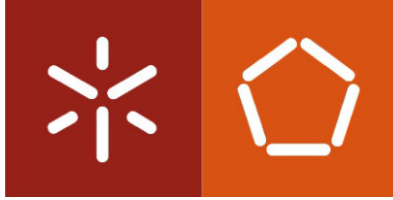


Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Duarte Barros Pires

**Otimização da remoção de condensados
num mural de frio**



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Duarte Barros Pires

**Otimização da remoção de condensados
num mural de frio**

Dissertação de Mestrado
Mestrado em Engenharia Mecânica

Trabalho efetuado sob a orientação do
Professor Doutor Pedro Alexandre Moreira Lobarinhas

DECLARAÇÃO

Nome: Duarte Barros Pires

Endereço eletrónico: a62069@alunos.uminho.pt Telefone: 927559018

Cartão do Cidadão: 14137173

Título da dissertação: Otimização da remoção de condensados num mural de frio

Orientador

Professor Doutor Pedro Alexandre Moreira Lobarinhas

Ano de conclusão: 2015

Mestrado em Engenharia Mecânica

É AUTORIZADA A REPRODUÇÃO PARCIAL DESTA DISSERTAÇÃO (indicar, caso tal seja necessário, nº máximo de páginas, ilustrações, gráficos, etc.), APENAS PARA EFEITOS DE INVESTIGAÇÃO, MEDIANTE DECLARAÇÃO ESCRITA DO INTERESSADO, QUE A TAL SE COMPROMETE.

Universidade do Minho, ____/____/_____

Assinatura:

AGRADECIMENTOS

Gostaria de expressar os meus sinceros agradecimentos a todas as pessoas que contribuíram para a realização deste trabalho, em destaque:

A empresa *Jordão cooling systems*, por fornecer o equipamento que tornou possível a realização deste trabalho e pelo apoio durante a sua realização.

Ao Professor Doutor Pedro Lobarinhas, meu orientador, por todo o apoio, conhecimento, ajuda e disponibilidade ao longo do desenvolvimento deste trabalho.

À minha família que durante todo o meu percurso me apoiou psicologicamente e fisicamente e tornou possível o que realizei até hoje.

E a minha namorada Carla Rodrigues por todo o carinho, apoio, persistência e incentivo comigo ao longo dos últimos anos.

RESUMO

Na presente dissertação é desenvolvido um novo sistema de remoção de condensados, um sistema de otimização da sucção de ar e realiza-se um estudo aprofundado da legislação existente na área da refrigeração comercial e apresenta-se o estado atual da nova legislação europeia para o sector que está a ser desenvolvida.

No primeiro capítulo faz-se uma abordagem à *Eco-Design* demonstrando não só o que é, mas também a sua aplicabilidade e a forma como esta deve ser introduzida quando surge num novo tipo de equipamentos.

No capítulo 2 e 3 existe um estudo profundo sobre a legislação a ser desenvolvida e já existente a área. O capítulo 2 aborda mais a nova legislação comum europeia e onde esta se baseia e como está a ser desenvolvida referindo também alguns problemas que tem sido apontados durante a sua execução. No capítulo 3 está presente um estudo sobre as presentes leis existentes no mundo na área da refrigeração comercial referindo desde a legislação relativa aos fluido frigorigeneos até a legislação da área energética.

No capítulo seguinte somos confrontados com o equipamento no qual esta dissertação foi elaborada, revelando os seus componentes, bem como o seu funcionamento e cálculo do seu ciclo de funcionamento e das cargas térmicas que nele existem durante o funcionamento.

O capítulo 5 demonstra algumas modificações que podem ser realizadas no equipamento de forma a o tornar mais eficiente, sendo que estas modificações variam desde simples remoções ou modificações e não na mudança no funcionamento.

No capítulo final apresenta-se o kit de evaporação de condensados existente no equipamento, e em seguida são apresentadas varias soluções que são discutidas e por fim uma delas é escolhida.

Palavras-Chave: remoção de condensados, eficiência energética, legislação, frio comercial, mural aberto

ABSTRACT

In the present dissertation, a new condensate removal kit is developed, and it is developed a new suction optimization system and a thorough study of existing legislation in the field of commercial refrigeration and the present status of the new European common legislation for this particular sector.

The first chapter makes an approach to the *Eco-Design* showing not only what it is but also the applicability and the way it should be introduced in the market when used in a new type of product.

In the chapters, 2 and 3 a profound study about the legislation being developed or already in use in the area is carried out. The chapter number 2 addresses the new common legislation and on the basis of its development, pointing out some of the issues around the way this legislation has been elaborate. On chapter 3, is present a thorough study about the existing laws in the world in the area of commercial refrigeration referring to legislation since refrigerants to energy legislation.

The following chapter talks about the equipment in which this dissertation was made, and shows you its components, its thermodynamically cycle of work and the possible energy gains it has through the working period.

The chapter 5 shows some possible modifications that can be done to the equipment in order to make it more efficient, albeit these modifications are simple modifications that do not interfere with the equipment operation.

On the final chapter, we talk about the condensate removal kit that exists in the equipment, and show possible new solutions and choose one of them.

KEYWORDS: condensate removal, energy efficiency legislation, commercial refrigeration, open wall cabinet

ÍNDICE

Agradecimentos.....	iii
Resumo.....	v
Abstract.....	vii
Lista de Figura.....	xiii
Lista de Tabelas	xv
Lista de Abreviaturas, Siglas e Acrónimos	xvii
1. Eco-Design.....	19
1.1. Directiva de máquinas.....	19
1.2. Marcação dos Produtos.....	20
1.2.1. Declaração CE de Conformidade.....	20
1.2.2. Marcação CE.....	21
1.2.3. Avaliação da Conformidade.....	21
1.3. Medidas previstas na Ecodesign	22
Exemplo máquinas de lavar loiça	23
Exemplo 2: Televisão	24
2. Legislação Europeia	25
2.1. Fluido frigorigeneos	27
2.2. Segurança.....	28
2.3. Energia	29
2.4. Fórmulas do consumo de Referência energética	31
2.4.1. Estrutura genérica da fórmula de consumo de energia	31
2.5. Etiquetagem energética.....	32
2.6. Definição de classes.....	33
2.7. Fórmula de consumo de energia nos Murais supermercado.....	33
3. Legislação no sector	38
3.1. Legislação Nacional existente na Europa.....	38
3.1.1. Noruega	39
3.1.2. Suécia:.....	39

3.1.3.	Dinamarca:	39
3.1.4.	Reino Unido	39
3.1.5.	Alemanha	40
3.1.6.	Suíça	40
3.1.7.	França	40
3.1.8.	Espanha	41
3.1.9.	Itália	41
3.2.	Limites fora da União Europeia	41
3.2.1.	Canada	41
3.2.2.	Austrália e Nova Zelândia	42
3.2.3.	Estados Unidos da América	43
3.2.4.	África do Sul	43
3.3.	MEPS (<i>minimal energy performance standards</i>) em outros países	44
3.3.1.	Estados Unidos da América	44
3.3.2.	Califórnia	46
3.3.3.	Canada	47
3.3.4.	Austrália e Nova Zelândia	51
3.4.	Conclusão sobre a legislação em vigor e futura legislação	55
3.5.	Considerações da Eurovent e EPEE	58
4.	Equipamento	64
4.1.	Descrição	64
4.1.1.	Considerações gerais	64
4.2.	Fluido refrigerante	65
4.3.	Dimensões:	68
4.4.	Funcionamento:	68
4.5.	Componentes	70
4.5.1.	Compressores	72
4.5.2.	Condensadores	77
4.5.3.	Evaporadores	80

4.6.	Caracterização do Grupo:	87
4.6.1.	Cálculos do ciclo	87
4.6.2.	COP	90
4.7.	Carga Térmica	91
4.7.1.	<i>Carga térmica pela envolvente.</i>	91
4.7.2.	<i>Carga térmica associada aos produtos.</i>	96
5.	Melhorias possíveis ao equipamento	98
5.1.	Energia usada por componentes.....	98
5.2.	Considerações sobre as melhorias.....	98
5.2.1.	<i>Inclinação da bandeja de acumulação de condensados.</i>	98
5.2.2.	<i>Condensados na traseira</i>	99
5.2.3.	<i>Melhorar do arrefecimento do condensador</i>	100
5.2.4.	<i>Luz interna</i>	102
5.2.5.	<i>Controlo da temperatura do mural</i>	103
5.2.6.	<i>Isolamento e redução do fluxo de calor</i>	104
5.2.7.	<i>Cortina de ar:</i>	104
5.2.8.	<i>Uso de Compressores de grande eficiência</i>	105
5.2.9.	<i>Compressores com velocidade variável</i>	105
5.2.10.	<i>Motores eficientes para ventiladores:</i>	106
6.	Sistema de remoção de condensados	107
6.1.	Evaporação	107
6.1.1.	<i>Fatores que levam a evaporação:</i>	107
6.2.	Opção para aumentar a evaporação dos condensados:	108
6.2.1.	<i>Sistema Instalado</i>	109
6.2.2.	<i>Situação Referência</i>	110
6.2.3.	<i>Aumento da superfície de contacto</i>	111
6.2.4.	<i>Ventiladores direcionados quentes</i>	113
6.2.5.	<i>Extração de ar húmido por ventiladores</i>	114
6.2.6.	<i>Redução da pressão:</i>	115
6.2.7.	<i>Eliminação da água por reação química</i>	116

6.2.8.	<i>Aumento da tina superior:</i>	117
6.3.	Cálculo da melhoria imposta pela nova solução	119
6.3.1.	<i>Como calcular a evaporação:</i>	119
6.3.2.	<i>Medição direta de evaporação</i>	119
6.3.3.	<i>Cálculo da taxa de evaporação com equações matemáticas</i>	120
6.3.4.	<i>Equação de evaporação EPA</i>	121
6.3.5.	<i>Equação de evaporação de Stiver e Mackay</i>	122
6.3.6.	<i>Equação de evaporação de John W. Lund</i>	122
6.4.	Escolha do método.....	123
6.4.1.	<i>Aplicação do método:</i>	124
7.	Conclusão	125
8.	Bibliografia	127
	Anexo I – tabela termodinâmica R-404 A.....	129
	ANEXO II- Desenho técnico sistema de otimização de sucção de ar	131
	Anexo III– Características do Compressor	133
	Anexo IV- Tabelas dos Alimentos	135
	Anexo V- Tabela Densidade do ar	137

LISTA DE FIGURA

Figura 1-símbolo da CE.....	21
Figura 2- etiqueta de indicação das classes energéticas	22
Figura 3- dados da TopTen sobre quantidade de máquinas de lavar	23
Figura 4- Numero de modelos de televisão por classe	24
Figura 5-Valores de referência de TEC / TDA da EN 23593-1/2	30
Figura 6-relação entre equipamentos da base de dados e as classes provisórias.....	35
Figura 7 relação entre equipamentos da base de dados e as classes provisórias em equipamentos horizontais	36
Figura 8-correlação TEC-TDA	59
Figura 9-correlação entre TEC-classe de temperatura	59
Figura 10-Valor medio	60
Figura 11-Modelo da regressão física	60
Figura 12-Resumo da análise das regressões.....	62
Figura 13-Equipamento	65
Figura 14-Desenho técnico do equipamento.....	68
Figura 15- Esquema de funcionamento de um mural	69
Figura 16-Pormenor dos furos na placa traseira e ventilador do evaporador.....	70
Figura 17-Compressor instalado no equipamento.....	73
Figura 18-esquemema de funcionamento dos compressores alternativos	74
Figura 19-esquema de funcionamento de um compressor scroll.....	75
Figura 20-Esquema de funcionamento do compressor de parafusos.....	75
Figura 21-Esquema de funcionamento do compressor de palhetas.....	76
Figura 22-Esquema de funcionamento do compressor centrífugo	77
Figura 23-condensador instalado no mural Prismus	78
Figura 25-Esquema de funcionamento do condensador evaporativo	79
Figura 26-Esquema do funcionamento de separador de líquido	81
Figura 27- Esquema do funcionamento de evaporador inundado	82
Figura 28- Evaporador instalado no equipamento	82
Figura 29-Esquema de funcionamento de uma válvula termostática	84

Figura 30-Esquema de funcionamento de válvula com equalização externa	85
Figura 31- Tubo Capilar instalado no mural Prismus	86
Figura 32-Esquema da instalação.	87
Figura 33- bandeja de acumulação de condensados	99
Figura 34-Painel frontal do equipamento	100
Figura 35- pormenor do condensador	100
Figura 36- sistema de otimização do fluxo de ar	101
Figura 37-variação da temperatura ao longo da medição.....	101
Figura 38-Consumo acumulativo ao longo da medição	102
Figura 39 - Sistema de eliminação de condensados instalado.....	109
Figura 40- Pormenor da Tina superior.....	110
Figura 41- tina actual.....	111
Figura 42- Nova tina	112
Figura 43-Modelação da parte inferior do equipamento	113
Figura 44-orientador de ar	114
Figura 45-representação esquemática da extracção de ar humido pelos ventiladores.....	115
Figura 46-representação esquemática de um sistema com vacuo.....	116
Figura 47-Sistema escolhido	118

LISTA DE TABELAS

Tabela 1- esquematização da legislação existente na Europa.....	26
Tabela 2-classes de temperatura	29
Tabela 3- Valores propostos para murais de supermercado diferenciados por género (C1=0).....	34
Tabela 4- Valores de referência proposto para murais de supermercado (C1≠0).....	34
Tabela 5-EEI preliminares para cada classe para equipamentos verticais.....	36
Tabela 6- EEI preliminares para cada classe para equipamentos horizontais.....	37
Tabela 7- MEPS estabelecidos pela US 10 CFR 431.66.....	44
Tabela 8-Configurações dos equipamentos	44
Tabela 9- Classes dos equipamentos por tipo.....	45
Tabela 10-MEPS da refrigeração comercial aplicados na Califórnia	46
Tabela 11- valores do EER para equipamento que usam R-404	48
Tabela 12 -Classes estabelecidas pela CAN/C657	49
Tabela 13- Consumo máximo diário para as classes estabelecidas em CAN/C657	49
Tabela 14-MEPS para equipamentos de refrigeração comercial.....	51
Tabela 15-Meps para murais remotos segundo AS 1731.14 2003	53
Tabela 16- MEPS para murais integrais segundo AS 1731.14-2003	54
Tabela 17- Variação do valor RSEC entre os vários métodos de calcular o Tm.....	57
Tabela 18-características técnicas do Equipamento.....	65
Tabela 19-Propriedades do fluido frigorígeno R-404 A.....	67
Tabela 20-medidas restantes do equipamento	68
Tabela 21-listagem dos componentes do equipamento.....	71
Tabela 22-propriedades ponto 3	88
Tabela 23-Valores da entalpia para o cálculo do título.....	88
Tabela 24-valores para o cálculo da entropia no ponto 4	88
Tabela 25-Propriedades de todos os pontos do ciclo do compressor 1	89
Tabela 26-Valores de entropia e entalpia e título do ponto 4 do ciclo do compressor 2.....	90
Tabela 27-propriedades de todos os pontos do ciclo do compressor 2.....	90
Tabela 28 – Valores dos COP` S obtidos.	91

Tabela 29-área das faces do mural Prismus.....	93
Tabela 30-áreas das secções da face frontal	93
Tabela 31-carga térmica das paredes laterais.....	93
Tabela 32-valores relativos a face traseira	93
Tabela 33-valores relativos a face superior	94
Tabela 34-valores relativos a face superior	94
Tabela 35-Dados da face frontal.....	96
Tabela 36-valores da carga térmica na face frontal.....	96
Tabela 37-comparação do tipo de lampadas	103
Tabela 38-referencia da durabilidade das lâmpadas	103
Tabela 39- Dimensões da nova tina e do sistema instalado.	112
Tabela 40- níveis de vácuo.....	115
Tabela 41- dimensões do sistema otimizado de duas tinas.....	117
Tabela 42- tabela de propriedades da água.....	121
Tabela 43-valores comuns de pw	123
Tabela 44-valores comuns para pa	123
Tabela 45- Apresentação da melhoria com os novos métodos	124

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E ACRÓNIMOS

CE- Comissão europeia
CEF- clean energy future;
CFC- Clorofluorcarbonetos
COP-coeficiente de performance
CSA- Canadian Standard Association
EC- Energia consumida
EEI – Índice de eficiência energética
ERR- Rácio de eficiência energética;
ERRS- consumo de energia diária num sistema remoto
GWP-Global Warming Potencial;
HCFC- Hidroclorofluorcarbonetos
HFC- Hidrofluorcarboneto
JRC- Joint research comitee;
MEPS- standards mínimos de performance energética
OGP- Ozone Depletion Potencial;
ORRChem- Chemical risk reduction ordinance;
REC- Consumo de energia elétrica de refrigeração;
RTEC- Referencia do total de energia consumida;
SDEC-Consumo de energia específica diária;
TDA- área total de exposição;
TEC- Consumo total de energia;

1. ECO-DESIGN

O principal objetivo da diretiva “*Eco-Design*” é trazer melhorias no desempenho ambiental dos produtos ao longo do seu ciclo de vida, desde a extração das matérias-primas até a reciclagem. Neste momento o objetivo é aumentar a eficiência energética durante a vida útil do produto, por isso é que a *Eco-Design* está neste momento mais focada no projeto pois essa fase é determinante para a quantidade de recursos utilizados. A diretiva não se aplica a meios de transporte, mas tirando esse, a diretiva abrange os maiores grupos de consumo energético, neste trabalho o foco será nas medidas criadas na refrigeração comercial devido a *Eco-Design*.

Um regulamento típico da diretiva *Eco-Design* abrange, requisitos específicos que são metas numéricas que devem ser cumpridas antes que o produto seja colocado no mercado. No caso da refrigeração serão os consumos de energia, geralmente as metas vão ficando mais rígidas com o tempo e permite a rotulação para escolhas mais informadas dos consumidores. Abrange ainda requisitos genéricos não quantitativos como fornecer informações ao usuário sobre os parâmetros relevantes para o desempenho ambiental. Por fim a avaliação da conformidade que significa avaliar se o produto está em conformidade com os requisitos para aplicar a marca CE.

Não existe neste momento nenhuma legislação sobre os consumos em refrigeração comercial que seja europeia, ou seja, abrangente a todos os países da união europeia. Mas já existem leis nacionais que serão abordadas mais abaixo, e rascunhos da futura diretiva europeia. Este rascunho está numa fase de refinamento e de diálogo com entidades relevantes.

A diretiva 2009/125/ec estabelece alguns requerimentos para produtos relacionados com o consumo de energia para produtos onde o potencial de redução de energia é bastante levado. Prevê-se que a introdução deste requerimento possa contribuir para uma redução de 20% do consumo em refrigeração comercial até 2020.

1.1. Directiva de máquinas

A Directiva Máquinas, pelo Decreto-Lei n.º 103/2008, de 24 de Junho, estabelece as regras a que deve obedecer a colocação no mercado e a entrada em serviço das máquinas, bem como a colocação no mercado das quase-máquinas. Este Decreto-Lei revogou, a partir de 29 de Dezembro de 2009, o Decreto-Lei n.º 320/2001, de 12 de Dezembro.

A filosofia de base da Directiva Máquinas, que transpõe para a ordem jurídica interna a Directiva n.º 2006/42/CE, do Parlamento Europeu e do Conselho, de 17 de Maio, relativa às máquinas, assenta na concepção e fabrico de máquinas intrinsecamente seguras, atendendo a todas as etapas da vida útil da máquina. O Decreto-Lei tem também o propósito de harmonizar as várias legislações dos estados-membros existentes neste domínio.

A Directiva n.º 2006/42/CE, do Parlamento Europeu e do Conselho, de 17 de Maio, altera a Directiva n.º 95/16/CE, do Parlamento Europeu e do Conselho, de 29 de Junho, relativa à aproximação das legislações dos Estados membros respeitantes aos ascensores.

O fabricante só poderá colocar no mercado e em serviço máquinas que cumpram os requisitos essenciais de segurança e saúde previstos na Directiva Máquinas para os riscos aplicáveis às máquinas. Não sendo possível cumprir com todos os requisitos legais, nomeadamente por motivos de evolução da técnica, o fabricante deverá adoptar medidas que garantam as condições de segurança e saúde para as utilizações razoavelmente previsíveis dos equipamentos.

1.2. Marcação dos Produtos

O fabricante de um produto relacionado com o consumo de energia deve, previamente à respetiva colocação no mercado ou em serviço, colocar a marcação CE e emitir a respetiva declaração CE de conformidade, na qual garante e declara que o produto cumpre todas as disposições relevantes da medida de execução aplicável.

1.2.1. Declaração CE de Conformidade

- Nome e endereço do fabricante ou do seu mandatário;
- Descrição suficiente do modelo para uma identificação inequívoca;
- Se for o caso, referências das normas harmonizadas aplicadas;
- Se for o caso, outras normas e especificações técnicas utilizadas;
- Se for o caso, referência a outra legislação comunitária aplicada no que se refere à aposição da marcação CE;
- Identificação e assinatura da pessoa com poderes para representarem o fabricante ou o seu mandatário.

1.2.2. Marcação CE

A marcação CE deve ter uma altura de, pelo menos, 5 mm. Se a marcação CE for reduzida ou ampliada, devem ser respeitadas as proporções resultantes do grafismo graduado acima indicado.

A marcação CE deve ser aposta no produto. Se isso não for possível, deve ser aposta na embalagem e nos documentos que acompanham o produto.

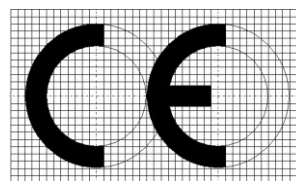


Figura 1-símbolo da CE

1.2.3. Avaliação da Conformidade

Antes de ser colocado no mercado ou em serviço, qualquer produto que se encontre abrangido por medidas de execução deve ser sujeito a uma avaliação de conformidade do produto com todos os requisitos pertinentes especificados nas medidas de execução aplicáveis.

Após a colocação do produto no mercado, o fabricante ou o seu mandatário deve conservar todos os documentos relativos à avaliação de conformidade emitida, de forma a facilitar a fiscalização nos Estados-Membros, que pode ocorrer nos dez anos posteriores ao fabrico do produto.

Os procedimentos de avaliação da conformidade são especificados nas medidas de execução, cabendo aos fabricantes a escolha entre o controlo interno da conceção ou a aplicação de um sistema de gestão para avaliação da conformidade, previstos respetivamente nos Anexos IV e V do Decreto-Lei n.º 12/2011 de 24 de janeiro.

1.3. Medidas previstas na Ecodesign

A figura ao lado mostra a etiqueta de A a G, no início da implementação não existiram as classes A+,A++ ou A+++. Essas classes serão introduzidas posteriormente quando o mercado já tiver chegado ao A com relativa facilidade. A correta gestão dos níveis energéticos é essencial, pois níveis demasiado fáceis de atingir levarão a uma menor evolução de eficiência energética nos equipamentos.

De forma a promover a melhoria na eficiência energética nos próximos 5 a 7 anos, os melhores produtos atualmente no mercado não devem ser melhores do que a classe C. Para que haja um esforço por parte das marcas para inovar, e também para que as marcas que realmente se aplicaram e melhoram o seu produto o possam mostrar e se diferenciar das outras.



Figura 2- etiqueta de indicação das classes energéticas

Aquando da introdução da etiqueta a classe mínima deve ser a G, passando a ser a F a partir de 1 de janeiro de 2019 e a classe E de 1 de janeiro de 2021 para a frente.

Uma nota explanatória na *Eco design* diz que:

Requerimentos mínimos energéticos previstos:

A partir de 1 de janeiro 2017: EEL <150;

A partir de 1 de janeiro 2019: EEL <130;

A partir de 1 de janeiro 2021: EEL <110;

Abaixo encontra-se um exemplo que demonstra bem a relação entre a evolução da eficiência e a gestão dos níveis de eficiência.

Exemplo máquinas de lavar loiça

A nova etiqueta para as máquinas de lavar loiça com classes até A+++ foi introduzida no fim de 2011. Antes da introdução do novo “+” o desenvolvimento estava parado á anos, porque todo o mercado estava na classe A e a etiqueta permitia a desmonstração de possíveis melhorias. Desde que as classes A++ e A+++ foram implementadas que já havia produtos nestes níveis e em 15 meses 26% das máquinas de lavar loiça nos 23 países da EU eram A++ e A+++ .Não há espaço na etiqueta para mostrar novos desenvolvimentos. Muitos modelos existentes hoje no mercado são claramente melhores do que A+++.Uma máquina de lavar loiça com bomba de calor integrada atinge uma eficiência 40% melhor do que A+++.

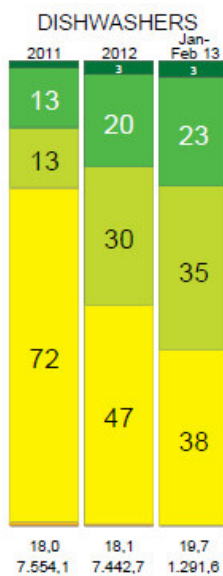
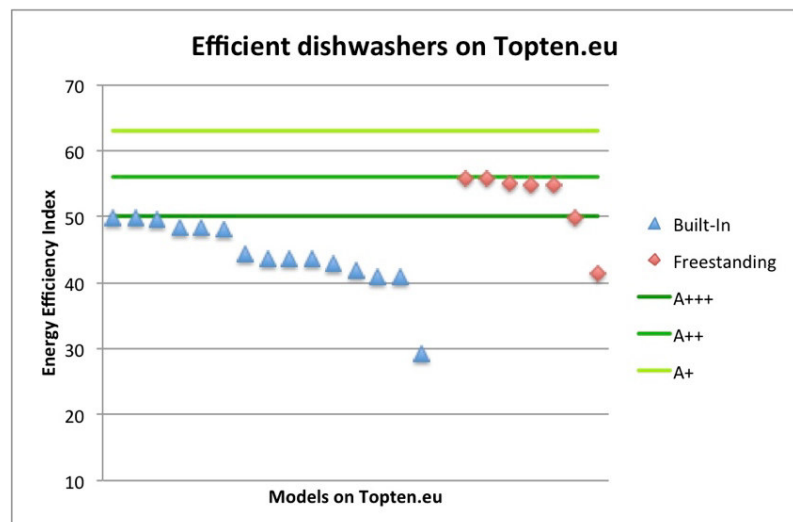


Figura 3- dados da TopTen sobre quantidade de máquinas de lavar



Exemplo 2: Televisão

A televisão e ao contrário da máquina de lavar loiça é um bom exemplo da aplicação da etiqueta energética. Foi adotada em setembro de 2010. E ainda hoje não existem televisões de nível A+++ no mercado continuando a haver espaço para melhoria.

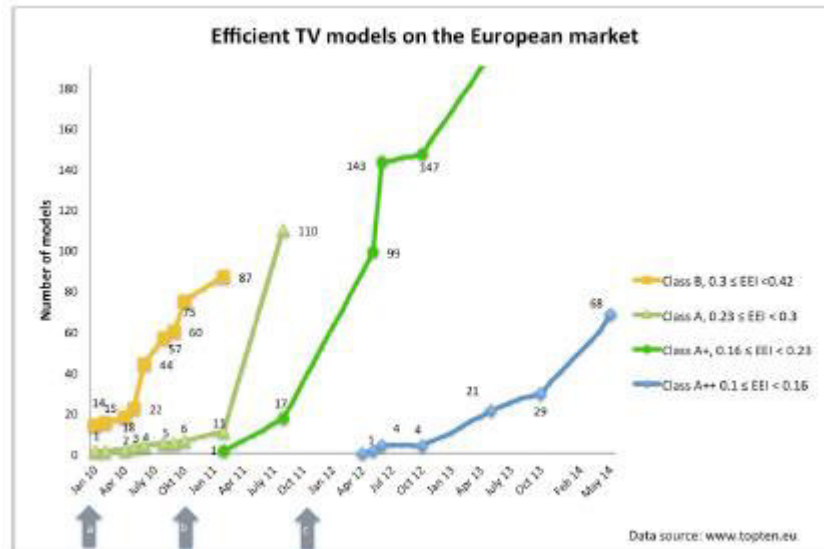


Figura 4- Numero de modelos de televisão por classe

A implementação da etiqueta energética promove desenvolvimento na área mesmo antes da sua implementação porque os fabricantes começam a preparar as melhorias para entrar o melhor possível no mercado, essa motivação e uma das razões para existência desta tese. Pois a remoção dos condensados de uma forma mais eficiente levará a um mural de supermercado mais eficiente.

2. LEGISLAÇÃO EUROPEIA

As leis existentes neste momento na União Europeia em relação a refrigeração comercial podem ser basicamente categorizadas em 3 grupos: ambiental, energética e segurança. Como foi dito anteriormente não existe no entanto legislação específica acerca da refrigeração comercial e congeladores. Apesar de na *Eco-Design* o mais importante ser a legislação ambiental e energética, a legislação de segurança torna-se importante quando existem fluido frigoríficos tóxicos e inflamáveis como a amónia e os HCs, e quando os sistemas funcionam com pressões elevadas, o que acontece na refrigeração comercial. A legislação relativa a pressão do equipamento é no entanto extremamente importante quando se fala de sistemas que usem CO_2 como fluido frigorífico, que pode funcionar com pressões até 100 bar, o que bastante elevado quando comparada com outros fluido frigoríficos que andam por volta dos (5-15 bar) como os HFCs e HCs. Abaixo esta a legislação relevante relacionada com a refrigeração comercial na União Europeia.

Tabela 1- esquematização da legislação existente na Europa

<i>Domínio</i>	<i>Legislação</i>
<i>Ambiental</i>	
	Ecodesign Directive (125/EC/2009)
	Energy labelling Directive (2010/30/EU)
<i>Todo o produto</i>	Waste Electrical and Electronic Equipment Directive 2012/19/EU (WEEE)
	Restriction of the use of certain Hazardous Substances in electric and electronic equipamento Directive 2011/65/EC (RoHS)
<i>Fluido frigoríficos</i>	Ozone Depleting Substances Regulation 1005/2009
	Fluorinated Greenhouse Gases Regulation 842/2006
<i>Envio de resíduos</i>	Waste Shipment Regulation 1013/2006
<i>Energética</i>	
<i>Iluminação</i>	Energy efficiency requirements for ballasts for fluorescent lighting- Directive 2000/55/EC
<i>Ventiladores</i>	Ecodesign requirements for fans driven by motors with an electric input power between 125 W and 500 kW, Commission regulation (EU) No 327/2011
<i>Motores elétricos</i>	Ecodesign requirements for electric motors, Commission Regulation (EC) No 640/2009
<i>Segurança</i>	
	Machinery Directive 95/16/EC
	General Product Safety Directive 2001/95/EC
	Low Voltage Equipment Directive 73/23/EEC
<i>Todo o Produto</i>	Equipment and protective systems intended for use in potentially explosive atmospheres Directive 94/9/EC (ATEX)
	Pressure Equipment Directive 97/23/CE

2.1. Fluido frigoríficos

Quando os fluidos frigoríficos são libertados no ambiente eles têm um impacto ambiental, principalmente como contribuidores para o aquecimento global e para a destruição da camada do ozono. O impacto varia de substância para substância e é caracterizado pelo potencial de aquecimento global (GWP) e pelo potencial de destruição da camada do ozono (ODP). Neste momento, os fluidos frigoríficos mais comuns são gases fluorados. Os HCFC's e o CFC têm sido retirados do mercado gradualmente pelo protocolo de Montreal e têm de ser tratados em termos de armazenamento, carga, uso e eliminação, pois estas substâncias têm uma grande ODP. Os HFC substituem as substâncias de grande ODP mas normalmente contêm GWP entre médios e altos. A União Europeia controla a emissão de gases de efeito estufa através da *F-GAS Regulation* e a *MAC Directive*.

A *F-GAS Regulation* (EC/842/2006) subscreve a etiquetagem dos gases fluorados. Esta regulamentação exige que todos os equipamentos que contenham estes gases tenham uma etiqueta onde expressa claramente a presença destes gases que estes estão sobre o protocolo de Quioto e que a quantidade deve ser indicada claramente e deve também pontos de recolha para eliminação dos gases.

Se os gases estão presentes a norma EC No1494/2007 sobre etiquetas adicionais estipula que os equipamentos devam ser marcados com o seguinte texto "Contem gases de efeito estufa abrangidos pelo protocolo de Quioto" e deve conter o nome abreviado do gás bem como a quantidade e se possível hermeticamente fechados.

Em paralelo a *F-GAS Regulation* também impõe uma recolha dos gases, esta regulamenta e transversal a todos os sectores e não afeta apenas a refrigeração comercial. Tem havido o incentivo ao encorajar do uso de fluido frigoríficos com baixo GWP, tais como amónia, hidrocarbonetos, HFO's, CO₂. O objectivo é focar nestes novos fluido frigoríficos não só por terem baixos GWP mas também por alguns dos não HFC's serem mais eficientes do que os HFC's. Convém no entanto frisar que o impacto do fluido frigoríficos para os produtores de equipamentos de refrigeração comercial pode ser baixo, pois segundo a *Eco-Design* apenas os equipamentos sem o fluido frigoríficos são abrangidos, mas podem estar sobre a regulamentação para equipamentos remotos. Todavia estes equipamentos são hermeticamente fechados, logo são mínimas as perdas de fluido frigorífico. Segundo a *F-GAS Regulation* os equipamentos hermeticamente fechados, com HFC's com um GWP superior a 2500 serão banidos até 2020, e HFC's com GWP de 150 ou mais a partir de 2022.

