



ISEL

**INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA**

**Área Departamental de Engenharia Mecânica**



## **Lubrificação de compressores que aspiram fluido frigorífero a temperaturas inferiores a $-30^{\circ}\text{C}$**

**JOÃO PAULO MARQUES DA CUNHA SILVA**

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

Orientadores:

Professor Especialista Francisco Manuel Gonçalves dos Santos  
Professor António Manuel Matos Guerra

Júri:

Presidente: Professor Doutor Joaquim Infante Barbosa

Vogais:

Mestre Mário Jorge Santos Araújo de Melo  
Professor Especialista João Manuel Vinhas Frade  
Professor António Manuel Matos Guerra  
Professor Especialista Francisco Manuel Gonçalves dos Santos

**Novembro de 2013**





**ISEL**

**INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA**

**Área Departamental de Engenharia Mecânica**

## **Lubrificação de compressores que aspiram fluido frigorígeno a temperaturas inferiores a $-30^{\circ}\text{C}$**

**JOÃO PAULO MARQUES DA CUNHA SILVA**

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

Orientadores:

Professor Especialista Francisco Manuel Gonçalves dos Santos  
Professor António Manuel Matos Guerra

Júri:

Presidente: Professor Doutor Joaquim Infante Barbosa

Vogais:

Mestre Mário Jorge Santos Araújo de Melo  
Professor Especialista João Manuel Vinhas Frade  
Professor António Manuel Matos Guerra  
Professor Especialista Francisco Manuel Gonçalves dos Santos

**Novembro de 2013**



## **Dedicatória**

À minha esposa, Rosa Maria, e ao meu filho, Paulo Ricardo, pela forma especial como me têm ajudado e apoiado, dando-me a coragem necessária para alcançar este objectivo.

“A ciência será sempre uma busca e jamais uma descoberta. É uma viagem, nunca uma chegada”.

[Karl Popper]



## **Agradecimentos**

Agradeço a todos os que me ajudaram a realizar este estudo, especialmente:

Ao meu Orientador, Professor Gonçalves dos Santos, pela motivação, pelas ideias mestras para a realização do trabalho e pela disponibilidade evidenciada em todos os momentos necessários ao esclarecimento das minhas dúvidas.

À Sociedade Central de Cervejas e Bebidas, S. A., através da Dr.<sup>a</sup> Teresa Sampaio e do Eng.<sup>o</sup> Bruno Domingos, por ter proporcionado uma visita às instalações frigoríficas da empresa, acompanhada de uma explicação do processo.

À empresa Lusíaves, através do Eng.<sup>o</sup> Hélder Abreu e da Dr.<sup>a</sup> Sónia Matias, por ter permitido a visita às salas de máquinas das instalações da Marinha das Ondas.

À Dr.<sup>a</sup> Lúcia Oliveira, pela prestimosa ajuda na revisão do texto.

Aos camaradas da Força Aérea, João Almeida, Samuel Costa e Tiago Rodrigues, pelos contributos dados.

A todos, o meu muito obrigado.



## Resumo

Este estudo tem por âmbito a lubrificação de compressores de refrigeração, alternativos e de parafuso, que utilizam o amoníaco como fluido frigorigéneo. O objectivo central é a identificação da solução mais eficaz e eficiente para este processo, nas situações em que o fluido se apresenta a temperaturas inferiores a  $-30^{\circ}\text{C}$ , na aspiração dos compressores.

A lubrificação visa a preservação do compressor, reduzindo o atrito e o consequente desgaste das peças móveis, e promovendo o arrefecimento e a protecção contra a corrosão. Ao lubrificante utilizado são ainda atribuídas as funções de vedação entre as secções de alta e baixa pressões e redução do ruído de funcionamento.

O óleo lubrificante, ao transpor as fronteiras do compressor, pode circular no sistema em conjunto com o fluido frigorigéneo, onde produz efeitos adversos, originando perdas de carga e diminuindo a capacidade de transferência térmica dos condensadores e dos evaporadores. Para contrariar estes efeitos, é essencial garantir a separação do óleo e a sua recolha após a descarga. No entanto, actuando exactamente dessa forma, há ainda uma fracção que escapa à eficiência do órgão separador, tornando-se necessário efectuar a sua drenagem, em intervalos regulares, nos locais onde se possa depositar, tais como nos reservatórios, permutadores e eventualmente em pontos baixos da instalação.

Principalmente quando são utilizados compressores de parafuso, o óleo, que é recuperado no separador, encontra-se a uma temperatura demasiado elevada para ser reintroduzido no processo, havendo ainda a necessidade de proceder ao seu arrefecimento.

O correcto dimensionamento e a criteriosa selecção dos equipamentos e órgãos permitem ultrapassar parte substancial dos potenciais problemas de funcionamento. Do mesmo modo, a distribuição dos equipamentos em espaço e cota adequados conduzem a uma exploração eficiente e à operação mais simplificada e segura.

Atendendo à perigosidade endógena do amoníaco e aos problemas associados ao óleo usado, devem ser seguidas as normas de segurança apropriadas, em todas as acções que

impliquem o contacto com essas substâncias. Além desse aspecto, no final de vida, o óleo usado deve ser encaminhado para tratamento adequado.

Por último, é essencial utilizar-se o óleo lubrificante adequado, proceder às verificações de nível e à sua reposição ou substituição, de acordo com as necessidades da instalação e com o preconizado pelo fabricante.

## **Palavras-chave**

Amoníaco; Compressor; Instalação frigorífica; Lubrificação; Lubrificante; Refrigeração Industrial.



## **Abstract**

This study is about the lubrication of reciprocal and screw compressors, using ammonia as the refrigerant. The main goal is the identification of more effective and efficient solution to this process, in situations when the fluid has a temperature below  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  in the compressor suction.

The lubrication is to preserve the compressor, thereby reducing friction and consequent wear of moving parts, and promoting the cooling and protection against corrosion. The lubricant used is also assigned the functions of sealing between the sections of high and low pressures and reduced operating noise.

The lubricating oil, when crossing the border of the compressor can circulate in the system along with the refrigerant, which produces adverse effects. It originates cargo loss and reduces the heat transfer capacity of the condensers and evaporators. To counter these effects, it is essential to ensure the separation of the oil and its collection after discharge. However, acting exactly this way, there is still a fraction escaping the efficiency of the separator organ, it becomes necessary to make its drain at regular intervals in places where they can deposit such as in tanks, heat exchangers and possibly for points low installation.

Especially, when screw compressors are used, the oil which is recovered in the separator is at a too high temperature to be reintroduced into the process, so there's still the need for cooling.

The correct design and careful selection of equipment and bodies allow to overcome a substantial part of potential malfunctions. Similarly, the equipment distribution in suitable average and space leads to an efficient exploration and to simplified and safer operation.

Owing to the ammonia's natural risk and to the danger that is added to the oil during service, appropriate security standards should be followed in all activities involving contact with these substances. Apart from this, at the end of its life, should be submitted to an appropriate treatment.

Finally, it is essential to use the suitable lubricant oil, to check the level and replace according to the manufacturer's recommendations.

## **Keywords**

Ammonia, Compressor, Cooling Installation, Lubrication, Lubricant, Industrial Refrigeration.



## Lista de Abreviaturas

AB	Óleo Alquibenzeno
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers
CE	Comunidade Europeia
CFC	Clorofluorcarbono
COP	Coeficiente de performance
DL	Decreto-Lei
EPI	Equipamento de protecção individual
FF	Fluido frigorigéneo
GWP	Global Warming Potential
IIAR	International Institute of Ammonia Refrigeration
IIF	Institut International du Froid
ISO	International Standard Organization
NIST	National Institute of Standards (Estados Unidos da América)
ODP	Ozone Depleting Potential
PAO	Óleo Polialfaolefina
POE	Óleo Poliolester
TR	Tonelada de refrigeração

## Lista de Símbolos

A	Área de superfície do evaporador [ $m^2$ ]
$A_{ext}$	Área das superfícies externas da câmara frigorífica
cSt	Centistoke (submúltiplo de unidade de viscosidade cinemática)
D	Diâmetro do tubo [m]
$e$	Espessura da parede [m]
$F_a$	Força de atrito [N]
g	Aceleração da gravidade [ $m.s^{-2}$ ]
h	Altura [m]; Entalpia [kJ/kg.°C]
$h_{LV}$	Entalpia de vaporização [kJ/kg.°C]

kcal	Quilocaloria (unidade de energia)
kJ	Quilojoule (unidade de trabalho ou energia)
kW	Quilowatt (unidade de potência)
kWh	Quilowatt hora (unidade de energia)
L	Comprimento de um tubo [m]
LMTD	Diferença de temperatura média logarítmica [°C]
m	Massa; Capacidade (massa de produtos) da instalação frigorífica [kg]
$\dot{m}$	Caudal mássico [kg/s]
N	Força da componente normal [N]
NH <sub>3</sub>	Amoníaco
P	Peso [N]
Pa	Pascal (unidade de pressão)
P <sub>frig</sub>	Potência frigorífica [W]
ppm	Partes por milhão
Q	Calor [kJ]
Q <sub>e</sub>	Capacidade do evaporador [W]
Q <sub>c</sub>	Capacidade do condensador [W]
q	Fluxo térmico [W.m <sup>2</sup> .°C]
r	Raio da secção do tubo [m]
r <sub>c</sub>	Rácio de potência frigorífica para regime de congelados [kcal/h.m <sup>3</sup> ]
r <sub>cong</sub>	Densidade média de armazenagem de congelados [kg/m <sup>3</sup> ]
Re	Número de Reynolds
R717	Fluido frigorígeno amoníaco (classificação ASHRAE)
s	Segundo (unidade de tempo)
t	Tempo de funcionamento da instalação [h]
T <sub>ev</sub>	Temperatura de evaporação [°C]
t <sub>e</sub>	Temperatura do ar à entrada da serpentina [°C]
t <sub>s</sub>	Temperatura do ar à saída da serpentina [°C]
t <sub>r</sub>	Temperatura do FF no interior da serpentina [°C]
V	Volume [m <sup>3</sup> ]
$\dot{V}$	Caudal volúmico [m <sup>3</sup> /h]
v	Velocidade do escoamento [m/s]
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor [kJ/h]
U	Coeficiente global de transferência de calor [kJ/h.m <sup>2</sup> .°C]

$\gamma$	Índice adiabático; Peso específico
$\eta$	Coeficiente de viscosidade [Pa.s]
$\theta_{\text{ext}}$	Temperatura ambiente
$\theta_{\text{int}}$	Temperatura interior da câmara frigorífica
$\lambda$	Condutividade térmica do material
$\rho$	Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]
$\mu$	Coeficiente de atrito
$\mu_v$	Viscosidade dinâmica do fluido [kg/m.s]
°C	Grau Célsius (unidade de temperatura)
$\Delta p$	Diferença de pressão entre os extremos do tubo [Pa]

# Índice

Introdução.....	1
1. Componentes do sistema de refrigeração .....	4
1.1. Compressores de refrigeração .....	4
1.1.1. Compressores alternativos .....	5
1.1.2. Compressor de parafuso.....	7
1.2. Condensador .....	10
1.3. Evaporador.....	12
1.4. Controlo de fluxo do fluido frigorigéneo .....	15
1.5. Reservatórios de líquido .....	16
1.6. Separador de óleo .....	18
1.7. Reservatório de óleo .....	22
1.8. Arrefecedor de óleo .....	22
1.9. Bomba de óleo .....	25
2. Fluido frigorigéneo – Amoníaco.....	27
2.1. Características e propriedades.....	28
2.3. Aplicações e constrangimentos.....	32
3. Lubrificantes .....	34
3.1. Produção de lubrificantes .....	34
3.2. Lubrificantes para refrigeração .....	36
3.2.1. Características .....	36
3.2.2. Lubrificantes para compressores de amoníaco.....	41
4. Lubrificação .....	46
4.1. Fundamentos da lubrificação .....	49
4.1.1. Camada de película espessa .....	49
4.1.2. Camada de película limite.....	51
4.1.3. Camada de película mista .....	52
4.1.4. Formação da película lubrificante em chumaceiras .....	52
4.1.5. Regimes e classificação dos escoamentos .....	53
4.2. Lubrificação dos equipamentos de produção de frio .....	56
4.3. Ciclo do lubrificante.....	64
4.4. Pontos críticos da lubrificação .....	70

4.4.1. Arranque do compressor .....	71
4.4.2. Temperaturas de aspiração e descarga.....	72
4.4.3. Retorno do óleo .....	73
4.4.4. Drenagem de óleo .....	74
4.4.5. Controlo da capacidade frigorífica e da lubrificação.....	75
4.4.6. Nível de óleo .....	76
4.4.7. Avarias .....	77
5. Instalações de frio Industrial.....	79
5.1. Caracterização .....	79
5.1.1. Solução com compressores alternativos .....	85
5.1.2. Solução com compressor de parafuso.....	86
5.2. Segurança na instalação e operação de sistemas de refrigeração.....	86
5.2.1. Segurança no manuseio de óleos lubrificantes.....	87
5.2.2. Segurança na operação com amoníaco .....	89
6. Análise comparada.....	93
6.1. Tipo de compressor .....	93
6.2. Temperatura de funcionamento .....	94
6.3. Separação do óleo.....	96
6.4. Concepção da instalação.....	98
6.5. Operação da instalação .....	100
6.6. Selecção e gestão do lubrificante .....	101
6.7. Custos relacionados com o lubrificante.....	103
Conclusões.....	105
Referências .....	111



## Índice de Figuras

Figura 1: Compressor alternativo com cabeçotes arrefecidos a água [Gea Grasso].....	7
Figura 2: Compressor aberto de parafuso [Bitzer] .....	9
Figura 3: Condensador evaporativo [BAC].....	11
Figura 4: Injecção forçada de líquido [Stocker & Jabardo] .....	14
Figura 5: Depósito separador de amoníaco [Genieclimatique] .....	17
Figura 6: Esquema de sistema de refrigeração com dois andares de compressão e depósito separador arrefecedor .....	18
Figura 7: Separador com filtro tipo <i>coalescer</i> [Martinelli] .....	20
Figura 8: Separador com filtro tipo <i>demister</i> [Martinelli] .....	20
Figura 9: Pormenor do nível de óleo no separador [Genieclimatique] .....	21
Figura 10: Esquema de compressor parafuso com arrefecimento do óleo a água [Marlon] .....	23
Figura 11: Esquema de compressor parafuso com arrefecimento por termossifão [Marlon] .....	23
Figura 12: Esquema de compressor parafuso com arrefecimento por termossifão [Marlon] .....	24
Figura 13: Esquemas de bomba de carretos (esquerda) e bomba de palhetas (direita) ..	26
Figura 14: Esquema de duas placas com movimento relativo com interposição de lubrificante (em cima) e sem lubrificante (em baixo).....	46
Figura 15: Perfis de velocidade com referencial externo (a) e sob uma superfície (b) ..	50
Figura 16: Deslocação das camadas de uma película espessa de lubrificante interposta em superfícies com movimentos opostos.....	50
Figura 17: Processo de formação da película de lubrificante numa chumaceira .....	52
Figura 18: Esquema de um sistema de lubrificação forçada em compressor alternativo [Diniz, 2001].....	57
Figura 19: Bomba de óleo de um compressor de parafuso [Genieclimatique] .....	58
Figura 20: Circuito do óleo e do FF num compressor parafuso [Diniz, 2001, adaptado] .....	59
Figura 21: Controlo de nível de óleo num <i>rack</i> de compressores alternativos [SporlanValve].....	60
Figura 22: Sistemas de recolha de óleo num circuito de frio com amoníaco [Danfoss].	63

Figura 23: Circulação do óleo num ciclo de refrigeração com dois andares de compressão .....	64
Figura 24: Deposição de óleo na parte inferior do tubo de uma serpentina .....	68
Figura 25: Evolução do amoníaco no evaporador a $-30^{\circ}\text{C}$ no diagrama de Mollier .....	83
Figura 26: Circuito de instalação frigorífica de amoníaco com duplo andar de compressão .....	85
Figura 27: Detecção de fugas em instalações por papel de fenolftaleína, à esquerda, e por vela de enxofre, à direita [Dumais & Harmon] .....	91



## Índice de Tabelas

Tabela 1: Índices adiabáticos de alguns fluidos frigoríficos .....	6
Tabela 2: Propriedades mais relevantes para a quantidade de FF no circuito [Poggi et al.] .....	30
Tabela 3: Características de óleos ISO 68 para compressores de amoníaco .....	42
Tabela 4: Classificação dos escoamentos.....	55
Tabela 5: Massa e peso específicos do óleo lubrificante e do amoníaco líquido .....	69
Tabela 6: Características de um exemplo de entreposto com 500 kW de capacidade frigorífica.....	86
Tabela 7: Quadro comparativo do tipo de compressores .....	94
Tabela 8: Quadro comparativo das condições de sobreaquecimento .....	95
Tabela 9: Quadro comparativo dos sistemas de arrefecimento do óleo.....	96
Tabela 10: Percentagem de energia economizável em função das acções tomadas [Venturini & Pirani] .....	97
Tabela 11: Quadro comparativo entre a existência ou não de separador .....	98
Tabela 12: Quadro comparativo do tipo de evaporadores.....	100
Tabela 13: Quadro comparativo do tipo de óleo lubrificante.....	102
Tabela 14: Quadro comparativo do método de renovação de óleo .....	102



## Índice de Gráficos

Gráfico 1: Influência da espessura da película de óleo na eficiência do evaporador [Camco, adaptado] .....	15
Gráfico 2: Viscosidade em função do tempo de serviço de um óleo ISO 68 [Camco, adaptado] .....	38
Gráfico 3: Solubilidade de alguns óleos lubrificantes (ISO 68) com o amoníaco [Camco, adaptado] .....	44
Gráfico 4: Temperatura do óleo ao longo do ciclo frigorífico de dois andares de compressão .....	66
Gráfico 5: Temperatura do R717 na descarga em função do sobreaquecimento [Neto et al, adaptado] .....	73



## **Introdução**

A refrigeração tem sido essencial para o desenvolvimento da actividade industrial, destacando-se as áreas ligadas à alimentação. Os sistemas utilizados em larga escala socorrem-se da compressão de fluidos em vapor, processo em que os compressores são imprescindíveis. É, portanto, essencial garantir o seu funcionamento de uma forma segura, eficiente e num tempo alargado, de modo a obter-se a maior rentabilidade possível.

