 4.5 kWt, esta energia calorífica será compensada com arrefecimento em igual potência.

3.2 - Medição do consumo energético do sistema, durante 1 hora.



	Resultados Obtidos	Chapa de características
\dot{Q}_e (W)	3130,45	950
Tempo de funcionamento por hora		
0,422	1321,05	400,90
Funcionamento em um dia (kWh)	18,49	5,61
Funcionamento em 1 ano	6 750,56	2 048,60
Custo kWh =0,13€	877,57	266,32
Extrapolação para os 6 equipamentos em média	5 265,44	1 597,91

Discussão de resultados

Os resultados obtidos indicam uma diferença muito significativa no consumo, quando comparados com a chapa de características de um equipamento original. A justificação prende-se com a manutenção aos equipamentos. Por não serem utilizados equipamentos de substituição equivalentes, ou algum desconhecimento sobre que equipamentos aplicar, são instalados órgãos desadequados, levando a um aumento muito significativo do custo energético. De referir que a estufa utilizada é original Creators 1200, 950W, com 10 anos de utilização, tendo sido reparada em oficina, com substituição dos vários órgãos que a compõe.

O custo energético desta alteração é muito significativo, representando por ano 3.667,53€ por espaço.

Conclusão

Os ensaios efetuados foram executados utilizando uma estufa de pipocas original Creators 1200, 950W, com mais de 10 anos, reparada em oficina.

A eficácia do equipamento encontra-se comprometida, pois a posição da sonda do potenciómetro que controla o funcionamento ou inibição de funcionamento do sistema encontra-se em posição desadequada. Quando a temperatura sentida pela sonda atinge o valor programado, este inibe o funcionamento do sistema, impedindo que a cuba atinja a temperatura. Por o equipamento ser analógico, sem um sensor visível por parte do operador qual a temperatura dentro da cuba, este não conseguirá perceber que a cuba não se encontra na temperatura ideal. A diferença de temperatura da gaveta técnica para a cuba é substancial de valor médio de 12,6°C, o que significa que a temperatura sentida dentro da cuba é de 57,4°C, temperatura próxima do limite inferior de segurança alimentar de 60°C, mas ainda assim inferior, pelo que poderá comprometer o alimento dentro da cuba.

A abertura da porta causa um impacto significativo na alteração de temperaturas dentro da cuba, como esperado, com a abertura da porta, o impacto dos 10 minutos reflete-se na diminuição da temperatura dos 57,4°C para 40,6°C, ou seja, um impacto de 16,8°C. Este impacto acontece com o sistema termoelétrico em funcionamento. Face ao impacto sentido, torna-se importante sensibilizar os operadores destes equipamentos para que a tampa de acesso ao produto alimentar seja aberta o mínimo de tempo possível para que os impactos da temperatura no interior da cuba, sobre o produto alimentar, sobre a temperatura ambiente do espaço envolvente e sobre o consumo energético do sistema, sejam minimizados.

Com os resultados obtidos é possível verificar que próximo do equipamento, com este em funcionamento a temperatura teve um aumento de 5,5°C em média. Sendo a temperatura recomendada para o local de trabalho de 25°C. Este aumento de temperatura será compensado por equipamentos de climatização adicionais. Houve uma diminuição de humidade relativa, o que pode levar a algum desconforto por parte do operador.

Os resultados obtidos indicam uma diferença muito significativa no consumo, quando comparados com a chapa de características. A justificação prende-se com a manutenção aos equipamentos. Por não serem utilizados equipamentos de substituição equivalentes, levando a um aumento muito significativo do custo energético. De referir que a estufa utilizada é original Creators 1200, 950W, com 10 anos de utilização, tendo sido reparada em oficina, com substituição dos vários órgãos que a compõe.

O custo energético desta alteração é muito significativo, representando por ano 3.667,53€ por espaço.