2.2. Segurança

As principais diretivas a ter em atenção neste caso são a ATEX. AS diretivas ATEX consistem em duas diretivas europeias que descrevem condições de segurança para equipamentos e para o local de trabalho em condições de atmosfera explosiva.

1. ATEX 95 diretiva de equipamentos 94/9EC- para equipamentos e sistemas de proteção para usar em atmosferas explosivas.
2. ATEX 137 diretiva do local de trabalho 99/92/EC – requisitos mínimos para melhorar a segurança e a vida de trabalhadores e atmosferas de risco.

A diretiva ATEX subscreve ainda que alguns requerimentos no *design*, para casos de atmosfera explosiva devido a fuga de gás fluido frigorígeno, que os encontram em anexo na norma e revelam que não devem existir nenhum de possíveis fontes de ignição perto dos equipamentos, pois em caso de fuga pode provocar uma explosão. A norma diz também que próprio deve evitar fontes de ignição durante o funcionamento pelas mesmas razões. A norma usada em termos de inflamabilidade e toxicidade é a EN 378 com foi realizada em conjunto com a diretiva europeia para equipamentos de pressão, e prevê as seleções possíveis de fluido frigorígenos e as cargas para cada aplicação e descreve um critério de projeto do equipamento. Se a carga de fluido frigorígeno inflamável for superior a 150 g num equipamento então o cálculo do risco é feito usando a norma EN 1127, o valor 150g não é um limite legislativo mas apenas um referência, e como foi inicialmente estabelecido para frigoríficos e considerado um pouco desajustado para a refrigeração comercial. A EN 378 de um valor também algo desajustado mas mais real de 1.5 kg para espaços públicos e 2.5kg para espaços não públicos.

A insulação dos sistemas e também controlada pela norma IEC 60335-2-89 que e usados para todos os gases menos os HFC 'S. No caso dos CO2 a pressão do sistema de arrefecimento podem ultrapassar o 100 bar, e por isso estão também sobre a diretiva para equipamentos de pressão.

A diretiva 97/23/EC diz que os fluido frigorígenos pressurizados devem, ter uma identificação da pressão com erro menor do que 0.5 bar e devem ter número de serie, o tipo de equipamento e qual a sua utilidade tudo numa etiqueta.

As fugas de fluido frigorígeno dão se nos pontos frágeis da instalação que não são os equipamentos mas as soldas dos tubos por essa razão as soldas são sempre sobredimensionadas principalmente em sistemas com maiores pressões como por exemplo os sistemas de CO2.

2.3. Energia

Como foi indicado em cima não existe neste momento uma legislação específica na Europa para a refrigeração comercial e congeladores, e isso também se refere a referências energéticas. Em vários países existem vários padrões que definem como um equipamento deve funcionar, incluindo mínimos de consumo de energia (MEPS-*minimum energy performance standard*). A comparação deste padrões é complicada pois alguns destes países não usam o mesmo sistema de medidas que a Europa, um estudo mais aprofundado desta matéria encontra-se no capítulo das legislações nacionais. Para a Europa a norma mais importante neste sector será a ISSO 23953. Onde descreve o vocabulário, classificação, requerimentos e as condições de teste necessárias no ramo dos murais de supermercado refrigerados. A medição do volume não é utilizada nesta norma, ao invés disso os cálculos são feitos através da área total de exposição (TDA- *Total display area*).

Um esquema desenvolvido pela Eurovent, usa a ISSO 23953 como padrão para verificar a performance dos equipamentos. OS esquemas usam a etiqueta de eficiência energética (A,B,C,D,E,F), de forma a melhor a forma como os produtos são estratificados. Abaixo encontram-se os principais dados da EN 23953

Tabela 2-classes de temperatura

Classe		L1	L2	L3	M		M2	H2
					0	1		
<i>A temperatura mínima da classe M-package mais frio maior ou igual a</i>	° C	-	-	-	-1	-1	-1	-1
<i>A temperatura máxima da classe M-package mais quente menor ou igual a</i>	° C	-15	-12	-12	4	5	7	10
<i>Temperatura mínima da classe M-package mais quente</i>	° C	-18	-18	-15				

Índice de eficiência energética (EEI): Segue a seguinte equação:

$$EEI = \frac{\left(\frac{TEC}{TDA}\right)_{medidos}}{\left(\frac{TEC}{TDA}\right)_{referencia}} * 100 \quad \text{eq.(1)}$$

Potência frigorífica [W]: De acordo com a EN ISO23953-2:2004 (E), com um intervalo de medição de 20s segundos EN ISO23953-2:2004 (E)

Consumo de energia elétrica de refrigeração (REC) (kWh/dia): De acordo com a EN ISO23953-2:2004 apartado 5.3.6, calculado com a seguinte fórmula:

$$REC_{remoto} = (24 - t_{def}) * HER_{AVG} * \frac{T_c - T_{mrun}}{0.34 * T_{mrun}} \quad eq.(2)$$

Consumo total energia (TEC): para murais remotos, TEC é a soma de REC e DEC

$$TEC_{remote} = REC + DEC \quad eq.(3)$$

Valores de referência:






Type of cabinet	Application: ISO Temperature class	Reference value for (TEC/TDA)
	3H	10.1
	3M2	12.3
	3M1	13.4
	3M0	14.5
	3H	13.8
RVC3	3M2	16.0
	3L3	29.0
RVF1	3L1	28.5
	3H	6.1
	3M2	7.4
	3M1	8.0
	3M0	8.7
	3H	6.2
	3M2	6.7
	3M1	7.2
	3L3	21.0
RHF1	3H	5.5
	3M2	5.8
	3M1	6.2
	3L1	15.0
	3L2	14.0
	3L3	13.0
	3H	4.3
RHC5, RHC6	3M2	4.7
	3M1	5.0
	3L1	12.0
RHF5, RHF6	3L2	11.2
	3L3	10.4
	3L2	30.0
	3L3	29.0
	3L2	28.5
	3L3	27.6
RYF4	3L2	28.5
	3L3	27.6

Figura 5-Valores de referência de TEC / TDA da EN 23593-1/2

Verificações das características de performance devem ser feitas em concordância com o EN 23593-1/2. Todas as classes encontram – se no Anexo.

2.4. Fórmulas do consumo de Referência energética

Um dos passos mais importantes deste projeto é a criação de referências no consumo energético nos equipamentos de frio comercial. Isto significa a criação de uma média do consumo atual dos equipamentos no mercado. O que irá posteriormente permitir a criação do MEPS, e estimar mais concretamente os valores para na etiquetagem.

A definição deste valor médio e de extrema importância, pois se o valor for definido demasiadamente alto os MEPS serão demasiado elevados e podem causar dificuldades e custos não pretendidos para a indústria. Por outro lado se o valor for definido por baixo pode levar a MEPS demasiado permissivos e não criar o efeito desejado de incentivo a melhoria do mercado e também fará com que as empresas que continuarem a fazer o esforço de inovar não sejam recompensadas.

O consumo energético das vitrinas de supermercado é testado usando a ISO 23953. Todavia, alguns elementos de poupança de energia não podem ser atualmente contabilizados (por exemplo detetores de presença).

2.4.1. Estrutura genérica da fórmula de consumo de energia

A estrutura genérica proposta para a fórmula de consumo energético de todas as categorias de produtos é a seguinte:

$$RTEC = C_1 + C_2 * X \quad \text{eq.(4)}$$

Onde:

- Área total de exposição (TDA) é expressa em m^2 ;
- Referência do Total de energia consumida (RTEC) em kWh/dia;
- X tanto é a TDA ou o volume (V) em litros de volume refrigerado, dependendo do produto em questão.
- C_1 é uma constante em (kWh/dia);
- C_2 é uma multiplicação constante (em kWh/(dia. m^2) ou kWh/(dia .litros)

Em qualquer caso, o consumo energético e uma função linear do total do volume refrigerado ou da área total de exposição. As constantes e fatores de multiplicação (C_1 , C_2), variam conforme a categoria do produto, e podem ser ausentes ou o resultado de cálculos adicionais (ex: soma de volumes ou áreas de vários compartimentos do equipamento).

Estas funções e coeficientes foram determinados empiricamente e são derivados por regressão linear, usando os dados disponíveis. Este método foi usado no passado em aplicações similares como o cálculo das MEPS na refrigeração comercial em outros países (USA, Austrália, Canada, Califórnia, Nova Zelândia).

A constante C_1 é ainda um ponto de discussão nas vitrinas de supermercado. Algumas partes interessadas alegam que o C_1 deveria ser diferente de 0, principalmente porque para volumes maiores ou maiores TDA a energia consumida seria sobrestimada no caso de $C_1=0$. No entanto, definir o C_1 é uma tarefa difícil por haver uma falta de dados para equipamentos com baixo TDA. Para algumas categorias de produtos a regressão linear, resulta num resultado negativo absurdo, sendo que não existe ainda alternativa apresentada. Em teoria C_1 deveria ser 0 para equipamentos com 0 volume ou 0 TDA não têm capacidade de refrigeração e por consequência o consumo será 0 (TDA=0, TEC=0). Diferentes zonas aplicaram diferentes soluções nos estados Unidos e Canada o $C_1 \neq 0$ na Austrália $C_1 = 0$.

2.5. Etiquetagem energética

Neste momento a fase de etiquetagem é ainda embrionária, e o processo de melhoria da etiquetagem será um processo contínuo que será levado a cabo em conjunto com muitos produtores e entidades reguladoras, numa fase mais posterior do projeto e tendo em conta a informação de mercado mais recente.

A forma de definição da etiquetagem está ainda numa fase inicial mas já existe umas indicações de como as etiquetas poderão ser definidas no futuro.

A definição das classes de etiquetagem irá seguir a mesma abordagem que foi usada nas outras legislações relacionadas com eficiência energética, e será baseada no EEI (índice de eficiência energética). O seu cálculo é feito usando o consumo de referência (RTEC) e será estabelecido por regressão linear da informação disponível, usando (TDA ou o Volume) dependendo da classe. O valor médio, correspondendo ao RTEC, será posicionado entre as classes energéticas D e C. Nas extremidades estariam a classe A com a mais eficiente e a G com a menos. As outras classes estarão entre estas e terão um EEI mínimo e máximo atribuído.

O EEI é definido da seguinte forma:

$$EEI = \left(\frac{TEC}{RTEC} \right) * 100 \quad \text{eq.(5)}$$

Onde:

- TEC e o total de energia consumida pelo equipamento;
- RTEC e a referência do consumo de energia;

Naturalmente, se o equipamento tiver um TEC=RTEC o seu EEI seria estaria como foi dito acima entre C e D. O TEC é calculado da mesma forma que o RTEC.

2.6. Definição de classes

Depois de analisar a informação disponível, decidiu-se propor a definição de classes para os equipamentos de refrigeração comercial. Esta divisão deu-se em cinco categorias:

- Vitrinas de supermercado (de frio positivo e negativo);
- Congelador de *gelato* artesanal;
- Congelador para gelados ($V \leq 500$ litros e $\leq 1.1 \text{ m}^2$);
- Máquinas de vendas (de frio positivo);
- Frigoríficos de bebidas (de frio positivo e negativo);

2.7. Fórmula de consumo de energia nos Murais supermercado

Esta secção inclui todos os murais de supermercado e todos os congeladores de gelados com $V > 500$ litros.

É considerável que a TDA (m^2) é a variável para a caracterização física mais usada para murais de supermercado, e devido a sua função como equipamentos na loja têm de oferecer o máximo de contacto visual e fácil acesso aos clientes. Por essa razão TDA é a variável proposta para os muais de supermercado.

O fator de multiplicação C_2 é definido pela regressão linear TEC vs TDA , com $C_1 = 0$ (quando TDA=0 e TEC=0).

Para congeladores, a informação é essencialmente acerca de congeladores fechados. Para refrigeradores, os dados do consumo de energia são baseados em informações de equipamentos abertos e fechados. A fórmula proposta para o cálculo do consumo de energia são idênticas as fórmulas usadas

na refrigeração doméstica e na refrigeração profissional com diferenciação entre os tipos de equipamentos.

Os valores abaixo indicados são resultados da regressão linear para obter o C_2 . O C_1 é definido como 0 porque a regressão linear resultaria em valores de C_1 negativos.

Tabela 3- Valores propostos para murais de supermercado diferenciados por gênero ($C_1=0$)

		Temperatura do produto	C_2 kWh/(dia.m ²)
Congeladores	Verticais	L1	19.4
		L2	Não há informação
		L3	18.5
	Horizontais	L1	9.8
		L2	9.0
		L3	7.8
Frigoríficos	Verticais	M1	12.3
		M2	10.0
		H	7.6
	Horizontais	M1	5.4
		M2	5.3
		H	4.6

Tabela 4- Valores de referência proposto para murais de supermercado ($C_1 \neq 0$)

		C_1	C_2
CONGELADORES	Verticais, semi-verticais	1.6	19.1
	Horizontais	4.2	9.8
FRIGORIFICOS	Verticais, semi-verticais	9.1	9.1
	Horizontais	3.7	3.5

Os C_1 e C_2 são definidos com todos os pontos de informação, incluindo equipamentos abertos.

A determinação dos MEPS foi feita a partir de valores de congeladores fechados apenas, porque a maior parte dos congeladores são neste momento fechados e também porque a tendência neste momento é para que se continue a aumentar a percentagem de equipamentos fechados. Contudo, o objetivo é não

indicar se os equipamentos têm de ser abertos ou fechados mas estabelecer MEPS e desde que estes sejam cumpridos não há problema.

Alguns produtores pediram o aumento da segmentação de forma a ser mais detalhada dividindo pelo tipo de material usado nas portas por exemplo essa segmentação já foi abandonada, pois apesar de haver diferenças, essas não relevantes e para além disso iriam tornar a segmentação demasiado complexa e iria permitir a continuação de algumas características que são menos vantajosas. A baixa segmentação atual permite por isso direcionar o mercado na direção mais eficiente e de forma a simplificar a produção e a entrega dos produtos.

Usando os métodos até agora falados com a base de dados disponível na JRC foram criadas classes provisórias. Podemos ver abaixo a relação entre os equipamentos da base de dados e as classes energéticas provisórias para murais verticais.

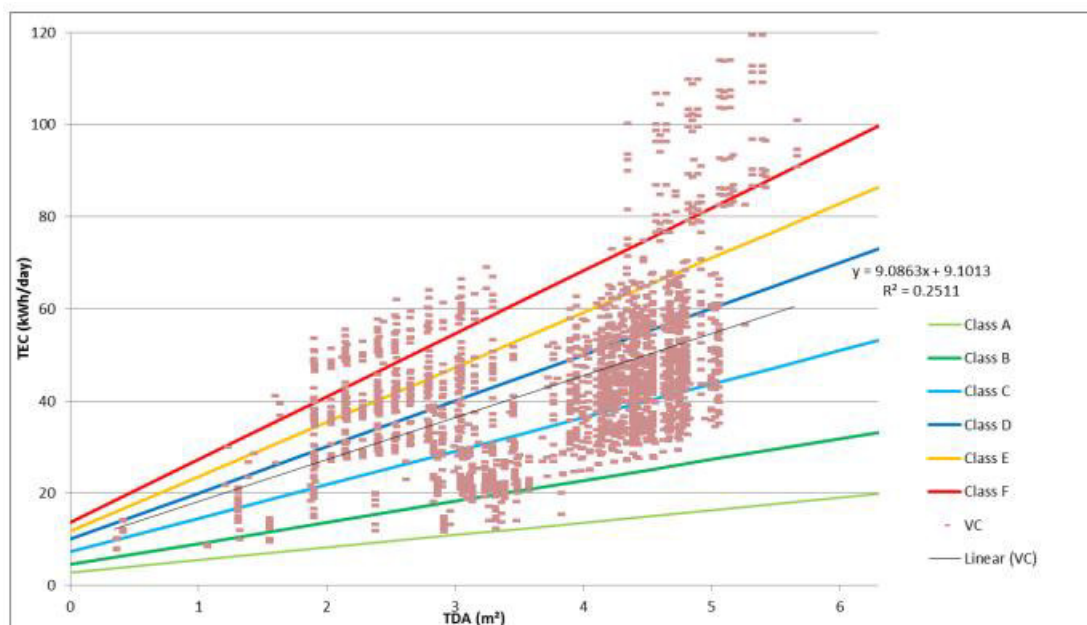


Figura 6-relação entre equipamentos da base de dados e as classes provisórias

Tabela 5-EEI preliminares para cada classe para equipamentos verticais.

	EEI MÍNIMO	EEI MÁXIMO	Nº DE EQUIPAMENTOS DA BASE DE DADOS
A		30	0
B	30	50	57
C	50	80	572
D	80	110	781
E	110	30	342
F	130	150	155
G	150		220

Os valores dos EEI incluem a maior parte dos equipamentos na classe D, ou seja, no nível intermedio e nenhum no nível A, de forma a recompensar quem inovar e de forma a incentivar a essa inovação. Pode-se ver abaixo a relação entre a base de dados dos equipamentos e as classes provisórias e também se pode ver os valores dos EEI para equipamentos horizontais.

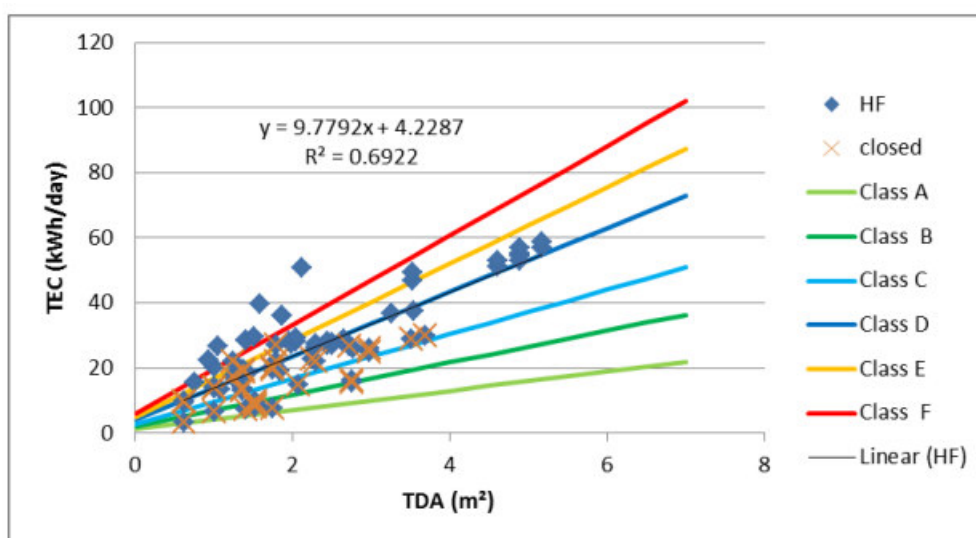


Figura 7 relação entre equipamentos da base de dados e as classes provisórias em equipamentos horizontais

Tabela 6- EEI preliminares para cada classe para equipamentos horizontais.

<i>Classe energética</i>	<i>EEI mínimo</i>	<i>EEI máximo</i>	<i>Nº de equipamentos da base de dados</i>
<i>A</i>		30	0
<i>B</i>	30	50	9
<i>C</i>	50	70	4
<i>D</i>	70	100	26
<i>E</i>	100	120	19
<i>F</i>	120	140	6
<i>G</i>	140		11

O método de segmentação foi mesmo dos equipamentos verticais, ou seja, a classe A num patamar onde nenhum dos equipamentos está neste momento de forma a incentivar a melhoria dos equipamentos. A amostra é muito menor no caso dos equipamentos horizontais e isso deve-se ao facto de existirem menos equipamentos desse tipo no mercado

3. LEGISLAÇÃO NO SECTOR

Neste capítulo foi feito um ponto de situação daquilo que é a legislação pela europa e pelo mundo neste momento e como estas influenciaram a futura lei europeia.

3.1. Legislação Nacional existente na Europa

O uso de Medidas fiscais para desencorajar o uso de gases fluorados ou para promover alternativas estão agora a ser aplicadas em seis países da europa e estão sobre consideração noutros três.

Por exemplo, na Alemanha existem grandes sistemas de investimento para o uso de fluido frigoríficos naturais e que estão a começara a ser implementados na Suíça, Áustria e Flandres.

Em alguns países foram implementados impostos sobre o gases fluorados, já à alguns anos como por exemplo, na Dinamarca, Noruega e Eslovénia.

Na Espanha foi recentemente introduzido um imposto adicional de 6.60 € por tonelada de CO₂ equivalente. Neste momento esses impostos variam bastante desde 2.88€/tCO₂e na Eslovénia a cerca de 20.10€/tCO₂e na Dinamarca e 42.57€/tCO₂e na Noruega. A Espanha prevê aumentar para um nível similar ao da Dinamarca até 2016.

A abrangência destes sistemas de investimento, também varia por exemplo na Eslovénia o sistema não cobre sistemas que já tragam o gases fluorados, só entra a partir da substituição. Na Espanha quando entrega os gases às entidades certificadas para a destruição ou reciclagem, recebe um reembolso dos impostos.

A França, Polonia e Suécia também consideraram introduzir impostos. Deles a França e o mais provável de os introduzir no futuro próximo provavelmente com valores superiores a 20€/tCO₂e.

Tanto a Holanda como o Reino Unido oferecem redução de impostos para quem investir em alternativas aos HFC. No Reino Unido as companhias podem deduzir até 100% dos impostos relativos ao investimento, enquanto na Holanda podem deduzir até 41.5%.

3.1.1. Noruega

Um imposto e um regime de reembolso HFC 's aplica-se para importados e produtos nacionais, seja a granel ou em produtos. Apesar de a Noruega não ser um estado membro da União Europeia, esta pertence ao Espaço económico europeu, o que significa que toda a legislação ambiental e de mercado interno da União Europeia de aplica a Noruega.

3.1.2. Suécia:

A quantidade de fluido frigorígeno por sistema está limitada a soma de 30 ou 49 kg. A carga fiscal m HFC, seguindo o exemplo da Noruega, está em discussão no parlamento.

3.1.3. Dinamarca:

A Dinamarca tem uma das mais exigentes combinações de taxaço de HFC e uma proibição parcial. Toda a indústria de refrigeração da Dinamarca foi sujeita a eliminação gradual da utilização dos gases de efeito estufa. Os novos sistemas de refrigeração precisando de mais de 10 kg de fluorados foram banidos no dia 1 de janeiro de 2007.

Esta proibição teve um enorme impacto nos sistemas implementados em supermercados, onde praticamente todos os novos supermercados são construídos com sistemas de CO₂. A proibição e complementada com um imposto nos fluorados importados.

Devido a um requisito da Dinamarca em fevereiro 2012, A comissão europeia emitiu uma decisão a permitir que os países mantenham uma legislação nacional mais rigorosa que a legislação europeia sobre fluorados, autorizando a continuação da proibição de novos produtos contendo alguns gases fluorados.

3.1.4. Reino Unido

No reino unido os fluido frigorígenos HFC não são taxados nem regulamentados, nem existentes incentivos para a adoção de fluido frigorígenos naturais. Contudo existe o esquema reforçado de subsídio de capital (ECA) fornecendo alívio fiscal a todas as empresas que invistam em equipamento que esteja sobre os critérios de poupança de energia publicados.

Esta a ser criada uma lista de produtos, que obedecem a este critério.

3.1.5. Alemanha

O Ministério Federal do Ambiente opera um regime de incentivos que cobre 25% dos custos de investimento líquido para novas plantas de refrigeração comercial ou já existentes que utilizem fluido frigoríficos naturais.

O financiamento para os sistemas existentes, mesmo que sejam mais eficiente em termos energéticos, mas ainda utilizem fluido frigoríficos convencionais são financiados apenas em 15 % do investimento total da melhoria. Este sistema de financiamento está em funcionamento desde 31 de Dezembro de 2013. Desde 1 de janeiro de 2014 que este sistema está em reformulação, e prevê-se que no dia 1 de Janeiro de 2016 entre em funcionamento o novo sistema.

3.1.6. Suíça

As substâncias estáveis no ar, incluindo HFC, foram regulamentadas em julho de 2003, pela portaria sobre redução de risco químico (ORRChem). Este regulamento sobre HFC abrange licenciamento, emissão de relatórios, verificações de fugas, manutenção e requisitos de fim de vida para equipamentos que contenham mais de 3 kg desses fluidos frigoríficos. Além disso, o Minergie Label exige prova de desempenho energético dos sistemas de HVAC&R. Os próprios retalhistas tomaram a iniciativa de investir em sistemas eficientes que usam CO₂ como fluido frigorífico.

Em outubro de 2012, a ORRChem foi alterada após 9 anos de aplicação. O anterior regime de autorização obrigatória é substituído por uma proibição de colocação no mercado de vários sistemas de refrigeração e climatização estacionários que utilizem gases fluorados, para refrigeração comercial, isso significa a proibição de sistemas que utilizem gases fluorados para:

- Sistemas de arrefecimento de temperaturas negativas com menos de 30 kW de capacidade de refrigeração;
- Sistemas de arrefecimento de temperaturas positivas, com capacidade superior a 40 kW;
- Sistema de arrefecimento para temperaturas positivas e negativas com capacidade de 40 kW para arrefecimento positivo e de 8kw para arrefecimento negativo;

3.1.7. França

Em França, a regulamentação sobre gases fluorados é um pouco mais exigente, estipulando uma meta de um mínimo de 2 kg em vez dos 3kg de carga que são estipulados pela união europeia.

Desde 4 de julho de 2009, que qualquer pessoa que tenha instalado ou que pretenda instalar sistemas de refrigeração que incluam fluidos de fluido frigoríficos tem de ter comprovado a capacidade de carga. Recentemente, o governo francês indicou que vai analisar a possibilidade de impor um imposto para gases fluorados no “ mapa para a transição ambiental” publicado a seguir a conferência ambiental que decorreu entre 14-15 de Setembro 2012 em Paris. O documento diz que “ acerca da luta contra as mudanças climáticas, o governo [francês] irá realizar estudos sobre as formas mais apropriadas de criar um imposto sobre os gases fluorados usados como fluido frigoríficos.

Em janeiro de 2012, a associação de retalhistas francesa (Fédération des Entreprises du Commerce et de la Distribution – FCD) comprometeu-se a introduzir portas nos frigoríficos de todos os tipos de lojas.

3.1.8. Espanha

De forma a incentivar o uso de energias renováveis existe neste momento uma dedução nos impostos, aplicável a todas as empresas que invistam no uso de energias renováveis. Esta dedução expirou no ano 2011. Um projeto de lei de 2009 ia trazer novas medidas de poupança de energia e eficiência e promover o investimento na área, mas o projeto não passou a lei formal, desde aí apenas a implementação de imposto em janeiro de 2014 foi aprovada, em termos de legislação relacionada com esta área.

3.1.9. Itália

Não existe legislação específica, em relação ao uso de fluido frigoríficos no sector do frio comercial. Todavia o tema tem sido debatido e existe a possibilidade da saída de algum projeto lei nos próximos meses.

3.2. Limites fora da União Europeia

3.2.1. Canada

A Canada tem várias normas, uma das normas CAN/CSA-C827-98:” *Energy performance standard for food service refrigerators and freezers*” Esta norma aplica-se aos armários frigoríficos comerciais e congeladores que são destinados para armazenamento ou venda de produtos alimentares e outros produtos perecíveis. A norma CSA contém critérios mínimos de desempenho para o consumo anual, que variam de acordo com o volume do frigorífico ou congelador. Uma segunda edição desta norma saiu em 2010 foi revista em 2015 e foi publicada pela National Standard of Canada.

3.2.2. Austrália e Nova Zelândia

A Austrália aplicou não só imposto sobre os gases de efeito estufa sintéticos como também implementou mínimos de performance energética (MEPS) para murais de frio.

Sobre a legislação *Clean Energy Future* (CEF), o governo australiano introduziu um imposto de carbono a todos os gases de efeito estufa sintéticos incluindo HFC's desde 1 de Janeiro de 2012. O governo fornece uma calculadora para que quem importa saiba quanto é o preço de carbono equivalente.

Desde de 1 de Outubro de 2004, que qualquer mural de frio produzido ou importado na Austrália e Nova Zelândia deve cumprir um mínimo de performance energética (MEPS) mínimo este que foi estabelecido na AS 1731.14-2003. Os valores foram revistos em Julho de 2013, e abrangem tanto murais móveis como fixos usados em frio comercial usados para a conservação e congelamento de produtos comestíveis.

O MEPS para refrigeração comercial são estabelecidos como foi dito anteriormente pela norma AS 1731.14-2003 e aparecem como o total de energia consumida pela área total de mostra ao público do equipamento em kWh/dia/m² para vários tipos de murais. O procedimentos a ser usados para testar em refrigeração comercial estão em partes específicas da AS 1731.

A norma define também mínimos para murais de elevada eficiência. Só produtos que consigam cumprir níveis de eficiência específica podem usar o termo "High efficiency" para fins de publicidade e venda.

Estas normas não se aplicam a máquinas refrigeradas de venda automática nem em murais usados em catering, contudo especificações para maquinas refrigeradas de venda automática estão a ser consideradas.

Níveis dos MEPS

Para os testes serem considerados validos é preciso que os ensaios sejam realizados sob as condições da classe climática 3, com iluminação e aquecedores anti suor durante a duração do período do teste, a não ser que sejam controlados por um cronómetro, sensores inteligentes ou dispositivos idênticos automáticos. Quando existe uma cobertura noturna permanente, o teste deve ser feito seguindo AS 1731.9 secção 4.

3.2.3. Estados Unidos da América

Existem MEPS nos estados unidos para frio comercial e estarão expostos no próximo subcapítulo. Contudo, se se considerar usar os valores estabelecidos como base para a regulamentação europeia, e preciso ter em conta que, o método para calcular a área total de montra (*total display área* TDA), usado na europa EN ISO 23953 (apêndice A) diferem consideravelmente dos US ARI Standard 1200-1800 que e a norma utilizada no Estados Unidos da América. Por isso, não e possível transferir diretamente os MEPS para a Europa. Todavia, uma transferência do MEPS dos Estados Unidos da América pode ser analisada para categorias e tamanhos comuns na Europa para que se pudessem compreender qual o nível e as diferenças entre os vários MEPS.

Uso de fluido frigoríficos alternativos

O fluido frigorífico R441a é um hidrocarboneto, e pode ser vendido para máquinas de venda automática desde maio 2012 segundo a US EPA. A agência também relevou recentemente que um futuro projeto lei sobre o uso de CO_2 , deverá sair até final deste ano.

Prevê-se que um projeto lei seja aprovado nos próximos 24 meses que irá tornar legal o uso de R441a em qualquer equipamento nos Estados Unidos da América. Este além de ser legal nas máquinas de venda automática também e autorizado em congeladores de bens consumíveis e em murais de frio.

Dentro dos Estados Unidos da América

Alem das normas gerais dos Estados Unidos da América, existem ainda alguns estados que tem ainda algumas normas próprias. A Califórnia e um desses estados pois impôs MEPS diferentes dos gerais. O estado de Washington emitiu em Janeiro de 2007 uma regulamentação acerca do comprimento do MEPS impostos. Esta regulamentação exclui congeladores de gelados, equipamentos sem portas. Para os produtos abrangidos pela regulamentação os MEPS são os mesmos da Califórnia tirando apenas a categoria que não existe na Califórnia.

3.2.4. África do Sul

A africa do Sul dispõe de uma norma a *SANS 1406:199: "comercial refrigerated food display"*. Esta norma estabelece a metodologia de teste e os MEPS, baseada na capacidade do equipamento. A norma estabelece que três tipos e duas classes de temperaturas para murais de frio comercial para armazenamento, venda ou congelamento de produtos frescos, líquidos em embalagens e que seja destinado a trabalhar em corrente trifásica com 440V ou monofásica sem exceder 250V. Esta norma cobre o consumo energético, as condições de teste e os testes do consumo de energia.

3.3.MEPS (minimal energy performance standards) em outros países

3.3.1. Estados Unidos da América

A tabela abaixo mostra os padrões estabelecidos em vários tipos de equipamento frigoríficos nos Estados Unidos da América. As fórmulas e definições associadas nesta secção são dos MEPS estabelecidos para equipamentos de refrigeração comercial especificados no *Code of Federal Regulations 10 CFR 431.66*. Estas normas são aplicadas a todos os equipamentos de refrigeração comercial produzidos nos Estados Unidos da América, ou importados desde 1 de Janeiro de 2012. Inclui equipamentos com ou sem a presença de portas.

A cerca dos MEPS para equipamentos de refrigeração comercial o Code of Federal Regulations 10 CFR 431.66, não inclui congeladores ou frigoríficos com unidade própria de condensação, equipamentos com dois ou mais compartimentos com diferentes condições e equipamentos com frio e calor.