A lubrificação tem uma influência significativa no funcionamento da generalidade das máquinas e, como não poderia deixar de ser, nos compressores de refrigeração. Esta influência faz-se sentir na eficiência do desempenho, na segurança das pessoas e das instalações, e no tempo de vida útil dos próprios equipamentos.

Neste seguimento, o âmbito deste trabalho de investigação é a problemática associada à lubrificação de compressores de parafuso e alternativos, utilizados na refrigeração e que aspiram fluido R717, amoníaco, a temperaturas inferiores a  $-30^{\circ}\text{C}$ . Tem como objectivo central definir e analisar a solução mais eficiente e eficaz, e que induza um maior período de vida útil dos compressores.

Para atingir este propósito será necessário cumprir alguns objectivos intermédios, os quais irão contribuir para melhor delinear o desenlace do estudo. Especificamente, será tipificado um sistema de produção de frio industrial de acordo com as condicionantes do âmbito do estudo, serão avaliados os pontos críticos da lubrificação e os seus efeitos, e analisadas, de forma comparada, as condições e as características de lubrificação adequada aos dois compressores.

A metodologia utilizada será baseada em dois processos. Um inicial, direccionado para a pesquisa bibliográfica, visita a instalações de produção de frio industrial, bem como investigação junto de institutos e órgãos académicos ligados a esta matéria. Este conhecimento será ainda complementado com dados dos fabricantes de compressores e lubrificantes, onde se pretende recolher informação técnica actualizada, para caracterizar de forma holística o estado da arte na refrigeração por compressão de vapor de amoníaco. A segunda fase consta da análise de toda a informação compilada.

Inicialmente, será necessário explicitar alguns conceitos fundamentais, relacionados com constituição e funcionamento de instalações frigoríficas, assim como os fundamentos da termodinâmica e da mecânica de fluidos que lhe estão subjacentes.

Assim, o primeiro capítulo enumera os equipamentos e os órgãos utilizados na produção de frio, descreve os seus princípios de funcionamento e os conceitos subjacentes ao processo, em particular, os relacionados com a lubrificação.

O segundo capítulo identifica as características e propriedades do amoníaco, salientando as mais influentes no processo de refrigeração, assim com as suas principais aplicações e constrangimentos.

O terceiro capítulo incide sobre os lubrificantes e as suas características, sendo, sucintamente, referida a sua forma de obtenção e elencados os tipos comumente usados em sistemas de amoníaco.

O capítulo seguinte introduz a lubrificação, os seus fundamentos e os pontos críticos dessa actividade em compressores de refrigeração. Termina com o comportamento fluídico do lubrificante ao longo das tubagens e órgãos de um sistema de produção de frio.

Posteriormente, no quinto capítulo, tipifica-se uma instalação de produção de frio industrial, especificamente, um entreposto com potência frigorífica de 500 kW, baseado na compressão de amoníaco, através de compressores de parafuso ou alternativos. Afloram-se os aspectos relativos à segurança nas instalações, individualizando aqueles que estão relacionados com o fluido frigorígeno e com o próprio óleo lubrificante.

Por último, no sexto capítulo, far-se-á a análise das variáveis que afectam a lubrificação em cada um dos tipos de compressor, em condições idênticas de funcionamento e operacionalidade. Avaliar-se-ão os seus pontos críticos e os efeitos nos equipamentos de produção de frio, nomeadamente de ordem técnica, económica e ambiental de acordo com as exigências regulamentares. Com base nos conhecimentos adquiridos e através do levantamento dos métodos mais actuais, ir-se-á estudar e definir a solução mais eficiente e eficaz para a problemática identificada e cujos reflexos podem induzir um maior período de vida útil dos compressores.



# 1. Componentes do sistema de refrigeração

Os sistemas de refrigeração com interesse para aplicação industrial são os que transportam calor por absorção ou por compressão de vapor, sendo este último método o mais utilizado. O sistema de refrigeração por compressão de vapor é constituído basicamente pelas tubagens e por quatro componentes principais, que permitem que o ciclo de refrigeração funcione continuamente. São eles, o compressor, o condensador, o dispositivo de expansão e o evaporador. Além destes, estão normalmente presentes outros órgãos que visam o aumento da eficiência ou a protecção do sistema, conduzindo ao bom funcionamento do ciclo de refrigeração. Deste último grupo, destacam-se o separador de óleo, o arrefecedor de óleo e o separador de líquido, pela pertinência que têm para o assunto em estudo.

## 1.1. Compressores de refrigeração

Existem diversos tipos de compressores adequados para a produção de frio. À semelhança dos que são utilizados para outras funções, normalmente são classificados de duas formas. Uma de acordo com o modo de deslocamento volumétrico, ou seja, a forma de compressão do fluido frigorigéneo (FF), resultando os alternativos, que utilizam êmbolos em funcionamento recíproco, e os rotativos (centrífugos, de parafuso e *scroll*). Outra forma deriva da concepção construtiva e do accionamento do motor, podendo assim ser herméticos, semi-herméticos ou abertos.

Os compressores alternativos e os de parafuso aumentam a pressão do fluido através da redução do volume interno de uma câmara, por meio da aplicação de uma força mecânica, pelo que são ainda classificados como sendo de deslocamento positivo.

Num compressor sem arrefecimento, a compressão do fluido pode ser considerada um processo adiabático, pois praticamente não existem trocas de energia ou matéria com o exterior, devido ao curto período de tempo em que aquela acontece. Neste caso, o trabalho do compressor é acumulado pelo fluido, que vê aumentada a sua temperatura ( $T$ ) à medida que o volume ( $V$ ) diminui. Esta relação depende de um valor característico do gás, o índice adiabático ( $\gamma$ ), e, considerando a transformação reversível, pode ser escrita da seguinte forma:

$$T \times V^{(\gamma-1)} = \text{constante}$$

Portanto, quanto mais elevado for o valor daquele índice, maior será o aumento da temperatura de um gás quando sofre uma diminuição do seu volume.

Os parâmetros operacionais mais importantes do compressor são a capacidade frigorífica e a potência de compressão. O primeiro é igual ao produto do caudal de fluido pelo valor da entalpia ganha por esse mesmo fluido no evaporador e a potência é igualmente o produto do caudal de fluido mas pelo trabalho de compressão.

A capacidade frigorífica pode ser referida em unidades de tonelada de refrigeração (TR), uma expressão comumente utilizada nesta área para traduzir a energia necessária para liquefazer uma tonelada de gelo em 24 horas (1 TR corresponde aproximadamente a 3,5 kW). Portanto, um compressor de potência frigorífica igual 500 kW, pode ser referenciado como tendo a capacidade de 143 TR.

Quase todos os sistemas frigoríficos em operação estão sujeitos a variações de carga térmica, pelo que o funcionamento em estacionário poderia provocar o aumento ou a redução na temperatura de evaporação e comprometer assim a qualidade dos produtos armazenados. A necessária adequação, quer ao aumento quer à diminuição da carga térmica, é efectuada com uma resposta do compressor, através do aumento ou diminuição da sua capacidade. São empregados vários métodos nesse controlo de acordo com o tipo de compressor e de instalação em causa.

Os compressores de parafuso e os alternativos do tipo aberto são ambos adequados para comprimirem o amoníaco, porém, a escolha correcta depende muito da capacidade do sistema, do tipo de carga térmica, do regime de operação, dos custos de operação e de manutenção, entre outros factores.

### ***1.1.1. Compressores alternativos***

Os compressores alternativos comprimem o FF através dos movimentos alternados de êmbolos e hastes que trabalham reciprocamente, razão pela qual também são apelidados de recíprocos. O mecanismo de bombeamento é similar ao de um motor de combustão interna, com a diferença de que no compressor alternativo a energia fornecida pelo motor é transformada em mecânica, propiciando a compressão do FF.

Os compressores alternativos podem ter um ou mais cilindros, assim como operar em um ou em mais andares de compressão. Os processos multi-estágios são utilizados para minimizar os problemas decorrentes da elevada diferença entre as temperaturas de evaporação e condensação e reduzir a potência de compressão necessária.

O amoníaco apresenta um índice adiabático de 1,31, o qual é elevado quando comparado com outros potenciais fluidos frigoríficos (Tabela 1). Assim, no caso de sistemas com um único andar de compressão e que utilizam aquele fluido, as temperaturas elevadas que são atingidas no final da compressão, limitam a temperatura mínima de vaporização a  $-30^{\circ}\text{C}$ , não se devendo na prática ir abaixo de  $-10^{\circ}\text{C}$ , para não comprometer a eficiência volumétrica do compressor. Portanto, para temperaturas de evaporação mais baixas deve utilizar-se a compressão por andares, o que resolve a maioria dos problemas associados. Com taxas de compressão adequadas, o compressor alternativo é “o único que pode trabalhar em todas as faixas de temperatura de evaporação sem qualquer restrição” [Diniz, 2001, 6].

**Tabela 1: Índices adiabáticos de alguns fluidos frigoríficos**

Fluido frigorífico	$\gamma$
R134a; R404a	1,12
R290	1,13
R22	1,18
R12	1,16

Existem equipamentos para potências frigoríficas desde 1 até cerca de 700 kW, ou mesmo superiores, e “podem ser economicamente fabricados numa ampla extensão de tamanhos e projectos” que em conjunto com “as suas durabilidades e eficiência sob grande variedade de condições de operação, são responsáveis pela sua grande popularidade no campo da refrigeração” [Dossat, 2004, 623]. Encontram-se num estágio de desenvolvimento bastante avançado e são os mais utilizados em sistemas de refrigeração de pequena e média capacidade. Podem ser criados conjuntos de vários compressores (*racks*) ligados em série, em paralelo ou de ambas as formas. Teoricamente, é possível associar tantos conjuntos quantos forem pretendidos, pelo que pode considerar-se que a capacidade frigorífica possível de ser atingida é ilimitada.



**Figura 1: Compressor alternativo com cabeçotes arrefecidos a água [Gea Grasso]**

Um dos aspectos que subalternizam estes compressores relativamente aos de parafuso é o facto de existir um pequeno volume morto deixado no topo do cilindro, aquando da compressão, que se expande no ciclo seguinte, ocupando um espaço que poderia ser utilizado por novo fluido durante a aspiração.

O controlo da capacidade pode ser efectuado por vários métodos: paragem e arranque do compressor ou variação da sua velocidade; estrangulamento do gás de aspiração por meio do uso de uma válvula reguladora de pressão de aspiração; desvio do gás na descarga do compressor para a linha de aspiração ou para o evaporador; e, ainda, com o funcionamento em vazio de um ou mais cilindros, através da abertura contínua da válvula de descarga.

### ***1.1.2. Compressor de parafuso***

Este tipo de compressor, também conhecido como helicoidal, passou a ser usado em refrigeração a partir do momento em que “*foi aplicado o princípio de injectar óleo para absorver o calor, o que aconteceu na década de 60 [do século passado]*” [Dossat, 2004, 653]. Esse óleo, que é injectado directamente na câmara de compressão, tem as funções de lubrificação, estanqueidade e arrefecimento.

O óleo absorve parte substancial do calor desenvolvido na compressão, fazendo com que a temperatura de descarga seja suficientemente baixa, mesmo com taxas de compressão elevadas. Por exemplo, “*em simples estágio e operando numa razão de compressão de 20:1 com amoníaco sem injeção de óleo, a temperatura de descarga pode chegar a 340 °C. Com o arrefecimento de óleo, esta mesma temperatura não excede 90°C*” [York Refrigeration]. O mesmo é defendido por Dossat, que refere ser possível manter a temperatura do fluido comprimido abaixo de 100°C na descarga independentemente da taxa de compressão.

Existem compressores de parafuso com potência frigorífica na faixa de 70 a 4570 kW, sendo uma excelente opção para instalações de médio e grande porte.

A compressão do FF no compressor de parafuso acontece, normalmente, através da acção de dois rotores, denominados de principal e secundário, que têm o aspecto construtivo semelhante ao de um parafuso. Um é accionado directamente pelo motor e o outro movimenta-se devido ao engrenamento no primeiro. Estes, na sua essência, são as únicas partes móveis do compressor.

Existem também as versões de um rotor e de três rotores. O conceito mono rotor começou a ser desenvolvido pelo engenheiro francês, Bernard Zimmern, no início de 1960, sendo a compressão efectuada por um rotor helicoidal e dois laterais em forma de estrela. O compressor de três rotores foi apresentado pela Carrier em 2004. No entanto, ambos ainda são pouco comuns, pelo que não serão considerados neste estudo.

Com o movimento de rotação, o fluido que está detido entre os fios dos rotores e a carcaça, vai sendo movimentado até atingir a zona da descarga. Todo o volume comprimido é descarregado, não havendo qualquer remanescente. Esta é também uma das razões que permite aos compressores de parafuso serem capazes de operar com razões de compressão mais altas do que os compressores alternativos. Funcionam ainda em condições menos difíceis, pois além de ser possível obter temperaturas mais baixas na descarga, tem menos peças móveis e menores vibrações, o que conduz a uma vida útil mais longa.



**Figura 2: Compressor aberto de parafuso [Bitzer]**

À semelhança dos compressores alternativos, a compressão pode ser efectuada em simples ou duplo estágio, sendo esta última situação bastante comum, devido à maior eficiência que se consegue quando são exigidas taxas de compressão mais elevadas.

Um único compressor de parafuso pode operar em duplo estágio, desde que tenha instalada uma secção de admissão intermédia, ou seja após a aspiração inicial e antes da descarga. Esta segunda zona de admissão recebe o vapor arrefecido proveniente de um segundo evaporador ou de um permutador intermédio, conhecido por *economizer*. Devido a esta redução da temperatura, que se repercute na descarga, a capacidade de refrigeração e o COP aumentam, pois a potência consumida também aumenta mas em menor razão. “*Este tipo de compressor propicia numa só máquina as vantagens de instalação de duplo estágio [...] e mesmo que a movimentação da válvula deslizante aproxime as pressões de sucção e intermediária [...] o coeficiente de eficiência do sistema permanece superior ao do sistema de simples estágio*” [Sabroe]. Neste aspecto, não há qualquer paralelo no compressor alternativo mono cilíndrico.

Os compressores de parafuso apresentam outra vantagem. Possibilitam a operação com cargas parciais variáveis de 10 até 100% da capacidade total da máquina, o que se

traduz numa maior facilidade de controlo da potência frigorífica a disponibilizar em cada instante, assim como num consumo menor de energia. Neste compressor, além da paragem, arranque e variação da velocidade de rotação, o controlo também pode ser feito por meio de uma válvula deslizante localizada na carcaça do compressor, que se move na direcção axial, provocando retardamento do início da compressão.

A adopção do compressor de parafuso permitiu um grande desenvolvimento para a refrigeração e viabilizou grandes projectos, *“pois as instalações de grande porte, que anteriormente exigiam um número elevado de compressores alternativos, passaram a poder ser construídas com uma quantidade bem menor de compressores de parafuso, além de que estes últimos, nessas mesmas instalações, permitem um custo operacional mais baixo do que o compressor alternativo”*[Diniz, 2001, 6].