Bibliografia:

Catálogo - CREATORS -1200 Single Door CSW

Nº	CÓDIGO	DATA E HORA DE RECEÇÃO	MODALIDADE	PROCESSO RELACIONADO
20191000054967	0198	2019/10/30-00:51:32	PAT	

PEDIDO DE PATENTE, MODELO DE UTILIDADE OU
DE TOPOGRAFIA DE PRODUTOS SEMICONDUTORES

1	REQUERENTE
<p>Código Nacionalidade PORTUGUESA Nome SÉRGIO ALEXANDRE RAMOS SILVA RIBEIRO Endereço BAIRRO QUINTA DA AREIA N.º22 Localidade VILA NOVA DE MILFONTES Código Postal 7645-303 Telefone 283996555 Telemóvel 931018677 Fax E-mail SERGIOSTREAM@GMAIL.COM Atividade (CAE) NIF 207860998</p>	
2	MODALIDADE / TIPO DE PEDIDO
<p>Modalidade: PEDIDO PROVISÓRIO DE PATENTE Realização de pesquisa pelo INPI: SIM</p>	
3	EPÍGRAFE OU TÍTULO
<p>SISTEMA BOMBA DE CALOR APLICADO A UM EQUIPAMENTO ESTUFA DE PIPOCAS</p>	
4	RESUMO
5	FIGURAS
6	INVENTORES
<p>Nome SÉRGIO ALEXANDRE RAMOS SILVA RIBEIRO Nacionalidade PORTUGUESA Endereço BAIRRO QUINTA DA AREIA N.º22 Localidade VILA NOVA DE MILFONTES Código Postal 7645-303 Telefone 283996555 Telemóvel 931018677 E-mail SERGIOSTREAM@GMAIL.COM NIF 207860998</p>	
7	REIVINDICAÇÃO DE PRIORIDADE
8	DOCUMENTOS ANEXOS
<p>DOCUMENTO DO PEDIDO PROVISÓRIO DE PATENTE (SR_Bomba de Calor_2018-2019.pdf) FOTOCÓPIA DE BI (CartaoCidadao_signed.pdf)</p>	
9	OBSERVAÇÕES

O Requerente e o INPI acordam em submeter a Tribunal Arbitral eventuais litígios emergentes do presente ato, nos termos e condições especificados em Anexo. Esta cláusula vincula as partes que a subscrevem, apenas podendo ser revogada, por comum acordo, até à pronúncia da decisão arbitral.

Autorizo que os meus dados sejam utilizados para efeitos de inquérito sobre a qualidade dos serviços on-line do INPI.

Autorizo que os meus dados sejam facultados ao ARBITRARE Centro de Arbitragem para a Propriedade Industrial, Nomes de Domínio, Firmas e Denominações, a fim de que este centro me possa esclarecer e informar sobre os respetivos serviços de mediação e arbitragem.

10 TAXAS

Taxa	Importância
PEDIDO PROVISÓRIO DE PATENTE	10,77 €
PESQUISA EM PEDIDO PROVISÓRIO DE PATENTE	53,81 €
Total:	64,58 €
Por Extenso:	SESSENTA E QUATRO EUROS E CINQUENTA E OITO CÊNTIMOS

11 PAGAMENTO

Tipo de Pagamento	Multibanco/Homebanking
Entidade	10587
Referência	059 864 150
Montante	64,58 €
Data Limite de Pagamento	02-11-2019

Poderá efetuar o pagamento em qualquer Caixa Multibanco (opção pagamento de serviços/compras) ou serviço de Homebanking (opção Pagamento de Compras).

Se, ao efetuar o pagamento, for necessária a seleção de "pagamentos de compra" e o respetivo pagamento não for possível, deverá contactar a sua entidade bancária no sentido de verificar se o cartão bancário que está a utilizar tem essa função ativa.

Nos termos da alínea a) do n.º 1 do artigo 24.º do Código da Propriedade Industrial, fica por este meio notificado para proceder ao pagamento do ato solicitado no prazo de três dias. Findo este prazo, e na ausência de pagamento, o ato solicitado poderá ser alvo de recusa/indeferimento.

12 ASSINATURA DO REQUERENTE OU MANDATÁRIO/REPRESENTANTE LEGAL

Assinatura/Nome Sérgio Alexandre Ramos Silva ribeiro

Nº B.I. 12386175

Data 2019/10/30

Atenção: Os dados relativos ao nome e morada serão publicados no Boletim da Propriedade Industrial, de acordo com o previsto no Código da Propriedade Industrial, aprovado pelo Decreto-Lei n.º 36/2003, de 5 de Março, ficando também incluídos nas bases de dados de marcas e patentes disponibilizadas neste portal.

Se desejar que a morada não seja conhecida pode optar por indicar um Apartado Postal.

Caso o requeira, poderá também aceder e retificar os seus dados. Para mais informações consulte a política de privacidade deste portal.