Tabela 7- MEPS estabelecidos pela US 10 CFR 431.66

Equipment class ²	Standard level ^{***} (kWh/day)	Equipment class	Standard level ^{***} (kWh/day)
VOP.RC.M	0.82 × TDA + 4.07	VCT.RC.I	0.66 × TDA + 3.05
SVO.RC.M	0.83 × TDA + 3.18	HCT.RC.M	0.16 × TDA + 0.13
HZO.RC.M	0.35 × TDA + 2.88	HCT.RC.L	0.34 × TDA + 0.26
VOP.RC.L	2.27 × TDA + 6.85	HCT.RC.I	0.4 × TDA + 0.31
HZO.RC.L	0.57 × TDA + 6.88	VCS.RC.M	0.11 × V + 0.26
VCT.RC.M	0.22 × TDA + 1.95	VCS.RC.L	0.23 × V + 0.54
VCT.RC.L	0.56 × TDA + 2.61	VCS.RC.I	0.27 × V + 0.63
SOC.RC.M	0.51 × TDA + 0.11	HCS.RC.M	0.11 × V + 0.26
VOP.SC.M	1.74 × TDA + 4.71	HCS.RC.L	0.23 × V + 0.54
SVO.SC.M	1.73 × TDA + 4.59	HCS.RC.I	0.27 × V + 0.63
HZO.SC.M	0.77 × TDA + 5.55	SOC.RC.L	1.08 × TDA + 0.22
HZO.SC.L	1.92 × TDA + 7.08	SOC.RC.I	1.26 × TDA + 0.26
VCT.SC.I	0.67 × TDA + 3.29	VOP.SC.L	4.37 × TDA + 11.82
VCS.SC.I	0.38 × V + 0.88	VOP.SC.I	5.55 × TDA + 15.02
HCT.SC.I	0.56 × TDA + 0.43	SVO.SC.L	4.34 × TDA + 11.51
SVO.RC.L	2.27 × TDA + 6.85	SVO.SC.I	5.52 × TDA + 14.63
VOP.RC.I	2.89 × TDA + 8.7	HZO.SC.I	2.44 × TDA + 9.
SVO.RC.I	2.89 × TDA + 8.7	SOC.SC.I	1.76 × TDA + 0.36
HZO.RC.I	0.72 × TDA + 8.74	HCS.SC.I	0.38 × V + 0.88

²TDA is the total display area of the case, as measured in the Air-Conditioning and Refrigeration Institute (ARI) Standard 1200–2006, Appendix D.

^{***} V is the volume of the case, as measured in ARI Standard 1200–2006, Appendix C.

^{***} Kilowatt hours per day.

²For this rulemaking, equipment class designations consist of a combination (in sequential order separated by periods) of: (1) An equipment family code (VOP=vertical open, SVO=semivertical open, HZO=horizontal open, VCT=vertical transparent doors, VCS=vertical solid doors, HCT=horizontal transparent doors, HCS=horizontal solid doors, or SOC=service over counter); (2) an operating mode code (RC=remote condensing or SC=self contained); and (3) a rating temperature code (M=medium temperature (38 °F), L=low temperature (0 °F), or I=ice-cream temperature (-15 °F)). For example, "VOP.RC.M" refers to the "vertical open, remote condensing, medium temperature" equipment class. See discussion in section V.A.2 and chapter 3 of the TSD, market and technology assessment, for a more detailed explanation of the equipment class terminology. See Table IV–2 for a list of the equipment classes by category.

Source: DOE 2009

Tabela 8-Configurações dos equipamentos

Equipment family	Description
Vertical Open (VOP)	Equipment without doors and an air-curtain angle ≥0 degrees and <10 degrees from the vertical.
Semivertical Open (SVO)	Equipment without doors and an air-curtain angle ≥10 degrees and <80 degrees from the vertical.
Horizontal Open (HZO)	Equipment without doors and an air-curtain angle ≥80 degrees from the vertical.
Vertical Closed (VC)	Equipment with hinged or sliding doors and a door angle <45 degrees.
Horizontal Closed (HC)	Equipment with hinged or sliding doors and a door angle ≥45 degrees.

Source: DOE 2009

Acerca dos MEPS estabelecidos pela US 10 CFR 431.66, podemos notar que esta norma assume-se que tanto murais de refrigeração como congeladores com portas transparentes ou portas opacas, o principal parâmetro incluído na fórmula de cálculo dos MEPS é o volume refrigerado. Considerando que esta fórmula depende apenas do volume para portas de frigoríficos opacos no caso de equipamentos de refrigeração com unidades condensadoras remota ou em caso de equipamentos frigoríficos com dois ou mais compartimentos.

Para as ultimas categorias de produtos a fórmula para o cálculo MEPS depende do TDA quando são montadas portas transparentes ou quando os murais não têm portas.

Quando as mesmas classes de congelador caem sobre o remoto (RC) e autossuficiente (SC) são comparadas na Tabela 7 (por exemplo, quando armários RC abertos verticais são comparados com armários SC abertos) Conclui-se que o consumo máximo diário permitido aos armários SC é cerca de duas vezes maior do que para os armários RC.

Tabela 9- Classes dos equipamentos por tipo

Equipment category	Condensing unit configuration	Equipment family	Operating temperature (°F)	Equipment class designation		
Remote Condensing Commercial Refrigerators, Commercial Freezers, and Commercial Refrigerator-Freezers.	Remote	Vertical Open	≥32 <32	VOP.RC.M VOP.RC.L		
		Semivertical Open	≥32 <32	SVO.RC.M SVO.RC.L		
		Horizontal Open	≥32 <32	HZO.RC.M HZO.RC.L		
		Vertical Closed Transparent	≥32 <32	VCT.RC.M VCT.RC.L		
		Horizontal Closed Transparent	≥32 <32	HCT.RC.M HCT.RC.L		
		Vertical Closed Solid	≥32 <32	VCS.RC.M VCS.RC.L		
		Horizontal Closed Solid	≥32 <32	HCS.RC.M HCS.RC.L		
		Service Over Counter	≥32 <32	SOC.RC.M SOC.RC.L		
		Self-Contained Commercial Refrigerators, Commercial Freezers, and Commercial Refrigerator-Freezers without Doors.	Self-Contained	Vertical Open	≥32 <32	VOP.SC.M VOP.SC.L
				Semivertical Open	≥32 <32	SVO.SC.M SVO.SC.L
Horizontal Open	≥32 <32			HZO.SC.M HZO.SC.L		
Service Over Counter	≥32 <32			SOC.SC.M SOC.SC.L		
Commercial Ice-Cream Freezers	Remote	Vertical Open	* ≤ -5	VOP.RC.I		
		Semivertical Open	SVO.RC.I		
		Horizontal Open	HZO.RC.I		
		Vertical Closed Transparent	VCT.RC.I		
		Horizontal Closed Transparent	HCT.RC.I		
		Vertical Closed Solid	VCS.RC.I		
		Horizontal Closed Solid	HCS.RC.I		
		Service Over Counter	SOC.RC.I		
	Self-Contained	Vertical Open	VOP.SC.I		
		Semivertical Open	SVO.SC.I		
		Horizontal Open	HZO.SC.I		
		Vertical Closed Transparent	VCT.SC.I		
		Horizontal Closed Transparent	HCT.SC.I		
		Vertical Closed Solid	VCS.SC.I		
		Horizontal Closed Solid	HCS.SC.I		
		Service Over Counter	SOC.SC.I		

* Ice-cream freezer is defined in 10 CFR 431.62 as a commercial freezer designed to operate at or below -5 °F (-21 °C) and that the manufacturer designs, markets, or intends for the storing, displaying, or dispensing of ice cream.

Source: DOE 2009

3.3.2. Califórnia

Equipamentos de refrigeração comercial vendidos ou produzidos no estado da Califórnia têm de obedecer a MEPS específicos do estado. Estes MEPS são baseados na norma de medida de consumos ANSI/ASHRAE 117, com a diferença que as portas terão de estar sempre fechadas e que a temperatura do ambiente frio terá de ser ajustada para novos valores. A tabela abaixo faz um sumário dos vários valores de MEPS para os vários tipos de murais desde 2003. Alguns dos equipamentos abrangidos são murais de gelados, leite e bebidas.

Tabela 10-MEPS da refrigeração comercial aplicados na Califórnia

Appliance	Doors	Maximum Daily Energy Consumption (kWh)			
		March 1, 2003	August 1, 2004	January 1, 2006	January 1, 2007
Reach-in cabinets, pass-through cabinets, and roll-in or roll-through cabinets that are refrigerators; and wine chillers that are not consumer products	solid	0.125 V+4.22	0.125 V+2.76	0.10 V+2.04	0.10 V+2.04
	transparent	0.172 V+5.78	0.172 V+4.77	0.172 V+4.77	0.12 V+3.34
Reach-in cabinets, pass-through cabinets, and roll-in or roll-through cabinets that are freezers (except ice cream freezers)	solid	0.398 V+2.83	0.398 V+2.28	0.40 V+1.38	0.40 V+1.38
	transparent	0.940 V+5.10	0.940 V+5.10	0.940 V+5.10	0.75 V+4.10
Reach-in cabinets, pass-through cabinets, and roll-in or roll-through cabinets that are freezers that are ice cream freezers	solid	0.398 V+2.83	0.398 V+2.28	0.398 V+2.28	0.39 V+0.82
	transparent	0.940 V+5.10	0.940 V+5.10	0.940 V+5.10	0.88 V+0.33
Reach-in cabinets that are refrigerator-freezers and that have and adjusted volume (AV) of 5.19ft ³ or greater	solid	0.273 AV+2.63	0.273 AV+1.65	0.273 AV+1.65	0.27 AV-0.71
Reach-in cabinets that are refrigerator-freezers and that have and adjusted volume (AV) less than 5.19ft ³	solid or transparent			0.70	0.70
Refrigerated canned and bottled beverage vending machines when tested at 90°F ambient temperature except multi-package units	Not applicable			0.55(8.66+0.00 9x C)	0.55(8.66+0.00 9x C)
Refrigerated canned and bottled beverage vending machines when tested at 75°F ambient temperature	Not applicable			0.55(8.66+0.00 9x C)	0.55(8.66+0.00 9x C)
V=total volume (ft ³)					
AV=Adjusted Volume = 1.63xfreezer volume (ft ³)+refrigerator volume(ft ³)					
C = rated capacity (number of 12 ounce cans)					

É interessante notar que o estado de Washington emitiu um regulamento a revelar os MEPS em Janeiro de 2007. Para que aja concordância dos requerimentos nos equipamento, os produtos são testados segundo o método de testes da California Energy Commission . O regulamento presente para refrigeradores comerciais e congeladores exclui todos os aparelhos sem portas, e congeladores de sorvete. Para os produtos incluídos no âmbito da norma, as exigências que se aplicam são as mesmas da Califórnia,

exceto por uma categoria de aparelhos que não figura no padrão californiano (armários de escolha fácil, armários pass-through, e armários role-in e geladeiras de porta transparente).

Um dos problemas dos MEPS estabelecidos na Califórnia é que o volume refrigerado é o principal parâmetro incluído nas fórmulas para o cálculo do MEPS. A diferença no consumo diário máximo de energia permitido para aparelhos com portas sólidas e transparentes é muito significativo e muitas vezes excede um fator de dois.

3.3.3. Canada

A Canadian Standard Association (CSA) desenvolveu três normas, e todas elas fazem parte da legislação nacional e estabeleceram MPES na refrigeração comercial. As normas são CAN/CSA-C827 para refrigeração para serviços com comida, a CAN/CSA-C657 para expositores frigoríficos comerciais e CAN/CSA-C804 para máquinas de venda automática. As últimas versões destas normas são CAN/CSA-C827-10, CAN/CSA-C657-12 e a CAN/CSA-C804-09 publicadas respectivamente em 2010, 2012 e 2009. As suas principais características são descritas referindo as versões mais antigas, como os princípios básicos, os principais parâmetros e as categorias de fluido frigoríficos consideradas, pois estes fatores permaneceram inalterados nas versões mais recentes.

A norma CAN/C657 aplica-se a expositores refrigerados abertos e fechados e é destinada para a a mostra e venda de produtos alimentares incluindo latas de bebidas, gelo (para consumo), e outro produtos perecíveis (por exemplo: flores). Esta norma descreve uma metodologia para a realização dos testes de consumo usando como referencia os métodos ASHRAE (ANSI/ASHRAE Standard 72 para murais abertos e ANSI/ASHRAE Standard 117) e estabelece os MEPS. Além disso, fornece definições, classificações e um método para determinação do consumo de energia diária específica (SDEC) e determina os requisitos mínimos de eficiência energética para vitrinas refrigeradas. Ela não se aplica aos armários independentes abrangidos pela C827.

SDEC e calculada usando a equação descrita abaixo:

$$SDEC = EC + ERRS\left(\frac{m}{day}\right) \quad eq.(6)$$

Onde

- EC= Energia consumida diariamente pelo mural;
- ERRS=Consumo de energia diária do sistema de refrigeração remota;
- Q= Carga de refrigeração por unidade de comprimento do mural medido em (Btu/h)/m(valor obtido em teste)
- EER= Rácio de eficiência energética (Btu/(Wh))
- ERRS= (Q/EER) *(24/1000) (kWh/m) /day

Convém referir que a unidade dimensional de referência utilizada é o comprimento da caixa, medida em metros.

Os valores considerados para o fluido frigorígeno R-404 (fluido frigorígeno do nosso equipamento) estão considerados abaixo:

Tabela 11- valores do EER para equipamento que usam R-404

<i>Temperatura de evaporação °C</i>	<i>Valor do EER Btu/(Wh)</i>
-40	5.2
-35	5.9
-30	6.7
-25	7.6
-20	8.7
-15	9.9
-10	11.4
-5	13.3
0	15.6

O valor máximo estabelecido para SDEC por unidade de comprimento para vários tipos de murais refrigerados está indicado na tabela da página seguinte:

Tabela 12 - Classes estabelecidas pela CAN/C657

Classe	Temperatura do produto °C	Temperatura	Aberto/fechado	Compartimentos	Nº cortinas de ar	Angulo vertical da cortina de ar
1	5	Media	Aberto	Um ou vários	1	0-30°
2	5	Media	Aberto	Um ou vários	1	30-60°
3	5	Media	Aberto	Um ou vários	1	60-90°
4	-17.8	Baixa	Aberto	Vários	2 ou 3	0-30°
5	-17.8	Baixa	Ambas	Um	1	60-90°
6a	5	Baixa/media	Fechado	Vários	respiradouro único com vidro	
6b	-17.8			O mesmo que a 6a		
7a	5	Media	Fechado	Um ou vários	Vidro	n/a
7b	5			O mesmo que a 7a		

Tabela 13- Consumo máximo diário para as classes estabelecidas em CAN/C657

Classe	MEPS 2004 SDEC [kWh/m/dia]
1	13.12
2	9.51
3	5.24
4	30.84
5	15.10
6a	7.55
6b	20.01
7a	8.53
7b	3.28

A norma CAN/CSA-C827 aplica-se a frigoríficos remotos, frigoríficos – congeladores, e arcas congeladoras que pretendam armazenar a curto ou longo prazo produtos perecíveis e alimentares. Esta norma estabelece o consumo máximo anual de energia.

Essa norma utiliza uma abordagem de dois níveis para caracterizar os armários (padrão / alta eficiência). Ela define valores elevados de eficiência a serem atingidos pelos produtos que podem ser comercializados como unidades de alta eficiência, tal como indicado nas mesmas tabelas.

A norma CAN / CSA- C804 aplica-se a máquinas de venda automática auto-suficientes que ativamente produzem frio ou calor, ou ambos. É aplicável, nomeadamente a máquinas de venda automática que dispensam:

- Mistura de bebidas refrigeradas
- Bebidas embaladas frias;
- Produtos quentes armazenados em locais refrigerados;
- Produtos frios armazenados em locais refrigerados;
- Outros tipos de máquinas de venda automática;

A energia máxima consumida diariamente (Ed_{max}) é expressa em função da capacidade da máquina de armazenar latas, em termos da temperatura interna da máquina de venda automática. Por exemplo no caso da temperatura interna ser entre 2 e 0°C, o consumo máximo diário será:

$$Ed_{max} \left(\frac{kWh}{dia} \right) = 8.66 + (0.009 * C) \quad \text{eq.(7)}$$

Onde:

- C=capacidade de latas da máquina;

O regulamento canadense de implementação dos MEPS acima descrito foi alterado em 2006, em caso de refrigeradores e congeladores independentes e máquinas de venda automática. A alteração levou à inclusão dos MEPS para refrigeradores e congeladores reach-in e máquinas de venda automática, tal como definido na regulamentação em vigor no Estado da Califórnia.

Dado a falta de dados estatísticos os MEPS definidos na Califórnia em vez dos MEPS definidos sob a CAN / CSA C827 foram aplicadas em caso de armários reach-in (incluindo reach-in armários sem portas projetado especificamente para a exposição e venda de garrafas ou bebidas em lata). O principal parâmetro para o cálculo destes MEPS ainda é volume da área refrigerada. No caso de máquinas de venda automática, a Califórnia tem os MEPS mais rigorosos aplicados uma vez que foi verificado que os definidos no âmbito da CAN / CSA-804 tiveram um impacto limitado sobre o desempenho energético dos modelos existentes no mercado. Na fórmula considerada para máquinas de venda automática o cálculo manteve-se excetuando-se os mesmos fatores globais que variam entre 0,55 e 0,45 e que foram introduzidas para reduzir Ed_{max} .

A partir de 12 abril de 2012, todos equipamentos de refrigeração comercial autônomos terão de cumprir os requisitos regulamentares, se a sua construção for concluída depois do dia 1 de Janeiro de 2010. A energia consumida diária E_{dia} (kWh/dia) não deve exceder os valores abaixo:

Tabela 14-MEPS para equipamentos de refrigeração comercial

<i>Produto</i>	<i>Portas</i>	<i>Consumo máximo diário</i>
<i>Frigoríficos</i>	Solidas	$0.00353V+2.04$
	Transparente	$0.00444V+3.34$
<i>Frigorífico-congeladores</i>	Solidas	$\geq 0.00953AV-0.71$) ou 0.70
<i>Congeladores</i>	Solidas	$0.01413V+1.38$
	Transparente	$0.02649V+4.10$

- V e o volume do frigorífico em litros
- AV (volume ajustado) é igual ao volume de frigorífico mais 1.63 vezes o volume

Nota: para ser transparente a área de vidro tem de cobrir pelo menos 75% da principal área de exposição.

Observação:

A área total de exposição não tem sido considerada como um parâmetro importante para a definição dos MEPS em caso de expositores e o consumo máximo de referência tem sido estabelecido por unidade de comprimento dos murais. O CAN / CAS C657 aplicado neste caso parece que foram definidos principalmente para vitrinas remotas e abrange tanto os armários com e sem portas. A presença de cortina de ar e sua inclinação em relação ao eixo vertical foi assumido para fazer uma diferença relevante em termos consumo máximo de energia que pode ser atribuído aos armários, este consumo máximo de energia é capaz de variar por um fator maior do que dois, dependendo da inclinação. Em caso de armários frigoríficos remotos com portas abrangidos pela norma CAN / CAS-C827, o volume de gabinete são os principais parâmetros considerados para o cálculo do MEPS.

Visivelmente, aos armários com portas de vidro é atribuído um consumo máximo de energia que duplica exatamente o consumo máximo de energia atribuída a armários de portas sólidas. No caso das máquinas de venda automática, a capacidade da máquina expressa em número de latas e da sua temperatura interna são os principais parâmetros considerados para a definição de MEPS.

3.3.4. Austrália e Nova Zelândia

Os Expositores frigoríficos fabricados ou importados na Austrália e na Nova Zelândia devem cumprir os MEPS estabelecidos na norma AS 1.731,14-2.003 (R2013) . A amplitude dos MEPS de refrigeração

comercial inclui tanto expositores frigoríficos remoto e fixos utilizados principalmente em aplicações comerciais para o armazenamento de alimentos congelados e descongelados.

Como no Canadá, a norma também define os níveis mínimos de eficiência para se poder ser "High Efficiency " para vitrinas refrigeradas. Apenas os produtos que satisfaçam os níveis de eficiência especificados podem aplicar este termo para materiais promocionais ou publicitários. Os MEPS para refrigeração comercial são definidos com o consumo total de energia por área total de exibição (TEC / TDA) e são expressos em (kWh / (m². dia) para vários tipos de unidade. Estes MEPS não se aplicam a máquinas frigoríficas de venda automática, armários para utilização em aplicações de não-varejo, restauração e similares. Os testes dos MEPS são feitos na classe climática 3 (ou seja, de bolbo seco temperatura ambiente a 25 ° C e humidade relativa a 60 %).

A metodologia para medir a TDA é a mesma que é descrita na norma EN ISO 23953. Além disso, a metodologia para testar o consumo de energia total do armário (TCE) é idêntico aos definidos no âmbito da EN ISO 23953, com exceção para a duração do teste.

A EN ISO 23953: 2005, afirma que o gabinete deve trabalhar no vazio durante pelo menos 2 horas enquanto na AS1732, afirma-se que a caixa deve trabalhar vazio durante pelo menos 24 horas antes de ser carregado, o período de estabilização necessário antes do início de um teste é apenas 4 horas na AS 1731.

O regime de abertura da porta em AS 17321 para armários de porta fechada é o mesmo que nas normas EN ISO 23953: 2005, mas a duração do teste é de 48 horas e a iluminação deve ser ligada 1 hora antes do início do ensaio. Durante os ensaios (Armários fechados e abertos) a iluminação está sempre ligada.

As tabelas da página seguinte mostram os MEPS para refrigeração comercial:

Tabela 15-Meps para murais remotos segundo AS 1731.14 2003

Type		Maximum energy consumption TEC/TDA (kWh/day/m ²)	
		MEPS	High efficiency
RS 1—Unit shelves	High open multi-deck	12.55	8.37
RS 1—Lit shelves		17.76	10.66
RS 2—Unlit shelves	Medium open multi-deck	12.73	8.49
RS 2—Lit shelves		16.98	11.32
RS 3—Unlit shelves	Low open multi-deck	14.84	10.32
RS 3—Lit shelves		18.39	12.26
RS 4—Solid door	Self service and storage closed cabinet	No value	No value
RS 4—Glass door		9.73	6.77
RS 5—Solid door	Self service and storage closed cabinet-under counter	No value	No value
RS 5—Glass door		No value	No value
RS 6—Gravity coil	Flat glass-fronted—single deck	14.21	9.88
RS 6—Fan coil		14.16	9.85
RS 7—Gravity coil	Flat glass-fronted—2 tier or more	No value	No value
RS 7—Fan coil		14.79	9.86
RS 8—Gravity coil	Curved glass-fronted—single deck	12.25	8.52
RS 8—Fan coil		13.19	9.17
RS 9—Gravity coil	Curved glass-fronted—2 tier or more	No value	No value
RS 9—Fan coil		12.09	8.06
RS 10—High	Island/Walk around merchandiser	No value	No value
RS 10—Medium		No value	No value
RS 10—Low		18.67	12.99
RS 11	Medium open multi-deck	38.13	26.52
RS 12	Low open multi-deck	66.33	46.14
RS 13—Solid sided	Well-type, single width cabinet	19.48	12.99
RS 13—Glass sided		19.58	13.62
RS 14—Solid sided	Well-type, double width cabinet	15.49	11.45
RS 14—Glass sided		19.29	12.863
RS 15—Solid door	High self service and storage closed cabinet	No value	No value
RS 15—Glass door		37.08	27.41
RS 16—Solid door	Medium self service and storage closed cabinet	No value	No value
RS 16—Glass door		40.56	29.98
RS 17—Solid door	Low self service and storage closed cabinet	No value	No value
RS 17—Glass door		No value	No value
RS 18	Combination glass door over and well under	48.58	39.75
RS 19	High self service island closed cabinet	36.15	29.57
RS 20	Medium self service island closed cabinet	No value	No value

Tabela 16- MEPS para murais integrais segundo AS 1731.14-2003

Type		Temperature class				Type		Temperature class					
		M1	M2	M1	M2			L1	L2	L1	L2		
		MEPS		High efficiency				MEPS		High efficiency			
HC1	Serve-over counter					HF1	Serve-over counter						
		11.50	11.50	8.50	8.50					NV	NV	NV	NV
HC2	Serve-over counter with integrated storage					HF2							
		NV	NV	NV	NV					NV	NV	NV	NV
HC3	Open top wall site					HF3	Open top wall site						
		NV	NV	NV	NV					NV	NV	NV	NV
HC4	Open top island					HF4	Open top, island						
		15.50	15.50	11.40	11.40					26.50	26.50	19.50	19.50
HC5	Chilled, glass top, wall site					HF5	Glass top, wall site						
		NV	NV	NV	NV					NV	NV	NV	NV
HC6	Glass top, island					HF6	Glass top, island						
		NV	NV	NV	NV					8.00	8.00	5.90	5.90
VC1	Semi-vertical					VF1	Semi-vertical						
		37.50	28.00	27.60	20.60					NV	NV	NV	NV
VC2	Multi-deck					VF2	Multi-deck						
		27.00	25.50	19.90	18.80					NV	NV	NV	NV
VC3	Chilled, roll in					VF3							
		NV	NV	NV	NV					NV	NV	NV	NV
VC4	Glass and solid door	Solid door				VF4	Glass and solid door	Solid door					
		Glass door	17.00	17.50	7.30			7.30	Glass door	44.00	39.00	32.40	28.70
		17.00	17.50	10.70	10.70			Glass door	44.00	39.00	32.40	28.70	
YC1	Open top, open bottom					YF1	Open top, open bottom						
		NV	NV	NV	NV					NV	NV	NV	NV
YC2	Open top, closed bottom					YF2	Open top, closed bottom						
		NV	NV	NV	NV					NV	NV	NV	NV
YC3	Glass door top, open bottom					YF3	Glass door top, open bottom						
		NV	NV	NV	NV					NV	NV	NV	NV
YC4	Glass door top, closed bottom					YF4	Glass door top, closed bottom						
		NV	NV	NV	NV					NV	NV	NV	NV

NV=No value C=chilled, F=frozen

Observação

No caso de murais remoto a iluminação parece fazer uma diferença significativa na definição dos MEPS (pelo menos para armários multi-plataforma). A diferença atribuída no consumo de energia parece variar entre 25% e 40% entre murais abertos multi-plataforma prateleiras iluminadas ou apagadas. As Ventiladores e serpentinas para o fluido frigorígeno não parecem fazer uma grande diferença no consumo de energia atribuída aos gabinetes remotos, exceto para armários de vidro curvo com uma única plataforma para os quais a presença de um tipo ou outro de serpentina parece determinar uma diferença de consumo de energia em torno de 8%.

Quando se trata de armários integrados as classes de temperatura parecem fazer a diferença nos MEPS definidos apenas em caso de VC2 multi-plataforma e armários VC1 semi-verticais. Estranhamente, as

portas sólidas são indicadas na tabela relacionada com MEPS para VC4 integral e armários VF4, embora estes tipos de armários, em princípio, apenas montarem portas de vidro. Contudo a presença de portas de vidro ou solidas não parece fazer muita diferença nos MEPS definidos para VC4 e VF4.

3.4. Conclusão sobre a legislação em vigor e futura legislação

Claramente existem várias diferenças entre os vários métodos adotados para o cálculo dos MEPS, existe uma grande variabilidade nas medidas estabelecidas como importantes, variando estas quase de país em país. Considerando os refrigeradores podem fazer desde logo, fazer a distinção entre os métodos que calculam os MEPS utilizando o comprimento (Canadá) e aqueles que utilizam a área de exposição (Austrália e Nova Zelândia) e existe ainda outros países que não utilizam nenhum dos dois obtendo os MEPS em kWh/dia ou kWh/ano.

Esta diferença é bastante significativa, porque nos locais onde os MEPS não são estabelecidos por comprimento, área de exposição ou volume estes acabam por os estabelecer utilizando a área total de exposição o que tipicamente torna o método mais adaptado a cada um dos equipamentos. O caso contrário acontece quando os MEPS são calculados por unidade de comprimento pois estes assumem os MEPS constantes para produtos com volumes diferentes criando um método muito pouco eficiente. A segunda consideração a ser feita e que normalmente o volume é a variável preferida para o cálculo de MEPS no caso de refrigeradores com portas, mas no caso de refrigeradores sem portas a área de exposição e o fator normalmente utilizado.

Vemos ainda que por razões de natureza física praticamente todos os métodos diferenciam equipamentos com ou sem portas, se é um equipamento remoto ou não e dentro dos equipamentos com portas se estas são transparentes ou não.

Como já foi referido, os parâmetros e os valores associados incluídos na última versão da fórmula proposta pelo Instituto Wuppertal para refrigeradores comerciais são calculados através da realização de regressão linear onde $SEC = \frac{TEC}{TDA}$ foi considerado como variável dependente e o coeficiente $\frac{T_a - T_m}{T_m}$ como o variável independente para a regressão linear difere daquela das fórmulas desenvolvidas nos países não europeus. Nestes países, a abordagem adotada parece ter sido a de agrupar produtos com diferentes temperaturas de operação ao abrigo diferentes classes e a realização de regressão linear dentro de cada classe. A abordagem adotada pelo Instituto Wuppertal, no entanto, não é completamente nova, sendo que esta abordagem é similar a forma adotada para obter a fórmula de cálculo dos MEPS na Europa

para refrigeradores domésticos. Neste caso os MEPS foram parametrizados nos fatores termodinâmicos incluídos no cálculo do volume equivalente V_{eq} .

As razões para a escolha do $\frac{TEC}{TDA}$ (em vez do TEC) para a variável independente e a $\frac{T_a - T_m}{T_m}$ (em vez do TDA nas diferentes classes correspondendo a refrigeradores com diferentes temperaturas de operação) a variável independente para a regressão linear pode necessitar mais investigações. Convém contudo que o número de classes baseadas na temperatura T_m é apenas 6, correspondente a produtos com as classes mais quentes a 10 °C, 7 °C, 5 °C, 4 °C, -12 °C, -15 °C. De notar ainda que se o agrupamento das classes de $T_m = 4$ °C e 5 °C reduziria as classes para 5 e esta neste momento a ser considerada. A base de dados fornecida pelo instituto Wuppertal indica que o número de modelos de murais remotos serão 328, 296, 299, 122 e 100 respetivamente.

Outro ponto que merece atenção, diz respeito à escolha da temperatura mais elevada do *M-package* para a definição do T_m nas fórmulas propostas. Esta escolha foi provavelmente causada pelo facto de que a temperatura mais alta dos *M-package* mais quentes é a única informação disponibilizada pelos fabricantes na base de dados usada. A fim de testar a sensibilidade desta definição, foi assumido que o T_m pode ser, provavelmente, mais realisticamente definido da seguinte maneira:

Para refrigeradores que estejam incluídos nas classes L1, L2 e L3.

A T_m passa a ser a temperatura média entre a temperatura mais alta e a temperatura mais baixa do *M-package* mais quente e do mais frio respetivamente, dentro da classe do refrigerador.

Para os refrigeradores que estejam incluídos nas classes de temperatura M0, M1, M2, H1, H2.

A T_m passa a ser a temperatura média entre a temperatura mais alta e mais baixa que pode ser atingida pelo *M-package* mais quente dentro da classe de temperatura do refrigerador.

A diferença entre os valores de RSEC resultado das regressões lineares executadas com base nesta definição alternativa do T_m e os valores definidos pelo Instituto Wuppertal é comparada na tabela abaixo para alguns dos *M-package*.

Tabela 17- Variação do valor RSEC entre os vários métodos de calcular o Tm

<i>Classes de temperaturas</i>	<i>Variação do RSEC (%)</i>	
	Murais verticais	Murais Horizontais
<i>L1</i>	-6%	-2%
<i>L2</i>	-1%	1%
<i>M0</i>	-8%	-1%
<i>M1</i>	-5%	1%
<i>M2</i>	1%	5%
<i>H1</i>	6%	8%

Os valores acima indicados revelam que a variação do RSEC induzida pelo método alternativo não pode ser completamente ignorada principalmente no caso da M0 vertical e na classe H1 horizontal. A introdução deste nível de incerteza podia ser evitada se os equipamentos tivesse sido separados pela sua classe climática, e a regressão linear do volume dos murais ou dos TDA dos murais tivessem sido feitas para cada classe como sugerido anteriormente. Isto tornaria a definição de Tm desnecessária.

No que respeita à escolha do TDA, em vez do volume na definição de SEC, o documento através do qual as novas fórmulas foram propostas pelo Instituto Wuppertal menciona a fórmula inicialmente proposta para armários fechados (com exceção de máquinas de venda automática) e definir $SEC = \frac{TEC}{volume}$ foi abandonado porque as discussões realizadas com fabricantes destacaram que, no caso do volume líquido ter de ser medido, os ensaios de produtos ficariam com custos mais elevados.

Os fabricantes alegaram que enquanto a medição do volume poderia levar até um dia no laboratório de teste, enquanto a medição do TDA só leva cerca de meia hora. Esta escolha, no entanto especialmente no caso de armários fechados, pode causar que o valor RSEC associada a um armário com um determinado TDA e o EEI resultante não refletem com precisão suficiente a energia desse armário em comparação com a média do mercado.

Por fim, falando das máquinas de venda automática, como já foi referido é bastante complicado comentar nos valores do RSEC, que resultam das fórmulas propostas devido a diferente parametrização da capacidade tipicamente adotada nos cálculos das estimativas de consumo.

3.5. Considerações da Eurovent e EPEE

A Eurovent e que o comité europeu dos produtores de AVAC e calor, representam as maiores associações nacionais na indústria do calor, ventilação, ar condicionado e refrigeração. A EPEE representa a indústria de bombas de calor, ar condicionado e refrigeração na europa. Depois, de consultar a versão rascunho do eco design a Eurovent e a EPEE, comentaram a proposta num comunicado.

A Eurovent e a EPEE indicam neste comunicado que começaram em 2012 a fazer questionários sobre a questão e a obter informação sobre os equipamentos dos produtores abrangidos pela associação e que estes contribuíram imenso nas opiniões por eles expressas sendo que no total realizaram cerca de 20 reuniões sobre este assunto ate a emissão do comunicado. E revelam que as suas principais preocupações são:

- A insuficiente diferenciação dos produtos;
- As fórmulas simplificadas derivadas apenas da análise estatística;
- A derivação inaceitável dos MEPS para a maioria dos murais de supermercado e congeladores de gelado;
- A importância de ter uma base solida para o cálculo do MEPS nos requerimentos da ecodesign antes aplicar os MEPS em qualquer tipo de etiqueta.