Devido à quantidade de óleo descarregado em conjunto com o FF, é imprescindível a existência de um processo de separação do óleo, para limitar o acesso do lubrificante ao restante sistema, onde pode ter efeitos adversos. É também necessário proceder ao seu arrefecimento, para repor a temperatura adequada à próxima injeção na câmara.

## **1.2. Condensador**

É um dos dispositivos do sistema que está especialmente destinado a realizar trocas de calor, rejeitando o calor absorvido pelo fluido no evaporador, após o mesmo ter sido comprimido pelo compressor. Por esta razão, o condensador tem de rejeitar não só o calor do meio a refrigerar, mas também o correspondente à potência absorvida pelo próprio compressor. Impõe-se que o FF seja arrefecido pelo menos até ao ponto de condensação, podendo esse processo ser efectuado por permuta com ar ou água, neste caso essencialmente através da troca de calor sensível, ou por um processo de absorção de calor latente, nos chamados condensadores evaporativos.

Por ordem crescente das temperaturas de condensação, os condensadores a água em sistema aberto são os que permitem menores temperaturas. No entanto, estes sistemas estão sujeitos a intensa formação de incrustações e à disponibilidade de água, a qual, na grande maioria das vezes, não existe. Seguem-se-lhes os condensadores evaporativos, depois os arrefecidos a água em sistema fechado e, por último, os arrefecidos a ar.

Os condensadores a ar podem ser do tipo natural ou forçado. São, normalmente, utilizados em pequena ou média capacidade frigorífica. No entanto, em situações que não é económica a utilização de sistemas arrefecidos a água ou esta não está disponível, podem ser aplicados condensadores a ar em sistemas de maior porte.

Os condensadores a água podem ser do tipo aberto, usando água que é eliminada depois de absorver o calor, ou fechados, usando torres de arrefecimento para recuperar a água.

No condensador evaporativo, a água fria que circula no próprio equipamento absorve o calor de condensação. É, assim, formado por uma espécie de torre de arrefecimento de tiragem mecânica, no interior da qual existe um permutador de tubos nus por onde circula o FF. No topo, são instalados bicos injectores que pulverizam água sobre a tubagem, em contra-corrente com o ar. O fluido condensa à custa da cedência de calor para a água, promovendo a evaporação de uma fracção da mesma. Por sua vez, dá-se a transferência de calor dessa parcela de massa da água em vapor para a restante e desta, por sua vez, para o ar. A maior parte da água utilizada no processo chega à bacia do condensador e é recirculada por uma bomba.



**Figura 3: Condensador evaporativo [BAC]**

“O condensador evaporativo é actualmente um dos mais usados nos sistemas de refrigeração industrial” [Goribar, 2009], pois estes são capazes de produzir uma temperatura de condensação baixa, o que, aliado ao menor consumo dos ventiladores, contribui para o estabelecimento de um sistema mais eficiente, do ponto de vista energético.

Em qualquer situação e com quaisquer equipamentos, a temperatura de condensação nunca deve ser superior a 55°C. No entanto, “para garantir a eficiência do sistema de compressão e, ao mesmo tempo, obter uma maior vida útil dos compressores, a temperatura de condensação não deve ultrapassar 43°C, quando a temperatura de evaporação for menor que 0°C, e 48°C quando a temperatura de evaporação do sistema frigorífico for maior ou igual a 0°C” [Venturini & Pirani, 2005, 107].

### **1.3. Evaporador**

É o órgão responsável pela absorção do calor do espaço a refrigerar, sendo essa tarefa realizada pelo FF que circula no seu interior e que se evapora com o calor recebido. Nos sistemas de expansão directa, o calor é recebido directamente do ar do espaço refrigerado, o qual está permanentemente em contacto com as paredes exteriores do evaporador. Quando o calor chega ao evaporador através de um outro fluido, denominado secundário, o sistema é denominado de expansão indirecta. Neste caso, é o fluido secundário que primeiro recebe o calor do ar do espaço a refrigerar, por intermédio de um permutador.

Existem dois principais tipos de evaporadores. Um em que a alimentação de fluido se expande directamente no interior (expansão seca) e o outro em que permanecem sempre inundados, com ou sem sobrealimentação de líquido.

Os evaporadores de expansão seca são utilizados na maioria dos sistemas de refrigeração com menos de 100 TR, sendo utilizados também em certos equipamentos de refrigeração industriais.

Neste caso, o fluxo de FF é controlado pelo dispositivo de expansão de forma a ter essencialmente líquido na entrada do evaporador e vapor à saída. Não existe um ponto claramente definido de separação entre os estados, pois à medida que o FF percorre o

evaporador, vai vaporizando-se até estar totalmente em vapor na saída do evaporador. Existe assim um único trajecto desde o dispositivo de expansão até à linha de aspiração do compressor. A diferença de pressão existente entre a entrada e a saída é a responsável pelo movimento. Não ocorre qualquer recirculação e o FF tem que percorrer todas as etapas do ciclo de refrigeração, antes de entrar novamente no evaporador.

O fluxo de fluido depende da rapidez com que se evapora, sendo a quantidade de líquido evaporada tanto maior quanto maior for a carga a retirar ao meio a refrigerar. Este tipo de equipamento apresenta um relativamente baixo coeficiente global de transferência de calor devido à dificuldade em manter a superfície interna do evaporador completamente coberta de FF.

Acrescenta-se que *“em sistemas com evaporadores de expansão directa de amoníaco, surgem problemas ao nível da distribuição do refrigerante e controlo, a partir de temperaturas de evaporação abaixo dos  $-18^{\circ}\text{C}$ ”* [ASHRAE, 2006], pelo que, neste caso, são mais comuns os sistemas com evaporadores inundados.

Estes últimos permitem uma utilização eficiente em sistemas de produção de frio industrial, com base no amoníaco, com capacidade frigorífica superior a 100 TR quando em regime de congelados e 200 TR em regime de refrigerados. Por outro lado, como tornam difícil o retorno do óleo para o compressor, não são de uso comum em sistemas que usam fluidos miscíveis com os lubrificantes.

Quando estão a retirar carga dos espaços, os evaporadores inundados estão sempre cheios de FF, situação que se consegue através de uma válvula flutuadora ou outro controlo que permita um resultado similar. Essa condição garante que a superfície interior do evaporador esteja sempre molhada, originando um alto coeficiente de transferência.

O calor recebido do espaço a arrefecer é inferior ao calor latente que a quantidade de fluido presente no evaporador conseguiria absorver, não sendo possível a sua completa evaporação. Daqui advém que o FF é basicamente líquido desde o início até ao final do circuito interno do evaporador, saindo deste apenas semi-expandido. Seguidamente e nestas condições, o fluido bifásico é transportado para um reservatório (separador de

baixa pressão), onde a parte líquida, sendo mais densa, é separada do vapor e concentra-se na parte inferior. O vapor vai alimentar directamente a aspiração do compressor. A parte líquida pode ser recirculada por bomba, sendo reenviada ao evaporador, onde é novamente expandida.

Quando com amoníaco, são comuns taxas de recirculação entre duas e sete vezes, dependendo do tipo de alimentação e das tubagens. Estes evaporadores dizem-se sobrealimentados ou inundados por recirculação forçada, processo que “*permite um desempenho superior aos demais*” [Stoecker & Jabardo, 2002] e apresenta ainda a vantagem de o óleo ser removido continuamente para o separador de líquido, onde pode ser drenado do acumulador existente na sua parte inferior.

Os evaporadores inundados, como funcionam com excesso de fluido, apresentam as desvantagens de requerer uma grande carga de FF e de terem maiores dimensões.

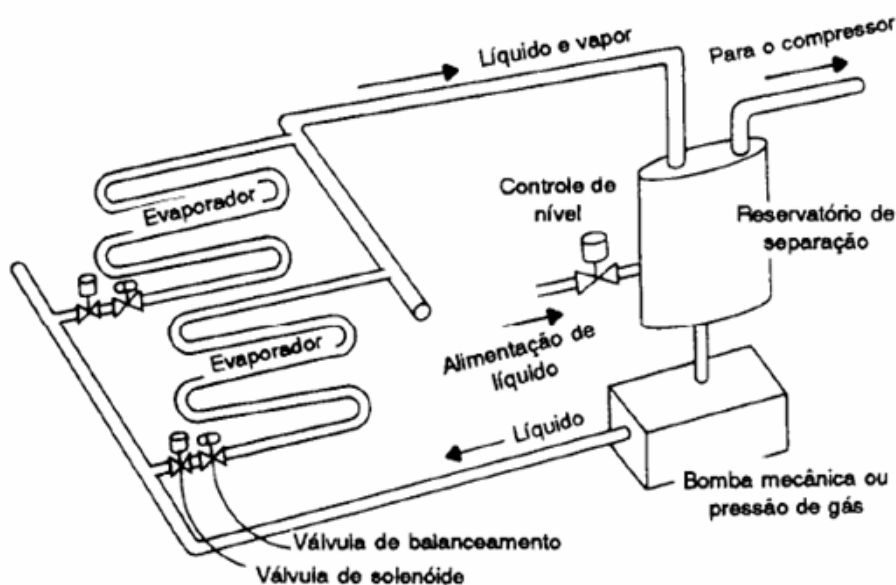


Figura 4: Injecção forçada de líquido [Stoecker & Jabardo]

Quaisquer que sejam os casos, a permanência ou a circulação do óleo de lubrificação do compressor têm uma influência acrescida na transmissão de calor pelas paredes do evaporador, além de que, devido às baixas temperaturas que aqui se atingem, o óleo vê a sua viscosidade reduzida, resultando maior dificuldade de escoar e maior efeito de resistência térmica.

O Gráfico 1 mostra essa influência, num evaporador de expansão directa, verificando-se que a ineficiência do processo é tanto maior quanto maior for a espessura da película de óleo. Também se verifica que quanto maior for o coeficiente de transferência de calor do evaporador, maior é a perda de eficiência.

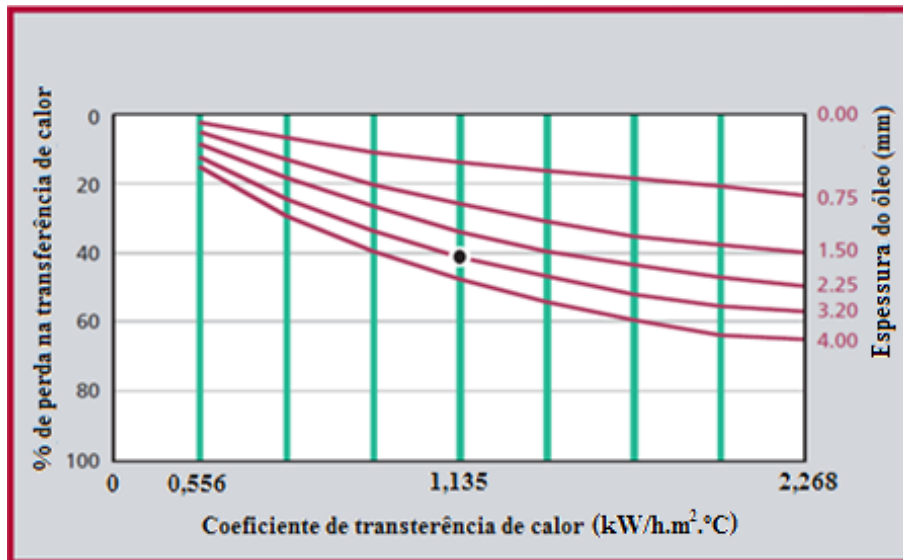


Gráfico 1: Influência da espessura da película de óleo na eficiência do evaporador [Camco, adaptado]

Isto demonstra que de pouco vale seleccionar um evaporador com elevada eficiência, se não forem tomadas também medidas adequadas para remover o óleo que atinge esse equipamento.

#### 1.4. Controlo de fluxo do fluido frigorigéneo

As válvulas reguladoras de fluxo não são habitualmente consideradas um órgão principal do circuito de frio porque não desempenham trabalho, no entanto, a sua função é imprescindível para se trocar calor de forma eficiente. São responsáveis pela entrada da quantidade correcta de fluido no evaporador que, deste modo, é alimentado de forma contínua e uniforme, o que permite mantê-lo em permanente actividade durante todo o ciclo de funcionamento. Em alguns casos, através de contra pressão, permite ainda manter no condensador a pressão imposta pela permuta de calor para o ambiente.

Poder-se-ão utilizar vários dispositivos, tais como as válvulas de expansão, as válvulas de nível, os tubos capilares e as válvulas de bóia, dependendo geralmente da complexidade e dimensão da instalação.

O tubo capilar é economicamente vantajoso na sua aquisição mas, como não dispõe de qualquer tipo de regulação continuada, não permite o controlo eficiente quando o sistema é sujeito a grandes variações da carga térmica. É, assim, usado apenas em sistemas de pequeno porte, sujeitos a pequenas variações de carga e de temperatura de evaporação, não sendo portanto do âmbito deste estudo.

Nos sistemas de expansão directa, o processo expansivo é idealmente isentálpico. O fluido entra como um líquido quente e a alta pressão e sai um líquido frio a baixa pressão. O dispositivo mais eficiente, para o efeito, é a válvula de expansão termostática porque *“é baseada na manutenção de um grau constante de sobreaquecimento [...] o que permite conservar o evaporador completamente cheio com fluido em todas as circunstâncias”* [Dossat, 2004, 575]. Actualmente, o desenvolvimento das válvulas de expansão electrónicas permite ainda maior eficiência, pois os sistemas frigoríficos podem trabalhar com sobreaquecimentos menores (cerca de 2°C), sem o risco de retorno de líquido para o compressor.

Nos sistemas em que o evaporador é inundado, o controlo do fluxo é assegurado por válvulas do tipo bóia. São de baixa pressão, quando controlam directamente o nível do líquido no interior do evaporador à medida que este se evapora. As válvulas de alta pressão estão colocadas, como o nome indica, na linha de alta pressão, após a condensação e antes do dispositivo de redução de pressão. Controlam indirectamente a quantidade de líquido que chega aos evaporadores e fecham o circuito quando o compressor é parado. Por esta razão podem também ser usadas em sistemas de expansão directa.

### **1.5. Reservatórios de líquido**

Um sistema de refrigeração pode ter vários depósitos de FF com as funções de armazenamento, de separação ou de ambas em simultâneo, consoante o modo de funcionamento e dimensão da instalação ou fluido utilizado.

Uma função dos depósitos é a de garantir a recolha do líquido, aquando da paragem do compressor, ou compensar as variações de consumo, pelo que deverá estar dimensionado para conseguir conter a quantidade total do fluido. Quando tem apenas esta função deverá ser instalado na linha de líquido de alta pressão, após o condensador.

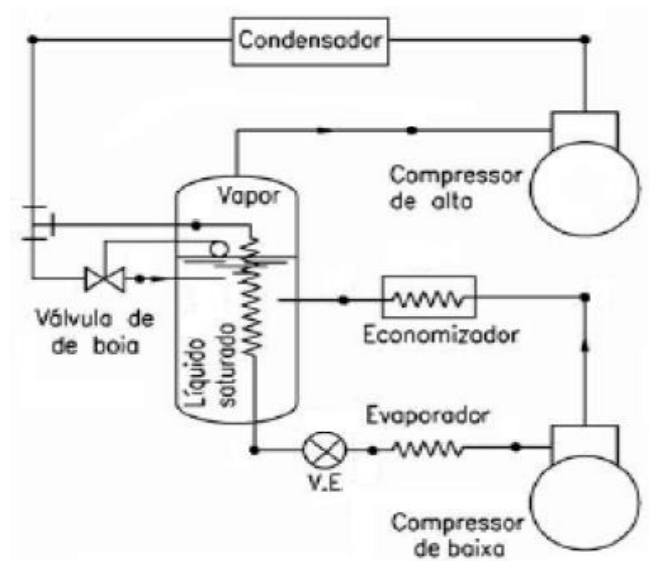


**Figura 5: Depósito separador de amoníaco [Genieclimatique]**

Outra função é proceder à separação do vapor do líquido, conseguida pelas diferentes densidades. Garantem a entrada somente de vapor no compressor, sendo então designados por separadores de líquido. Em sistemas com evaporadores inundados, serve também de reservatório para os alimentar com fluido no estado líquido.

É possível conceber instalações com sistemas multi-estágios utilizando apenas um separador de líquido (separador e arrefecedor), conforme esquema da Figura 6, ou com separadores intermédios independentes do utilizado para alimentar os evaporadores.