E consideram que os murais de supermercado variam de inúmeras maneiras resultando em centenas de tipos diferentes que variam desde:

- Geometria (altura, largura, comprimento)
- Tipo de orientação (vertical, horizontal, semi-vertical)
- Categoria de *design* (ilha, carregamento traseiro, carregamento frontal, etc)
- Acessibilidade a comida;
- Aplicação do armazenamento da comida;
- Gama de temperaturas;
- Forma de refrigeração;

E sugerem uma forma de se obter uma melhor segmentação dos produtos, baseada não apenas em estatística mas nos dados de cerca de 2600 produtos diferentes. Essas diferenças categorias não podem ser representadas por apenas um modelo de regressão, porque acima de tudo não tem em conta a vasta gama de produtos diferentes e todas as suas diferenças. Por isso de forma a fazer uma melhor segmentação, a Eurovent e a EPEE propõem um conceito usando uma análise estatística baseada em elementos físicos dos equipamentos e que segue 6 passos:

Primeiro passo – A correlação entre o TEC-TDA

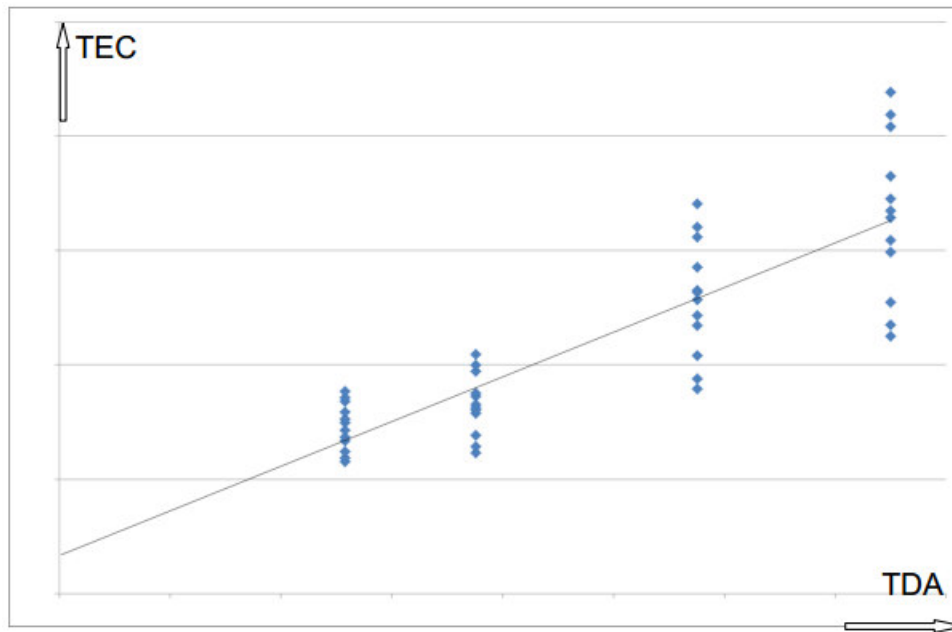


Figura 8-correlação TEC-TDA

A dependência da energia total consumida (TEC) que vêm da área total de exposição (TDA) de um produto específico pode assim ser avaliada em comparação com um mural com as mesmas tecnologia e gama de temperaturas para diferentes TDA.

Segundo Passo correlação TEC-classe de temperatura

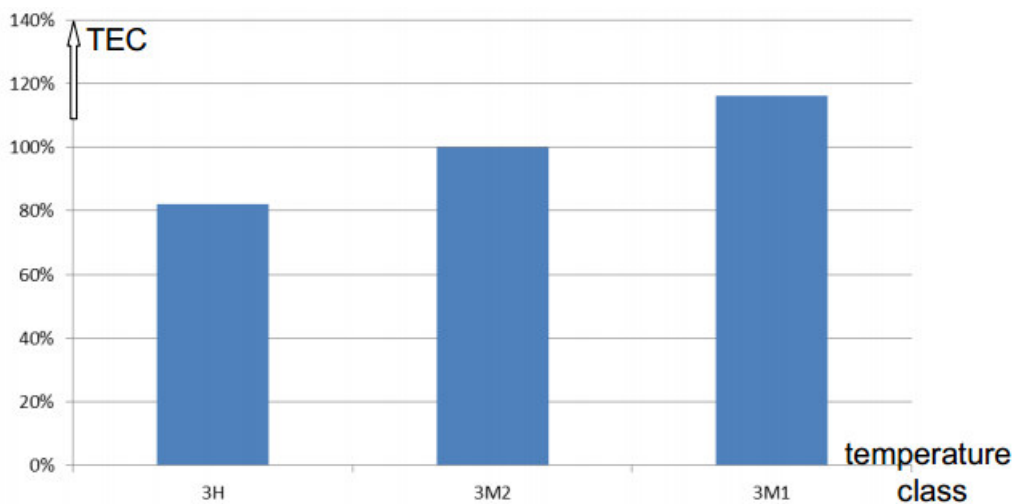


Figura 9-correlação entre TEC-classe de temperatura

A dependência do TEC da classe de temperatura foi avaliada para um modelo representativo de murais e esta disponível em três classes diferentes. A classe 3M2 foi selecionada como referencia base de 100% para permitir a comparação entre as classes 3M1 e 3H. Não foi feita uma referência a classe 3M0 por falta de dados.

Terceiro Passo:- Valor medio

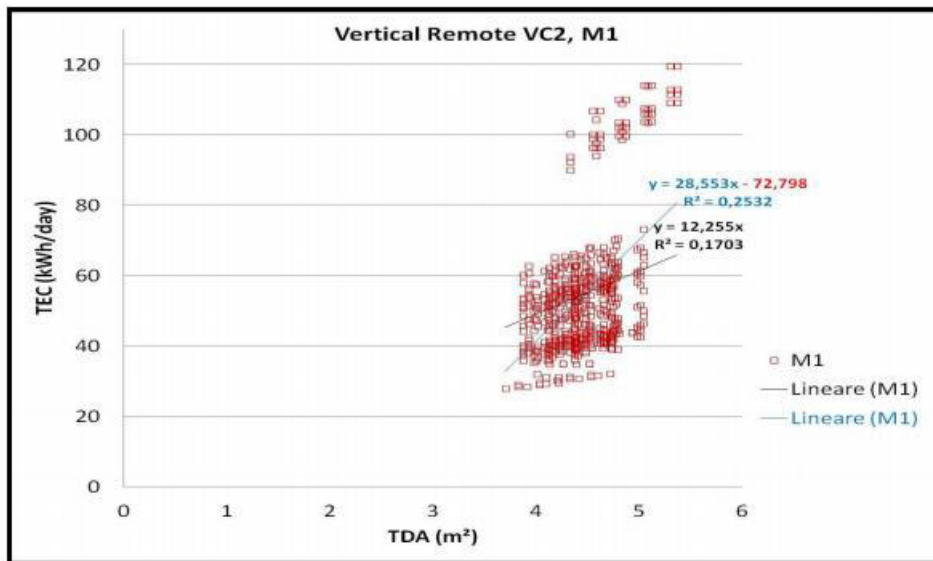


Figura 10-Valor medio

Neste passo, foram analisados os valores médios de cada nuvem segmentada para cada categoria de produto.

Quarto Passo:- Modelo de regressão física

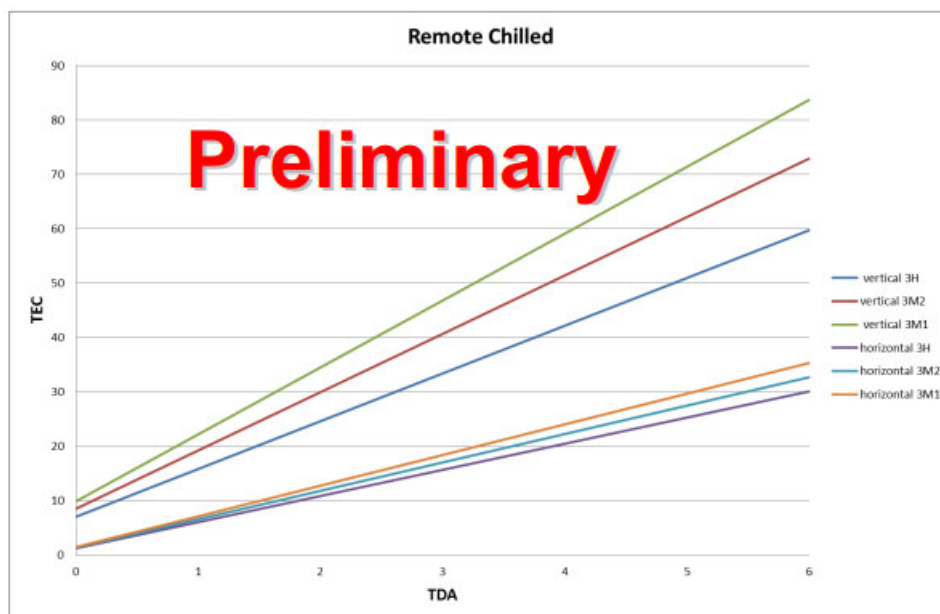


Figura 11-Modelo da regressão física

Foi criado um modelo de regressão física mostrando os TEC em correlação com a TODA por categoria de produto para diferentes classes de temperaturas consideradas.

Quinto Passo:- Conversão dos dados dos produtos remotos para os plug-in.

Como o número de dados de produtos plug-in é muito limitado, alguns elementos têm de ser considerados.

A eficiência de um mural de supermercado integral de plug in é inferior a eficiência de um mural remoto comparável.

- COP de compressores de pequenas dimensões é menor do que os de compressores de grandes dimensões;
- A temperatura de condensação para produtos integrais é maior do que para remotos;
- Murais de menores dimensões permitem maiores impactos no efeito de fronteira;

Estes aspetos refletem-se na seguinte fórmula:

$$TEC_{\text{productos integrais}} = 1.25 * TEC_{\text{productos remotos}} \quad \text{eq.(8)}$$

Mas como alguns efeitos de fronteira já está reflectidos na correlação do TEC-TODA, um ajustamento é necessário:

$$TEC_{\text{productos integrais}} = 1.10 * TEC_{\text{productos remotos}} \quad \text{eq.(9)}$$

Sexto Passo:- resumo da análise das regressões

		M	N
Remote Vertical Chilled	3H	7,02	8,79
	3M2	8,56	10,72
	3M1	9,84	12,32
Remote Semi-Vertical chilled (≤ 1,60m)	3H	tbd	tbd
	3M2	tbd	tbd
	3M1	tbd	tbd
Remote Roll-In Chilled	3H	tbd	tbd
	3M2	tbd	tbd
	3M1	tbd	tbd
Remote Horizontal Chilled	3H	1,27	4,81
	3M2	1,38	5,23
	3M1	1,48	5,65
Remote Vertical Frozen	3L1	7,51	19,34
	3L2/ 3L3	6,76	17,4
Remote Horizontal Frozen	3L1	3,98	10,27
	3L2/ 3L3	3,66	9,45

Preliminary

Figura 12-Resumo da análise das regressões

A Eurovent e a EPEE consideram, como foi dito anteriormente, que a fórmula de cálculo do MEPS no ecodesign é muito falível, e propõem um cálculo baseada nesta nova segmentação, o que levaria a que os MEPS fossem calculados com o fatores de regressão M e N que se encontram na tabela de sumário.

$$RTEC = M + N * TDA \quad \text{eq.(10)}$$

Ou

$$RTEC = M + N * V \quad \text{eq.(11)}$$

Usando a segmentação indicada na tabela da segmentação das classes de temperatura individuais por categoria de produto.

O rascunho do ecodesign indica que serão poupados 18 TWh/ano em 2020 e 58 TWh/ano em 2030, se cumpridas as medidas propostas, dos quais os murais supermercado devem contribuir com 12TWh/ano em 2020 e 42 TWh/ano em 2030.

No comunicado a Eurovent e EPEE consideram exageradas estas poupanças, pois são baseadas na energia anual consumida, de um produto que foi medido durante um dia em condições de 25°C e 60% de humidade relativa e que seguida esse consumo foi multiplicado por 365. Enquanto a realidade europeia é bastante distinta, pois a temperatura ambiente e a humidade relativa nas lojas durante o ano sofre bastantes flutuações durante e são bastante abaixo das consideradas. Estimam que a poupança real seja cerca de 40% a 50% da indicada.

4. EQUIPAMENTO

4.1. Descrição

O Equipamento utilizado para a realização dos testes e para a realização desta dissertação foi um mural de frio aberto, gentilmente cedido pela empresa *Jordão Cooling Systems*. O Equipamento é do modelo *Prismus*. O modelo *Prismus* é um expositor vertical plug-in com sistema de refrigeração ventilado, existe em duas classes de temperaturas: para laticínios e para charcutaria; e em seis dimensões standard (70/90/130/150/190/250cm). O equipamento em causa é *Prismus* para Charcutaria de 190 cm. Existe ainda a opção do grupo compressor ser montado à distância, esta opção não inclui kit de evaporação todas as restantes incluem.

Com objetivo de melhorar a performance energética no período noturno o equipamento possui ainda a cortina noturna com enrolamento controlado.

O modelo *Prismus* está destinado ao retalho alimentar e ao canal horeca, estão direcionados para a exposição de produtos alimentares embalados, bebidas e restauração ligeira. Pela elevada visibilidade e iluminação (vertical e lateral) são também utilizadas em ações promocionais

4.1.1. Considerações gerais

O Mural funciona com o fluido frigorigéneo utilizado é o R-404a, e as pressões foram verificadas na câmara de simulação (a 25°C e 60% HR) e foram aproximadamente as seguintes:

Compressor 1

(alimenta a parte da frente do evaporador - 10 tubos): 3.2 bar (-10.5°C)

Compressor 2

(alimenta a parte de trás do evaporador - 18 tubos): 3.6 bar (-8°C)

Como vimos por cima o evaporador é alimentado por dois compressores que alimentam o condensador a temperatura no condensador é a volta dos 45 °C.



Figura 13-Equipamento

Tabela 18-características técnicas do Equipamento

Características técnicas do Equipamento

<i>Potencia Nominal (W)</i>	2660
<i>Potência de Evaporação (W)</i>	750
<i>Potência de iluminação (W)</i>	130
<i>Gás (Quantidade)</i>	R404 (1800 g)
<i>Classe climática</i>	3M1*
<i>Gás de isolamento</i>	R134A
<i>Temperatura de funcionamento (°C)</i>	0-3

*Isto significa que, com o equipamento a funcionar na classe climática 3 (25°C e 60% HR), o produto deverá manter-se conservado dentro de uma gama de temperaturas correspondente à classe M1 (entre -1º e 5 ºC).

4.2.Fluido frigorígeno

Os fluidos frigorígenos caracterizam-se por serem um meio transportador de calor. Podem classificar - se em primários, caso sejam responsáveis pelo arrefecimento, que se verifica devido a uma mudança de estado (caso do fluido presente no sistema em estudo), ou secundários, se apenas se limitam a transportar a energia térmica desde o local a ser arrefecido até ao fluido primário.

Para um fluido refrigerante ser considerado satisfatório deve ter determinadas propriedades químicas, físicas e termodinâmicas que permitam que o seu uso seja seguro e econômico, contudo não existe um fluido refrigerante ideal, devido à grande diversidade de condições e exigências de aplicações existentes no mercado.

Os primeiros fluidos refrigerantes a serem utilizados foram a água, o amoníaco, o dióxido de carbono, o dióxido de enxofre e alguns hidrocarbonetos como o propano e o metano. Contudo a grande revolução ocorreu com a descoberta dos CFC'S, como resposta à procura de um fluido que não fosse inflamável nem tóxico.

Décadas mais tarde, com o descobrimento das consequências nefastas destes fluidos para o ambiente, nomeadamente a diminuição da camada de ozono, foram impostas restrições internacionais à utilização destes fluidos que obrigaram à procura de novas soluções.

O fluido refrigerante utilizado no mural é o **R404A**. O **R404A** é uma mistura de três fluidos refrigerantes de hidrofluorcarbono projetado para servir como um substituto para os fluidos refrigerantes clorofluorcarbono R22 e R 502, que serão retirados de uso até 2020.

O **R404A** é um zootrópio de proporções quase azeotrópicas. O R404A é uma mistura de CF₃CHF₂ (R125, 44% em massa); CF₃CH₃ (R143A, 52% em massa) e CH₂FCF₃ (R134A, 4% em massa). O gás é incolor e inodoro, porém se um recipiente cheio do mesmo for exposto a altas temperaturas, há risco de explosão.

O **R404-A** é um gás liquefeito, mais pesado que o ar. Logo existe o perigo de em caso de fuga haver a acumulação em espaços confinados em especial ao nível ao abaixo do solo.

Tabela 19-Propriedades do fluido refrigerante R-404 A

<i>Propriedades Físicas e químicas</i>	<i>R-404A</i>
<i>Peso Molecular</i>	97,6 g/mol
<i>Pressão de Ebulição a 25C</i>	12.49 bar
<i>Temperatura de ebulição a 1 bar</i>	-46.2 °C
<i>Densidade do líquido</i>	1104 (kg/m ³)
<i>Temperatura Crítica</i>	72.1 °C
<i>Pressão Crítica</i>	37.2 bar
<i>Calor latente de Vaporização</i>	200.1 kJ/kg
<i>ODP (OZONE DEPLETION POTENCIAL)</i>	0
<i>GWP (GLOBAL WARMING POTENCIAL)</i>	3784

Este fluido refrigerante é estável em condições normais. Mas dependendo das condições do processo, podem ser gerados produtos perigosos na decomposição. Deve evitar o contacto de R-404^a com aços não resistentes a baixas temperaturas.

Em caso de fuga devem se tomar algumas precauções:

Precauções pessoais

- Evacuar a área;
- Assegurar adequada ventilação de ar;
- Utilizar equipamento de respiração autónoma de pressão positiva quando entrar na área a não ser que se comprove que a atmosfera é respirável.

Precauções ambientais

- Tentar eliminar a fuga ou derrame.
- Impedir a entrada do produto em esgotos, fossas, caves ou qualquer outro lugar onde sua acumulação possa ser perigosa.

Métodos de limpeza

- Ventile a área.

Existe o risco do aparecimento queimaduras ou ulcerações produzidas pelo frio intenso podem ocorrer se a pele for exposta ao gás. Uma vez que o gás é mais pesado do que o ar, ele se espalha ao longo do solo e pode provocar asfixia.

4.3. Dimensões:

Abaixo estão as dimensões principais do equipamento e:

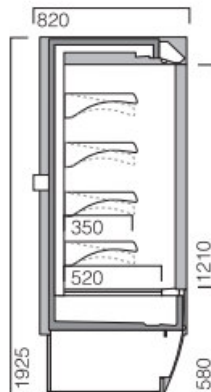


Figura 14-Desenho técnico do equipamento

Tabela 20-medidas restantes do equipamento

<i>Medidas restantes</i>	
<i>Comprimento sem laterais (mm)</i>	1800
<i>Espessura do lateral (mm)</i>	50
<i>Superfície de exposição (m²)</i>	2.58

4.4. Funcionamento:

Os donos de loja querem ter mural com a máxima área frontal possível, de forma a aumentar a exposição e melhorar as vendas. A flexibilidade é outro fator que tem muita prioridade. O que significa que é uma vantagem um sistema poder ser utilizado com vários produtos diferentes. Outro requisito comum e que seja simples alterar as prateleiras do mural. Todos estes requisitos são satisfeitos pelo mural estudado. O trabalho que é necessário fornecer ao mural é o necessário para fornecer uma determinada potência de refrigeração, e é usada para que o compressor comprima e mova o fluido ao longo do circuito, e para fornecer energia as ventiladores e para fornecer eletricidade a lâmpadas das laterais responsáveis pela iluminação do mural.

O trabalho total fornecido é a soma da energia necessária para fazer os compressores os ventiladores e ainda as cargas elétricas da iluminação interna e a iluminação do local onde se encontra instalada.

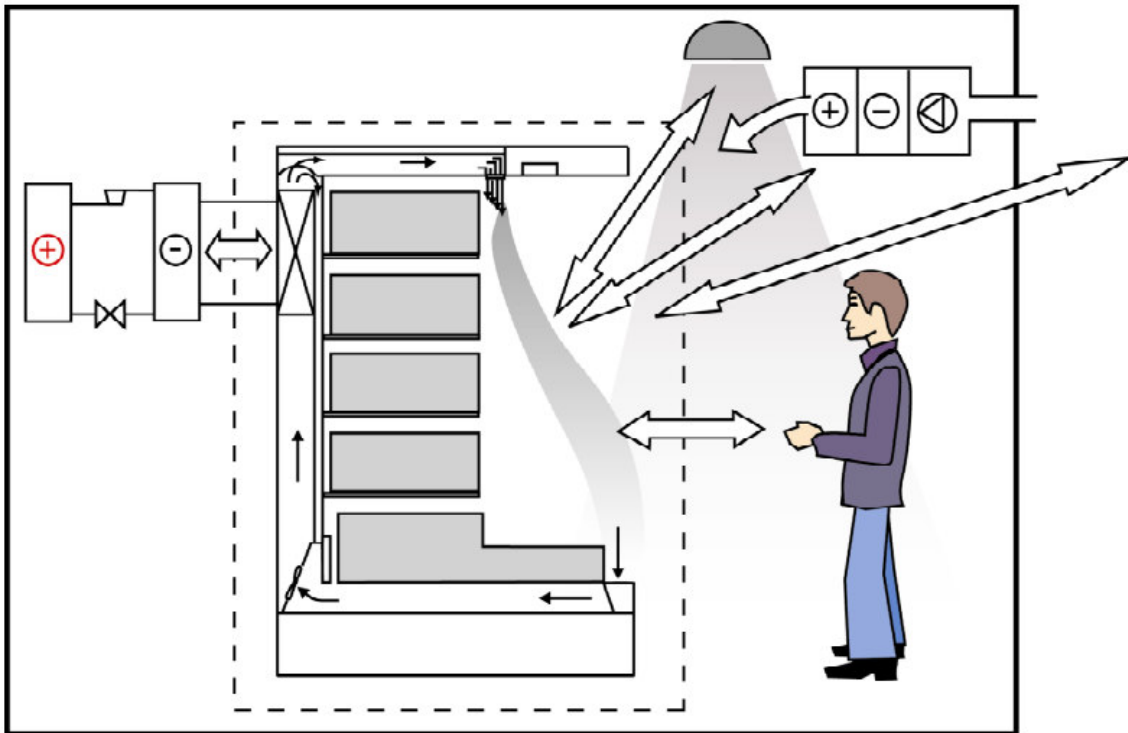


Figura 15- Esquema de funcionamento de um mural

A escolha e condições de trabalho do compressor e do evaporador dependem da potência de refrigeração necessária e na temperatura. A potência de refrigeração dependem do design do mural, das condições ambiente no local onde se encontre o mural e na temperatura requerida para preservar o alimento.

A refrigeração dá-se através da circulação de ar como vemos na imagem a ventiladores fazem o ar circular por baixo da zona exposta onde se encontra o evaporador imagem abaixo, essa circulação provoca o arrefecer o ar que vai ser “empurrado” pela placa traseira do equipamento onde começa o arrefecimento da zona refrigerada através dos buracos que vemos na imagem abaixo, no topo do equipamento o ar é direcionado para baixo com uma redução de secção que vai acelerar o ar e criar uma cortina de ar que ajuda a separar a zona refrigerada da zona exterior. Esta cortina não pode ter muita velocidade pois seria incómodo para os clientes e não pode ser demasiado lenta pois perde o efeito.

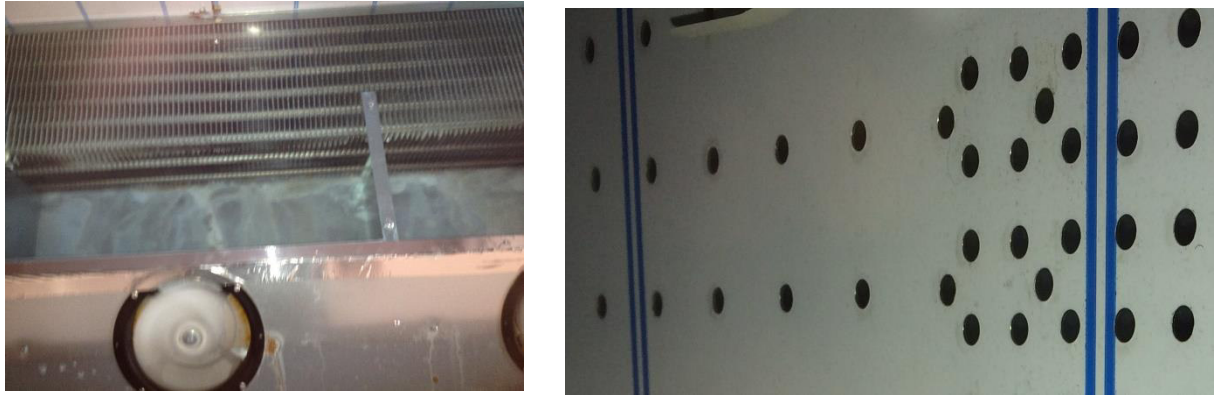


Figura 16-Pormenor dos furos na placa traseira e ventilador do evaporador

4.5. Componentes

Na próxima página encontra-se, uma tabela em que todos os componentes são indicados, referindo a sua designação, quantidade, o material em que são construídas e a sua dimensão do mural *Prismus*:

Tabela 21-listagem dos componentes do equipamento

<i>Designação</i>	<i>Quantidade</i>	<i>Material</i>	<i>Dimensão</i>
<i>Válvula de carga c/tubo c/interior</i>	2		
<i>Tubo capilar 2mm x 4 mm</i>	2	Tubo de cobre 2 x 1.2mm	4000mm
<i>Temporizador Danfoss</i>	1		
<i>Serpentina de evaporação</i>	2	Tubo de cobre 1/4	
<i>Rebite roscado M6</i>	8	Aço zincado	
<i>Porca sextavada DIN 934</i>	6		
<i>Parafuso auto perfurante DIN 7504-N 211 42*13</i>	6		
<i>Manga para serpentina</i>	1	Manga preta 3/8	
<i>Motor 82CE-2010/9 -10 Watt</i>	3		
<i>Ligação do filtro ao capilar</i>	2	Tubo de cobre 3/8	232mm
<i>Ligação do condensador ao filtro 1</i>	1	Tubo de cobre 1/4	480mm
<i>Ligação do condensador ao filtro 2</i>	1	Tubo de cobre 1/4	390mm
<i>Ligação ao compressor ao evaporador</i>	1	Tubo de cobre 1/2	1075mm
<i>Ligação ao compressor ao evaporador</i>	1	Tubo de cobre 1/2	785mm
<i>Ligação do condensador a caixa derivação</i>	1	Cabo 3x0.75 preto	500mm
<i>Ligação do compressor à válvula de carga</i>	2	Tubo de cobre 3/8	80mm
<i>Ligadores de 6mm Ref.1622</i>	3		
<i>Kit de evaporação</i>	1		
<i>Hélice VA 230-34º</i>	3		
<i>Filtro KMP 1535 40 GR</i>	2		
<i>Condensador de dois circuitos</i>	1		
<i>Compressor SC 18MLX</i>	2		
<i>Chicote compressor MuralTwin</i>	1		
<i>Caixa de derivação estanque red</i>	1		60mm
<i>Base do Grupo</i>	1	Chapa galvanizada	1.5mm
<i>Apoio motoventilador N10/N16 84x50</i>	3	Chapa zincada	2mm
<i>Evaporador de dois circuitos</i>	1		

Alguns dos componentes deste mural têm mais importância que outros, pois são fulcrais para a sua função principal manter uma área refrigerada. Abaixo explica-se melhor o funcionamento destes componentes, bem como os tipos que existem e a suas diferenças.

4.5.1. Compressores

O Compressor é um dos principais componentes do sistema de refrigeração, sua função é aumentar a pressão do fluido refrigerante e promover a circulação desse fluido no sistema. Os principais tipos de compressores utilizados são: alternativo, centrífugo, de parafusos, palhetas e Scroll. A escolha do tipo de compressor depende essencialmente da capacidade da instalação, que pode ser dividida em pequena capacidade (< 2,5 TR), média capacidade (entre 2,5 e 75 TR) e grande capacidade (> 75 TR), da temperatura de vaporização e do fluido refrigerante utilizado. O símbolo TR é a tonelada de refrigeração, um termo comum utilizado em refrigeração que corresponde a energia necessária para liquefazer, aproximadamente, uma tonelada de gelo em 24 horas ($1,0 \text{ TR} = 3,53 \text{ kW} = 3024 \text{ kcal/h}$).

De acordo com as características do processo de compressão, os compressores utilizados em refrigeração podem ser classificados como máquinas de deslocamento positivo ou máquinas de fluxo. O compressor de deslocamento positivo aumenta a pressão do vapor de fluido refrigerante pela redução do volume interno de uma câmara de compressão através de uma força mecânica aplicada. Os compressores alternativos, de parafusos, de palhetas e Scroll são de deslocamento positivo. O único compressor classificado como máquina de fluxo em sistemas de refrigeração é o centrífugo. Nesse tipo de compressor, o aumento de pressão se deve, principalmente, a conversão de pressão dinâmica em pressão estática.

Dependendo da concepção de construção, os compressores podem ser classificados como herméticos, semi-herméticos e abertos. No compressor hermético tanto o compressor, propriamente dito, quanto o motor de acionamento são alojados no interior de uma carcaça, possuindo como acesso de entrada e saída apenas as conexões elétricas do motor. Esse tipo de compressor opera predominantemente com fluidos refrigerantes halogenados e o vapor de fluido refrigerante entra em contato com o enrolamento do motor, resfriando-o. São geralmente utilizados em refrigeradores domésticos e condicionadores de ar com potências da ordem de 30kW.

Os compressores semi-herméticos são semelhantes aos herméticos, porém, permitem a remoção do cabeçote, tornando possível o acesso às válvulas e aos pistões, facilitando os serviços de manutenção.

Nos compressores do tipo aberto, o eixo de acionamento do compressor atravessa a carcaça permitindo o acionamento por um motor externo.

Compressores alternativos

Este é o tipo de compressor utilizado neste equipamento. Abaixo está o compressor instalado no equipamento e em anexo está o catálogo do compressor.

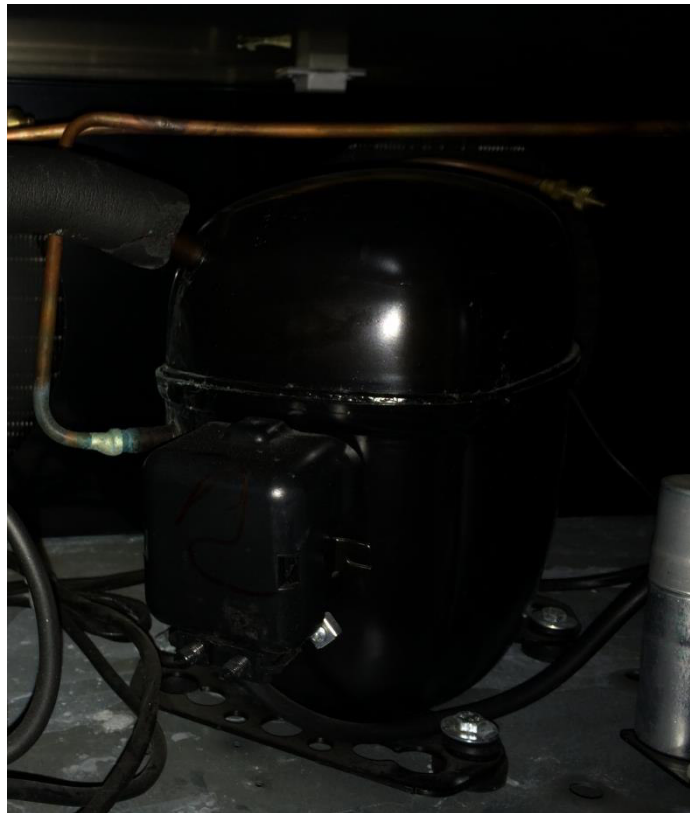


Figura 17-Compressor instalado no equipamento

Os compressores alternativos são os mais utilizados em sistemas de refrigeração de pequena e média capacidade. São fabricados com capacidades que variam desde uma fração de TR até cerca de 200 TR (de 1 a 700kW). Os fluidos frigorigêneos HCFC-22, HFC-134a, HFC-404A, HFC-407A e HFC-407C são frequentemente utilizados com esses compressores em sistemas de ar condicionado para conforto e processos, enquanto o fluido frigorigêneo R-717 (amônia) é utilizado em sistemas de refrigeração industrial.

Os compressores alternativos podem ser:

- De simples ou duplo efeito;
- De um ou mais cilindros;
- Abertos, herméticos ou semi-herméticos;
- Horizontais, verticais, em V, em W ou radiais.

A Figura abaixo apresenta esquematicamente o princípio de funcionamento de um compressor alternativo. Durante a expansão do êmbolo, gás fluido refrigerante é aspirado pela válvula de admissão, que pode estar localizada no próprio êmbolo ou no cabeçote. Durante a compressão, o êmbolo comprime o fluido refrigerante, empurrando-o para fora através da válvula de descarga, localizada normalmente no cabeçote do cilindro.

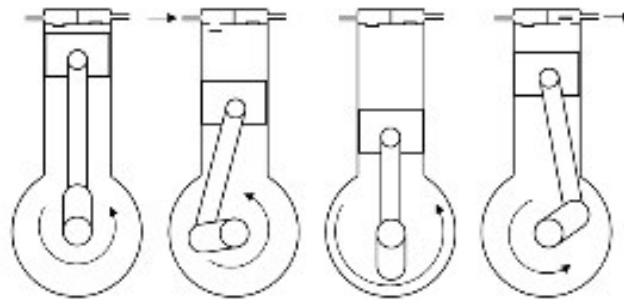


Figura 18-esquemema de funcionamento dos compressores alternativos

Compressores de scroll

Para um funcionamento efetivo, o compressor scroll requer tolerâncias de fabricação muito pequenas, que foram atendidas apenas a partir da segunda metade do século 20, com desenvolvimento de novas tecnologias de máquinas e processos de manufatura.

O princípio de funcionamento do compressor Scroll, baseado num movimento orbital, difere fundamentalmente do tradicional compressor a pistão, baseado num movimento alternativo, apresentando diversas vantagens como:

- Eficiência de 5 a 10 % maior que um compressor alternativo de igual capacidade;
- Ausência de válvulas;
- Menor quantidade de partes móveis em relação a um compressor alternativo;
- Operação suave e silenciosa
- Baixa variação de torque com conseqüente aumento da vida útil e redução de vibração

Para realizar o trabalho de compressão, o compressor Scroll possui duas peças em forma de espiral, conforme, encaixadas face a face uma sobre a outra. A espiral superior é fixa e apresenta uma abertura para a saída do gás. A espiral inferior é móvel, acionada por um motor com eixo excêntrico. A sucção do gás ocorre na extremidade do conjunto de espirais e a descarga ocorre através da abertura da espiral fixa. A espiral superior possui selos que deslizam sobre a espiral inferior atuando de maneira semelhante

aos anéis do pistão de um compressor alternativo, garantindo a vedação do gás entre as superfícies de contato das espirais.

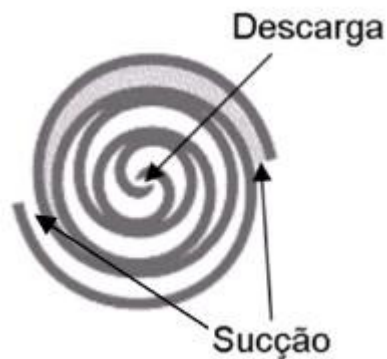


Figura 19-esquema de funcionamento de um compressor scroll

Compressores de Parafusos

Os compressores parafuso podem ser classificados como de parafuso simples e duplo. Os compressores de parafuso duplo são mais amplamente utilizados que os simples, devido a sua eficiência isentrópica ligeiramente maior, em torno de 3 a 4%.

A Figura apresenta um corte transversal dos rotores de um compressor de parafuso duplo.

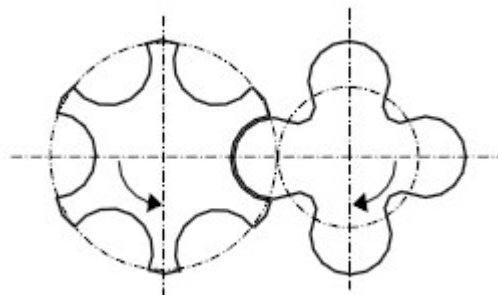


Figura 20-Esquema de funcionamento do compressor de parafusos

O rotor macho aciona o rotor fêmea, o qual fica alojado em uma carcaça estacionária. O fluido refrigerante entra pela parte superior em uma das extremidades e sai pela parte inferior da outra extremidade. Quando o espaço entre os ressaltos passa pela entrada, a cavidade é preenchida pelo fluido refrigerante, na medida em que rotação continua o fluido refrigerante retido na cavidade move-se, circulando pela carcaça do compressor, até encontrar um ressalto do rotor macho, que começa a se encaixar na cavidade do rotor fêmea, reduzindo o volume da cavidade e comprimindo o gás. Ao atingir o orifício de saída ocorre a descarga devido ao encaixe do ressalto na cavidade. Com a finalidade de lubrificação e vedação, óleo é adicionado ao sistema, assim, em sistemas operando com compressores parafuso, torna-se necessário à instalação de um separador de óleo.

O desempenho de um compressor parafuso depende do seu projeto, que define suas razões de volume e de pressão.

A capacidade de arrefecimento dos compressores de parafuso duplo está na faixa de 20 a 1300TR (70 a 4570kW). Capacidades de resfriamento entre 50 e 350TR (176 a 1230kW) são normalmente utilizadas. A relação de pressão em compressores parafuso pode ser da ordem de 20:1 em simples estágio. Os fluidos frigoríficos HCFC-22, HFC-134a e HFC-407C são normalmente empregados em compressores parafuso para condicionamento de ar para conforto e a amônia (R-717) é utilizada para aplicações industriais.

O controle de capacidade em compressores parafuso pode ser feito através de válvulas corredeiras localizadas na carcaça do compressor, que se movem na direção axial provocando um retardamento do início da compressão.

Compressor de palhetas

Os compressores de palhetas podem ser classificados em dois tipos básicos:

- Compressor de palheta simples;
- Compressor de múltiplas palhetas.

A Figura apresenta um compressor de palheta simples. Nesse tipo de compressor a linha de centro do eixo de acionamento coincide com a do cilindro, porém, é excêntrica em relação ao rotor, de maneira que, o rotor e o cilindro permanecem em contato à medida que gira. Uma palheta simples acionada por mola, divide as câmaras de aspiração e descarga.

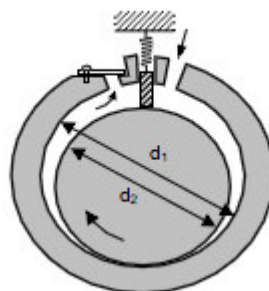


Figura 21-Esquema de funcionamento do compressor de palhetas

Compressores centrífugos

Os compressores centrífugos são amplamente utilizados em sistemas de grande porte. O fluido frigorífico entra pela abertura central do rotor e, devido à ação da força centrífuga, ganha energia cinética à medida que é deslocado para a periferia. Ao atingir as pás do difusor ou a voluta, parte de sua

energia cinética é transformada em pressão. Em situações onde são necessárias altas razões de pressão podem-se utilizar compressores de múltiplos estágios. A Figura apresenta o desenho esquemático de um compressor centrífugo.

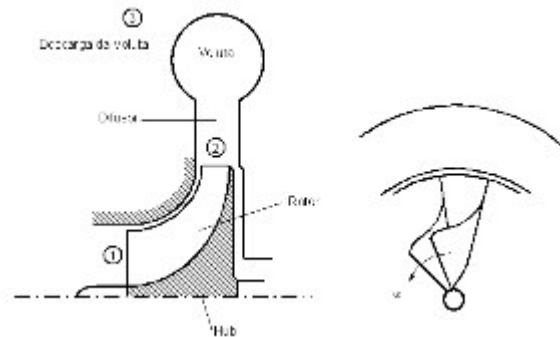


Figura 22-Esquema de funcionamento do compressor centrífugo

4.5.2. Condensadores

A representação precisa do comportamento de um condensador pode ser complexa. O vapor de fluido refrigerante entra no condensador sobreaquecido, verifica-se um arrefecimento sensível. Quando atinge o início da condensação, a fração de líquido e vapor no escoamento varia ao longo do condensador até sair completamente no estado líquido.

Um condensador transfere calor em três fases:

- Arrefecimento sensível do fluido sobreaquecido;
- Transferência de calor latente na fase de condensação;
- Subarrefecimento de líquido.

A condensação é sem dúvida o processo dominante em aplicações normais de refrigeração, correspondendo cerca de 83% da rejeição de calor.

Os meios de arrefecimento mais comuns são o ar e água, podendo haver meios especiais. Segundo o meio de arrefecimento os condensadores podem ser classificados em:

- Condensadores arrefecidos a água;
- Condensadores arrefecidos a ar;
- Condensadores evaporativos.

Os materiais usados nos diferentes tipos de condensadores são: aço, cobre e latão, para os fluidos halogenados e aço para o amoníaco, pois o cobre e o latão são oxidados pelo amoníaco.

Condensador arrefecido a ar

O condensador arrefecido a ar é tipo utilizado neste equipamento, como podemos ver na página abaixo.

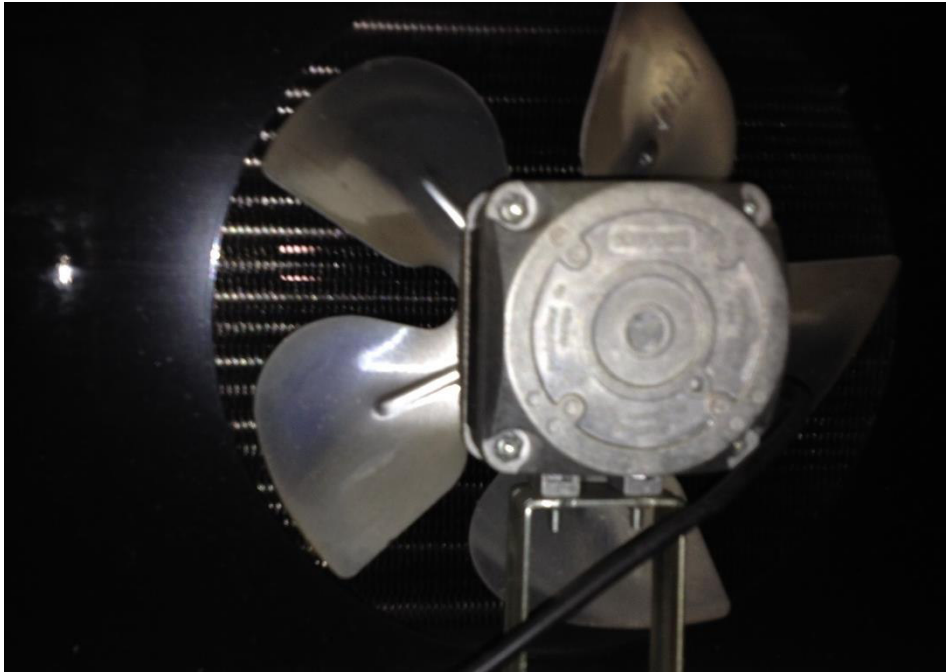


Figura 23-condensador instalado no mural Prismus

Os condensadores arrefecidos a ar são normalmente utilizados como parte integrante de unidades produzidas em fábricas (unidades condensadoras) de pequena ou média capacidade. Grandes condensadores a ar também podem ser aplicados nas situações em que não é económica a utilização de sistemas arrefecidos a água, devido ao alto custo ou à indisponibilidade da água.

A temperatura de condensação deve ser fixada em um valor entre 11°C e 15°C maior que a temperatura de bolbo seco do ar que entra no condensador. Do ponto de vista económico, o valor ótimo da diferença entre a temperatura de condensação e a temperatura do ar que deixa o condensador deve estar entre 3,5 e 5,5°C.

Condensador arrefecido a água

Condensadores arrefecidos a água, quando limpos e corretamente dimensionados, operam de forma mais eficiente que os condensadores arrefecidos a ar, especialmente em períodos de elevada temperatura ambiente. Normalmente, estes condensadores utilizam água proveniente de uma torre de arrefecimento. Estes condensadores podem ser de imersão, duplo tubo e multitubulares. A Figura ilustra um condensador multitubular (Shell and Tube).

A temperatura de condensação, por sua vez, deve ser fixada em um valor entre 5,0°C e 8,0°C superior à temperatura da água que entra no condensador, isto é, da água que deixa a torre.

Condensador evaporativo

Este tipo de condensador é formado por uma espécie de torre de arrefecimento que combina as funções dum condensador a ar e uma torre de arrefecimento de água, no interior da qual é instalada uma série de tubos, por onde escoo o fluido frigorígeno. No topo destes condensadores são instalados injetores que atomizam água sobre tubos onde circula o fluido.

A água escoo, em contracorrente com o ar, em direção à bandeja de água. O contacto da água com os tubos por onde escoo o fluido frigorígeno provoca a sua condensação. A água que chega à bandeja do condensador é recirculada por uma bomba, e a quantidade de água é mantida por meio de um controlo de nível (válvula de bóia), acoplado à tubagem de reposição.

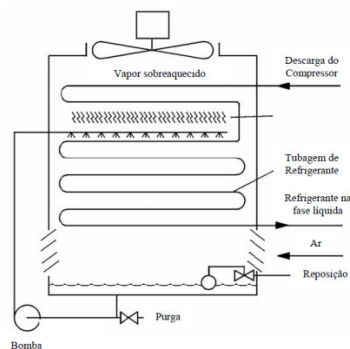


Figura 24-Esquema de funcionamento do condensador evaporativo

Analisados os diferentes condensadores é de salientar que nos condensadores arrefecidos a água a temperatura de condensação é baixa em comparação aos condensadores arrefecidos a ar. No entanto, estes sistemas estão sujeitos a uma intensa formação de incrustações e necessitam de caudais de água significativos, os quais, na grande maioria das vezes, não existem.

Uma vantagem dos condensadores evaporativos é que a bomba de água destes condensadores é de menor capacidade que a requerida pelos condensadores arrefecidos a água, o que resulta em menor consumo de energia. No entanto, os condensadores evaporativos devem estar localizados próximos dos compressores, para se evitar longas linhas de descarga (ligação entre o compressor e o condensador).

Todo o sistema de refrigeração deve ter um reservatório com volume suficiente para armazenar a carga total de fluido frigorígeno, durante as paragens para manutenção ou devido à sazonalidade do processo de produção do qual faz parte o sistema frigorífico. A carga total de fluido não deve ocupar mais do que 90% do volume do reservatório, para uma temperatura de armazenamento não superior a 40°C; para temperaturas de armazenamento superiores a 40°C, a carga de fluido frigorígeno não deve ser superior a 80% do volume do reservatório.

4.5.3. Evaporadores

O evaporador é um dos componentes principais de um sistema de refrigeração, e tem a finalidade de extrair calor do meio a ser arrefecido, isto é, extrair calor do ar, água ou outras substâncias. É a parte do sistema de refrigeração onde o fluido refrigerante absorve o calor a temperatura constante, por absorção do seu calor latente de evaporação sofre uma mudança de estado, passando da fase líquida para a fase de vapor.

Quando o fluido refrigerante já se encontra na fase de vapor ao absorver mais energia sob a forma de calor verifica-se um aumento da sua temperatura, trata-se do sobreaquecimento.

Embora o evaporador seja às vezes um dispositivo muito simples, ele é realmente uma parte importante do sistema. Qualquer sistema de refrigeração é projetado, instalado e em operação tem um único objetivo, remover calor. Como esse calor tem que ser absorvido pelo fluido refrigerante, no evaporador, a eficiência do sistema depende do projeto e do funcionamento adequado do mesmo.

A eficiência do evaporador num sistema de refrigeração depende de três principais requisitos que, devem ser considerados no projeto e seleção do mesmo:

- Ter uma superfície suficiente para absorver a carga de calor necessária, sem uma diferença excessiva de temperatura entre o fluido refrigerante e a substância a
- Arrefecer de forma a minimizar a temperatura à saída do compressor, para não danificar o mesmo;
- Deve apresentar espaço suficiente para o fluido refrigerante líquido e também espaço adequado para que o vapor se separe do líquido;
- Ter espaço suficiente para a circulação do fluido sem queda de pressão excessiva entre a entrada e a saída.

Os evaporadores são classificados de acordo com:

- A sua construção física;
- O tipo de alimentação do líquido;
- A superfície de troca de calor;
- O método de circulação do ar.

Na seleção de um evaporador são analisados os componentes que o constituem e respetivas dimensões.

Segundo o tipo de alimentação de líquido, os evaporadores são divididos em evaporadores “inundados” ou “secos”. O evaporador “inundado” é disposto com um separador de líquido compensador localizado acima da serpentina, de modo que o interior do evaporador permaneça inundado com fluido frigorígeno.

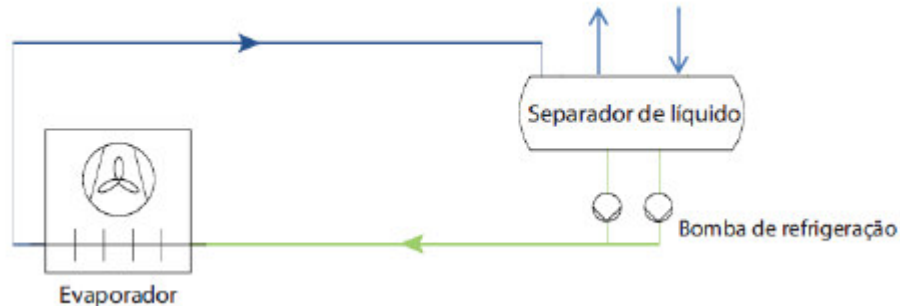


Figura 25-Esquema do funcionamento de separador de líquido

Como existe líquido em contacto com toda a superfície dos tubos, este tipo de evaporador usa de forma efetiva toda a sua superfície de transferência de calor, resultando em elevados coeficientes globais de transferência de calor.

Estes evaporadores são muito usados em sistemas frigoríficos que utilizam amoníaco como fluido frigorígeno, porém o seu uso é limitado em sistemas com fluidos frigorígenos halogenados devido à dificuldade de se promover o retorno do óleo ao cárter do compressor. Exigem grandes quantidades de fluido frigorígeno e também possuem um maior custo inicial.

Os evaporadores inundados podem ser alimentados por gravidade, ou por recirculação de fluido com o auxílio de uma bomba. São adotados nas instalações industriais e apresentam as seguintes características:

- Menor perda de carga na sucção;
- Menor possibilidade de arrasto de sujidade;
- Maior rendimento na transmissão de calor (15%);
- Apresentam uma regulação fácil;
- Fornecem vapor saturado, sem necessidade de sobreaquecimento adicional para evitar golpes de líquido no compressor (maior segurança para o compressor);
- Grande inércia ao pararem (a não ser que se verifique a interrupção de fornecimento de fluido);
- Exigem um separador de líquido individual ou central;

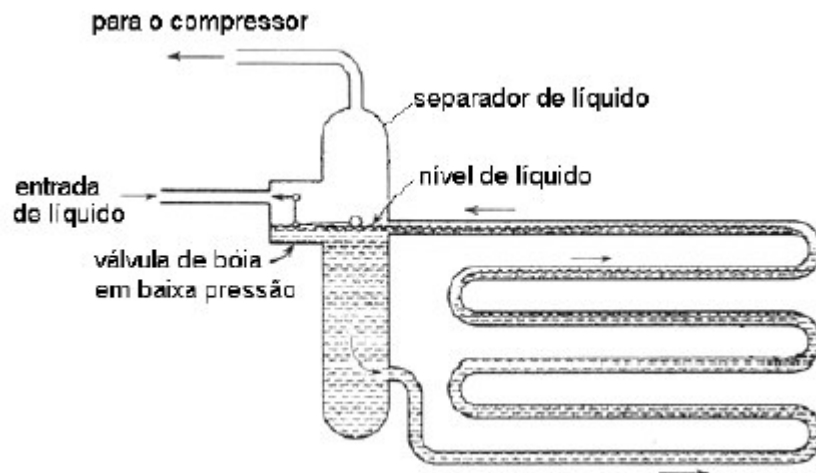


Figura 26- Esquema do funcionamento de evaporador inundado

Nos evaporadores “secos” ou seja, de expansão o fluido refrigerante entra no evaporador, de forma intermitente, através de uma válvula de expansão, geralmente do tipo termostática, sendo completamente vaporizado e sobreaquecido ao ganhar calor durante o escoamento no interior dos tubos. Assim, numa parte do evaporador existe fluido refrigerante na fase líquida + vapor e na outra parte fluido sobreaquecido. Estes evaporadores são bastante utilizados com fluidos refrigerantes halogenados, especialmente em instalações de capacidades não muito elevadas como o caso do equipamento em questão neste trabalho.

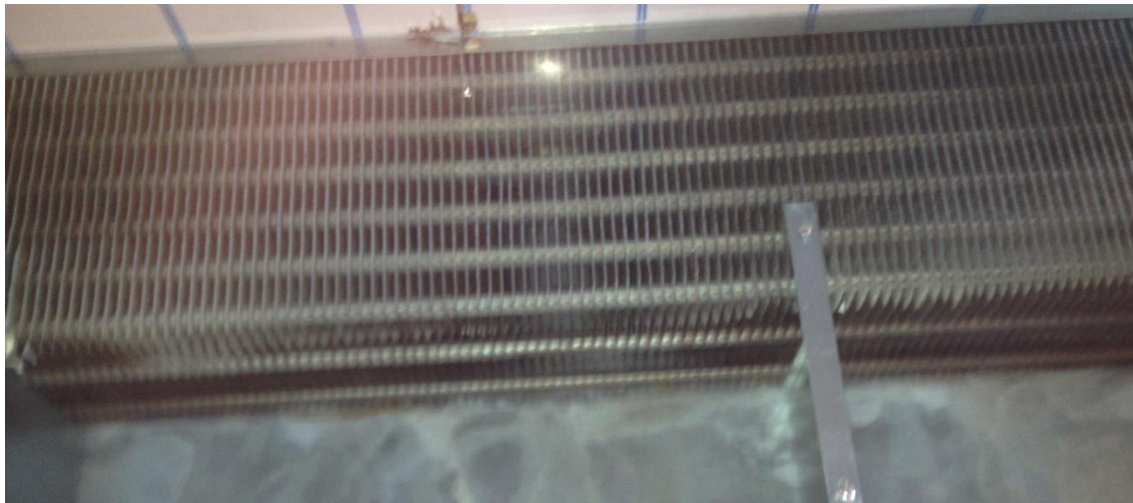


Figura 27- Evaporador instalado no equipamento

A principal desvantagem deste tipo de evaporador está relacionada com o seu baixo coeficiente global de transferência de calor, resultante da dificuldade de se manter a superfície dos tubos molhada pelo fluido e da superfície necessária para promover o sobreaquecimento.

A descongelação dos evaporadores pode ser efetuada recorrendo a ar, água (no caso de o evaporador trabalhar com temperaturas positivas), à descongelação por resistências elétricas e por gás quente.

Válvula de expansão

O dispositivo de expansão cumpre dois objetivos:

- Reduzir a pressão do fluido refrigerante no estado líquido;
- Regular o caudal de fluido refrigerante que entra no evaporador

O compressor e o dispositivo de expansão devem funcionar em equilíbrio entre a admissão e a descarga, de forma que o compressor comprima o caudal que deixa o evaporador. Uma condição de fluxo desequilibrado entre estes componentes é indesejável e deve ter uma duração bastante reduzida. O funcionamento prolongado em desequilíbrio poderá originar um sobreaquecimento excessivo (i.e. > 11°C), significando que grande parte da superfície da serpentina do evaporador estará a ser utilizada para sobreaquecer o fluido refrigerante, o que diminui a sua capacidade e eficiência. Um sobreaquecimento muito baixo pode ser perigoso, pois há o risco de admissão de líquido pelo compressor.

Existem diversos tipos de dispositivos de expansão, tais como:

- Válvula de expansão manual;
- Válvula de bóia de alta ou de baixa pressão;
- Válvula de expansão termostática;
- Válvula de expansão eletrónica;
- Válvula automática ou de pressão constante;
- Tubos capilares.

As **válvulas de expansão manual** são válvulas de agulha operadas manualmente. O caudal de fluido que atravessa a válvula depende do diferencial de pressão e da abertura da mesma. A principal desvantagem deste tipo de válvulas é a sua inflexibilidade às mudanças de carga do sistema devido ao facto de ser reajustada manualmente. Sempre que o compressor parar ou arrancar a válvula deve ser fechada ou aberta por um operador. A utilização destas válvulas só se justifica em grandes instalações onde há um operador responsável pelo seu funcionamento.

Válvulas de bóia são um tipo de válvulas de expansão que mantêm o nível líquido a um nível constante num depósito ou no evaporador. Existem dois tipos de válvula de bóia para sistemas de refrigeração: alta pressão e baixa pressão.

A **válvula de bóia de alta pressão** pode ser utilizada em sistemas de expansão direta ou em evaporadores inundados. A válvula de baixa pressão é frequentemente utilizada em instalações que operam com evaporadores inundados ou que necessitam de múltiplos evaporadores inundados

Devido a sua alta eficiência e a sua fácil instalação, as **válvulas de expansão termostática** são os dispositivos de expansão mais utilizados em sistemas refrigeração de expansão direta. Elas regulam o caudal de fluido refrigerante que chega ao evaporador de forma a manter o sobreaquecimento do vapor constante. Estas válvulas são constituídas por corpo, mola, diafragma, parafuso de ajuste e bolbo sensível. O bolbo, que contém no seu interior fluido refrigerante saturado do mesmo tipo que o utilizado no circuito, é ligado à parte superior do diafragma por meio de um tubo capilar e deve ser posicionado em contacto com a tubagem de saída do evaporador, bem próximo a este. A saída da válvula é ligada com a tubagem de entrada do evaporador. Caso este seja de múltiplos circuitos, deve-se utilizar um distribuidor de líquido. Existem ainda válvulas de expansão termostática com equalização interna e válvulas de expansão termostática com equalização externa como representado na Figura.

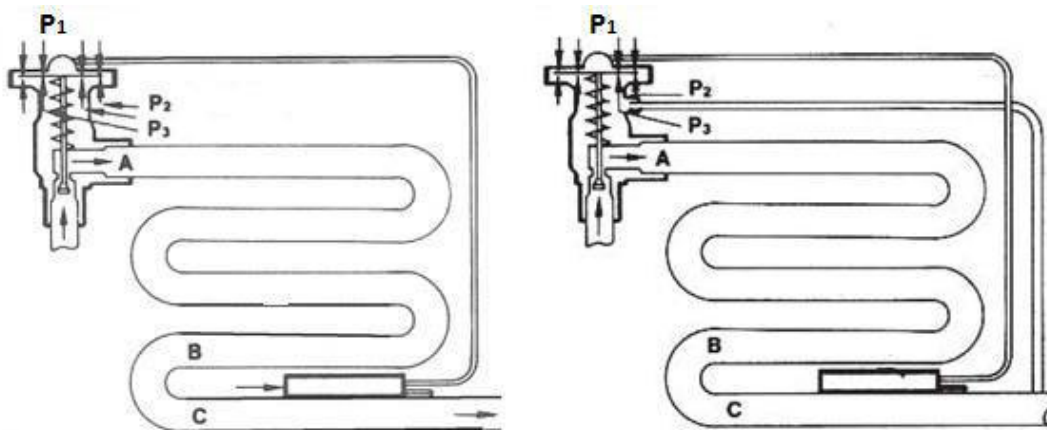


Figura 28-Esquema de funcionamento de uma válvula termostática

Uma **válvula com equalização externa** possui um tubo de pequeno diâmetro, que interliga a região abaixo do diafragma, com a saída do evaporador. Assim a pressão sentida debaixo do diafragma será a mesma sentida à saída do evaporador. As serpentinas de expansão direta, principalmente as alimentadas por distribuidores de líquido, apresentam perda de carga considerável. Portanto, as válvulas de expansão utilizadas com serpentinas de expansão direta são usualmente do tipo equalização externa. O funcionamento da válvula deve-se ao equilíbrio de pressões como é exemplificado na Figura.

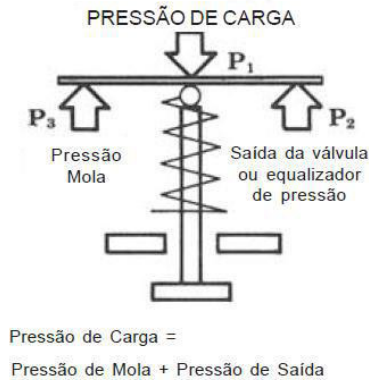


Figura 29-Esquema de funcionamento de válvula com equalização externa

Quando o bolbo sensível da válvula contém fluido do mesmo tipo que o utilizado no sistema frigorífico, ao qual a mesma está acoplada, diz-se que a válvula é de carga normal. Se a quantidade de líquido do bolbo é limitada, diz-se que a válvula é de carga limitada. Se o tipo de fluido do bolbo da válvula é diferente daquele utilizado na instalação, diz-se que a válvula é de carga cruzada. O objetivo principal destas válvulas é manter um grau de sobreaquecimento aproximadamente constante para toda a gama de temperaturas de evaporação do sistema frigorífico, o que pode não acontecer para as válvulas de expansão termostática de carga normal.

As **válvulas de expansão eletrônicas ou microprocessadas** são capazes de promover um controle mais preciso e eficiente do fluxo de fluido refrigerante, resultando numa economia de energia. Atualmente existem três tipos básicos de válvulas de expansão eletrônicas: as acionadas por motores de passo; as de pulsos de largura modulada; e as analógicas.

Comparadas com as válvulas de expansão termostática, as válvulas eletrônicas:

- Promovem o controle mais preciso da temperatura;
- Promovem o controle consistente do sobreaquecimento, mesmo em condições de pressão variável;
- São capazes de operar com menores pressões de condensação, o que é especialmente importante quando se tem baixa temperatura ambiente;
- Podem resultar em economia de energia de 10% (ou mais).

Entre os três tipos de válvulas citados, as acionadas por motores de passo são as que têm melhor eficiência e promovem o controle mais preciso.

A **válvula de expansão de pressão constante** mantém uma pressão constante na sua saída, inundando mais ou menos o evaporador, em função das mudanças de carga térmica do sistema. A pressão constante, característica da válvula, resulta da interação de duas forças opostas: pressão do fluido

frigorígeno no evaporador e da pressão de mola, A pressão que fluido exerce sobre um lado do diafragma age para mover a agulha na direção de encerramento do orifício da válvula, enquanto a pressão de mola, agindo sobre o lado oposto do diafragma, move a agulha da válvula na direção de abertura do orifício. É importante observar que as características de operação da válvula de expansão de pressão constante são tais que esta fechará suavemente quando o compressor é desligado e permanecerá fechada até que o compressor volte a ser ligado. Por questões ligadas ao seu princípio de operação, a válvula de expansão de pressão constante adapta-se melhor a aplicações em que a carga térmica é aproximadamente constante. Por conseguinte, ela tem uso limitado.

Nos sistemas de pequena capacidade como é o caso do mural Prismus o dispositivo de expansão mais utilizado é o **tubo capilar**, que nada mais é do que um tubo de pequeno diâmetro, com determinado comprimento, que está entre a saída do condensador e a entrada do evaporador. Quando se utiliza o tubo capilar num sistema de refrigeração, devem ser tomados cuidados adicionais com a instalação. A presença de humidade e resíduos sólidos ou o estrangulamento do componente por dobramento poderão ocasionar obstrução parcial ou total na passagem do fluido através do capilar, prejudicando o desempenho do equipamento. Normalmente é utilizado um filtro de tela metálica antes do capilar, o qual tem a função de reter impurezas e materiais estranhos, evitando a obstrução do mesmo. O tubo capilar difere de outros dispositivos de expansão também pelo facto de não interromper o fluxo de fluido frigorígeno para o evaporador quando o sistema está desligado. Estando este líquido residual à temperatura de condensação, se a sua quantidade for demasiadamente grande provocar-se-á a descongelação do evaporador.

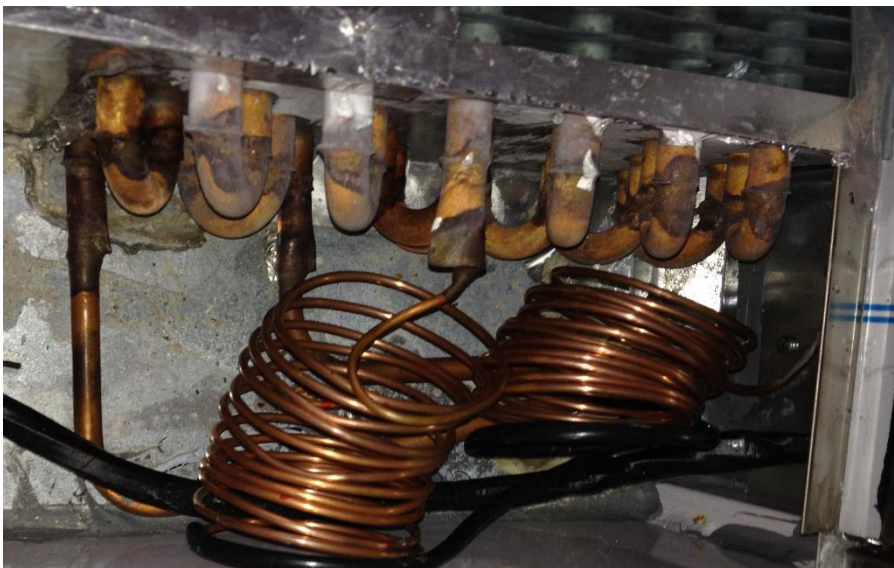


Figura 30- Tubo Capilar instalado no mural Prismus

4.6. Caracterização do Grupo:

Este equipamento é composto por dois compressores, duas válvulas de expansão, um condensador e um evaporador. O evaporador é dividido em duas partes, uma composta por 10 tubos, e outra por 18 tubos. Logo a máquina funciona em dois ciclos completamente separados que só coincidem no condensador, como mostra a imagem abaixo. Abaixo mostramos os dois ciclos com os valores de entalpia, entropia, temperatura e pressão, nos 4 principais pontos, entrada e saída do condensador e entrada e saída do evaporador. O ponto 4 na imagem abaixo corresponde a passagem pelo kit de evaporação, quando o fluido refrigerante quente passa pela tina superior de condensados para os pré aquecer e facilitar a evaporação.