Em sistemas de expansão directa é comum utilizar-se um depósito anti-golpe de líquido, que, portanto, não tem a função de alimentar o evaporador, mas somente separar o eventual fluido líquido que dele saia, evitando a sua passagem para o compressor. É intercalado na fase gasosa, ou seja entre o evaporador e a aspiração do compressor, e garante a sua acção à custa da permuta de calor com as paredes, provocando um sobreaquecimento do FF.



**Figura 6: Esquema de sistema de refrigeração com dois andares de compressão e depósito separador arrefecedor**

O depósito separador e o depósito anti-golpe de líquido permitem que os compressores funcionem em condições mais favoráveis, pelo que possuirão tempos de vida mais longos com manutenções menos frequentes. Por outro lado, quando o fluido utilizado não é miscível com o óleo lubrificante, como é o caso do amoníaco, o separador de líquido tem uma acção significativa na separação do óleo arrastado ao longo do circuito. Este deposita-se na sua parte inferior, onde podem ser instalados depósitos de purga, que depois são vazados manual ou automaticamente.

### **1.6. Separador de óleo**

O separador de óleo tem a função de promover a separação e decantação do óleo, para posterior retorno ao cárter ou reservatório do compressor.

Exceptuando um efeito marginal e dispensável de lubrificação em alguns equipamentos do sistema de refrigeração, o óleo apenas tem funções a desempenhar no compressor, pelo que sua presença não é desejável nos restantes troços. Quando o óleo circula através do circuito de refrigeração, ele pode depositar-se nas superfícies de transferência de calor, principalmente no evaporador, reduzindo a sua eficiência.

É assim natural retirar o óleo que se junta ao fluido no compressor aquando da compressão, possibilitando a sua reutilização. É mais vantajoso efectuar a separação logo após a descarga, porque evita a circulação de óleo do compressor nas tubagens e serpentinas, diminuindo as perdas de descarga e as trocas térmicas.

Em regra “*os separadores de óleo [...] devem ser empregados em qualquer sistema onde o retorno do óleo provavelmente é inadequado e/ou onde a quantidade de óleo é excessiva ou causa uma perda indevida na capacidade ou eficiência do sistema*” [Dossat, 2004, 562]. Conduz assim à sua aplicação quando são usados evaporadores inundados, devido à baixa velocidade de retorno do vapor e conseqüente deficiente arrasto do óleo para o depósito ou cárter, ou quando é usado um FF não miscível, condições que são observadas em sistemas de amoníaco.

Nos compressores de parafuso deve estar concebido para retirar o máximo da quantidade de óleo que é injectada directamente na câmara de compressão. Os compressores alternativos “*funcionando normalmente recirculam algo entre 1% e 3% de óleo por kg de refrigerante*” [Esslinger], proveniente da passagem entre os anéis de vedação dos êmbolos e os cilindros, pelo que há igualmente necessidade da sua instalação.

Há essencialmente dois tipos de separadores. Um, em que o processo é conseguido através do arrefecimento e precipitação das gotículas sobre tubos onde circula água fria. O outro é efectuado por choque das partículas de óleo com as paredes e os obstáculos existentes no seu interior.

Este último consiste em dirigir a mistura da descarga ao separador de óleo onde há uma mudança de direcção e uma grande redução na velocidade. As partículas maiores de óleo são guiadas para o reservatório por gravidade, enquanto as partículas menores em *spray* são retiradas através de um filtro dos tipos *coalescer* ou *demister*.

O filtro do tipo *coalescer* (Figura 7) separa as gotículas de óleo do escoamento e aglutina-as, aumentando assim a sua dimensão. No entanto, é necessário que a totalidade do fluido passe através de uma malha que atrai as gotas do óleo.

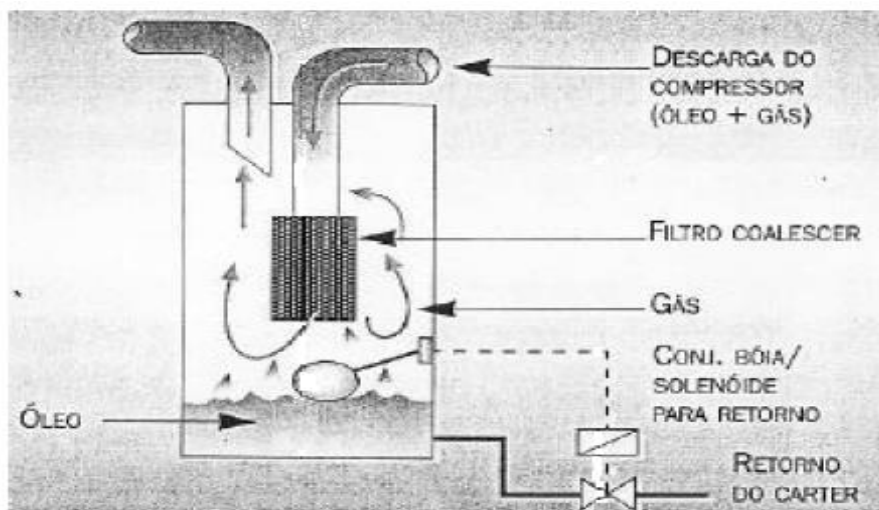


Figura 7: Separador com filtro tipo *coalescer* [Martinelli]

O filtro *demister* (Figura 8) promove a remoção de gotículas de líquido arrastadas pelo escoamento. Parte das gotículas são suficientemente pesadas para serem separadas, numa primeira fase, apenas pela sua inércia e pela acção da gravidade. As restantes são agregadas e separadas numa estrutura apropriada. Por esta razão, quando comparados aos do tipo *coalescer*, apresentam a vantagem de não ser necessária a passagem da totalidade do escoamento por essa estrutura, sendo assim possível reduzir a dimensão e o custo associados ao equipamento de separação, bem como o tempo necessário para o processo.

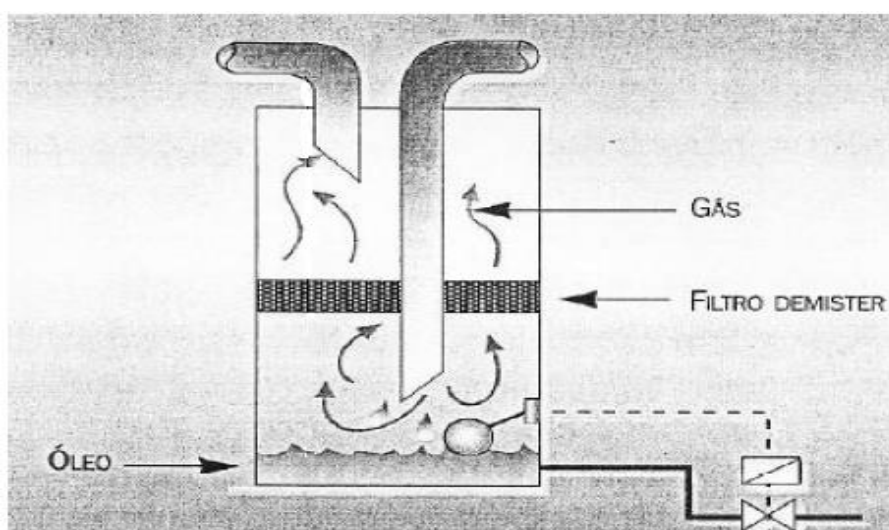


Figura 8: Separador com filtro tipo *demister* [Martinelli]

Em qualquer caso, o óleo é recolhido na parte inferior do separador e retorna para o reservatório de óleo ou para cárter do compressor.

Há separadores de óleo com os mais diversos estágios de eficiência e, evidentemente, quanto mais eficiente for o separador menos óleo entra no sistema. Contudo, *“em qualquer sistema será somente uma questão de tempo para o óleo se acumular nas mesmas quantidades e nos mesmos locais como se usássemos um separador de óleo menos eficiente”* [Esslinger].

Para completar este processo inicial devem ser instalados drenos nos órgãos e na tubagem da instalação para recolher o óleo que conseguiu ultrapassar a separação e entretanto aí se vai acumulando, conforme já referido.



**Figura 9: Pormenor do nível de óleo no separador [Genieclimatique]**

É necessário ter em atenção que o processo de separação incute um risco de passagem de algum FF líquido em conjunto com o óleo, quando o compressor estiver parado ou mesmo a funcionar em baixo regime. Em regime normal, a temperatura do óleo é suficiente para tornar esta situação improvável, pois qualquer gotícula de FF que acompanhe o óleo e chegue à parte inferior do equipamento absorve calor e vaporiza na

própria superfície do óleo, tornando-o suficientemente puro para a injeção no compressor.

### **1.7. Reservatório de óleo**

Tem a função de recolher a quantidade de óleo necessária ao funcionamento do compressor. Recebe-o após a separação do fluido e permite o seu envio para o cárter dos compressores alternativos ou a injeção na câmara de compressão dos compressores de parafuso.

### **1.8. Arrefecedor de óleo**

Os compressores de parafuso usados em refrigeração geralmente necessitam de arrefecimento do óleo, pois grande parte do calor da compressão do FF é transferido para o óleo durante esse trabalho. Se não for tomada essa acção, seriam atingidas temperaturas de descarga muito altas, que poderiam destruir o óleo e, conseqüentemente, causar danos ao compressor.

É também importante que o óleo tenha a viscosidade correcta, o que depende em grande parte da temperatura. Os sistemas normalmente utilizados são os permutadores de calor a água, por termossifão e injeção de FF na descarga do compressor. O arrefecimento com ar é pouco utilizado em sistemas de média e grande potência devido à sua baixa eficiência.

No arrefecimento a água, o óleo quente deixa o separador e é bombeado através de um permutador tipo casco e tubo ou tipo placa, onde o calor é rejeitado numa corrente de água ou glicol. Para controlar a temperatura do óleo, torna-se mais fácil utilizar uma válvula de mistura termostática para misturar óleo quente e arrefecido, obtendo-se assim a temperatura desejada. Desta forma, o fluxo de água é sempre constante e a sua velocidade pode ter um valor adequado à minimização da formação de incrustações nos tubos. Este sistema apresenta o risco de ruptura, com fuga ou mistura dos fluidos, principalmente, se as condições da água não forem apropriadas. O uso de glicol elimina o risco de incrustações, mas envolve custos de aquisição e de reposição do líquido mais elevados.

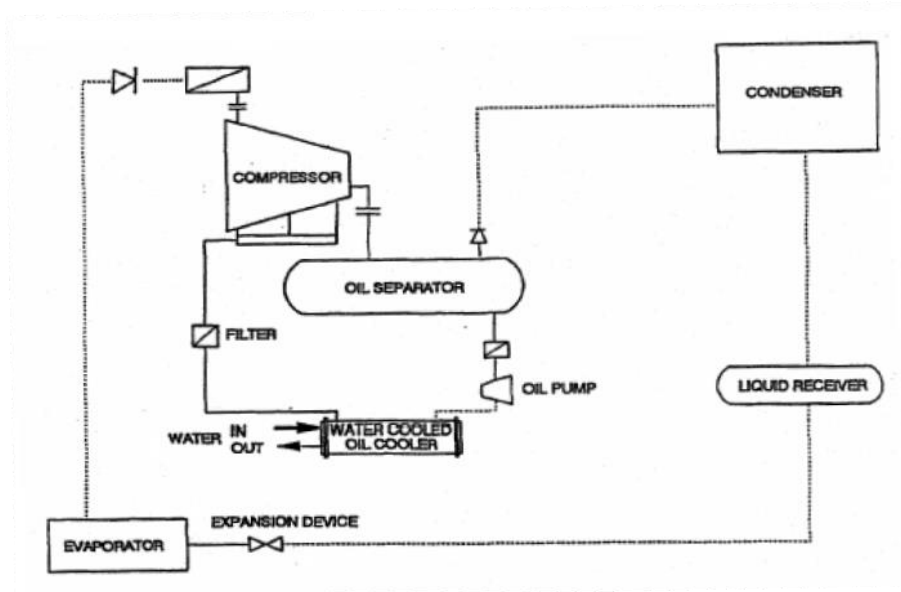


Figura 10: Esquema de compressor parafuso com arrefecimento do óleo a água [Marlon]

O arrefecimento por termossifão é muito utilizado em instalações industriais. O princípio de funcionamento é semelhante ao sistema de arrefecimento por água, considerando que esta é substituída por FF no permutador de calor. O sistema termossifão é basicamente um evaporador inundado, alimentado por gravidade a partir de um reservatório de FF colocado num nível superior ao permutador de calor.

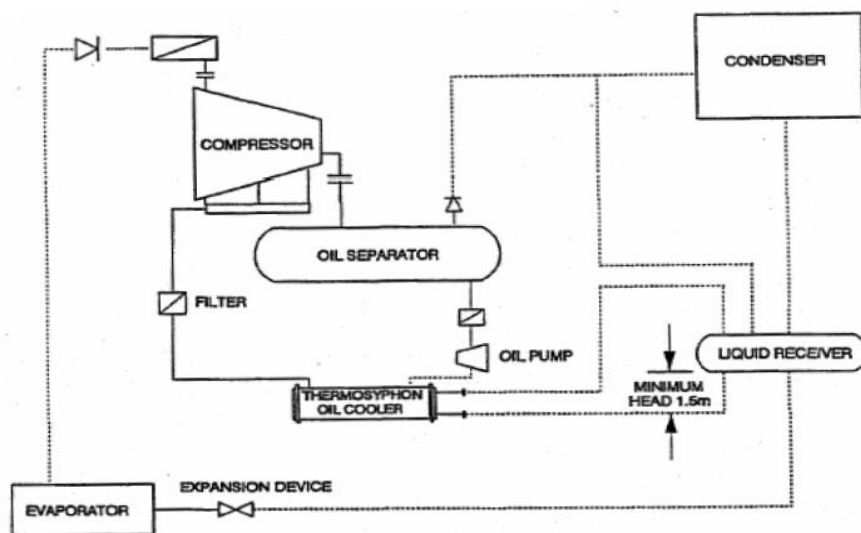


Figura 11: Esquema de compressor parafuso com arrefecimento por termossifão [Marlon]

O fluido evapora com o calor recebido do óleo quente e retorna ao depósito de termossifão. É depois direccionado para o condensador onde liberta calor e retorna para o reservatório de líquido. Este sistema é muito utilizado porque tem baixo custo, praticamente não requer manutenção e não afecta a eficiência do compressor.

Por último, o arrefecimento também pode ser efectuado por injeção directa de líquido na câmara de compressão, sendo baseado no princípio da absorção de calor durante a mudança de fase. Para manter a temperatura desejada, efectua-se a dosagem do líquido injectado por intermédio de uma válvula de expansão termostática, controlada pela temperatura na linha da descarga.

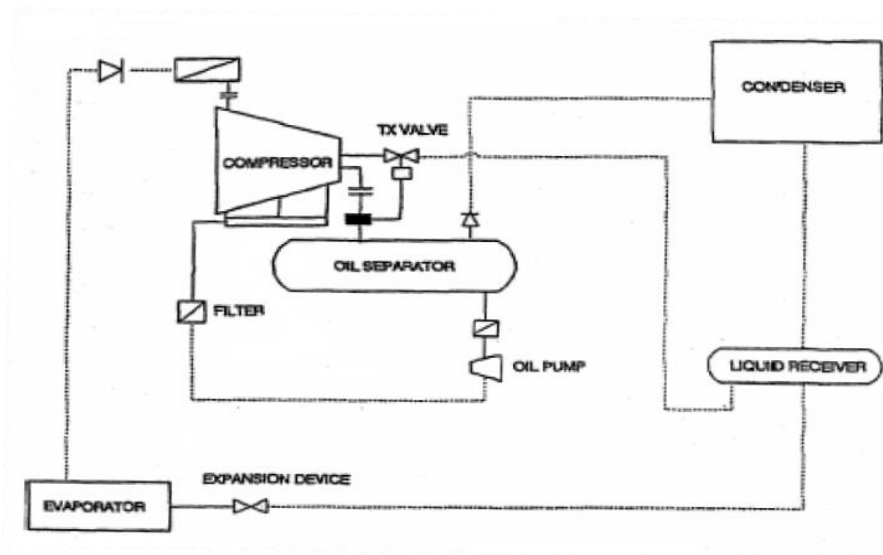


Figura 12: Esquema de compressor parafuso com arrefecimento por termossifão [Marlon]

Parte do líquido injectado expande-se nos espaços entre os lóbulos dos rotores, sendo assim necessária uma potência adicional para compressão. O restante líquido mistura-se com o óleo e é transportado para a linha de descarga juntamente com o fluido em vapor. O tempo que o líquido permanece no compressor é pouco para haver uma total transferência de calor, pelo que o arrefecimento continua na linha de descarga e no separador de óleo, onde o líquido continua a absorver calor, acabando por evaporar.