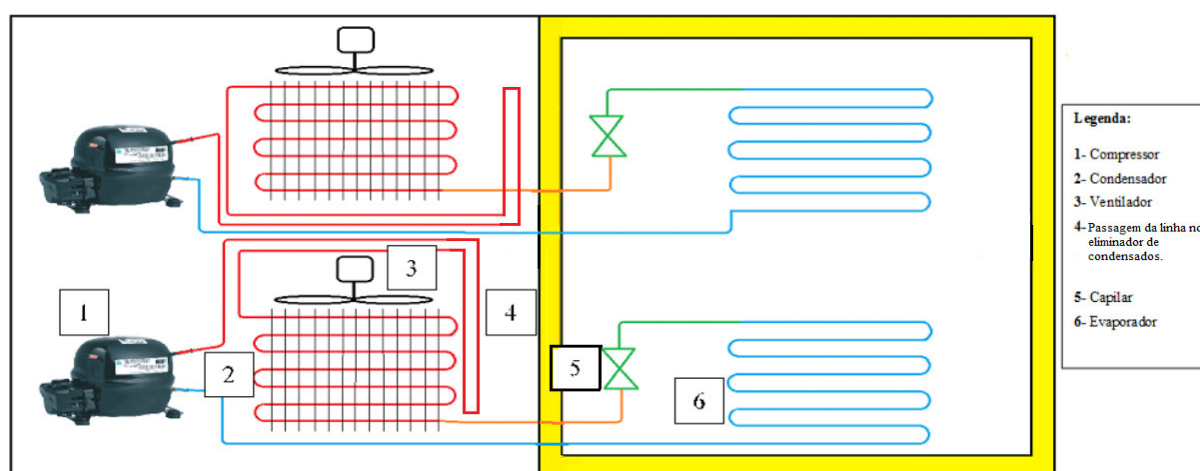


Figura 31-Esquema da instalação.

4.6.1. Cálculos do ciclo

Os cálculos do ciclo da instalação são baseados nos valores medidos indicados acima, ou seja, a temperatura de condensação de 45 °C e a temperatura de -8 °C e 3,6 bar a saída do compressor 2 e -10,5 °C e 3,2 bar de pressão à saída do compressor 1. Os cálculos foram realizados utilizando a tabela termodinâmica da *Solkane* do R-404 A que se encontra em anexo. Em ambos os compressores o ponto 1 e 2 foram medidos, logo não foi calculado os outros pontos foram obtidos como mostra abaixo.

Compressor 1

- Ponto 3

Para que este cálculo se aproxime o máximo possível do real vai ser considerado um arrefecimento de 10 °C devido às perdas durante a instalação. Este ponto localiza-se na mesma linha de pressão que o ponto 2, uma vez que ao longo do condensador não ocorre variação da pressão. O que significa que este

ponto encontra-se no domínio do líquido. Todavia como as propriedades termodinâmicas são muito semelhantes às do líquido saturado.

Tabela 22-propriedades ponto 3

	<i>P (bar)</i>	<i>T (°C)</i>	<i>H (KJ/kg)</i>	<i>S (kJ/kg.K)</i>
Ponto 3	14.93	31.62	245.86	1.1573

- **Ponto 4**

No ponto 4 a pressão é menor devido a passagem no capilar. Contudo, tem a mesma entalpia que o ponto 3, uma vez que ao longo do capilar não ocorre variação da mesma. Tendo isso em conta é necessário comparar o valor de entalpia com os valores de entalpia de líquido saturado e de vapor saturado, pois o valor do ponto 4 terá de ser entre eles. O ponto 4 é uma parte líquida e uma parte gasosa. Utilizando a expressão do título pode-se chegar a quantidade de líquido presente. Cujas fórmulas são:

$$x = \frac{h_4 - h_l}{h_v - h_l} \quad \text{eq.(12)}$$

Tabela 23-Valores da entalpia para o cálculo do título

<i>h₄ (kJ/Kg)</i>	245.86
<i>h_l (kJ/Kg)</i>	175.70
<i>h_v (kJ/Kg)</i>	355.70
<i>x</i>	0.39

Recorrendo novamente a expressão do título e utilizando desta vez os valores da entropia do líquido e valor de entropia de vapor saturado, obtém-se a entropia do ponto 4:

Tabela 24-valores para o cálculo da entropia no ponto 4

<i>s₄ (kJ/Kg.K)</i>	1.1850
<i>s_l (kJ/Kg.K)</i>	0.9096
<i>s_v (kJ/Kg.K)</i>	1.6162
<i>x</i>	0.39

As propriedades de todos os pontos do ciclo de frio do compressor 1 encontram-se apresentados na tabela abaixo

Tabela 25-Propriedades de todos os pontos do ciclo do compressor 1

<i>Ponto</i>	<i>P (bar)</i>	<i>T (°C)</i>	<i>h (kJ/Kg)</i>	<i>s (kJ/Kg.K)</i>
1	3.2	-10	362.82	1.1643
2	14.93	45	394.51	1.6436
3	14.93	31.62	245.86	1.1573
4	3.2	-18	245.86	1.1850

Compressor 2

- **Ponto 1**

Neste ponto a temperatura foi medida mas como anteriormente mas como não existem valores na tabela para a temperatura de $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$ foi necessário recorrer ao uso de interpolações. Utilizando os valores de entalpia, temperatura, entropia nos pontos acima e abaixo e utilizando a fórmula abaixo, onde x e a propriedade que pretendemos obter e y a propriedade da qual temos um valor, onde A se refere ao valor anterior e b ao valor posterior.

$$x_1 = x_A + \frac{x_b - x_a}{y_b - y_a} * (y_1 - y_a) \quad \text{eq.(13)}$$

- **Ponto 3**

Este ponto e calculado como no compressor 1.

- **Ponto 4**

Neste ponto tal como no anterior é necessário calcular o título e a partir dai calcular os restantes pontos abaixo estão o título e pontos necessários indicados.

Tabela 26-Valores de entropia e entalpia e título do ponto 4 do ciclo do compressor 2

<i>s4 (kj/Kg.K)</i>	<i>1.1662</i>
<i>sl (kj/Kg.K)</i>	<i>0.9249</i>
<i>sv (kj/Kg.K)</i>	<i>1.6142</i>
<i>h4 (kj/Kg)</i>	<i>243.12</i>
<i>hl (kj/Kg)</i>	<i>179.69</i>
<i>hv (kj/Kg)</i>	<i>357.35</i>
<i>x</i>	<i>0.35</i>

As propriedades de todos os do ciclo de frio do compressor 2 encontram-se apresentadas abaixo:

Tabela 27-propriedades de todos os pontos do ciclo do compressor 2.

<i>Ponto</i>	<i>P (bar)</i>	<i>T (°C)</i>	<i>h (kj/Kg)</i>	<i>s (kJ/Kg.K)</i>
<i>1</i>	<i>3.6</i>	<i>-8</i>	<i>359.94</i>	<i>1.6531</i>
<i>2</i>	<i>14.19</i>	<i>45</i>	<i>395.94</i>	<i>1.6531</i>
<i>3</i>	<i>14.19</i>	<i>29.61</i>	<i>243.12</i>	<i>1.4711</i>
<i>4</i>	<i>3.6</i>	<i>-15</i>	<i>243.12</i>	<i>1.1662</i>

4.6.2. COP

O COP (coeficiente de performance) do sistema é o rácio entre a potência calorífica que o sistema consegue retirar e o trabalho que este necessita para o fazer. Pode ser dado pela seguinte expressão:

$$COP = \frac{Q_f}{W_c} = \frac{m(h_1 - h_4)}{m(h_2 - h_1)} \quad \text{eq.(14)}$$

O Qf representa a potência calorífica retirada ao nível do evaporador e Wc representa o trabalho fornecido ao sistema.

Na tabela abaixo encontram-se os valores obtidos de Q_f , W_c e COP, para os dois ciclos referidos anteriormente.

Tabela 28 – Valores dos COP'S obtidos.

Compressor 1	Q_f	116.96	KJ/kg
	W_c	31.69	KJ/kg
	COP	3.65	
Compressor 2	Q_f	116.82	KJ/kg
	W_c	36	KJ/Kg
	COP	3.24	

4.7. Carga Térmica

Uma parte muito importante na refrigeração são os ganhos térmicos, pois uma arca frigorífica pode ter o compressor com o melhor rendimento do mundo mas se esta possuir um péssimo isolamento e os ganhos térmicos forem enormes, o compressor terá de trabalhar mais vezes e por mais tempo. Este ao trabalhar mais, irá fazer com que a instalação se torne dispendiosa e pouco atrativa para o utilizador final. Outro fator para o calculo é que quanto maior a carga térmica, maior terá de ser o tempo de funcionamento do evaporador (onde surgem os condensados). A maior carga térmica significa também que há entrada de mais humidade para o meio refrigerado o que irá aumentar a quantidade de vapor de agua no ambiente e por consequência irá aumentar a quantidade de condensados , e quanto maior os condensados mais no nosso sistema de remoção de condensados será usado e menos eficiente será o equipamento.

4.7.1. Carga térmica pela envolvente.

O ganho de calor sensível através de paredes, forro e piso varia com o tipo e espessura do isolamento, área externa da parede e diferença de temperatura entre espaço refrigerado e ar ambiente.

A determinação da diferença entre as temperaturas externa e interna é determina em função das condições do ar ambiente e do interior da câmara.

A taxa de calor transmitida para o espaço refrigerado pode ser calculada como:

$$Q_t = UA(T_e - T_i) \quad \text{eq.(15)}$$

Onde

- Q_t é a taxa de calor transmitida para o espaço refrigerado, em W;
- A é a área da parede, forro ou piso, transversal ao fluxo de calor, em m²;
- T_e é a temperatura externa, em °C;
- T_i a temperatura interna, também em °C.

O coeficiente global de transferência de calor U da parede, forro ou piso, pode ser calculado pela seguinte equação:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x}{k} + \frac{1}{h_0}} \quad \text{eq.(16)}$$

Sendo:

- U o coeficiente global de transferência de calor, em W/(m²K);
- x a espessura da parede/isolamento, em m;
- k é a condutividade térmica do isolante, em W/(mK);
- h_i o coeficiente de transferência de calor por convecção na parede interna do espaço refrigerado, em W/(m²K) ;
- h_o o coeficiente de transferência de calor por convecção na parede externa do espaço refrigerado, em W/(m²K).

De forma a simplificar o processo iremos considerar apenas a consideração do isolamento para determinar a resistência térmica, nas zonas onde existe isolamento nas restantes usa-se a fórmula acima indicada. Devido ao mínimo efeito que os outros fatores têm em relação a este, Logo:

$$\text{Resistencia} = \frac{\Delta x}{k * A} \left[\frac{K}{W} \right] \quad \text{eq.(17)}$$

O equipamento possui poliuretano expandido [$k=0.026$ (W/mK)] como isolamento, para efeitos de cálculo a máquina será dividida em 6 fronteiras que são as seis faces da zona refrigerada, e chamada pela sua posição na máquina como as fronteiras laterais são iguais só será demonstrada o cálculo de uma delas. A temperatura ambiente será considerada de 25 °C, pois é a temperatura normal de uma superfície comercial, onde estas máquinas são normalmente instaladas e a temperatura de funcionamento considerada será 0 °C. A área de cada face é mostrada na tabela abaixo.

Tabela 29-área das faces do mural Prismus

<i>Face</i>	<i>Área em m²</i>
<i>Face frontal</i>	2.16
<i>Face lateral</i>	0.7812
<i>Face traseira</i>	2.16
<i>Face superior</i>	1.134
<i>Face inferior</i>	1.134

Faces Laterais

As duas faces laterais são iguais, e são compostas por duas secções diferentes a face em vidro e a face com o isolamento. Onde as áreas e os outros valores são por face:

Tabela 30-áreas das secções da face frontal

<i>Secção</i>	<i>Área [m²]</i>
<i>Vidro</i>	0.66
<i>Isolamento</i>	0.32

Tabela 31-carga térmica das paredes laterais

<i>Secção</i>	<i>Resistência [k/w]</i>	<i>Carga térmica [w]</i>
<i>Vidro</i>	0.37	6.105
<i>Isolamento</i>	6.01	1.33

Face traseira

Possui isolamento espesso, e apenas é considerada a partir do local onde não há mais espaços para passagem do ar o que leva aos valores abaixo:

Tabela 32-valores relativos a face traseira

	<i>Valor</i>
<i>Área [m²]</i>	2.16
<i>Resistência [k/w]</i>	1.42
<i>Carga térmica [w]</i>	37.8

Face Superior

A face superior é muito semelhante a face traseira, logo aplicam-se as mesmas condições.

Tabela 33-valores relativos a face superior

	<i>Valor</i>
<i>Área [m²]</i>	1.134
<i>Resistência [k/w]</i>	2.71
<i>Carga térmica [w]</i>	10.46

Face inferior

O pormenor desta face é que a temperatura com que faz fronteira exterior é muito superior pois é onde se encontra o condensador e por isso a temperatura exterior invés de ser de 25 °C será 35°C, a a temperatura de fronteira interior é mais baixa, pois faz fronteira com a zona do evaporador valor de -2 °C. Abaixo estão os valores relevantes:

Tabela 34-valores relativos a face superior

	<i>Valor</i>
<i>Área [m²]</i>	1.134
<i>Resistência [k/w]</i>	3.39
<i>Carga térmica [w]</i>	12.37

Face frontal

A face frontal do mural é diferente das outras, pois é aberta logo o que foi falado anteriormente não se aplica.

Esta face frontal existe, devido á necessidade de haver acesso ao interior de uma zona refrigerada vai provar, invariavelmente, a troca de ar entre o exterior e o interior (devido ás diferenças de pressão) que induzem numa intrusão de calor que terá de ser removido. A carga térmica associada á circulação de ar pode chegar a representar cerca de 50% da energia perdida o que revela a importância deste fator para o equipamento.

Esta entrada verifica-se tanto maior quanto maior for a altura da porta – “No momento da abertura da porta, acima da linha de pressão neutra verifica-se entrada de ar no espaço e abaixo da mesma saída”.

O cálculo do ar infiltrado é complexo, no entanto o modelo matemático desenvolvido por Gosney e Olama em 1975, mostrou-se capaz de determinar de forma precisa a infiltração de ar através das portas das câmaras de refrigeração.

$$\dot{V} = C_{\text{inf}} A \sqrt{H} \left(\frac{\rho_R - \rho_\infty}{\rho_\infty} \right)^{\frac{1}{2}} \left[\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_R}{\rho_\infty} \right)^{\frac{1}{2}}} \right]^{\frac{3}{2}} \quad \text{eq.(18)} \quad [\text{m}^3]$$

Onde:

- C_{inf} - Coeficiente de infiltração [$C_{\text{inf}}=0,692$];
- A – Área de entrada;
- H – Altura da porta;
- ρ_R/ρ_∞ - Densidade do ar dentro e fora da câmara de refrigeração.

Sabendo o volume de infiltração, pode-se calcular o caudal mássico:

$$\dot{m} = \dot{V} \left(\frac{\rho_\infty + \rho_R}{2} \right) \quad \text{eq.(19)} \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

O que leva á possibilidade de calcular a carga térmica.

$$Q = \dot{m} \times (h_\infty - h_R) [\text{W}] \quad \text{eq.(20)}$$

Onde

- h_∞/h_R – entalpia do ar exterior/ interior, respetivamente.

Abaixo estão os dados referentes a face frontal.

Tabela 35-Dados da face frontal

<i>Dado da face frontal</i>	<i>Valor</i>
<i>Área de entrada</i>	2.16m ²
<i>Altura</i>	1.2m
<i>Densidade interior</i>	1.292 Kg/m ³
<i>Densidade exterior</i>	1.184 Kg/m ³
<i>Temperatura exterior</i>	273.15 K
<i>Temperatura interior</i>	298.15 K
<i>Entalpia interior</i>	194.8 Kg/KJ
<i>Entalpia exterior</i>	300.1 Kg/KJ

O valor da carga térmica e das fases intermedias encontra-se abaixo:

Tabela 36-valores da carga térmica na face frontal

<i>Resultados</i>	<i>Valor</i>
<i>V</i>	0.537 m ³
<i>m</i>	0.694 m ³ /s
<i>Carga térmica [Q]</i>	73.078 W

A carga total devido a envolvente será 141.44 W, o que revela que a grande perda de energia é derivada da face aberta como seria de prever.

4.7.2. Carga térmica associada aos produtos

Este termo é normalmente o termo de maior dimensão numa instalação de frio. Carga térmica devido ao produto, trazido ou mantido no espaço refrigerado, pode ser dividida em duas partes: o calor que necessita ser removido para reduzir a temperatura do produto até a temperatura de armazenamento e o calor gerado pelo produto armazenado.

A quantidade de calor que necessita ser removida pode ser calculada conhecendo-se as características do produto, incluindo condição de entrada e condição final, massa, calor específico acima e abaixo da temperatura de congelamento e calor latente.

Normalmente existem 4 equações aplicadas a este caso:

1. Calor removido para arrefecer um produto desde sua temperatura inicial até uma temperatura menor, acima do ponto de congelamento;
2. Calor removido para arrefecer um produto desde sua temperatura inicial até sua temperatura de congelamento;
3. Calor removido para congelar o produto;
4. Calor removido para arrefecer o produto desde sua temperatura de congelamento até uma temperatura final abaixo desta.

Como neste caso não há congelamento, vamos apenas considerar a equação do caso a):

$$Q = mc_a(t_1 - t_2) \quad \text{eq.(21)}$$

Onde

- m -massa armazenada
- Ca- calor específico do produto
- t1- temperatura do produto ;
- t2- temperatura de armazenamento;

Os valores dependem do tipo de produto e da quantidade inserida quanto mais produto inserido e a mais alta temperatura maior a carga térmica associada.

Os calores específicos acima e abaixo do ponto de congelamento e o calor latente de fusão, para uma série de produtos perecíveis, podem ser encontrados na Tabela em anexo.

5. MELHORIAS POSSÍVEIS AO EQUIPAMENTO

5.1. Energia usada por componentes

Num mural típico o compressor consome a maior parte da energia podendo chegar a 50% e o sistema de remoção de condensados a consumir cerca de 30%, daí a importância e relevância deste trabalho, pois estes 30% podem ajudar o equipamento a subir de classe energética.

O funcionamento do evaporador e condensador são normalmente melhorados com uso de ventiladores que também consomem estes ventiladores gastam cerca de um terço da energia.

O balanço da energia usado num número de sistemas auxiliar. Este consumo depende do tipo sistema, estão incluídos nestes sistemas a cortina de ar, luz do compartimento frio.

5.2. Considerações sobre as melhorias

Abaixo vemos algumas melhorias possíveis de ser aplicadas no equipamento e que ajudaria a que o equipamento fique mais eficiente.

5.2.1. Inclinação da bandeja de acumulação de condensados

Como podemos ver abaixo não existe inclinação na bandeja de acumulação dos condensados que se criam no evaporador e os condensados não fluem para a bandeja de acumulação de condensados que se encontra perto dos ventiladores o que obriga os condensados a viajar contra a corrente de ar criada pelos ventiladores.

Esta situação cria uma dificuldade de retirar a água da zona o que provoca o desgaste do material e pode levar a formação de gelo. Além disso a colocação da bandeja de acumulação esta distante do kit de evaporação o que leva a necessidade de criar um caminho ate ao kit de evaporação.



Figura 32- bandeja de acumulação de condensados

Como podemos ver na imagem a bandeja está cheia de ferrugem, e as marcas na bandeja não aconteceria de água fluir mais rápido.

A solução deste problema pode passar por colocar a bandeja diretamente debaixo do evaporador e com a restante plataforma inclinada para esse lado com uma ligação direta para o kit de evaporação que fica diretamente abaixo, o que tornaria a chegada ao kit de evaporação muito rápida e praticamente sem acumulação. Deve existir também inclinação na própria bandeja em direção a passagem para o kit de evaporação.

5.2.2. Condensados na traseira

A colocação do kit de eliminação no fundo do equipamento faz com que quando a água evapora esta entre em contato com a traseira do equipamento aquecendo a traseira do equipamento e provocando condensados na face traseira do equipamento uma possível solução será a colocação de um ventilador para afastar o ar quente, o que poderá não compensar a níveis energéticos. Outra solução seria o direcionamento dos condensados um pouco para a frente evitando o contato com a parede do

equipamento ou a utilização de uma chaminé o que neste equipamento acaba por eliminar a mobilidade tão desejada.

5.2.3. Melhorar do arrefecimento do condensador

De forma a melhorar o fluxo de a entrar em contacto com o condensador e a o arrefecer mais eficientemente. Primeiro seria importante aumentar a área aberta frontal no equipamento de forma a ser possível uma maior passagem de ar para o condensador como podemos ver na imagem abaixo a passagem de ar no painel frontal.



Figura 33-Painel frontal do equipamento

Outra modificação seria a remoção da caixa a volta do condensador que impede a chegada direta do ar ao condensador como vemos na imagem abaixo.

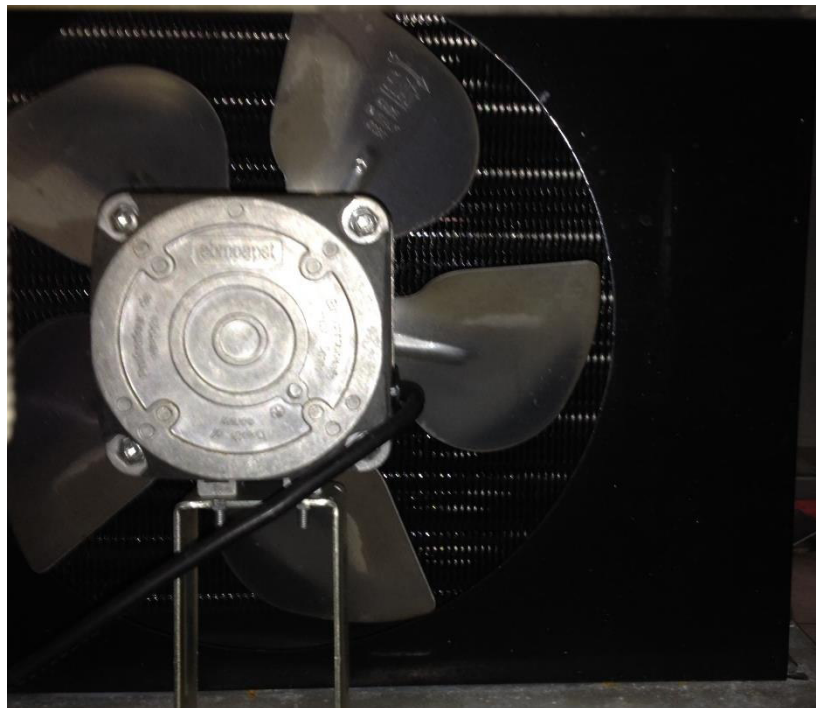


Figura 34- pormenor do condensador

Outra aplicação para melhorar o fluxo de ar seria a aplicação é a aplicação de um aparelho que fecha os espaços a volta do condensador, inibindo assim que o condensador consiga apanhar ar da zona quente do equipamento. Desta forma o ar que passa no condensador é obrigatoriamente ar exterior, logo ar mais frio o que vai levar a um aumento da eficiência. Abaixo temos a modelação do sistema que foi instalado no equipamento e me anexo temos o desenho técnico.

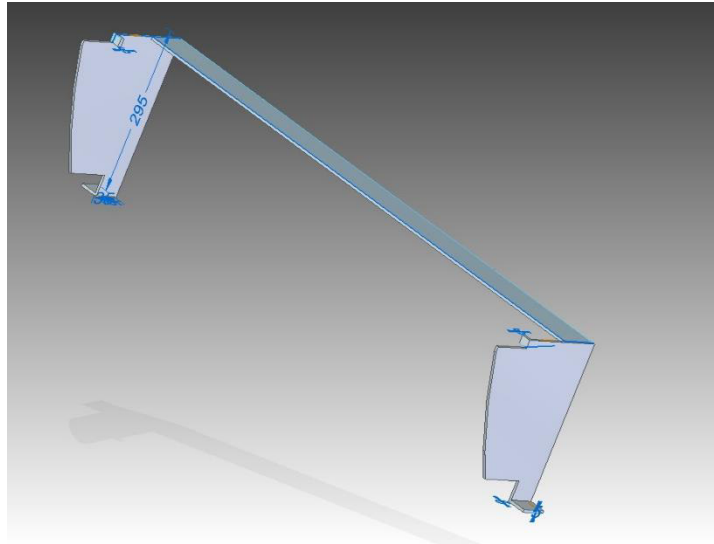


Figura 35- sistema de otimização do fluxo de ar

Este equipamento teve depois que ser cortado, pois um dos apoios do equipamento passa por esta zona. Abaixo estão os valores que indicam o efeito do sistema no consumo da máquina. O sistema foi instalado dia 9 de junho.

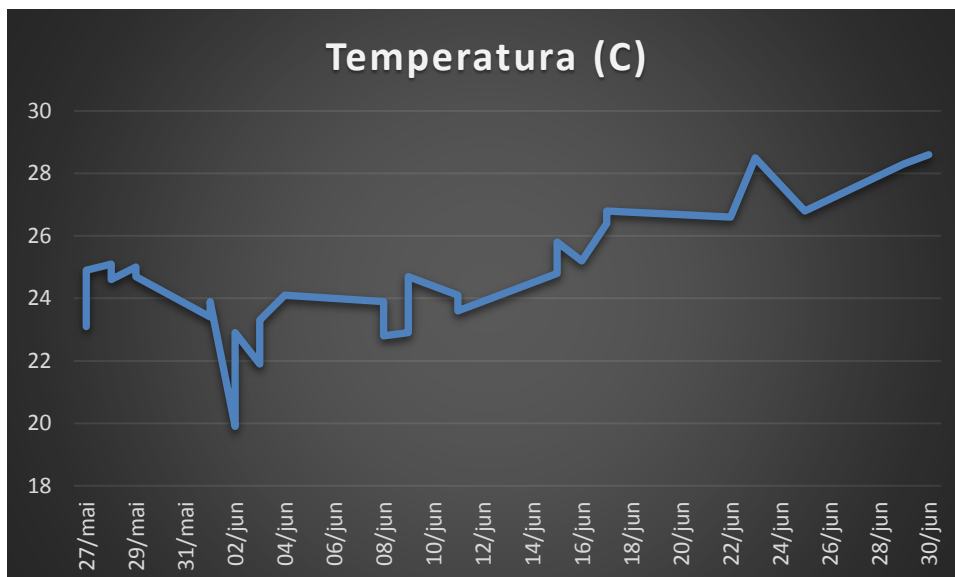


Figura 36-variação da temperatura ao longo da medição



Figura 37-Consumo acumulado ao longo da medição

Como podemos ver houve um aumento bastante elevado da temperatura ao longo da medição, enquanto o consumo até diminuiu um pouco o que mostra a importância deste tipo de sistemas. Até ao dia 9 de junho o consumo médio diário é de 7.8kW/h a partir daí baixa para 7.0 kW/h, sendo que a temperatura média até dia 9 de junho era 23.5 °C após o dia 9 de junho a temperatura média passou a ser de 26.3 °C.

5.2.4. Luz interna

No mural de frio existe luz lateral, esta luz serve para iluminar os produtos e promover a sua compra. Estas luzes são normalmente tubos fluorescentes ou luz fluorescente compactas, no caso deste mural são fluorescentes, As luzes devem ser substituídas por LED's (*light emitting diodes*). Os LED's gastam menos energia, tem uma durabilidade até 5x superior e tem uma emissão de calor muito inferior, apesar de terem um preço superior. A aplicação destas lâmpadas baixa o consumo do mural em duas vertentes pelo facto de serem mais eficientes e pelo facto de não produzirem mais calor para ser extraído. Outro fator que influencia o consumo de energia associado a luz interna do equipamento é as horas de funcionamento, as horas devem ser as horas de funcionamento do estabelecimento, este controlo pode ser automatizado inserindo as horas de funcionamento.

A tabela a baixo compara as diferentes lâmpadas equivalentes em termos de luminosidade. A temperatura de cor é medida em graus kelvin e quanto maior o número de graus kelvin mais fria é a lâmpada, logo melhor para este tipo de aplicação. O preço anual considera uma lâmpada a ser usada 16 horas dia, com um preço de eletricidade de 0.12 eur/kWh. Nos 10 anos são considerados as trocas

de lâmpadas, por lâmpadas do mesmo género. Nos casos em que a vida útil e um intervalo e considerado um valor intermedio.

Tabela 37-comparação do tipo de lampadas

	LED	Fluorescente	Incandescente	Halogéneo
<i>Vida útil [mil horas]</i>	20 a 45	6 a 15	1	5
<i>Watts por lâmpada</i>	9	11	40	40
<i>Preço (€)</i>	24.95	6.95	1.47	7.45
<i>Preço anual (€)</i>	6.30	7.7	28.0	28.0
<i>Preço total em 10 anos (€)</i>	112.9	118.7	365.26	369.4

Tabela 38-referencia da durabilidade das lâmpadas

Tipo de lâmpada	Tempo de vida útil
<i>Lâmpadas fluorescentes compactas (LFC)</i>	6.000 – 15.000 Horas
<i>Lâmpadas fluorescentes tubulares</i>	6.000 – 15.000 Horas
<i>Díodos Emissores de Luz (LED)</i>	20.000 – 45.000 Horas
<i>Lâmpadas de halogéneo</i>	5.000 Horas
<i>Lâmpadas incandescentes</i>	1.000 Horas

Apesar dos valores idênticos entre as fluorescentes e as LED, tem o problema de conter mercúrio, sendo preciso cuidado com o manuseamento e destruição. As LED tornam se assim ainda melhor opção, porque não estes riscos, que são especialmente relevantes quando há alimentos próximos.

5.2.5. Controlo da temperatura do mural

Para manter a temperatura constante no compartimento, os compressores devem ser controlados eletricamente. Um sistema básico é o uso de um termostato no compartimento frio que desliga o compressor quando a temperatura pretendida é atingida.

Sistemas mais complexos usam termostatos nos permutadores de calor, que controlam os ventiladores de forma a aumentar ou diminuir o ritmo de transferência de calor.

Novos desenvolvimentos em microprocessadores, nos objetos de medição e no controle de temperatura permitem aumentar ainda mais a eficiência. Controlando por exemplo as velocidades dos ventiladores conforme a temperatura no compartimento frio mantendo a temperatura sempre constante e reduzindo o consumo. Os Microprocessadores usam algoritmos PID (Proporcional Integral Diferencial) para manter a temperatura com precisão, o que minimiza o excesso de arrefecimento e o melhor controle de temperaturas mais altas. O microprocessador permite que se programe os sistemas de acordo com os padrões de uso e mais uma vez reduzir o consumo de energia. Um exemplo desta aplicação são as máquinas de venda de fluido frigoríficos que, nos Estados Unidos de América, usam estes padrões de consumo, de forma a só ter os fluidos frigoríficos frescos nas horas de consumo, reduzindo o consumo noturno.

5.2.6. Isolamento e redução do fluxo de calor

Existem várias medidas que podem ser tomadas para reduzir a entrada de calor no espaço refrigerado. Essas medidas são medidas de isolamento.

O Bom isolamento é fulcral para a performance de um mural de frio e é a medida mais eficiente. Podem se usar diversos materiais diferentes para cumprir este objetivo. Quanto maior a espessura, e menor o coeficiente de transferência térmica melhora o isolamento e menor o fluxo de calor que chega ao compartimento frio. O problema do isolamento é que o cliente normalmente escolhe as máquinas pelas medidas exteriores e para obtermos um melhor isolamento as paredes serão mais espessas o que resulta numa menor área útil no equipamento. A menor área interna dos murais pode se revelar um problema para as empresas que pretendam substituir os equipamentos, pois terão menos área útil para a colocação de produtos. A solução deverá passar por isso pela substituição do material por material com um menor coeficiente de transferência térmica. O equipamento usa poliuretano como isolamento existindo ainda alguns isolamentos melhores como a espuma elastómera que irão reduzir a quantidade de calor perdido pelas paredes o permitir aumentar o espaço de armazenamento.

5.2.7. Cortina de ar:

As cortinas de ar são usadas em murais abertos, e consistem em ar soprado ao longo da face aberta do mural. O objetivo da cortina de ar é reduzir a entrada de ar ambiente no compartimento frio aumentando assim a eficiência do sistema. Contudo esta cortina é criada a partir de um ventilador que usa eletricidade, logo aumentando a eficiência do ventilador aumentamos a eficiência da cortina.

Como a cortina é apenas um fluxo de ar e facilmente corrompida e normal haver perturbações, como pessoas ou produtos mal arrumados, correntes de ar. Para a eficiência da máquina não ser muito afetada estas perturbações devem o menos duradoras possível, evitam perturbações permanentes, como produtos mal arrumados.

O *design* da cortina é de igual importância, pois permite que a cortina seja mais eficaz aumentando por consequência a eficiência da máquina. Se este *design* não for cuidado pode até levar a um aumento do consumo. Este tema é bastante extenso e existem várias investigações na área e como cada cortina tem de ser estudada para cada equipamento, e por isso torna-se complicado saber quais as melhorias a fazer e qual o estado atual da cortina de ar, a ideia deste subcapítulo é chamar a atenção da importância deste fator para o consumo energético do mural

5.2.8. Uso de Compressores de grande eficiência

Compressores de grande eficiência necessitam de menos energia para comprimir o fluido neste caso e também necessário ter em atenção que o compressor, seja adequado para as gamas de pressão de trabalho. A má escolha pode arruinar o consumo da máquina. A escolha de um compressor mais eficiente pode levar a uma perda do consumo de energia de 5%, no consumo total da máquina.