A parte do líquido que se expande provoca um grande acréscimo no volume específico e reduz a quantidade de vapor aspirado. Isto causa uma redução na capacidade do sistema, com maior incidência quando se opera com elevadas taxas de compressão, tornando-se

desadequado nestas condições. Também não é adequado para sistemas de grande volume aspirado e baixa pressão, pois há dificuldade de manter certa a alimentação de líquido.

Nos “*compressores alternativos é muito comum não ter nenhum sistema de refrigeração específico para o óleo, já que a temperatura é menos crítica do que para compressores parafusos, sendo então o óleo arrefecido no cárter*” [Danfoss].

Nos casos em que é conveniente efectuar essa acção, é possível consegui-lo com a utilização de uma bomba que envia FF líquido, proveniente de um condensador, para o arrefecedor de óleo. Este está normalmente incorporado no cárter, sendo uma espécie de evaporador de expansão indirecta. O FF para se expandir retira o calor do óleo, possibilitando o seu envio para o sistema de circulação do compressor. O funcionamento é controlado pela temperatura do óleo do cárter, através de uma válvula de expansão termostática.

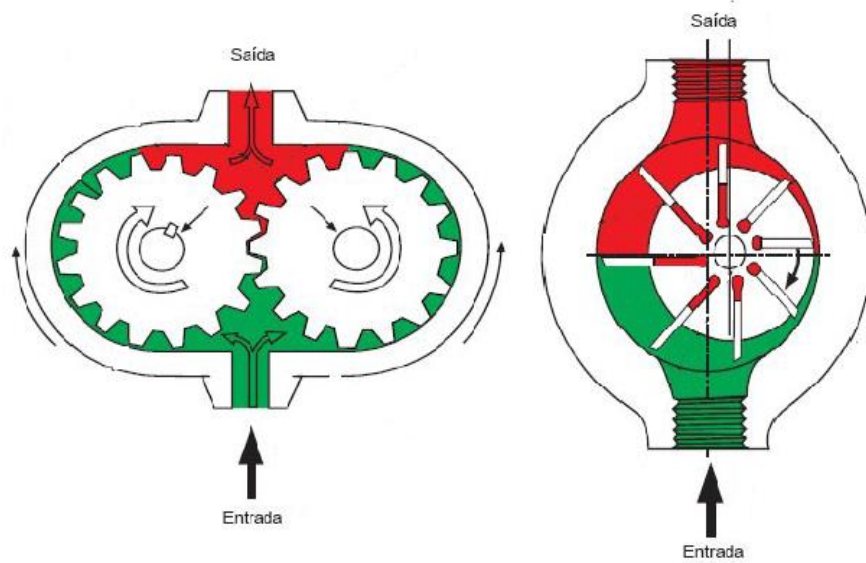
## **1.9. Bomba de óleo**

As bombas têm a função de bombear o óleo, fornecendo-lhe a energia necessária para que lhe seja possível atingir as partes dos compressores a lubrificar. Transformam assim energia mecânica em energia de pressão e cinética. Podem ser externas ou internas ao compressor, tendo estas últimas utilização extensa em compressores alternativos. As bombas internas são normalmente movidas pelo veio de manivelas. As externas podem ser accionadas directamente pelo compressor ou por motor dedicado.

Em compressores de potência elevada, é comum existir uma bomba auxiliar que está normalmente em modo de espera quando o equipamento se encontra em operação. Esta é accionada por fonte diferenciada da bomba principal e pode ter as seguintes funções:

- Fornecer uma quantidade adicional de óleo antes e durante o arranque ou na fase paragem do compressor;
- Lubrificar e arrefecer os cilindros e os êmbolos quando é detectada uma temperatura elevada na máquina;

- Constituir reserva, entrando em funcionamento se a pressão do óleo cair abaixo de um limite pré-estabelecido.



**Figura 13: Esquemas de bomba de carretos (esquerda) e bomba de palhetas (direita)**

As bombas mais comuns são do tipo engrenagens, pois são resistentes ao desgaste e dadas a poucas falhas, no entanto também podem ser usadas para este fim as de êmbolo ou as rotativas de palhetas ou de parafuso.

## 2. Fluido frigorígeno – Amoníaco

Os sistemas de refrigeração industrial fundamentam-se, em larga escala, na capacidade de algumas substâncias, denominadas fluidos frigorígenos (FF), absorverem grande quantidade de calor quando passam do estado líquido para o gasoso. Um FF é assim uma substância química responsável pelo transporte da energia num ciclo de refrigeração. Em ciclos de compressão de vapor, vaporiza e condensa, alternadamente, quando absorve e cede energia térmica, portanto mudando de fase. Em circuitos secundários baixa ou aumenta a sua temperatura.

São usados nesta última função, quando o uso de um fluido primário é desaconselhado ou proibido, quando as suas propriedades são mais adequadas para retirar a carga térmica ou ainda quando se pretende reduzir riscos ou custos com as cargas.

Segundo o *National Institute of Standards* (NIST), uma substância tem potencial, para ser usado como FF, se satisfizer as seguintes condições termodinâmicas:

- Temperatura de fusão inferior a  $-40^{\circ}\text{C}$ ;
- Temperatura crítica superior a  $80^{\circ}\text{C}$ ;
- Pressão de saturação a  $80^{\circ}\text{C}$  inferior a 50 MPa;
- $h_{LV}$  superior a 1 kJ/litro.

Poderão ser utilizados outros fluidos, no entanto estas condições garantem que têm capacidade na faixa de operação típica de aplicações frigoríficas, sem serem excessivamente voláteis nem exigirem sistemas com equipamentos de dimensões exageradas.

A aplicação do Regulamento (CE) nº 2037/2000, de 29 de Setembro de 2000 e do Regulamento (CE) nº 842/2006, de 17 de Maio de 2006, obrigam a uma escolha de fluidos frigorígenos que não empobrecem a camada de ozono nem promovem o efeito de estufa. O amoníaco é o único FF natural que, sendo ecologicamente correcto, tem grande potencial de utilização, pelo que tem sido adoptado na maioria das instalações industriais.

## 2.1. Características e propriedades

O amoníaco, cujo símbolo químico é  $\text{NH}_3$ , apresenta-se no estado gasoso à temperatura e pressão ambientes. O ponto de congelação a  $-77,73^\circ\text{C}$  é suficientemente baixo para ter aplicabilidade sem problemas na generalidade dos sistemas de refrigeração. O ponto de ebulição é de  $-33,35^\circ\text{C}$ , o valor da temperatura crítica é de  $133^\circ\text{C}$  e a pressão crítica é de 110 bar.

É altamente higroscópico e da sua reacção com a água resulta o hidróxido de amoníaco, que é líquido à temperatura ambiente.

Apresenta longa tradição em sistemas de refrigeração industrial pois, de acordo com o *International Institute of Ammonia Refrigeration* (IIAR), foi reconhecido como potencial fluido frigorígeno para sistemas de absorção em 1860, através do francês Ferdinand Carre. Cerca de uma década mais tarde seria aplicado em sistemas de compressão nos Estados Unidos da América.

Nunca foi completamente descartado, mesmo no auge dos fluidos sintéticos, pelo que a sua actuação é perfeitamente conhecida. Atende à quase totalidade dos requisitos, fixados pela ASHRAE, para um bom FF, nomeadamente:

- Calor latente de vaporização elevado, 326 kcal/g, seis vezes mais quando comparado com o R134a, pelo que será necessário menor caudal do FF para uma dada capacidade frigorífica;
- Condutibilidade térmica elevada o que favorece a transferência de calor no ciclo de trabalho;
- Alto coeficiente de performance (COP), especialmente em alta e média pressão, pelo que requer uma menor potência para sua compressão até à pressão de condensação, logo um consumo menor de energia e conseqüente menor custo de operação que o uso de outros fluidos em sistemas de refrigeração de grande capacidade. De acordo com o IIAR, o amoníaco é 3 a 10% mais eficiente do que os outros FF industriais competitivos;

- Volume específico reduzido que, conjugado com o alto valor do calor latente de vaporização, requer um compressor de menor potência, tubagens de menores diâmetros, assim como dispositivos de controlo de menores dimensões, resultando unidades de refrigeração mais compactas para uma dada capacidade de refrigeração. *“É uma das razões para que de um modo geral, a instalação de sistemas de refrigeração com amoníaco custem menos 10 a 20% do que os sistemas que usam fluidos frigorigéneos comparáveis”* [IIAR];
- Baixa viscosidade na fase líquida e gasosa, pelo que trabalha com baixa perda de carga;
- Não tem impacto ambiental directo porque não destrói a camada de ozono existente na atmosfera (ODP igual a zero);
- Não contribui para o aquecimento global (GWP igual a zero);
- É uma substância natural e com ciclo rápido de transformação, pelo que tem um tempo de vida na atmosfera inferior a 14 dias. Entra em ciclos de transformação da natureza, nomeadamente é um intermediário chave no ciclo do azoto. No entanto, é estável em condições normais de funcionamento do ciclo frigorífico;
- É facilmente detectado por verificação simples, a partir de pequenas concentrações (5 ppm) no ar devido ao cheiro forte. A rápida detecção pode evitar a perda completa da carga, a qual assume uma importância tanto maior quanto maior for a dimensão da instalação;
- O vapor de amoníaco é de 1,7 vezes mais leve que o ar, pelo que, em caso de vazamento, é facilmente expelido através de meios mecânicos para a atmosfera. De qualquer modo, essa situação não é recorrente, pois mesmo não havendo *“consenso de opiniões acerca dos tipos de fluidos que conduzem a maior ou menor taxa de perda, há no entanto a sensação de que o sistema de amoníaco terá uma taxa de fuga muito mais baixa pois o sistema é construído de aço soldado com um menor número de ligações não solidárias com equipamentos”* [Gooseff & Horton, 2008];

- Existe em abundância para seu emprego comercial, o que conduz a um custo de aquisição baixo. Em instalações de grandes dimensões, o uso de um FF que seja de difícil aquisição ou apresente um custo elevado torna-se impraticável;
- É muito pouco miscível com os óleos lubrificantes, o que favorece a separação destes e a posterior condução ao cárter ou ao depósito de óleo. Por outro lado, esta característica provoca uma dificuldade acrescida em arrastar o lubrificante que ultrapassa os sistemas de separação e circula nas tubagens e órgãos. Esta é a razão pela qual se recomenda a instalação de drenos nos pontos mais baixos da instalação, locais onde com certeza o óleo se irá depositar. O facto da miscibilidade com o óleo ser ou não uma propriedade desejável num FF é ponto de divergência de opiniões. Esta característica *“geralmente não é o factor principal para a selecção do refrigerante. Contudo influencia o projecto do compressor e outros componentes do sistema [...] e portanto, deve ser considerada com alguma particularidade”* [Dossat, 2004, 561].

**Tabela 2: Propriedades mais relevantes para a quantidade de FF no circuito [Poggi et al.]**

<b>Propriedade</b>	<b>R 717</b>	<b>HCFC22</b>	<b>HC290</b>	<b>HFC134a</b>	<b>R410a</b>	<b>R404a</b>	<b>R407c</b>
Densidade do líquido a 20°C (kg/m <sup>3</sup> )	682,0	1413,0	582,0	1206,0	1085,0	1066,0	1159,0
Calor latente de vaporização a 1 atm (kJ/kg)	1371,2	233,9	413,9	215,9	271,7	200,5	248,2

Tem como aspecto menos positivo o facto da faixa de aplicação ser bastante limitada em compressores, devido às altas temperaturas de descarga. Por essa razão, os compressores alternativos devem ser providos de cabeçotes arrefecidos a água, para evitar a deterioração do óleo, e os compressores de parafuso devem dispor de arrefecedor de óleo específico para os mesmos fins.

Incorre ainda nas seguintes desvantagens:

- Alta toxicidade a partir de concentrações de 25 ppm. Apesar dos circuitos frigoríficos se constituírem em sistemas fechados, há sempre a possibilidade de

vazamentos, pelo que deverá existir um controlo apertado por pessoal técnico devidamente formado;

- Apresenta risco moderado de explosão, quando exposto ao calor ou chama, sendo inflamável em misturas entre 15 e 28 % com o ar. Também produz mistura explosiva quando em contacto com hidrocarbonetos;
- Limitações de aplicação com plásticos e incompatibilidade com o cobre e as suas ligas, principalmente na presença da humidade, pelo que estes nunca devem ser usados em sistemas de amoníaco. Impõe a utilização de tubos de aço e soldagem de acordo com as normas de segurança, não podendo ser utilizado em compressores cuja construção implique o contacto do FF com os componentes do motor eléctrico. Fica assim restrito aos compressores do tipo aberto;
- Alta condutibilidade eléctrica, pelo que são necessários requisitos especiais para os componentes eléctricos instalados no interior do circuito de refrigeração. É mais uma das razões que conduz a seu uso em instalações dotadas de compressores abertos, onde o FF não contacta directamente com a maioria dos equipamentos eléctricos, como acontece em compressores herméticos ou semi-herméticos;
- É completamente solúvel na água, pois as estruturas moleculares de ambos são semelhantes. Devido a esta similitude, ainda não foi desenvolvido um filtro secador eficiente para sistemas de amoníaco e mesmo a água livre é difícil de ser extraída da solução. Esta coexistência provoca uma actuação semelhante a uma mistura zeotrópica. Exige, portanto, que se utilize um método de detecção e de remoção de água quando esta estiver acima do nível aceitável, inclusivamente, para evitar a corrosão dos equipamentos. A pureza inicial do amoníaco deve ser superior a 99,95 %, para ser usado em sistemas de compressão de vapor;
- Exige pessoal treinado para a operação e manutenção dos sistemas.

### 2.3. Aplicações e constrangimentos

O amoníaco foi muito utilizado no passado, tendo perdido algum espaço, com a introdução dos clorofluorcarbonos (CFCs) no início dos anos 30. Nos últimos anos, muito devido à necessidade de se diminuir o impacto ambiental dos FF, “*o amoníaco tem sido adoptado na maioria das instalações industriais, dominando o sector*” [Portal do eletrodoméstico]. De acordo com o IIAR, praticamente todos os alimentos passam pelo menos numa instalação que utiliza um sistema de refrigeração de amoníaco antes de chegar ao consumidor, tendo este contribuído em muito para reduzir os custos operacionais para os processadores de alimentos e operadores de instalações frigoríficas.

Em outras aplicações, onde é possível o contacto com pessoas não dotadas de conhecimentos técnicos, não deverá ser utilizado pois comporta, como já referido, algum risco de toxicidade e de explosão. Em alternativa, poderá ser utilizado no andar de alta pressão de sistemas cascata ou conjugado com um circuito secundário de fluido mais seguro, ficando assim o amoníaco confinado à casa das máquinas.

O fabricante de compressores Bitzer refere que todos os sistemas com amoníaco existentes até agora têm uma performance superior quando comparados com a utilização de fluidos halogenados, principalmente na questão energética.

A evolução dos sistemas, com a adopção das inovações tecnológicas, ajudou a considerar os fluidos naturais e o amoníaco em particular, como uma solução segura e económica para determinadas aplicações. A utilização das facilidades conferidas pela electrónica no controlo do processo, a constante evolução dos lubrificantes e o aparecimento de novos materiais consolidaram a segurança do processo.

De acordo com estudos da ASHRAE, o amoníaco tem propriedades termodinâmicas excelentes, o que lhe confere um bom desempenho energético em sistemas de grande dimensão e baixa temperatura de evaporação, sendo uma boa tecnologia para a preservação de produtos perecíveis e para o processamento de alimentos e bebidas. Está também, e cada vez mais, a ser adoptado em *chillers* de climatização, em sistemas de armazenamento térmico e na refrigeração de supermercados através de sistemas de cascata, entre outras aplicações.

A adopção de sistemas projectados para trabalhar com taxas de pressão baixas e sobreaquecimento baixo não impõe condicionamentos de maior. No entanto, como o amoníaco tem como característica a alta temperatura de descarga, as taxas de pressão elevadas requerem a operação com dois andares. Esta restrição não é necessariamente aplicável aos compressores de parafuso devido ao uso do óleo como agente de arrefecimento interno.

Em termos operacionais, recomenda-se a utilização de separador de óleo devido à insolubilidade com os lubrificantes e consequentes.

Os sistemas de amoníaco têm demonstrado serem seguros relativamente a fugas. O mesmo não tem acontecido quando estiveram envolvidos fluidos inodoros, o que é evidenciado pela quantidade de CFCs que actualmente existem na atmosfera. De facto, a principal desvantagem do amoníaco é a grande exigência dos seus elevados requisitos de segurança, pois entre os FF comumente usados, é um dos menos dispendiosos, o que *“faz dele um fluido ideal para uso em grandes sistemas onde a toxicidade não é um factor de escolha”* [Dossat, 2004, 565].

Em contraponto, está o seu comportamento zeotrópico, quando em presença da água. Estes factores contribuem para que raramente se projectem sistemas de amoníaco com evaporação directa, pois o amoníaco líquido é difícil de se evaporar completamente quando presente em água, o que poderá provocar golpes de líquido e o funcionamento incorrecto das válvulas de expansão termostática devido à relação pressão/temperatura não constante.

Os segmentos de mercado que predominantemente o utilizam são os centros de abate de animais, as indústrias de pescados, de bebidas e alimentares, os lacticínios e as fábricas de gelo.

### 3. Lubrificantes

O lubrificante é qualquer substância que interposta entre duas superfícies, em deslocamento relativo, diminui a resistência ao movimento, devido à sua capacidade de manter essas superfícies separadas. Os lubrificantes comuns podem ser líquidos, pastosos ou sólidos. Os primeiros são “*os lubrificantes mais usados na indústria devido ao seu poder de penetração e principalmente porque actuam como agente removedor de calor*” sendo que neste ramo “*aproximadamente, 95% dos lubrificantes são líquidos*” [CST Arcelor]. A lubrificação de compressores não foge à regra, utilizando quase exclusivamente este tipo de lubrificante.

#### 3.1. Produção de lubrificantes

Os óleos lubrificantes minerais são um dos derivados do petróleo, obtidos durante o processo de refinação, sendo apelidados de básicos quando se encontram no estado inicial, ou seja, sem a adição de quaisquer aditivos. Adoptam uma designação de acordo com as características e propriedades herdadas do petróleo que lhe deu origem.

Existem três tipos de petróleo. Os parafínicos que são compostos de hidrocarbonetos parafínicos, os nafténicos, compostos de hidrocarbonetos nafténicos, e os aromáticos que são compostos por ambos os hidrocarbonetos referidos. Relativamente à sua capacidade para a formulação de lubrificantes, os parafínicos são os mais utilizados seguidos dos nafténicos. Os aromáticos não se prestam para a produção de lubrificantes.

Os óleos lubrificantes parafínicos são normalmente de melhor qualidade, mas os óleos nafténicos têm características que são desejadas em sistemas frigoríficos. Quando comparados com os nafténicos, os parafínicos apresentam um ponto de fluidez e um índice de viscosidade mais elevados, mas maior resistência à oxidação e menor resíduo de carbono.

No entanto, estes valores não são determinantes, pois uma primeira aproximação às características e propriedades requeridas no lubrificante é conseguida com a mistura de diferentes tipos do básico. Depois, com o recurso à aditivação, conseguem-se outras características necessárias, que anteriormente não eram possuídas.

Os óleos sintéticos são os lubrificantes líquidos de maior capacidade e durabilidade, mas o seu custo é também mais elevado, sendo por isso razoável o seu uso em locais em que os outros lubrificantes falham. As maiores vantagens dos óleos básicos sintéticos relativamente aos básicos minerais são a maior estabilidade térmica, superior resistência à oxidação, menor volatilidade e melhores propriedades a baixas temperaturas. Estão em constante desenvolvimento, pelo que, a cada dia, surgem novos com melhores características.

Por sua vez, os óleos compostos são formados por misturas de óleos minerais com sintéticos. Consegue-se assim, melhorar as características dos óleos minerais e obter lubrificantes a custo mais baixo que os sintéticos.

O óleo lubrificante acabado é aquele que está pronto para ser utilizado para a finalidade para a qual foi elaborado. Geralmente, é composto por um óleo lubrificante básico (mineral, sintético ou uma mistura dos dois), com a adição de aditivos que suprimem, reforçam ou lhe acrescentam propriedades. Poder-se-á assim dizer que os aditivos são substâncias empregadas para que os lubrificantes desempenhem de melhor forma uma função específica. Foram *“utilizados pela primeira vez em óleos lubrificantes cerca de 1920 e desde então o seu emprego têm-se desenvolvido de modo intenso”* pelo que *“actualmente praticamente todos os lubrificantes têm aditivos”* [MOBIL]. Os mais utilizados em óleos lubrificantes para refrigeração são os seguintes:

- Diminuidores do ponto de fluidez - Impedem que os óleos congelem às temperaturas de serviço, mantendo a fluidez necessária nas baixas temperaturas;
- Melhoradores de índice de viscosidade - Reduzem a tendência que os lubrificantes têm de alterarem a sua viscosidade com a variação da temperatura;
- Antioxidantes - Retardam a oxidação dos óleos lubrificantes, que tendem a sofrer esse tipo de deterioração, quando em contacto com o ar ou com outros agentes oxidantes;
- Anticorrosivos - Neutralizam os ácidos que se formam durante a oxidação e que poderiam provocar a corrosão de superfícies metálicas;

- Detergentes / Dispersantes - Impedem a formação de depósitos de produtos de diversas reacções químicas, mantendo-os em suspensão no próprio óleo, permitindo que sejam retirados pelos filtros ou aquando da sua substituição;
- Anti-espuma - Minimizam a formação de espumas que tendem a formar-se devido à agitação dos óleos lubrificantes e prejudicam a sua eficiência.

### **3.2. Lubrificantes para refrigeração**

O óleo lubrificante usado em compressores para refrigeração, além de garantir a diminuição do atrito entre os órgãos, tem de, em paralelo, ser capaz de suportar as mesmas condições de temperatura do FF, em todas as fases do circuito. Contudo, ao contrário deste, deve permanecer no estado líquido, pois só dessa forma é capaz de desempenhar a sua função no compressor, circular por todo o sistema e voltar ao reservatório ou cárter. Fica assim sujeito a uma gama alargada de temperaturas, às quais terá de resistir, além de que não deve prejudicar os processos que ocorrem nos diversos órgãos. Por estas razões tem de possuir algumas características especiais, desde logo no início da sua produção, ou ser dotado das mesmas.

#### **3.2.1. Características**

##### **3.2.1. Estabilidade química e térmica**

Um lubrificante deve manter as suas características de forma a desempenhar o seu trabalho durante o período de tempo espectável. Esta capacidade está intimamente ligada com uma outra característica designada teor de resíduos de carbono. As temperaturas de descarga elevadas aceleram bastante as reacções químicas dos lubrificantes e destes com o fluido ou com a humidade. Os produtos daí resultantes, normalmente resíduos carbonáceos, depositam-se nas válvulas de descarga, êmbolos e cabeçotes. Este processo conduz a falhas de vedação, obstruções e deficiente lubrificação ocasionada pela sua decomposição. Um lubrificante mal refinado e com elevado teor de hidrocarbonetos não saturados, portanto instáveis, tem mais tendência a deteriorar-se pela temperatura.

A resistência à oxidação é especialmente importante para os compressores alternativos do tipo aberto, nos quais o óleo está em contacto com o ar no cárter, pelo que são exigidos, para o efeito, lubrificantes quimicamente estáveis.

### 3.2.2. Viscosidade

A viscosidade, referida ao óleo, *“pode ser definida como uma medida da sua capacidade para desempenhar a função de lubrificação pela formação de uma película de protecção ou revestimento entre as várias partes móveis”* [Dossat, 2004, 640].

A viscosidade cinemática é a mais usada na indústria e é dada pelo quociente da viscosidade dinâmica pela massa específica do óleo. A unidade adoptada pela *International Standard Organization (ISO)* é o *Stoke* (equivalente a  $1 \text{ cm}^2/\text{s}$ ), mas por ter uma ordem de grandeza elevada face aos resultados, utiliza-se o *centistoke* (cSt), centésima parte do *Stoke*.

Por sua vez, a viscosidade dinâmica ou absoluta é definida *“como o acréscimo de força necessária para fazer deslocar uma superfície plana de um centímetro quadrado sobre outra, com a mesma configuração”* [MOBIL, 1971].

Em refrigeração, o lubrificante flui através do sistema junto ao FF, ficando sujeito a altas e baixas temperaturas. Todos os óleos são sensíveis a mudanças de temperatura no que diz respeito à viscosidade, sendo que esta diminui com o aumento da temperatura e vice-versa.

A viscosidade de um óleo pode ser avaliada através de vários testes padrão, que medem o tempo necessário em que uma determinada quantidade de óleo flui por gravidade, através de um orifício ou estrangulamento de dimensões especificadas, a uma temperatura estabelecida. Assim, o valor da viscosidade não tem qualquer significado como indicador dessa característica do óleo se não for referenciada em conjunto com a temperatura a que foi obtido.

A ISO normaliza apenas os lubrificantes industriais, sendo a viscosidade medida à temperatura de  $40^\circ\text{C}$ . O valor da viscosidade ISO representa o ponto médio de uma faixa compreendida entre os limites mínimo e máximo a que o lubrificante deve obedecer. Por exemplo, um lubrificante definido com viscosidade ISO 68, bastante

utilizado em sistemas de amoníaco de acordo com as instruções dos fabricantes de compressores, tem viscosidade cinemática, a 40°C, compreendida entre 61,2 e 74,8 cSt.

De todas as características físicas, a viscosidade é a que apresenta o maior interesse em relação à capacidade lubrificante do óleo. Quando este for submetido a altas temperaturas, a viscosidade deve ser tal que permita o fluxo entre superfícies em contacto, formando entre elas uma película protectora. Em baixas temperaturas, a viscosidade não deve aumentar ao ponto do óleo não conseguir penetrar nas folgas entre as superfícies a proteger, nem permitir o retorno do lubrificante ao compressor. Por esta razão, a escolha de um óleo tem sempre como ponto de partida a sua viscosidade, pois quando demasiado elevada ou demasiado baixa a lubrificação não será eficiente.

Há a tendência para aceitar que o óleo vai perdendo a viscosidade à medida que o tempo em serviço aumenta, sendo essa razão que conduz à obrigatoriedade da sua substituição. Mas, nem sempre um óleo em fim de vida apresenta menor viscosidade do que em novo. Muitas vezes, as suas moléculas aumentam de tamanho devido à oxidação, o que contribui para que o óleo fique espesso, ou seja mais viscoso, conforme se pode observar no Gráfico 2. Deste modo, normalmente, um aumento da viscosidade durante o serviço é sinal que houve apreciável deterioração do óleo.

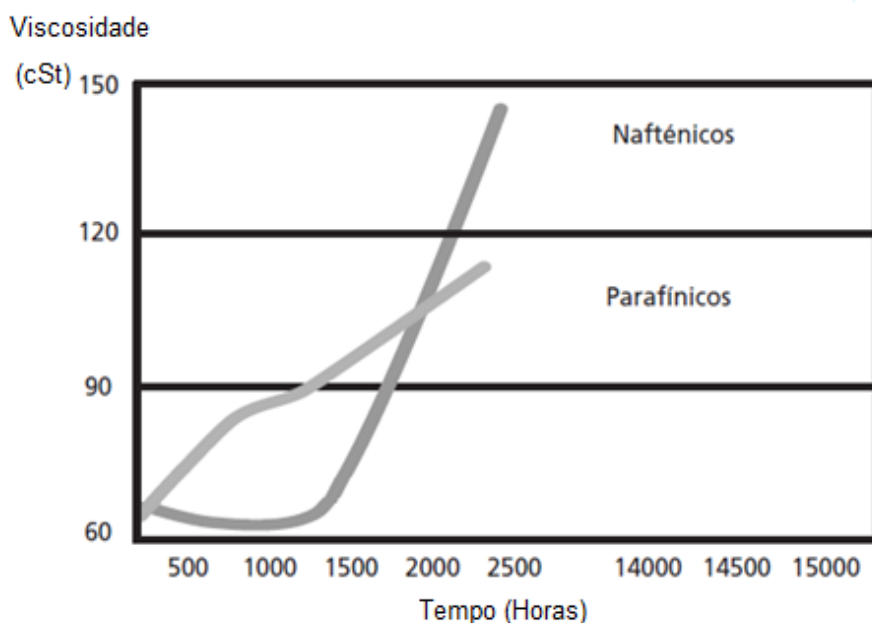


Gráfico 2: Viscosidade em função do tempo de serviço de um óleo ISO 68 [Camco, adaptado]

É importante que o lubrificante mantenha a viscosidade adequada, na faixa de temperaturas de trabalho, para que a sua acção seja eficiente. Atendendo a que, em diferentes óleos lubrificantes, a viscosidade se altera de forma diversa com o aumento ou diminuição da temperatura, é comum utilizar-se um valor empírico para quantificar essa tendência, o índice de viscosidade. Este estabelece uma relação entre a variação que a viscosidade sofre com a temperatura e as variações de dois óleos de referência. Quanto maior o índice de viscosidade menor é essa variação.

### 3.2.3. Miscibilidade com o fluido frigorífero

A completa miscibilidade permite ao lubrificante fluir através do sistema junto com o FF, garantindo o bom retorno ao compressor, pois além do arrasto facilitado, também a viscosidade do óleo diminui à medida que aumenta o fluido nele dissolvido.

Por outro lado, a miscibilidade dificulta a separação por acção mecânica, compromete termodinamicamente a acção do FF e a referida diminuição de viscosidade, devida à mistura, diminui a capacidade de lubrificação.

Como já referido, o amoníaco não é miscível com os lubrificantes minerais ou sintéticos que são utilizados para lubrificação dos compressores de refrigeração.

### 3.2.4. Ponto de fluidez

O óleo tem a finalidade de lubrificar os órgãos internos do compressor, porém o facto de poder circular pelo sistema, impõe a necessidade de se manter fluido em todo o circuito.

O ponto de fluidez ou de congelação é a temperatura mais baixa em que o óleo, submetido a um arrefecimento, deixa de escoar livremente. A fluidez, per si, é o inverso da viscosidade absoluta ou dinâmica.

Esta característica tem especial importância no caso dos lubrificantes utilizados em sistemas de refrigeração, pois estão sujeitos a baixas temperaturas. O conhecimento do seu valor permite conhecer antecipadamente como o óleo se comporta e quando perde as características de fluido.

Ainda que tenham a mesma viscosidade, os óleos variam o seu comportamento a baixas temperaturas, dependendo do tipo de petróleo do qual eles foram refinados, do método

de refinação e da presença de aditivos. Os óleos básicos parafínicos “*têm pontos de congelação da ordem de 27 a 49°C*” [MOBIL, 1971]. Um óleo predominantemente nafténico reage de maneira diferente e “*o ponto de congelação aproxima-se de -18°C ou mesmo de temperaturas inferiores*” [MOBIL, 1971]. Por outro lado, o óleo nafténico torna-se mais “*espesso*” do que um óleo parafínico de viscosidade semelhante quando é arrefecido.

O ponto de fluidez do óleo lubrificante é resultado do espessamento do óleo, tanto devido ao aumento da viscosidade como à cristalização das parafinas que ele possa conter. A diferença é que, neste último caso, a agitação mecânica pode romper as estruturas dos cristais.

Desta forma, a cristalização dos componentes parafínicos não significa que o óleo está realmente solidificado, mas somente que o seu fluxo é impedido pela estrutura cristalina. Se esta estrutura for destruída pela agitação, consegue-se a fluidez do óleo a temperaturas inferiores ao seu ponto de fluidez ou congelação obtido em repouso.

O ponto de fluidez de um óleo parafínico pode ser substancialmente diminuído por um processo de refinação que remova os componentes parafínicos. Contudo, em muitos óleos lubrificantes, estes componentes trazem vantagens para o índice de viscosidade e estabilidade à oxidação. É o desempenho adequado de um óleo que estabelece o limite além do qual a remoção desses componentes não é aconselhável. Não obstante, é sempre possível baixar o ponto de fluidez de um óleo parafínico pela introdução de um aditivo que baixe o ponto de fluidez.

A utilização de um óleo com ponto de fluidez inferior à temperatura de evaporação é imprescindível para impedir que o óleo congele no interior dos evaporadores.

### 3.2.5. Flocculação

A cera contida nos lubrificantes possui a tendência de precipitar-se quando submetida a baixas temperaturas, processo conhecido por flocculação. Os flocos de cera podem depositar-se nas válvulas de expansão ou de controlo de fluxo, obstruindo a passagem do fluido, ou depositar-se no evaporador, diminuindo a transferência de calor. Portanto,

os lubrificantes não devem apresentar floculação em temperaturas normalmente encontradas no sistema de refrigeração.

### 3.2.6. Higroscopia

O óleo para refrigeração deve possuir teor de umidade inferior ou igual ao especificado pelo fabricante do compressor, a fim de evitar formação de sedimentos, de ácidos ou mesmo congelamento da umidade no interior do sistema. A umidade tem efeitos adversos no comportamento do FF e no desempenho do óleo.