5.2.9. Compressores com velocidade variável

Através de VSD (drive de velocidade variável) é possível controlar com precisão os motores, tornando o funcionamento a baixas velocidades possível e eficiente.

Os benefícios são que o facto de ser possível operar a baixas velocidades vai tornar possível operar no ponto de melhor eficiência, o que reduz os ciclos de on – off, reduzindo os picos de consumo. Tudo isto reduz o consumo e aumenta a vida do compressor. O VSD não é compatível com todos os motores, normalmente compram-se num pack compressor e VSD.

As poupanças associadas com o VSD estão ligadas a redução do caudal do fluido frigorígeno. O menor caudal de fluido frigorígeno reduz a pressão de condensação, e por consequência o consumo. O VSD consome alguma energia por isso o seu uso é recomendado se o compressor trabalhar a carga máxima em menos de 80% do tempo como é o caso do nosso mural, logo a implementação de VSD traria poupanças.

5.2.10. Motores eficientes para ventiladores:

Tal como no caso dos compressores nos ventiladores (responsáveis por 33% do consumo) quanto mais eficientes o motor, mais eficiente o ventilador. Uma opção são os motores ECM, que são motores altamente eficientes. O uso de ventiladores modelados para o efeito e melhores materiais também aumentam a eficiência mas em menor escala.

Os Motores de comutação eletrónica (ECM) são motores de corrente contínua muito eficientes que usam um íman permanente e um inverter. Estes motores são bastante mais eficientes do que os motores comuns de corrente alternada e são mais fáceis de controlar. Os ECM atingem um rendimento de aproximadamente 70% enquanto os motores de corrente alternada atingem cerca de 35% de rendimento, os motores ECM têm ainda a vantagem de ter uma vida útil de cerca do dobro da vida útil dos motores de corrente alternada.

Estudo sobre este tipo de componentes revelam que a troca direta destes motores, ou seja, sem alterar mais nenhum componente no equipamento, leva 2 anos a ser paga.

Existem outras medidas mais direcionadas para o utilizador como evitar fontes de calor próximas do mural, evitar um espaço muito fechado, para que o funcionamento da máquina não aumente a temperatura ambiente e assim aumente a diferença de temperatura entre o mural e o compartimento refrigerado, evitar o contacto direto da luz solar.

6. SISTEMA DE REMOÇÃO DE CONDENSADOS

6.1. Evaporação

Evaporação é um fenômeno no qual átomos ou moléculas no estado líquido (ou sólido, se a substância se sublima) ganham energia suficiente para passar ao estado gasoso.

O movimento térmico de uma molécula de líquido deve ser suficiente para vencer a tensão superficial e evaporar, isto é, sua energia cinética deve exceder o trabalho de coesão aplicado pela tensão superficial à superfície do líquido. Por isso, a evaporação acontece mais rapidamente a altas temperaturas, a altas vazões entre as fases líquida e vapor e em líquidos com baixas tensões superficiais (isto é, com pressões de vapor mais elevadas).

Como apenas uma proporção pequena de moléculas está localizada perto da superfície e movendo-se na direção correta para escapar do líquido em um certo instante, a taxa de evaporação é limitada. Além disso, como as moléculas de maior energia escapam e as que ficam têm menor energia cinética média, a temperatura do líquido diminui. Este fenômeno chama-se arrefecimento evaporativo. Um exemplo para tal fenômeno é a transpiração (suor). A evaporação promove resfriamento porque consome calor sensível e o transforma em calor latente, consumindo, no caso da água, cerca de 600 calorias por grama (600 quilocalorias por quilo) de água evaporada (inversamente, durante a condensação da água, ocorre a recuperação do calor sensível - também 600 calorias por grama).

6.1.1. Fatores que levam a evaporação:

A concentração da substância evaporante no ar. Se o ar contiver uma alta concentração da substância que evapora, então tal substância evaporará mais devagar.

A concentração de outras substâncias no ar. Se o ar já estiver saturado com outras substâncias, poderá ter uma capacidade menor para a substância que evapora.

Temperatura. Se a substância estiver quente, a evaporação será mais rápida.

Pressão. A evaporação é mais rápida se menos pressão é exercida sobre a superfície, a qual dificulta o escape das moléculas.

Superfície de contato. Uma substância que possua uma superfície de contato maior evapora mais rapidamente, pois há mais moléculas na superfície por unidade de volume que são potencialmente capazes de escapar.

Fluxo de ar. Isto está em parte relacionado com o tópico da concentração citado anteriormente. Se existe ar fresco passando pela substância o tempo todo, então é mais provável que sua concentração não aumente, o que favorece uma evaporação mais rápida. Além disso, moléculas em movimento têm mais energia cinética do que aquelas em repouso; por isso, quanto mais forte o fluxo de ar, maior é o potencial para evaporação.

Forças intermoleculares. Quanto maiores as forças intermoleculares dentro do líquido ou sólido, mais energia será necessária para fazer suas moléculas evaporarem.

Destes fatores os três maiores princípios que afetam a velocidade da evaporação da água são a humidade do ar, a temperatura e a área de superfície da água em si.

De todos os fatores indicados acima aquele que mais influencia a taxa de evaporação é a área de superfície de contacto.

6.2. Opção para aumentar a evaporação dos condensados:

A evaporação dos condensados é necessária devido a sua criação no evaporador devido a diferença de temperatura entre o ar e o evaporador o que irá criar os condensados, estes poderiam ser evitados melhorando o evaporador criando um evaporador mais amplo, mas devido as dimensões do equipamento essa solução não é possível.

Soluções:

As situações abaixo são soluções para tentar aumentar a taxa de evaporação e baixar o consumo de energia, na tina dos condensados. Dai estas experiencias permitem nos verificar qual a melhor solução para posteriormente aplicar no mural. Este mecanismo terá de ser de baixo custo, para que a sua aplicação seja compensatória, pois o objetivo é reduzir os custos de operação mas sem aumentar

excessivamente os custos de produção. Isto para que não aja um aumento do preço do produto que deixe de o tornar apelativo ao consumidor, e para que a medio prazo compense o investimento.

A conceção destes mecanismos terá como objetivo alterar os fatores que levam a evaporação de forma a aumentar a taxa de evaporação e/ou reduzir a energia necessária.

6.2.1. Sistema Instalado

O sistema de remoção de condensados instalado no mural é do tipo de sistema mais eficiente que são utilizados neste momento no mercado. Sendo um sistema que contém uma passagem da linha do condensador e uma resistência elétrica (em tinas diferentes) e contém duas tinas de reservatório como se pode ver na imagem abaixo., o andar de baixo dispõe de uma resistência elétrica.



Figura 38 - Sistema de eliminação de condensados instalado

A água dos condensados do mural é recolhida na zona do evaporador onde existe uma bandeja que inclinada em direção ao evaporador, a inclinação deveria de ser ao contrário, (como foi falado anteriormente) pois desta maneira os condensados terão de combater a força do vento para chegar a bandeja. A água e depois conduzida ao piso superior do sistema de eliminação de condensados, neste piso há um pré aquecimento. Quando a tina enche a água passa para o piso de baixo por um orifício no meio da tina superior na tina inferior existe uma resistência elétrica que aquece a água até esta evaporar. O sistema instalado possui uma linha de líquido fluido frigorígeno que passa na tina superior antes de ir para no condensador, desta forma o líquido chega no fim do condensador a temperaturas mais baixas, e a água da tina superior pré-aquecida. Esta característica é benéfica para a eficiência, pois assim o

fluido fluido frigorígeno chega a válvula expansora com uma temperatura mais baixa o que irá permitir uma maior eficiência do funcionamento da máquina, e o pré aquecimento irá fazer com que seja necessária menor introdução de calor por parte da resistência elétrica.

A imagem abaixo permite-nos ver o pormenor da passagem de água entre níveis e do tubo que trás a água da bandeja de condensados.



Figura 39- Pormenor da Tina superior

6.2.2. Situação Referência

Esta situação representa o caso presente na máquina neste momento, servindo por isso de referência para todas as outras situações que indicaremos abaixo. Neste caso a usaremos um ventilador e a tina como esta neste momento no mural.

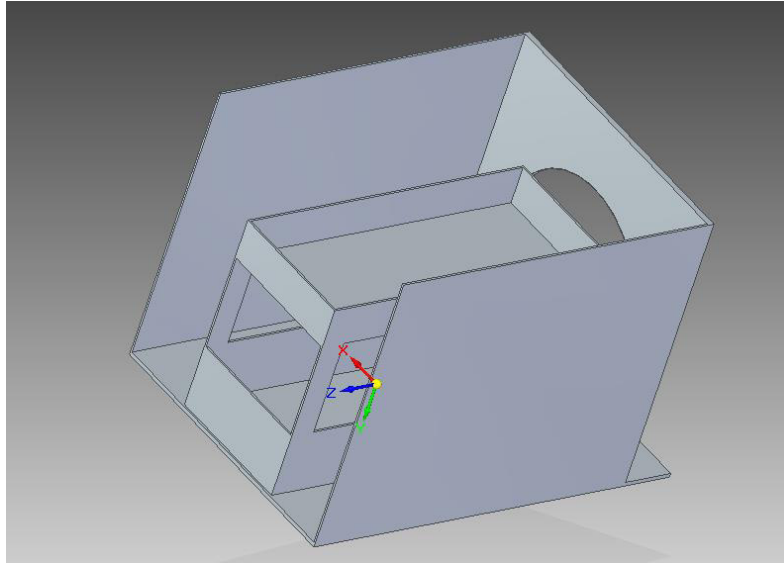


Figura 40- tina actual

6.2.3. Aumento da superfície de contacto

Como diz acima o aumento da superfície de contacto, aumenta a taxa de evaporação. Neste caso a ideia é criar uma tina com uma maior superfície de contacto e menor profundidade de forma a facilitar o aquecimento dos condensados. Todavia este aumento tem de ter em conta o espaço disponível no layout da máquina e por isso o aumento será para com 5,5 cm de altura, em contraste com os 8cm de altura e 16x38 no piso inferior e os 5cm altura e 3135 cm² de área no piso superior. O volume da nova tina é um pouco superior a anterior passou de 8151 cm³ para 8250 cm³. A área passa de 1235 cm² para 1500 cm². Estes valores são para a nova tina com apenas um andar isto para melhor aproveitamento do fluxo de ar que passa no condensador como iremos ver posteriormente. A altura tem de ser 5.5 cm para o sistema não perder volume de armazenamento.

Tabela 39- Dimensões da nova tina e do sistema instalado.

	Comprimento (cm)	Largura (cm)	Altura (cm)	Área (cm ²)	Volume (cm ³)
Tina nova	30	50	5.5	1500	8250
Sistema instalado				1254	8151
• Tina superior	16.5	38	8	627	5016
• Tina inferior	16,5	38	5	627	3135

Outra vantagem deste sistema em relação ao anterior é que a existência de um piso superior leva a que alguma da água evaporada acabe por embater no piso superior e condensar voltando a se precipitar na tina, essa dificuldade na deslocação do ar húmido leva a que a atmosfera em volta da tina, tenha uma maior concentração de água e por isso dificulte a evaporação da água que se encontra na tina. A razão da criação desta tina é para permitir a criação de soluções com a aplicação de alguns sistemas, pois o sistema inicial não permite a instalação de nada pois está muito perto do limite de altura do espaço. Por isso a nova tina vai aparecer, em baixo associada a algumas soluções.

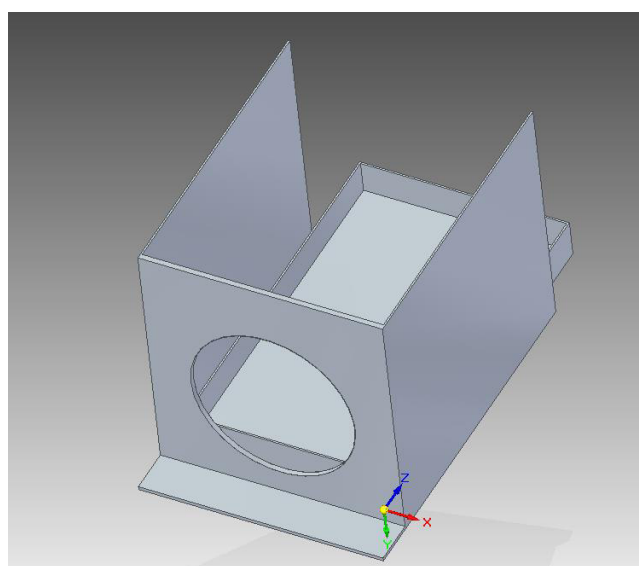


Figura 41- Nova tina

6.2.4. Ventiladores direcionados quentes

Os ventiladores utilizados serão as já existentes no mural, ou seja, os ventiladores do condensador. Neste momento o mecanismo de eliminação de condensados já está colocado de forma a receber o ar quente vindo do condensador, mas de uma forma muito pouco eficaz. Isto porque o ar quente chega com pouca velocidade e muito disperso devido aos obstáculos e devido a distância entre os ventiladores e o sistema de eliminação de condensados, apenas recebe mais ao menos diretamente de um dos ventiladores como podemos ver na imagem abaixo. Todavia o ar, neste sistema, é direcionado a partir de um ventilador para a tina, mantendo as dimensões da tina original o irá obrigar a uma passagem de 25 por 35 cm para 5 por 30 em 8cm o provoca um inclinação muito elevada sendo que

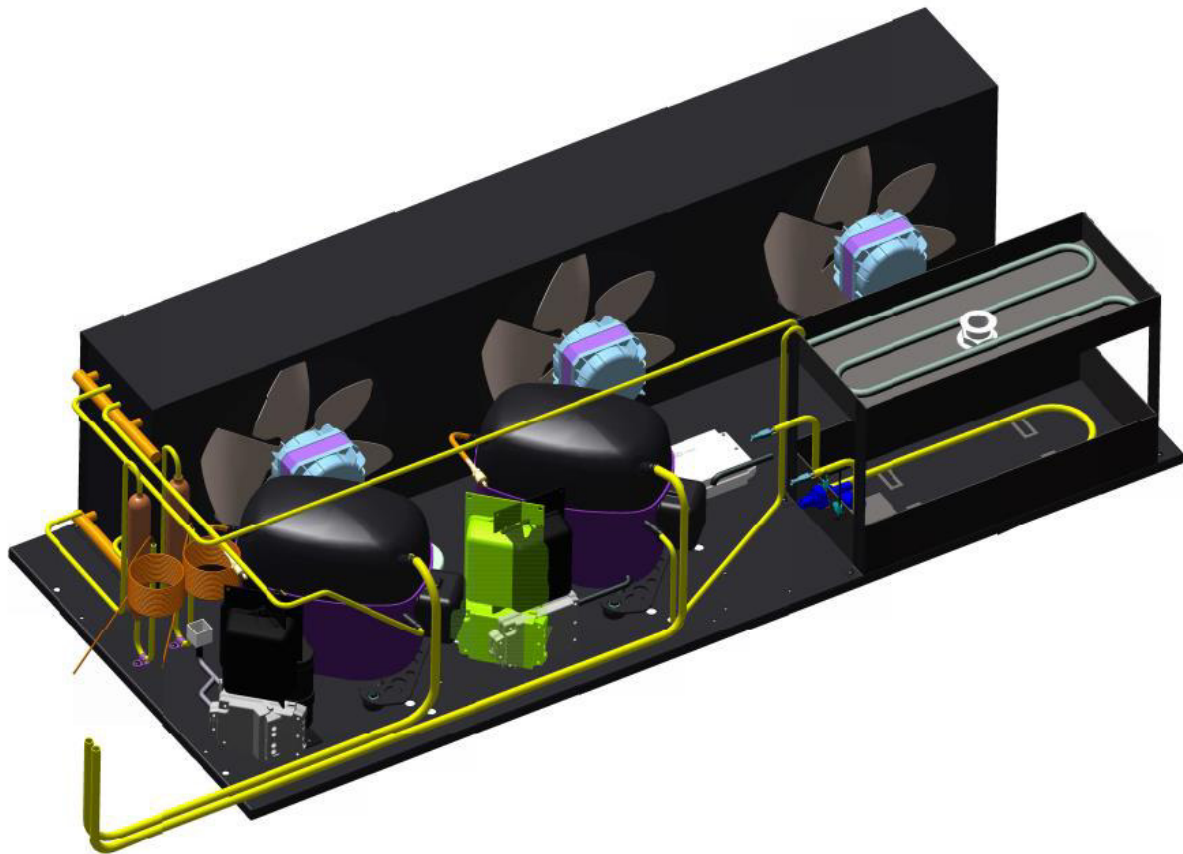


Figura 42-Modelação da parte inferior do equipamento

A solução para este problema é a criação de um género de funil que direcionará o ar quente que sai dos ventiladores do condensador para a tina de forma a este sistema ser mais eficiente. A vantagem de utilizar apenas um andar e que é possível direcionar todo o fluxo de ar criando um fluxo mais forte que vai ajudar ao aumento da evaporação, por duas razões: por reduzir a concentração no ar de água e pela maior energia cinética. A desvantagem é que o sistema terá de ter a resistência elétrica para situações extremas, e a passagem do fluido fluido frigorifereoneo para o arrefecer e tornar o equipamento e a

evaporação de condensados mais eficiente, e como o sistema terá apenas um andar estes dois sistemas estarão na mesma tina o que vai fazer com que quando a resistência elétrica acionar estará a uma temperatura superior a temperatura do fluido, o que vai provocar o aquecimento do fluido e tornar o equipamento menos eficiente. Outro problema desta solução é o facto do layout do equipamento não ser favorável á sua instalação o que faz com que apenas dê para direcionar de um ventilador, pois as outras abaixo está o sistema que irá direcionar o ar e sistema completo. A velocidade é também importante porque vai fazer com que o ar quente não entre em contacto com o equipamento diretamente saindo mais atrás não condensando no equipamento.

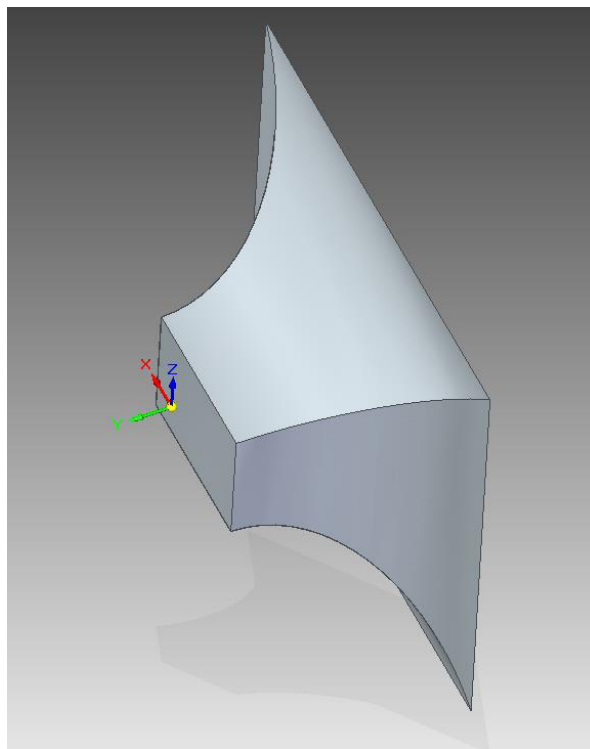


Figura 43-orientador de ar

Os orientadores de ar têm o problema de precisarem de espaço para que a mudança de área não seja demasiado abrupta, o que não acontece neste caso o que cria como vemos abaixo um género de parede que vai bloquear a passagem de ar e condicionar os ventiladores que se encontram atrás no funcionamento e não consegue direcionar o ar.

6.2.5. Extração de ar húmido por ventiladores

A extração de ar húmido é importante para manter o ar não saturado e permitir a evaporação de forma mais rápida e simples. Por isso a introdução de uns ventiladores para permitir o aumento da velocidade

do ar na superfície da tina, o que fará diminuir a quantidade de humidade no ar e também garantir velocidade na superfície de água, e gerando turbulência o que aumenta a taxa de evaporação.

O sistema poderá usar os ventiladores do condensador, e terá no fim dois ventiladores que terão a responsabilidade de extrair o ar da superfície e manter assim o ar desumidificado.

Abaixo encontra-se o layout deste sistema:

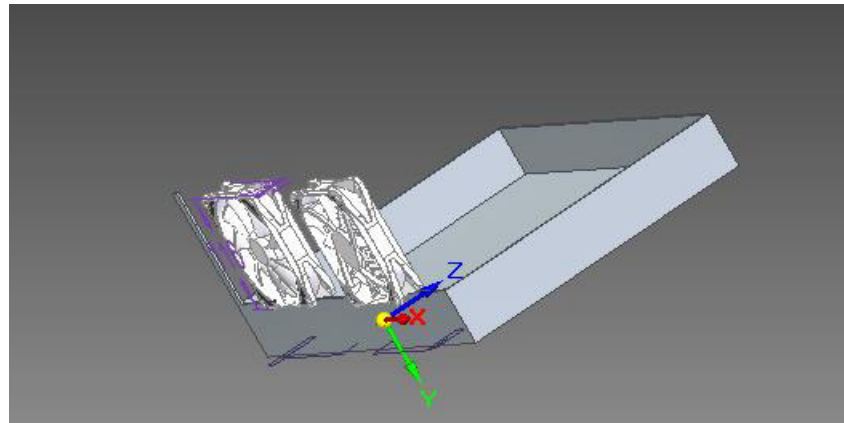


Figura 44-representação esquemática da extracção de ar humido pelos ventiladores

6.2.6. Redução da pressão:

A redução da pressão irá facilitar a evaporação do líquido, o que levará a que a um menor uso de energia para que a evaporação ocorra. De forma a conseguirmos reduzir a pressão teremos de retirar massa da envolvente da superfície da água, ou seja criar vácuo. A criação de vácuo vai também eliminar a presença de humidade do ar facilitando a evaporação também por este fator.

Para conseguirmos criar vácuo teremos de fechar a envolvente da tina de colocar apenas uma saída ligada a uma bomba de vácuo que poderá ser uma das restantes conforme o desejo do fabricante. Contudo menor pressão significa maior evaporação, mas também maior custo. Abaixo estão os tipos de vácuo:

Tabela 40- níveis de vácuo

<i>Grau de Vácuo</i>	<i>Intervalo de Pressão (Pa)</i>
Baixo	$10^5 > p > 3.3 \times 10^3$
Médio	$3.3 \times 10^3 \geq p > 10^{-1}$
Alto	$10^{-1} \geq p > 10^{-4}$
Muito Alto	$10^{-4} \geq p > 10^{-7}$
Ultra-Alto	$10^{-7} \geq p > 10^{-10}$

Em princípio os níveis deverão andar nos de uma bomba mecânica que é cerca de 1.3PA portanto vácuo médio. A bomba de vácuo será instalada no topo do sistema para melhorar a sua performance e abranger melhor todo o volume, o enchimento de água será efetuado por baixo, para evitar grandes quedas e salpicos de água na estrutura Em baixo está uma imagem que demonstra como seria o sistema (a bomba foi simplificada na imagem):

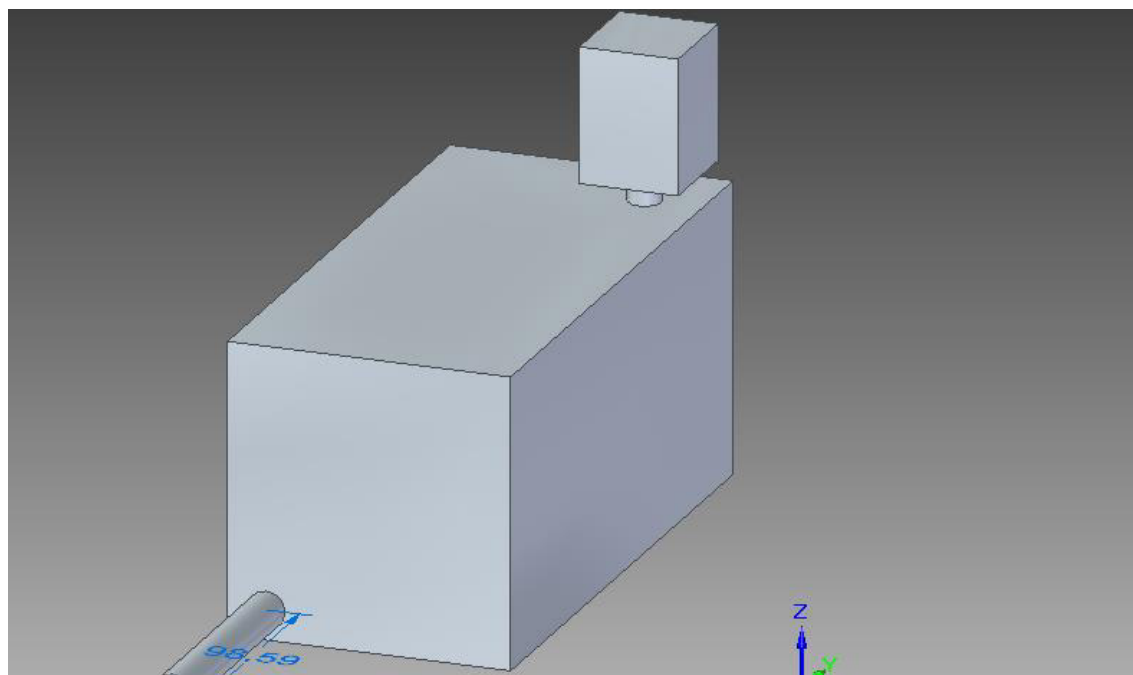


Figura 45-representação esquemática de um sistema com vácuo.

6.2.7. Eliminação da água por reação química

Outra forma de eliminar a água será através de reações químicas, nestas reações o objetivo será criar uma reação que produza um produto gasoso não tóxico para que possa ser utilizado em qualquer local sem precauções acrescidas. Existem vários metais que reagem com água, sendo que a maioria deles reage violentamente e os que reagem lentamente continuam a ter um problema grave que é a eliminação dos produtos, pois estas reações geram sempre um produto que é preciso remover para agravar a situação na maior parte das vezes essa reação gera um ácido que irá ao fim de algum tempo corroer o sistema de eliminação de condensados.

Apesar de estar a haver alguns investigadores a trabalhar nesta área, esta está ainda muito atrasada e por isso ainda não há soluções concretas, neste momento caminha para a fabricação de uma barra de dissolução que promove a evaporação da água.

Neste momento, não em doses industriais mas em experiências de menor dimensão usam-se produtos com menor ponto de ebulição para misturar com a água e assim reduzir o ponto da mistura e promover a evaporação da água mais facilmente.

Neste projeto não serão utilizados estes conceitos por ainda se encontrar numa fase embrionária e por ainda não se conhecerem resultados a longo prazo na durabilidade do equipamento, e na efetividade deste conceito.

6.2.8. Aumento da tina superior:

De forma a aproveitar o aumento do espelho de água e a não ter de colocar a resistência elétrica e a passagem do fluido refrigerante na mesma tina, esta solução é uma tina superior fina com as mesmas dimensões da tina anterior e uma tina inferior no mesmo molde do que existe neste momento no sistema mas com maior volume de armazenamento e maior espelho de água e profundidade inferior que são alguns dos fatores mais importantes para facilitar a evaporação. A proximidade a que a tina fica dos ventiladores dos condensadores permite ainda aproveitar melhor o ar que daí sai sem requerer nenhum sistema adicional, sendo que apenas recebe diretamente de um ventilador. O piso superior da tina recebe a linha de fluido tal como no sistema original mas como maior comprimento o que também aquece mais o fluido e torna o equipamento mais eficiente. A passagem entre os pisos será a mesma utilizada até agora e a resistência será instalada da mesma forma. As dimensões da tina superior serão as da já falada nova tina e as dimensões da tina inferior serão as dimensões originais da tina inferior, sendo que como vemos na imagem agora a tina inferior esta encostada ao ventilador de forma a aproveitar o ar a tina superior esta mais baixa do que na solução que se encontra no equipamento permitindo receber o ar diretamente dos ventiladores.

Tabela 41- dimensões do sistema otimizado de duas tinas

	Comprimento (cm)	Largura (cm)	Altura (cm)	Área (cm ²)	Volume (cm ³)
Tina superior	30	50	5.5	1500	8250
Tina inferior	16.5	38	8	627	5016

Esta solução possui por isso uma capacidade de armazenamento melhor vai ser aquela que mais vai aquecer o fluido refrigerante pois a passagem na tina superior é maior permitindo uma eficiência do equipamento. Permite um aumento do espelho de água e a passagem de ar superior ao sistema

instalado e como o sistema e mais baixo apenas 6cm entre pisos a saturação do ar no piso superior e inferior esta solução possui ainda a vantagem de não necessitar de uma grande alteração na linha de produção por ser de construção idêntica a que está atual instalada. Por essas razões esta acaba por ser a melhor solução, pois concilia muitas vantagens com um preço baixo, construção simples e evita o problema de conter a resistência elétrica e a passagem de fluido fluido frigorígeno na mesma tina o que provocaria o possível aquecimento do fluido frigorígeno a saída do condensador quando o objetivo é precisamente o contrário.

Vários estudos demonstram os fatores que mais influenciam a evaporação são a temperatura e a área de superfície como na temperatura as condições são semelhantes e o acréscimo de algum equipamento de aquecimento seria contra produtor pois iria gastar mais eletricidade, a área de superfície torna-se o fator mais revelante nesta comparação e nesse fator esta solução é também a melhor.

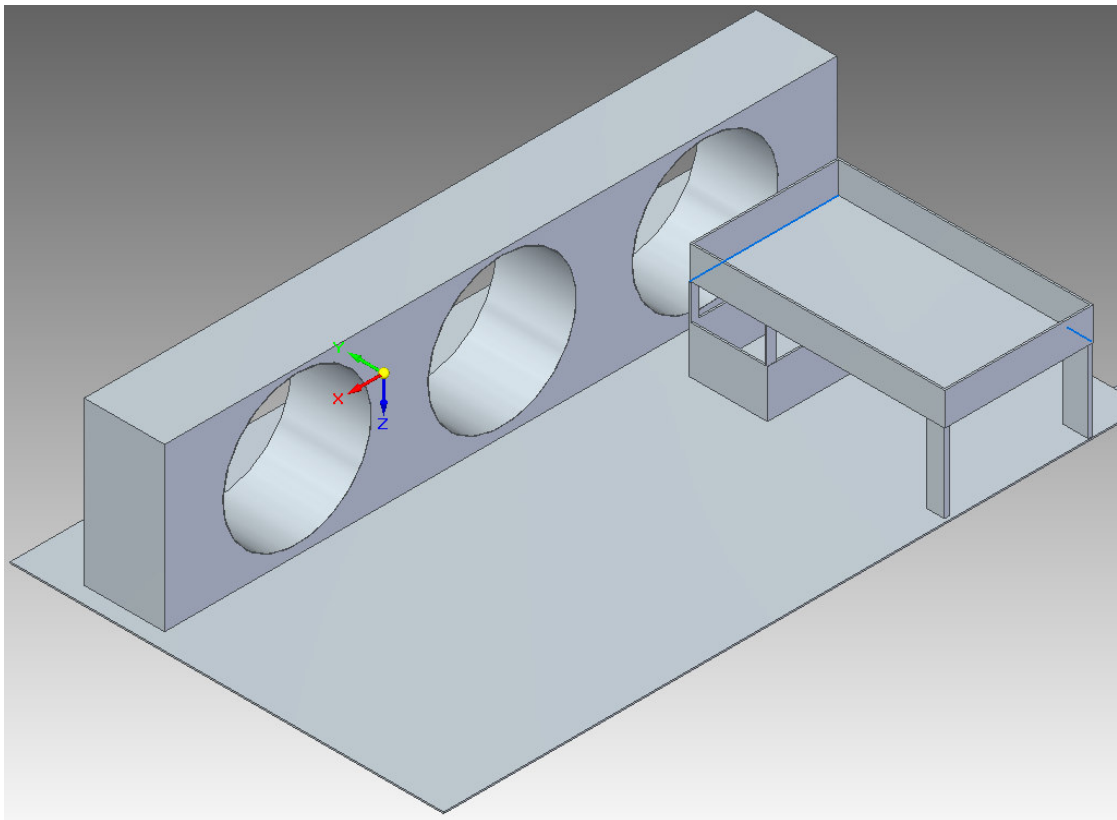


Figura 46-Sistema escolhido

6.3. Cálculo da melhoria imposta pela nova solução

De forma a conseguir ver as diferenças entre o sistema antigo e o novo, vamos prever a quantidade de água evaporada. Isto porque evaporar água é o objetivo deste sistema, não irá ser considerada a existência do sistema de resistência elétrica em nenhum deles, todavia o projeto final contara sempre com uma resistência elétrica. Esta resistência térmica servirá apenas como precaução, para que quando os mecanismos instalados não forem suficientes para manter a água dentro dos limites de segurança do reservatório esta atue e evite o transbordar de água do reservatório. A contribuição da passagem de fluido frigorígeno também não será tida em conta mas existirá em qualquer sistema.

6.3.1. Como calcular a evaporação:

Existem várias formas de calcular a evaporação de uma piscina, e esses métodos de medição da taxa de evaporação, podem ser simplesmente aplicado a qualquer recipiente que possa reter a água por um período prolongado de tempo. A tina é o equivalente a uma piscina interior, com dimensões muito reduzidas

Existem vários métodos que são utilizados para calcular a quantidade de água evaporada de um recipiente sendo que alguns não podem ser adotados aqui, pois são para recipientes de água com paredes permeáveis, como os lagos, outros terão de ser adaptados para corresponderem às características a que a nossa tina está sujeita.