### ***3.2.2. Lubrificantes para compressores de amoníaco***

As exigências do lubrificante para compressores de refrigeração diferem apreciavelmente das impostas a outros tipos de lubrificantes. Embora a lubrificação seja apenas necessária no compressor, aquele pode também circular por todo o sistema em conjunto com o FF. É-lhe assim exigido que não influencie significativamente o ciclo de refrigeração, mas seja capaz de cumprir as seguintes funções básicas:

- Reduzir o atrito;
- Controlar o desgaste;
- Agir como absorvedor de calor;
- Promover a vedação;
- Proteger contra oxidação;
- Reduzir o ruído;
- Transportar as impurezas para retenção posterior nos filtros.

Os lubrificantes usados na lubrificação de compressores de refrigeração são “*óleos minerais com predominância nafténica, óleos de base semi-sintética e sintéticos, todos caracterizados pelas propriedades adequadas em termos de viscosidade, ponto de fluidez, ausência de umidade, resistência à oxidação e estabilidade química e térmica*” [Texaco].

A Sabroe recomenda o uso de lubrificantes sintéticos em “instalações de refrigeração modernas com alta capacidade, nas quais se espera alta vida útil tanto do lubrificante como das peças móveis”.

Observando as indicações dos fabricantes Bitzer, Gram, Grasso, Sabroe, entre outros, a viscosidade ISO dos óleos preconizados para compressores de amoníaco varia do grau 32 ao 100, sendo o ISO 68 amplamente utilizado na generalidade daqueles sistemas. Em condições extremas, por exemplo com temperaturas ambientes elevadas, poderão ser utilizados graus de viscosidade mais elevados.

A Tabela 3 apresenta os valores de algumas características referentes a óleos lubrificantes ISO 68 disponíveis no mercado, sendo possível verificar as diferenças entre óleos lubrificantes minerais e sintéticos. Verifica-se que o ponto de fluidez é substancialmente mais baixo nos óleos sintéticos, sendo assim os únicos adequados quando a temperatura de evaporação é especialmente baixa.

**Tabela 3: Características de óleos ISO 68 para compressores de amoníaco**

Fabricante ou fornecedor	Referência comercial	Tipo	Viscosidade (ISO)	Viscosidade a 100°C (cSt)	Índice de viscosidade (IV)	Ponto de fluidez (°C)
MOBIL	GARGOYLE ARCTIC OIL	Mineral nafténico (MN)	68			-30
SHELL	CLAVUS 68	Mineral nafténico (MN)	68	9	115	-37
MOLYKOTE	L-0660 PS	Mineral nafténico (MN)	68	9	100	-39
SVB	TS	Mineral nafténico (MN)	68	7		-36
LUBRAX	COMPSON RF	Mineral nafténico (MN)	68		17	-33
TEXACO	CAPELA 68	Mineral nafténico (MN)	68	8,5	102	-38
MOBIL	GARGOYLE ARCTIC SHC NH 68	Sintético Alquilbenzeno (PAO/AB)	68	8,5	111	-54
MOBIL	GARGOYLE ARCTIC SHC 226E	Sintético Polialfaolefina (PAO)	68	10,1	136	-45
PETRO GLOBAL	ESTRELA - 717	Sintético Polialfaolefina (PAO)	68	9,1	105	-43
SVB	TOP ABT	Sintético Polialfaolefina (PAO)	68	8,4		-48
LUBRAX	COMPSON PAO 46	Sintético Polialfaolefina (PAO)	68	12,4	180	-48

Os óleos minerais apresentam uma boa relação entre o seu desempenho e o seu custo. Para as instalações de refrigeração que trabalham a baixas temperaturas, é dada preferência para utilização de óleos de origem nafténica, altamente refinados, com níveis extremamente baixos de humidade. Já os óleos de origem parafínica são empregados em sistemas que operam com temperaturas moderadas.

Não há diferenças nos óleos lubrificantes preconizados para utilização em compressores de parafuso ou alternativos que utilizam amoníaco, na mesma gama de temperaturas.

Stoecker, em 1996, referia que o lubrificante mais utilizado em aplicações de amoníaco seria o óleo mineral de base nafténica, no entanto em determinadas utilizações poderia ser necessário a aplicação de outro tipo de óleo. Actualmente, verificando os catálogos e manuais dos fabricantes conclui-se que os óleos minerais continuam a ter aceitabilidade em sistemas com temperaturas de evaporação superiores a  $-30^{\circ}\text{C}$ . Para temperaturas inferiores e severas condições de operação, impera a adopção de óleos semi-sintéticos ou mesmo sintéticos.

Estes últimos têm excelentes características lubrificantes, sendo, entretanto, de custo elevado, pelo que são normalmente recomendados apenas onde os minerais falham. Entre os principais produtos utilizados como lubrificantes sintéticos estão os fabricados por craqueamento de óleo mineral (PAO), os Alquibenzenos (AB) e os Poliolesteres (POE).

Quando os sistemas funcionam com temperaturas de evaporação mais altas, por exemplo no regime de refrigerados, o ponto de fluidez requerido e a temperatura a que surge a floculação poderão ser mais elevados e ter menor índice de viscosidade. Há assim uma menor exigência para com o comportamento do óleo, pelo que essas condições permitem a utilização de óleos de menor custo.

Como regra, dever-se-á utilizar o lubrificante especificamente indicado pelo fabricante do compressor, pois foi seleccionado com base em testes e na experiência. Normalmente, a listagem dos óleos aprovados e as quantidades requeridas podem ser encontradas nas próprias especificações técnicas do compressor.

A mistura de lubrificantes industriais não é recomendada pois os aditivos raramente são compatíveis e podem gerar reacções químicas imprevisíveis, criando problemas nos componentes lubrificadas. *“O máximo que se aceita, é misturar dois óleos do mesmo fabricante, de mesmo tipo, mas com viscosidades diferentes, apenas para se conseguir um produto de viscosidade intermediária, que se deseje. Para isso, existem até recomendações e fórmulas destinadas a calcular essas misturas”* [S. Santos, 2009].

Em qualquer situação, a velocidade relativa entre as superfícies, a temperatura e a pressão são os principais factores que exercem influência na lubrificação. Atendendo a que a temperatura e pressão são quase sempre extremas em refrigeração, percebe-se que os óleos adequados para a lubrificação de equipamentos de produção de frio têm de responder de forma especial e clara a estes dois factores.

A viscosidade adequada assegura a sua distribuição rápida por todos os órgãos a lubrificar, mesmo a baixas temperaturas, capacidade especialmente importante nos compressores alternativos, devido ao maior número e diferentes tipos de peças a lubrificar.

O ponto de fluidez inferior à temperatura do evaporador garante que o óleo não solidifique nos evaporadores e dificulte, dessa forma, a transmissão de calor pelas superfícies. A capacidade de aderir às superfícies facilita a formação e a manutenção de uma película capaz de proteger as peças, mesmo em condições limite, onde se inclui o arranque. A resistência à oxidação promove a diminuição da formação de depósitos e a manutenção da qualidade do óleo. Este deverá também ser livre de ceras, ter reduzida vaporização na descarga do compressor e ser compatível com os materiais dos órgãos e tubagens.

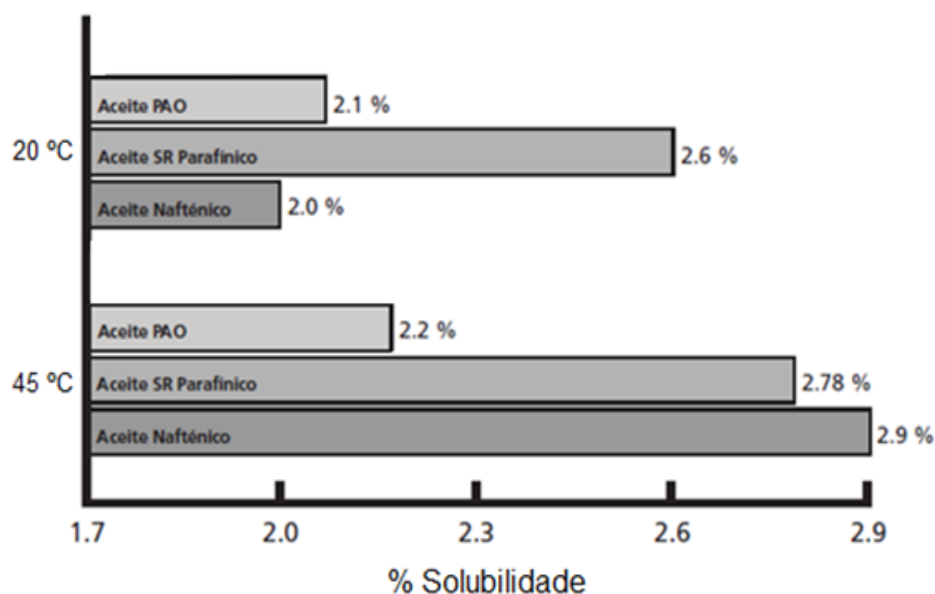


Gráfico 3: Solubilidade de alguns óleos lubrificantes (ISO 68) com o amoníaco [Camco, adaptado]

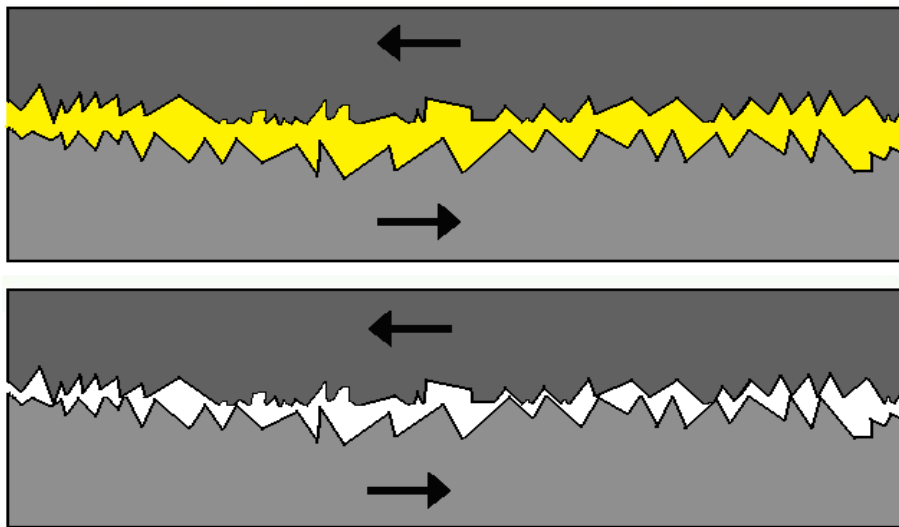
A miscibilidade do óleo lubrificante com o amoníaco é muito baixa, existindo contudo um ligeiro aumento com a temperatura (Gráfico 3). A 45°C, valor próximo da temperatura de condensação, o fluido circulante terá na sua constituição entre 2 e 3 % de óleo dissolvido. Assim, a quantidade total de óleo que deixa o condensador e percorre o sistema, podendo causar perturbações no processo, será esta quantidade somada à fracção que é arrastada no estado líquido, por ineficiência ou inexistência do elemento separador.

Em resumo, o óleo lubrificante utilizado em sistemas de refrigeração deve garantir especialmente as seguintes condições:

- Ser de qualidade e ter sido aprovado pelo fabricante do equipamento;
- Ter a viscosidade adequada à operação sob as condições climáticas da região onde se encontra a instalação frigorífica;
- Ter um ponto de congelação adequado à temperatura de evaporação;
- Manter a capacidade de lubrificação em todas as circunstâncias e não carbonizar na fase da compressão.

## 4. Lubrificação

Qualquer tipo de movimento relativo entre corpos dá origem a uma resistência a esse movimento, denominada força de atrito. No funcionamento das máquinas ocorre um tipo específico conhecido como atrito metálico que, pela simples razão de produzir calor, representa uma perda directa de energia. “Os valores dos coeficientes de atrito ( $\mu$ ) observados em superfícies em contacto não lubrificadas são na ordem de 0,15 a 1,5” [CST Arcelor], valor cerca de mil vezes superior ao valor encontrado em superfícies lubrificadas.



**Figura 14:** Esquema de duas placas com movimento relativo com interposição de lubrificante (em cima) e sem lubrificante (em baixo)

Sem lubrificante, as superfícies em movimento estariam realmente em contacto nos pontos microscopicamente salientes das superfícies aparentemente planas. Das elevadas pressões locais resultaria uma deformação plástica desses mesmos pontos de contacto e, em pouco tempo, formavam-se micro-soldas resultantes da acção combinada da pressão e da temperatura. Para que ocorresse sistematicamente o corte das mesmas e o movimento fosse restabelecido, a força necessária teria de ser cada vez maior, pois as mesmas aconteceriam em áreas cada vez mais extensas.

É, portanto, de grande importância reduzir a probabilidade de existir contacto entre as peças em movimento relativo, pois seja em presença do atrito estático (antes de se

iniciar o movimento) ou cinético (quando as peças já estão em movimento), quanto maior for o seu valor maior será a força de atrito ( $F_a$ ), conforme a seguinte expressão:

$$F_a = \mu \cdot N$$

Onde:

$\mu$  – coeficiente de atrito estático ou cinético

$N$  – força normal [N]

Portanto, quanto menor for o valor dessa força, menor será a energia consumida para a vencer. Por outro lado, como a energia dissipada é convertida em energia térmica, diminui-se o aquecimento e o desgaste, minimizando-se assim os riscos de ruptura prematura das máquinas.

Geralmente, isto é obtido separando completamente as peças metálicas com a interposição de uma substância, o lubrificante, que constituirá uma película de protecção adequada, e cuja função se denomina lubrificação. Esta película deverá ter espessura maior que a soma das alturas das rugosidades das duas superfícies lubrificadas, garantindo deste modo uma lubrificação contínua e perfeita em todas as superfícies das peças em movimento.

As acções de escorregamento são substituídas em maior ou menor extensão pelo corte do filme lubrificante, tangencialmente às superfícies, com reduções drásticas da força de atrito e do desgaste. Deixa-se de ter um atrito directamente proporcional à força aplicada contra as superfícies em movimento, alcançando o denominado atrito fluido. As principais vantagens de ordem técnica, decorrentes de uma lubrificação fluida são:

- A redução de desgaste;
- A diminuição das perdas por atrito;
- O aumento de segurança em operação.

De modo a que sejam atingidos os objectivos de uma lubrificação eficiente, deve-se atender, simultaneamente, às seguintes condições:

- Utilizar o lubrificante adequado;
- Em quantidades certas;
- No local correcto.

Quando as cargas sobre as superfícies aumentam, necessita-se manter a todo custo a espessura da película, gerando assim, a procura de lubrificantes cada vez mais eficazes. Normalmente, no arranque das máquinas, as superfícies sólidas estão, praticamente, em contacto, sem a condição ideal da lubrificação fluida. É nesse momento que o lubrificante precisa ter maior resistência de película e onde os fabricantes mais têm investido nos últimos anos, nomeadamente, na investigação de aditivos que evitem o desgaste.

A partir desse momento, o movimento provoca o arrasto do lubrificante, o que permite sistematicamente preencher as reentrâncias, conseguindo-se a aproximação à condição ideal. *“É interessante notar que quanto maior a velocidade, mais espessa será a camada de lubrificante entre as duas superfícies. É devido a isso que, quanto maior a velocidade de rotação dos compressores, menor viscosidade se exige do lubrificante”* [Guimarães, 2005].

No campo da mecânica industrial, a lubrificação por elemento líquido pode ser conseguida basicamente por cinco métodos, nomeadamente por gravidade, por imersão, por capilaridade, por chapinhagem e por sistema forçado.

Em compressores de parafuso e alternativos de média e grande capacidade, apenas este último método dá resposta completa às necessidades, podendo o método por chapinhagem, com criação de névoa, existir em situações marginais. No caso dos compressores de parafuso é exigida a injeção de óleo nos rotores, nas chumaceiras e nas válvulas de deslizamento, o que só é conseguido com sistemas forçados.

A lubrificação por sistema forçado pode ainda ser subdividida nos métodos por perda ou por circulação. Aquele que é empregado para a lubrificação dos êmbolos e cilindros dos compressores alternativos, e nos rotores dos compressores de parafuso é o método por perda, independentemente de parte substancial do óleo vir a ser recuperado no separador ou na aspiração, após o ciclo completo.

Por circulação acontece, por exemplo, entre o veio de manivelas e as hastes, pois o óleo bombeado segue por canais até aos locais e retorna directamente para o cárter após desempenhar a sua função.