Um dos métodos existentes que calcula a taxa de evaporação a partir do uso de mapas com a estimativa para cada local. Este método não é especificado por não ser considerado para piscinas interiores com é o caso da nossa tina. O método não é utilizado em piscinas interiores, porque apenas considera a área de superfície, a localização geográfica e a altura do ano, usando a temperatura prevista nessa área, logo este método nunca pode ser usado no interior onde a temperatura será sempre diferente da exterior, e onde normalmente o clima é controlado. Devido a estas limitações nunca poderia ser utilizada no caso do mural, pois este estará em locais climatizados maioritariamente.

6.3.2. Medição direta de evaporação

A maneira mais fácil de descobrir quanta água o recipiente está a perder é medi-la diretamente. A medição da taxa de evaporação é relativamente simples.

Primeiro começa-se por usar uma régua ou fita métrica para medir a distância do fundo do recipiente a superfície da água. Anota-se a data e hora em que foi medida a altura inicial. Na semana seguinte mede-

se todos os dias a mesma hora o nível da água no mesmo local, se possível e de maneira a simplificar o processo, a régua ou fita métrica pode ser acoplada a tina. Se o objetivo da medição é apenas a diferença final e não a evolução da evaporação, ao longo do tempo, a medição pode ser feita apenas no início e no final da semana. Se a régua ou fita métrica não estiver acoplada é necessário ter o cuidado de medir no mesmo local da tina.

Neste ponto, com as medições da distância vertical e o tempo decorrido, para obtermos a taxa de evaporação é apenas dividir a distância pelo tempo decorrido.

Para converter a taxa de evaporação para litros de água, é necessário converter a taxa de evaporação em volume. Para se obter o volume de água evaporada é apenas multiplicar a taxa de evaporação pela área da tina, se pretendermos em litros a área terá de ser em dm^2 .

6.3.3. Cálculo da taxa de evaporação com equações matemáticas

Na realidade, a evaporação é um processo muito complexo, que é difícil de estimar usando equações. Isto porque a taxa de evaporação é efetivamente controlada por diversos fatores, incluindo, temperatura, pressão do ar, velocidade do vento, e a humidade, como foi referido anteriormente. Existem várias equações que podem ser usadas para prever a taxa de evaporação.

Abaixo estão destacadas algumas das mais conhecidas equações usadas para estimar a taxa de evaporação. De forma a tornar as unidades consistentes, as equações foram modificadas e algumas constantes eliminadas.

6.3.4. Equação de evaporação EPA

A equação de evaporação EPA (environmental protection agency) foi desenvolvida para estimar a evaporação a partir da superfície de uma piscina que é igual ou próxima da temperatura ambiente.

$$E = \frac{PAW}{T + 459.67} \quad \text{eq.(22)}$$

Onde:

- E = Taxa de evaporação (galões / dia)
- A = Área Superfície (dm²)
- W = velocidade do vento na superfície da piscina (mph)
- P = Pressão do vapor de água (mmHg) à temperatura ambiente
- T = Temperatura (° F)

O valor da pressão do vapor de saturação deve corresponder à temperatura da superfície da água e pode ser determinada utilizando a tabela abaixo. Certifique-se que seleciona um valor que corresponde à temperatura da água.

Tabela 42- tabela de propriedades da água

<i>Temperatura</i>	<i>Densidade</i>	<i>Peso</i>	<i>Viscosidade</i>	<i>Viscosidade</i>	<i>Pressão</i>	<i>Pressão de</i>
		<i>Específico</i>	<i>dinâmica</i>	<i>cinemática</i>	<i>de Vapor</i>	<i>Vapor</i>
<i>°F</i>	slugs/ft ³	lbf/ft ³	Lbf-s/ft ²	Ft ² /s	psia	mmHG
40	1.94	62.43	3.23E-05	1.66E-05	0.122	6.309
50	1.94	62.40	2.73E-05	1.41E-05	0.178	9.205
60	1.94	62.37	2.36E-05	1.22E-05	0.256	13.239
70	1.94	62.30	2.05E-05	1.06E-05	0.363	18.773
80	1.93	62.22	1.80E-05	9.30E-06	0.506	26.168
100	1.93	62.00	1.42E-05	7.39E-06	0.949	49.077
120	1.92	61.72	1.17E-05	6.09E-06	1.69	87.398
140	1.91	61.38	9.81E-06	5.14E-06	2.89	149.456
160	1.90	61.00	8.38E-06	4.42E-06	4.74	245.129
180	1.88	60.58	7.26E-06	3.85E-06	7.51	388.379
200	1.87	60.12	6.37E-06	3.41E-06	11.53	596.273
212	1.86	59.83	5.93E-06	3.19E-06	14.70	760.20

6.3.5. Equação de evaporação de Stiver e Mackay

A equação seguinte foi desenvolvida por Warren Stiver e Dennis Mackay do Departamento de Engenharia Química da Universidade de Toronto. Ela pode ser usada para estimar a evaporação a partir da superfície de uma piscina em que a temperatura da superfície é igual ou próxima da temperatura ambiente.

$$E = \frac{7.4PA(0.477)^{0.78}}{T + 459.67} \quad \text{eq.(23)}$$

Onde:

- E = Taxa de evaporação (galões / dia)
- A = área Superfície (ft²)
- W = velocidade a superfície da piscinal (mph)
- P = Pressão do vapor de água (mmHg) à temperatura ambiente
- T = Temperatura (° F)

Esta equação é muito semelhante à equação da EPA. O valor da pressão de vapor de saturação deve corresponder à temperatura da superfície da água e pode ser puxado a partir da tabela de referência na primeira equação.

6.3.6. Equação de evaporação de John W. Lund

Em 2000, John Lund que trabalhava no Instituto de Tecnologia de Oregon desenvolveu a seguinte equação especificamente para determinar a evaporação em piscinas.

$$E = A(p_w - p_a)(0.089 + 0.0782V)/Y \quad \text{eq.(24)}$$

Onde:

- E = Taxa de evaporação (kg/s);
- A = área de superfície (m²);
- p_w = Pressão do vapor de água (kpa) à temperatura ambiente;
- p_a = Pressão de Vapor (kpa) à temperatura de ponto de orvalho;
- V= velocidade sobre a superfície de água;
- Y= Calor latente necessário para mudar a água do estado líquido para o estado gasoso na superfície (kj/kg);

Tabela 43-valores comuns de pw

Temperatura da água (°C)	pw (kpa)
15	1.70
20	2.34
25	3.17
30	4.25
35	5.63
40	7.38

Tabela 44-valores comuns para pa

Temperatura (°C)	Pa a 40%humidade relativa (kpa)	Pa a 50% humidade relativa (kpa)	Pa a 60% humidade relativa (kpa)
20	0.0094	0.0117	0.0140
25	0.0127	0.0158	0.0190
30	0.0170	0.0212	0.0255

Como podemos ver na equação a superfície de contacto é o fator mais relevante no calculo da taxa de evaporação, o que comprova o que foi dito no inicio do capitulo de que a superfície de contacto é o fator mais importante no desenvolvimento deste sistema.

6.4. Escolha do método

Os usos destes métodos, vai produzir alguns resultados ligeiramente variados. Enquanto a medição direta produz uma taxa de evaporação específica para uma área, esta não terá em conta as variações sazonais de temperatura, pressão e humidade, o que em locais climatizados não será um problema. Nos casos com climatização, extrapolar o resultado para calcular a quantidade de água perdida num ano é possível e revela precisão idêntica aos métodos teóricos.

O método teórico a ser usado deve ser escolhido conforme a aplicação, como neste caso será um recipiente de pequenas dimensões em ambiente climatizado, o método de mapas, como foi referido

anteriormente, não será adequado. As equações da EPA e de Stiver e Mackay são usados em larga escala por serem de mais simples resolução e por necessitarem de menos dados. Posto isto e fácil de ver que a equação de evaporação de John W. Lund, e a mais adequada para esta situação até porque é a única equação que considera a diferença de temperatura

6.4.1. Aplicação do método:

Considerando as velocidades iguais o que não é verdade, pois a nova solução terá sempre mais velocidade, pois encontra-se mais próxima do ventilador, e considerando humidade a 50% e água a 15 °C e temperatura ambiente 25 °C. O calor latente da água é 333 KJ/kg.

Tabela 45- Apresentação da melhoria com os novos métodos

	<i>Solução original</i>	<i>Solução nova</i>
<i>Taxa de Evaporação [kg/s]</i>	1.06×10^{-6}	1.80×10^{-6}

Pela fórmula vemos que há uma melhoria significativa, de cerca de 40% na taxa de evaporação.

7. CONCLUSÃO

O objetivo deste trabalho consistiu em obter um novo kit de evaporação de condensados, e em criar possibilidades de tornar o equipamento mais eficiente, para enfrentar esta nova fase de grande exigência a níveis energéticos e que está prestes a começar na área da refrigeração comercial.

A opção selecionada é uma boa opção para o problema sem alterar o layout da parte inferior da máquina, pois o objetivo é melhorar o sistema de remoção de condensados mas sem alterar o layout, ou seja, usando o espaço livre do equipamento e sem alterar a disposição de todos os componentes menos o sistema de remoção de condensados. Tendo isso em conta esta é a melhor opção porque permite obter pelo menos uma pequena parte das vantagens de cada uma das soluções, sendo que em algumas das soluções o grande problema é o preço da sua aplicação, pois o objetivo desta alteração é que o consumo seja reduzido mas que para que isso aconteça o preço não aumenta substancialmente. Esta solução é das soluções apresentadas aquela que aumenta mais a área de superfície de contacto que como foi dito anteriormente é o fator mais importante para o aumento da taxa de evaporação, que é o objetivo deste sistema.

A colocação que novos equipamentos que recorram a energia como ventiladores e motores de vácuo têm ainda a desvantagem de o ganho obtido no kit de evaporação pela introdução destes terá de ser maior do que o consumo de energia desses equipamentos, o que não é o caso. Daí a importância desta solução escolhida, pois reúne todas as condições faladas acima.

Esta solução juntamente com o sistema de otimização de sucção referido no capítulo 5, um sistema de aplicação e sem manutenção que ao isolar a área do condensador fazendo com que o ar que passa no condensador seja ar, apenas exterior e não ar quente da zona circundante ao condensador, irá criar um sistema com uma eficiência energética muito superior pois irá recorrer em muito menor número a evaporação com a resistência elétrica (que chega a gastar 30 %) do consumo total da máquina.

Alem disso o sistema de sucção de ar aumenta a eficiência do arrefecimento do fluido fluido frigorígeno que lá passa, pois o ar que passa pelo condensador está a temperatura mais baixa. A nova solução para o kit de eliminação de condensados devido a maior dimensão da tina permite ainda uma passagem mais prolongada do fluido fluido frigorígeno que irá assim arrefecer mais e tornar o ciclo mais eficiente ao

mesmo tempo que permanece mais tempo nos condensados aumentando mais a sua temperatura e facilitando a sua evaporação.

Concluindo o trabalho cumpre o objetivo de tornar o equipamento e em especial o sistema de eliminação de condensado mais eficiente e ainda propõe outras possíveis alterações, sendo que o próximo passo para o aumento da eficiência neste equipamento será a reestruturação do layout na parte inferior do equipamento de forma a centralizar o sistema de eliminação de condensados, aumentar ainda mais a área de espelho e de forma a aproveitar o ar das três ventiladores exigentes criar o aqui falado orientador de fluxo de ar, que nesse será melhor solução pois terá espaço e mais fluxo para orientar.

8. BIBLIOGRAFIA

- I. Gray, P. Luscombe, L. McLean, C.S.P. Sarathy, P. Sheahan, K. Srinivasan. (2007) Improvement of air distribution in refrigerated vertical open front remote supermarket display cases
- II. Axell,M. (2002) Vertical display cabinets in suupermarkets –Energy and the influence o fair flows
- III. Moons,H. Vilanueva,A. Calero,M. Ardente,F. Mathieux,F.Labanca,N. Bertoldi,P. Wolf,O.(2014) Ecodesign for Commercial Refrigeration “final report” .European comission
- IV. Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council of 21 October 2009 establishing a framework for the setting of Ecodesign requirements for energy-related products.
- V. (2007), Preparatory Studies for Eco-design requirements of EuPs (TREN/D1/40-2005/LOT12/S07.56644), Lot 12, Commercial refrigerators and freezers, Final Report, BIO Intelligence Service.
- VI. (2010), impact Assessment accompanying the Proposal for a Commission Regulation implementing Directive 2009/125/EC with regard to Ecodesign requ irements for ENER Lot 12: Commercial Cold Appliances (ENER/D3/92-2007, Final report, Wuppertal Institute.
- VII. Silva,M. Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial, Rio de Janeiro, Ministério de minas e energia
- VIII. Lobarinhas, P. Apontamentos da Aula cap. II: “Frio Industrial”
- IX. Lobarinhas , P. Apontamentos da Aula Cap. IV: “Determinação de Cargas Térmicas”
- X. Stoecker, W.F., “Industrial Refrigeration Handbook”, McGraw-Hill, 1998.

ANEXO I – TABELA TERMODINÂMICA R-404 A

THERMODYNAMIC PROPERTIES OF R-404A

Temp [°F]	Pressure		Density		Enthalpy		Entropy	
	Liquid [psia]	Vapor [psia]	Liquid [lb/ft ³]	Vapor [lb/ft ³]	Liquid [Btu/lb]	Vapor [Btu/lb]	Liquid [Btu/R-lb]	Vapor [Btu/R-lb]
-60	11.8	11.3	82.53	0.2671	-5.913	81.19	-0.01439	0.2041
-55	13.5	13.0	82.01	0.3044	-4.447	81.92	-0.01075	0.2032
-50	15.4	14.9	81.48	0.3457	-2.973	82.64	-0.00714	0.2023
-45	17.6	16.9	80.94	0.3913	-1.490	83.36	-0.00356	0.2015
-40	19.9	19.3	80.40	0.4414	0.000	84.08	0.00000	0.2008
-35	22.5	21.8	79.86	0.4965	1.499	84.79	0.00354	0.2001
-30	25.4	24.6	79.31	0.5568	3.007	85.50	0.00705	0.1994
-25	28.5	27.7	78.75	0.6228	4.524	86.20	0.01054	0.1988
-20	31.9	31.0	78.19	0.6947	6.051	86.90	0.01402	0.1982
-15	35.6	34.7	77.62	0.7730	7.587	87.59	0.01747	0.1977
-10	39.7	38.7	77.05	0.8582	9.133	88.28	0.02091	0.1972
-5	44.1	43.0	76.46	0.9506	10.69	88.95	0.02433	0.1967
0	48.8	47.7	75.87	1.051	12.26	89.62	0.02773	0.1963
5	54.0	52.8	75.27	1.159	13.84	90.29	0.03112	0.1959
10	59.5	58.3	74.66	1.276	15.43	90.94	0.03449	0.1955
15	65.5	64.2	74.05	1.403	17.03	91.58	0.03785	0.1951
20	71.9	70.5	73.42	1.539	18.64	92.21	0.04120	0.1948
25	78.7	77.3	72.78	1.686	20.27	92.83	0.04454	0.1945
30	86.1	84.6	72.13	1.845	21.91	93.44	0.04787	0.1941
35	93.9	92.4	71.46	2.016	23.57	94.04	0.05120	0.1938
40	102.3	100.7	70.79	2.200	25.24	94.62	0.05451	0.1935
45	111.2	109.5	70.10	2.397	26.92	95.19	0.05782	0.1932
50	120.7	118.9	69.39	2.610	28.62	95.74	0.06113	0.1930
55	130.7	128.9	68.67	2.839	30.34	96.28	0.06443	0.1927
60	141.4	139.6	67.93	3.086	32.08	96.80	0.06774	0.1924
65	152.8	150.8	67.16	3.352	33.84	97.29	0.07104	0.1921
70	164.7	162.8	66.38	3.638	35.62	97.76	0.07435	0.1918
75	177.4	175.4	65.58	3.947	37.42	98.21	0.07767	0.1915
80	190.8	188.8	64.75	4.281	39.24	98.63	0.08099	0.1911
85	204.9	202.8	63.89	4.642	41.09	99.03	0.08433	0.1908
90	219.9	217.7	62.99	5.033	42.97	99.39	0.08768	0.1904
95	235.6	233.4	62.07	5.458	44.87	99.71	0.09105	0.1900
100	252.1	249.9	61.10	5.921	46.81	100.0	0.09444	0.1895
105	269.5	267.3	60.09	6.426	48.79	100.2	0.09786	0.1890
110	287.8	285.5	59.03	6.981	50.81	100.4	0.1013	0.1884
115	307.0	304.7	57.91	7.592	52.88	100.5	0.1048	0.1878
120	327.2	324.9	56.73	8.271	54.99	100.6	0.1084	0.1870
125	348.4	346.1	55.46	9.029	57.18	100.5	0.1120	0.1862
130	370.6	368.4	54.08	9.886	59.43	100.4	0.1157	0.1852
135	394.0	391.8	52.58	10.87	61.79	100.1	0.1196	0.1840
140	418.5	416.4	50.92	12.01	64.26	99.60	0.1236	0.1825
145	444.3	442.3	49.01	13.39	66.9	98.89	0.1278	0.1807
150	471.4	469.6	46.73	15.13	69.81	97.78	0.1324	0.1783
155	500.0	498.4	43.74	17.55	73.21	95.98	0.1378	0.1748

ANEXO II- DESENHO TÉCNICO SISTEMA DE OTIMIZAÇÃO DE SUCÇÃO DE AR

ANEXO III- CARACTERÍSTICAS DO COMPRESSOR

2900 (CECOMAF) r consumption [W]		Displacement	Recommended compressor cooling at ambient temperature									Voltage and frequencies	Electrical Equipment					Compressor			
Operating temp. [°C]			32°C			38°C			43°C				LST (RSIR)		HST (CSIR)		HST (CSR)		LST/HST		
-25	-10		5	[cm ³]	LBP	MBP	HBP	LBP	MBP	HBP	LBP		MBP	HBP	PTC Starting device	Starting relay	Starting capacitor		Starting device	Cord relief	Cover
													6.3 mm spades	4.8 mm spades	6.3 mm spades	6.3 mm spades					
140	198		3.86	F2	F2		F2	F2					1		117U6000	117U5014		103N1010	103N2010	TL4CL	
181	252		4.63	F2			F2					F2	7		117U6001	117U5014		103N1004	117U1022	TL4.5CLX	
242	353		6.23	F2	F2		F2	F2					1		117U6015	117U5015		103N1010	103N2010	FR6CL	
267	395		6.93	F2	F2		F2	F2					1		117U6016	117U5015		103N1010	103N2010	FR7.5CL	
315	472		7.95	F2			F2						1		117U6010	117U5015		103N1010	103N2010	FR8.5CL	
274	381		7.27	F1	F1		F1	F1		F2	F2		1	103N0011	103N0018	117U6002	117U5015	103N1010	103N2010	NL7CLX	
305	428		8.35	F2	F2		F2	F2		F2	F2		7		117U6003	117U5015		103N1010	103N2010	NL8.4CLX	
350	530		10.29	F2	F2		F2	F2					1		117U6003	117U5017		103N1004	103N2009	SC10CL	
352	508		10.29	F2	F2		F2	F2					1/3		117U6005	117U5019		103N1004	103N2008	SC10CLX	
445	654		12.87	F2	F2		F2	F2					1		117U6005	117U5017		103N1004	103N2009	SC12CL	
475	659		12.87	F2			F2						1/4		117U6019	117U5019		103N1004	103N2008	SC12CLX.2	
565	783		15.28	F2			F2			F2			1		117U6019	117U5017		103N1004	103N2009	SC15CLX.2	
680	949		17.68	F2			F2			F2			1		117U6013	117U5012		103N1004	103N2009	SC18CLX.2	
621	888		17.68	F2			F2			F2			1				117-7012	103N1004	103N2009	SC18CLX.2	
702	989		20.95	F2			F2						1				117-7012	103N1004	103N2009	SC21CL	
888	1285		26.30	F2			F2			F2			1	Starting device (start. relay, start. & run capacitor): 117-7056			10789100/9101/9104	103N2009	SC26CLX		
1186	1691		33.80	F2			F2						1	Starting device (start. relay, start. & run capacitor): 117-7074			10789100/9101/9104	103N2009	SC34CLX		
891	1308		2 x 12.87	F2	F2		F2	F2					1		117U6005	117U5017		103N1004	103N2009	SC12/12CL	
1120	1580		2 x 15.28	F2	F2		F2	F2					1		117U6019	117U5017		103N1004	103N2009	SC15/15CL	
1230	1788		2 x 17.69	F2	F2		F2	F2					1				117-7012	103N1004	103N2009	SC18/18CL	
1404	1978		2 x 20.95	F2	F2		F2	F2					1				117-7012	103N1004	103N2009	SC21/21CL	
430	623		10.29	F2	F2		F2	F2					1/3		117U6005	117U5019		103N1004	103N2008	SC10CLX	
515	705		12.87	F2			F2			F2			8				117-7012	103N1004	103N2008	SC12CLX.2	
541	777		12.87	F2			F2			F2			1/4		117U6019	117U5019		103N1004	103N2008	SC12CLX.2	
611	848		15.28	F2			F2						8				117-7038	103N1004	103N2008	SC15CLX.2	
752	990		17.68	F2			F2			F2			4				117-7066	103N1004	103N2008	SC18CLX.2	
860	1246		2 x 10.29	F2	F2		F2	F2					4		117U6005	117U5019		103N1004	103N2009	SC10/10CLX	
1080	1568		2 x 12.87	F2	F2		F2	F2					4		117U6019	117U5019		103N1004	103N2009	SC12/12CLX	
1220	1728		2 x 15.28	F2	F2		F2	F2					4				117-7028	103N1004	103N2009	SC15/15CLX	
398	556		7.27		F2		F2					F2	7		117U4139	117U5018		2x 117U0349	117U1021	NF7MLX	
518	633		10.29		F2		F2					F2	7		117U6011	117U5019		103N1004	103N2008	SC10MLX	
620	762		12.87		F2		F2					F2	7		117U6011	117U5019		103N1004	103N2008	SC12MLX	
780	979		15.28		F2		F2						1		117U6013	117U5012		103N1004	103N2009	SC15MLX	
780	979		15.28		F2		F2						1		117U6013	117U5012		103N1004	103N2009	SC18MLX	
878	1096		17.68		F2		F2						1				117-7012	103N1004	103N2009	SC18MLX.3	
997	1230		21.20		F2		F2					F2	1	Starting device (start. relay, start. & run capacitor): 117-7070			10789100/9101/9104	103N2009	SC21MLX		
1210	1480		26.30		F2		F2						1	Starting device (start. relay, start. & run capacitor): 117-7072			10789100/9101/9104	103N2009	SC26MLX		
1550	1890		33.80		F2		F2						1	Starting device (start. relay, start. & run capacitor): 117-7073			10789100/9101/9104	103N2009	SC34MLX		
473	629		7.27		F2		F2					F2	8		117U4139	117U5018		2x 117U0349	117U1021	NF7MLX	
612	817		10.29		F2		F2					F2	8		117U6011	117U5019		103N1004	103N2008	SC10MLX	
729	975		12.87		F2		F2					F2	8		117U6011	117U5019		103N1004	103N2008	SC12MLX	
860	1080		15.28		F2		F2						8				117-7058	103N1004	103N2008	SC15MLX.2	
1131	1429		17.69		F2		F2						8				117-7012	103N1004	103N2009	SC18MLX	
203	256		3.86	F2	F2		F2	F2					1		117U6001	117U5014		103N1010	103N2010	TL4DL	
354	456		6.23	F2	F2		F2	F2					1		117U6010	117U5015		103N1010	103N2010	FR6DL	
479	590		10.29	F2	F2		F2	F2					1		117U6005	117U5017		103N1004	103N2009	SC10DL	
624	750		12.87	F2	F2		F2	F2					1		117U6019	117U5017		103N1004	103N2009	SC12DL	
722	865		15.28	F2	F2		F2	F2					1				117-7028	103N1004	103N2009	SC15DL	
957	1180		2 x 10.29	F2	F2		F2	F2					1		117U6005	117U5017		103N1004	103N2009	SC10/10DL	
1248	1500		2 x 12.87	F2	F2		F2	F2					1		117U6019	117U5017		103N1004	103N2009	SC12/12DL	
1445	1730		2 x 15.28	F2	F2		F2	F2					1				117-7028	103N1004	103N2009	SC15/15DL	
394	510		10.29	F2	F2		F2	F2					1		117U6005	117U5017		103N1004	103N2009	SC10DL	
512	643		12.87	F2	F2		F2	F2					1		117U6019	117U5017		103N1004	103N2009	SC12DL	
590	726		15.28	F2	F2		F2	F2					1				117-7028	103N1004	103N2009	SC15DL	
788	1020		2 x 10.29	F2	F2		F2	F2					1		117U6005	117U5017		103N1004	103N2009	SC10/10DL	
1025	1287		2 x 12.87	F2	F2		F2	F2					1		117U6019	117U5017		103N1004	103N2009	SC12/12DL	
1180	1452		2 x 15.28	F2	F2		F2	F2					1				117-7028	103N1004	103N2009	SC15/15DL	

ANEXO IV- TABELAS DOS ALIMENTOS

Produto	Temp. Estoc., °C	Umid. Relat., %	Tempo Estoc.	Cont. Umid., %	Temp. Cong., °C	Cal. Esp. Resfria., kJ/kg °C	Cal. Esp. Congela., kJ/kg °C	Calor Congela., kJ/kg
VEGETAIS								
Alcachofra	0	92,5	2,5 meses	82	-1,8	3,584	1,867	273,51
Aspargo	1	95,0	2,5 semanas	93	-0,6	3,952	2,005	310,20
Feijão verde	5	92,5	8 dias	89	-0,7	3,818	1,955	296,86
Feijão seco	10	70,0	7 meses	11	-	1,206	0,975	-
Beterraba (raiz)	0	97,5	5 meses	88	-0,9	3,785	1,943	293,52
Beterraba (folhas)	0	95,0	12 dias	-	-0,4	-	-	-
Brócolis	0	95,0	12 dias	90	-0,6	3,852	1,968	300,20
Couve	0	95,0	4 semanas	85	-0,8	3,684	1,905	283,52
Repolho	0	97,5	5 meses	92	-0,9	3,919	1,993	306,87
Cenoura imatura	0	99,0	5 semanas	88	-1,4	3,785	1,943	293,52
Cenoura madura	0	99,0	7 meses	88	-1,4	3,785	1,943	293,52
Couve-flor	0	95,0	3 semanas	92	-0,8	3,919	1,993	306,87
Aipo	0	95,0	1,5 meses	94	-0,5	3,986	2,018	313,54
Milho	0	95,0	6 dias	74	-0,6	3,316	1,767	246,83
Pepino	11,5	92,5	12 dias	96	-0,5	4,053	2,043	320,21
Beringela	8,5	92,5	8,5 dias	93	-0,8	3,952	2,005	310,20
Chicória	0	95,0	2,5 semanas	93	-0,1	3,952	2,005	310,20
Alho seco	0	67,5	6,5 semanas	61	-0,8	2,880	1,604	203,46
Alho verde	0	95,0	2 meses	85	-0,7	3,684	2,031	283,52
Alface	0,5	97,5	2,5 semanas	95	-0,2	4,019	1,905	316,87
Cogumelo	0	90,0	3,5 dias	91	-0,9	3,885	1,980	303,53
Cebola verde	0	95,0	3,5 semanas	89	-0,9	3,818	1,955	296,86
Cebola seca	0	70,0	4,5 meses	-	-0,8	3,785	1,943	293,52
Salsa	0	95,0	1,5 meses	85	-1,1	3,684	1,905	283,52
Cenoura branca	0	99,0	5 meses	79	-0,9	3,483	1,830	263,50
Ervilha verde	0	95,0	2 semanas	74	-0,6	3,316	1,767	246,83
Ervilha seca	10	70,0	7 meses	12	-	1,239	0,988	-
Pimenta verde	8,5	92,5	2,5 semanas	92	-0,7	3,919	1,993	306,87
Pimenta seca	5	65,0	6 meses	12	-	1,239	0,998	-
Batata	10	90,0	6 meses	78	-0,7	3,450	1,817	260,17
Abóbora	11,5	72,5	2,5 meses	91	-0,8	3,885	1,980	303,53
Radite	0	95,0	2 meses	95	-0,7	4,019	2,031	316,87
Espinafre	0	95,0	12 dias	93	-0,3	3,952	2,005	310,20

Produto	Temp. Estoc., °C	Umid. Relat., %	Tempo Estoc.	Cont. Umid., %	Temp. Cong., °C	Cal.Esp. Resfria., kJ/kg °C	Cal.Esp. Congela., kJ/kg °C	Calor Congela., kJ/kg
VEGETAIS - continuação								
Tomate verde	17	87,5	2 semanas	93	-0,6	3,952	2,005	310,20
Tomate maduro	8,5	87,5	5,5 dias	94	-0,5	3,986	2,018	313,54
Nabo – raízes	0	95,0	4,5 meses	92	-1,1	3,919	1,993	306,87
Nabo – folhas	0	95,0	12 dias	90	-0,2	3,852	1,968	300,20
Agrião	0	95,0	3,5 dias	93	-0,3	3,952	2,005	310,20
Inhame	16	87,5	4,5 meses	74	-	3,316	1,767	246,83
Sementes	5	57,5	11 meses	11	-	1,206	0,976	303,69
Congelados	-20,5	-	9 meses			Ver nas linhas acima		
FRUTAS								
Maçã	1,5	90,0	5,5 meses	84	-1,1	3,651	1,892	280,18
Maçã seca	2,5	57,5	6,5 meses	24	-	1,641	1,139	-
Damasco	0	90,0	1,5 semanas	85	-1,1	3,684	1,905	283,52
Banana	14	90,0	-	75	-0,8	3,349	1,779	250,16
Cereja	-1	92,5	1,5 semanas	82	-1,7	3,651	1,892	280,18
Melão	7	90,0	3 semanas	93	-0,9	3,952	2,005	310,20
Groselha	-0,25	92,5	12 dias	85	-1,0	3,684	1,905	283,52
Tâmara	-9	70,0	9 meses	20	-15,7	1,507	1,089	66,71
Figos frescos	-0,5	87,5	8,5 dias	78	-2,4	3,450	1,817	260,17
Figos secos	2	55,0	10,5 meses	23	-	1,608	1,126	76,72
Uva	-1	990,0	2,5 meses	82	-1,8	3,584	1,867	273,51
Limão	5	87,5	3,5 meses	89	-1,4	3,818	1,955	296,86
Lima	9,5	87,5	7 semanas	86	-1,6	3,718	1,918	286,85
Manga	13	87,5	2,5 semanas	81	-0,9	3,550	1,855	270,18
Azeitona	8,5	87,5	5 semanas	75	-1,4	3,349	1,779	250,16
Laranja	4,5	87,5	7,5 semanas	87	-0,8	3,751	1,930	290,19
Pêssego	-0,25	90,0	3 semanas	89	-0,9	3,818	1,955	296,86
Pêssego seco	2,5	57,5	6,5 meses	25	-	1,675	1,151	-
Pêra	-1	92,5	4,5 meses	83	-1,6	3,617	1,880	276,85
Abacaxi	7	87,5	3 semanas	85	-1,0	3,684	1,905	283,52
Ameixa	-0,5	92,5	3 semanas	86	-0,8	3,718	1,918	286,85
Romã	0	90,0	3 semanas	82	-3,0	3,584	1,867	273,51
Marmelo	-0,5	90,0	2,5 meses	85	-2,0	3,684	1,905	283,52
Framboesa	-0,25	92,5	2,5 dias	82	-0,8	3,601	1,874	275,18

Produto	Cr, mW/kg	Produto	Cr, mW/kg
Maçãs	21	Alho	48
Damasco	17	Limão	86
Alcachofra	133	Alface	68
Aspargos	237	Cogumelo	129
Bananas	164	Noz	5
Feijão, verde	103	Cebola, seca	9
Beterraba	21	Cebola, verde	66
Brócolis	63	Azeitonas	64
Couve	71	Laranjas	19
Repolho	40	Pêssego	19
Cenoura	46	Pêra	20
Couve-flor	71	Ervilha, verde	138
Aipo	21	Pimenta	43
Cereja	39	Ameixa	9
Milho	125	Batata	62
Pepino	86	Radite	51
Figo	32	Framboesa	74
Groselha	26	Espinafre	136
Uvas	8	Morango	52
Melão	24	Tomate, verde	61
Nabo	26	Tomate, maduro	42

ANEXO V- TABELA DENSIDADE DO AR

<i>Temperatura T em °C</i>	<i>Velocidade do Som c em m·s⁻¹</i>	<i>Densidade do ar ρ em kg·m⁻³</i>	<i>Impedância acústica Z em N·s·m⁻³</i>
+35	351,88	1,1455	403,2
+30	349,02	1,1644	406,5
+25	346,13	1,1839	409,4
+20	343,21	1,2041	413,3
+15	340,27	1,2250	416,9
+10	337,31	1,2466	420,5
+5	334,32	1,2690	424,3
0	331,30	1,2922	428,0
-5	328,25	1,3163	432,1
-10	325,18	1,3413	436,1
-15	322,07	1,3673	440,3
-20	318,94	1,3943	444,6
-25	315,77	1,4224	449,1