Mesmo com a interposição do filme lubrificante, há sempre algum atrito entre as superfícies, o que tem como resultado final o desgaste dos equipamentos, com a transferência de material para o óleo. É também por esta razão que os circuitos têm filtros vocacionados para reter as partículas e se substitui o óleo para retirar aquelas que se encontram em suspensão.

O lubrificante deve ainda proteger as superfícies contra a corrosão, através da película depositada sobre as mesmas, pelo que lhe são requeridas características isoladoras através da sua interposição entre as peças e o ar ou os produtos corrosivos gerados no sistema.

#### **4.1. Fundamentos da lubrificação**

A lubrificação baseia-se em processos físicos que conduzem ao transporte e manutenção do lubrificante nos locais onde se pretende reduzir o atrito, nomeadamente os que conduzem à formação de diferentes tipos de película lubrificante.

##### ***4.1.1. Camada de película espessa***

A camada de película espessa ocorre quando a lubrificação é contínua ou plena, assegurando uma separação das superfícies. É considerado o regime ideal de lubrificação pois é caracterizado por baixos níveis de atrito e elevada resistência ao desgaste. Nesta situação, a força de atrito é igual à tensão tangencial do lubrificante e é independente da natureza ou estado das superfícies lubrificadas, pois a camada de lubrificante mais próxima de cada uma das superfícies tem, relativamente a estas, velocidade zero.

Observando o processo a partir de um referencial externo, se ambas as superfícies se deslocarem na mesma direcção e sentidos opostos, as camadas próximas dessas superfícies apresentam velocidades máximas e restantes deslocam-se a velocidades sucessivamente menores até ao plano central da película, onde o lubrificante terá

velocidade zero. Por outro lado, relativamente a uma das superfícies, a camada mais afastada, ou seja a que está unida à outra superfície, terá velocidade máxima (Figura 15).

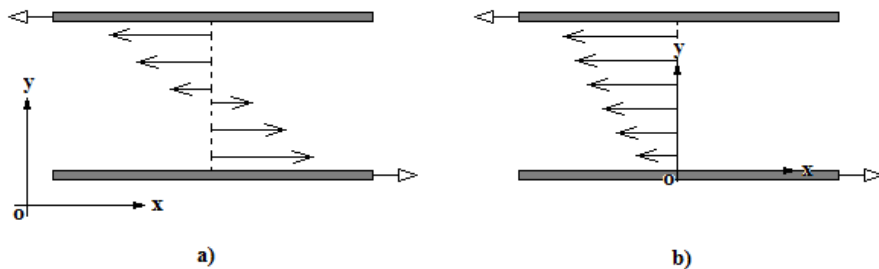


Figura 15: Perfis de velocidade com referencial externo (a) e sob uma superfície (b)

A lubrificação por película espessa pode ser conseguida através de película fluida hidrodinâmica, de película fluida hidrostática ou por esmagamento da película.

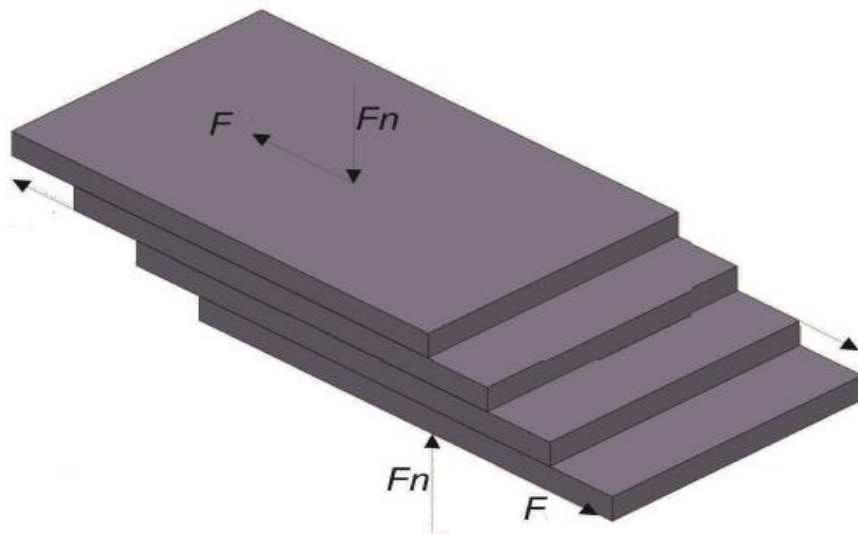


Figura 16: Deslocação das camadas de uma película espessa de lubrificante interposta em superfícies com movimentos opostos.

A lubrificação por esmagamento de película ocorre quando a carga provoca a aproximação de uma superfície relativamente à outra. A pressão obriga o óleo a afastar-se, no entanto a sua viscosidade garante que este processo decorre durante algum tempo, mantendo, por momentos a separação. Se a carga persistir, o óleo acabará por ser expulso totalmente, pelo que este método é aplicável em situações com movimento

intermitente, para que seja possível o depósito de lubrificante que impedirá o contacto no ciclo seguinte. Esta é a situação que ocorre na lubrificação da cavilha de um êmbolo nos compressores alternativos. O esmagamento da película dá-se alternadamente num ponto ou no oposto, consoante o êmbolo está na trajectória de aproximação ao topo do cabeçote ou na de afastamento.

A lubrificação hidrodinâmica corresponde àquela em que as superfícies são separadas por uma película contínua de lubrificante, formada pela pressão hidrodinâmica criada no óleo, pelo movimento relativo dessas mesmas superfícies. Em condições ideais, a separação deveria ser completa e absoluta, mas na prática, observam-se contactos ocasionais entre os pontos salientes.

Nesta situação, a lubrificação proporciona um desgaste insignificante e atrito baixo, resultando “valores para o coeficiente de atrito fluido compreendidos entre 0,001 e 0,03, dependendo da viscosidade do lubrificante, da velocidade relativa, das superfícies em movimento, da área das superfícies, da espessura do filme lubrificante, da configuração geométrica e da carga exercida sobre a película lubrificante” [CST Arcelor].

A película fluida hidrostática forma-se entre as superfícies cuja separação é conseguida com a pressão hidráulica exercida por uma bomba, não havendo obrigatoriamente movimento relativo entre as mesmas.

#### ***4.1.2. Camada de película limite***

Para se obter a lubrificação fluida é necessária uma película de óleo entre as superfícies, cuja espessura seja maior que a soma das alturas das rugosidades das duas superfícies. Em algumas situações, a espessura da película lubrificante é igual à mínima acima referida e denomina-se camada de película limite, o que ocorre quando a lubrificação é intermitente ou restrita, ou ainda quando a carga aumenta ou a velocidade diminui, tornando a camada demasiado fina.

É o que sucede nos períodos de arranque e de paragem, nas chumaceiras dos compressores, onde a separação das superfícies em movimento se efectua com uma tênue película criada pela aderência do lubrificante ao metal e com os aditivos que ele contém, conseguindo evitar-se o desgaste durante um tempo restrito.

#### 4.1.3. Camada de película mista

As películas de camada mista ocorrem quando há a combinação das anteriores. A lubrificação é um processo complexo, além disso, as peças das máquinas têm configurações muito diversas e estão sujeitas a vários esforços, pelo que é comum a lubrificação ser conseguida pela formação de diferentes tipos de película de óleo.

#### 4.1.4. Formação da película lubrificante em chumaceiras

O movimento de rotação é comum em compressores, inclusivamente, nos alternativos, onde acontece nas chumaceiras do veio de manivelas e entre este e as hastes. Como referido, cabe ao lubrificante manter as superfícies separadas, evitando assim a sua destruição e o desperdício de energia.

Essa separação, em condições ideais, é conseguida pela película de lubrificante, que se forma de forma diferenciada, consoante a forma de movimento, o tipo de superfícies e as posições por elas ocupadas. Para isso concorrem processos transitórios que conduzem à introdução e manutenção de óleo na folga entre as superfícies, tais como a aderência do lubrificante à superfície e a formação da cunha de óleo.

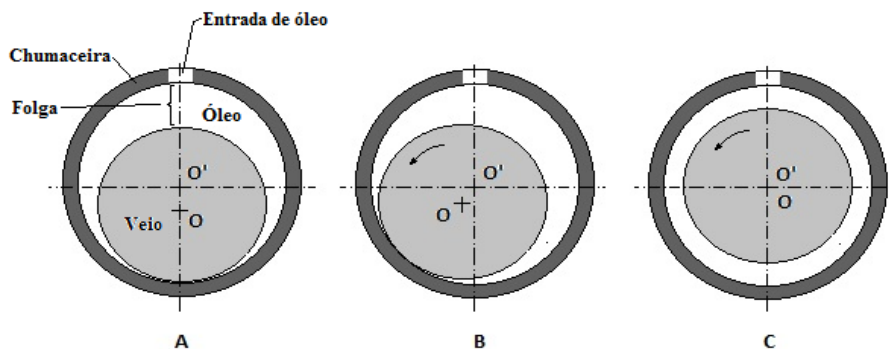


Figura 17: Processo de formação da película de lubrificante numa chumaceira

Em qualquer veio, quando em repouso, há contacto das rugosidades do próprio veio com as da chumaceira (Figura 17 - A). O óleo introduzido na folga adere às duas superfícies, ocupando o espaço em forma de cunha iniciada na linha de apoio do veio na chumaceira. Esta folga é essencial, não só para a introdução do lubrificante, como

também para permitir a dilatação e distorção que cada uma das peças sofre quando sujeitas ao calor e ao esforço.

Ao iniciar-se a rotação, o óleo é arrastado e tende a distribuir-se uniformemente, iniciando-se o processo de depósito nas superfícies que suportam a pressão. O eixo tem tendência para subir na chumaceira, devido ao atrito, até que começa a “escorregar”, situação que é criada pela presença de óleo entretanto arrastado (Figura 17 – B).

Até este momento, existiu o que é conhecido como resistência de arranque, acção que é responsável por grande parte do desgaste que ocorre na vida das máquinas sujeitas a arranques e paragens.

À medida que a velocidade aumenta, maior é a quantidade de óleo arrastada do ponto de mínima pressão para o ponto de pressão mais elevada, criando-se gradualmente uma pressão hidráulica, produzida pelo efeito de bombeamento provocado pela rotação do próprio veio. Quando é atingido o ponto em que há quantidade de óleo suficiente entre as superfícies, a pressão hidráulica levanta o veio, eliminando assim o contacto entre este e a chumaceira (Figura 17 - fase C). O veio passa a girar sobre uma película de óleo, numa posição de equilíbrio, o que reduz o esforço necessário para mantê-lo em movimento.

#### ***4.1.5. Regimes e classificação dos escoamentos***

O escoamento de fluidos pode ser classificado de acordo com o seu comportamento e conforme as suas propriedades. Uma primeira classificação deriva do regime em que flui, sendo dividido em regimes laminares, turbulentos e de transição.

Em escoamentos laminares as partículas do fluido percorrem trajectórias paralelas, apresentando lâminas ou camadas. A velocidade em qualquer local mantém-se constante no tempo, o movimento é bem ordenado e o fluido escoar sem mistura significativa das partículas da vizinhança. Isto ocorre geralmente a velocidades baixas e em fluidos que apresentem grande viscosidade, sendo o regime característico da mecânica da lubrificação.

Quando o escoamento é turbulento, as trajectórias são curvilíneas e irregulares e a velocidade varia permanentemente, havendo intensa desordenação, intermitência e

mistura. Ocorre quando existe uma transferência de quantidade de movimento entre regiões da massa de fluido. Ainda assim, se o fluxo se mantiver constante estamos perante um escoamento estacionário, significando que a média temporal da velocidade se mantém constante em cada ponto, embora a velocidade esteja permanentemente a variar em torno dessa média.

O número de Reynolds ( $Re$ ) é um número adimensional usado para o cálculo do regime de escoamento de determinado fluido dentro de um tubo ou sobre uma superfície, sendo a sua expressão de cálculo a seguinte:

$$Re = \frac{\rho \times v \times D}{\mu_v}$$

Onde:

$\rho$  - massa específica do fluido

$v$  - velocidade do escoamento

$\mu_v$  - viscosidade dinâmica do fluido

$D$  - diâmetro do tubo

Reynolds verificou que a transição do regime laminar para o regime turbulento acontecia sempre que o número tomava um valor da ordem dos 2300, não havendo contudo uma fronteira perfeitamente definida. No entanto, num tubo onde o  $N_{Re}$  for menor que 2100 o fluxo será sempre laminar. Quando o valor for superior a 4000, o fluxo será turbulento (é possível encontrar intervalos de valores ligeiramente diferentes em bibliografia de distintos autores).

Nos valores intermédios o fluxo tanto poderá ser viscoso como turbulento e alterar-se ao longo do tempo, estando o escoamento em regime de transição.

Outras classificações para os escoamentos com interesse no processo de lubrificação, estão identificadas na Tabela 4.

**Tabela 4: Classificação dos escoamentos**

<b>Variável / comportamento</b>	<b>Denominação</b>
Variação no tempo	Permanente ou estacionário
	Não permanente
Variação da trajectória	Uniforme
	Variado
Efeito da viscosidade	Viscoso
	Não viscoso

Escoamento permanente ou estacionário - Neste tipo, a velocidade e a pressão em determinado ponto não variam com o tempo. A velocidade e a pressão podem variar de um ponto para outro ponto do escoamento, mas são constantes em cada um deles. É uma situação típica do escoamento num circuito frigorífico com carga constante.

Escoamento não permanente - Neste caso, a velocidade e a pressão variam com o tempo. É uma situação espectável nos circuitos frigoríficos em que há oscilação da carga a retirar dos espaços refrigerados, o que conduz à variação da capacidade dos compressores.

Escoamento uniforme - Neste tipo, todos os pontos da mesma trajectória têm a mesma velocidade. É um caso particular do escoamento permanente: a velocidade pode variar de uma trajectória para outra, mas, na mesma trajectória, todos os pontos têm a mesma velocidade (o módulo, a direcção e o sentido são constantes). Este tipo ocorre em tubagens longas e de diâmetro constante, constituindo disso exemplos alguns troços dos circuitos dos sistemas frigoríficos industriais.

Escoamento variado - Neste caso, os diversos pontos da mesma trajectória não apresentam velocidade constante no intervalo de tempo considerado.

Escoamento viscoso - Verifica-se quando os efeitos da viscosidade influenciam o escoamento. No caso dos circuitos frigoríficos tem maior significado nos troços em que a fracção de óleo é mais elevada, o que acontece no compressor e na linha de descarga até ao momento da separação. Este efeito também é de considerar nas linhas de alimentação dos evaporadores e no interior dos mesmos, devido à elevada viscosidade do óleo e à proximidade do seu ponto de fluidez.

Escoamento não viscoso – Os efeitos da viscosidade não influenciam significativamente o escoamento.

#### **4.2. Lubrificação dos equipamentos de produção de frio**

O amoníaco ao contrário de alguns outros FF, não tem características de lubrificante, pelo que se exige a presença de óleo no sistema. Por outro lado, as exigências da lubrificação de sistemas frigoríficos diferem apreciavelmente das impostas a outros tipos de equipamentos, pois, normalmente, uma fracção do lubrificante circula através de todo o sistema juntamente com o FF, embora seja exigido apenas no compressor. Esta situação é decorrente de não se conseguir, na prática, bloquear a passagem da quantidade total do óleo descarregado, após a fase da compressão, mesmo com o uso de separadores de grande eficiência.

Devido à sua dimensão, os compressores para refrigeração industrial são lubrificados por circulação forçada de óleo. *“O projecto do sistema de óleo de uma instalação de refrigeração industrial depende do tipo de compressor e do fluido refrigerante”* [Danfoss], geralmente os órgãos encontrados são as bombas de óleo, os filtros, os tubos ou canais de circulação, os separadores, os reservatórios, os órgãos de regulação, controlo e segurança, e pontos de drenagem de óleo.

Nos compressores alternativos, a bomba está normalmente instalada no cárter do próprio compressor, mergulhada no óleo, e é accionada pelo veio de manivelas, devendo proporcionar a pressão suficiente para que o óleo atinja a parte superior dos êmbolos e lubrifique a área de contacto dos anéis com os cilindros (Figura 18).

O circuito inicia-se na bomba de óleo que aspira o óleo, após este passar por um filtro, e bombeia-o para as áreas a lubrificar. Através de canais internos, o óleo percorre os vários órgãos, nomeadamente o eixo de manivelas, lubrificando os seus colos e as capas de bronze, os êmbolos e seus cavilhões, e os cilindros. Nestes últimos, além de reduzir o atrito, é também responsável por vedar o volume de compressão de FF relativamente ao cárter. Depois de desempenhar suas funções de lubrificação, parte substancial do óleo retorna por gravidade ao cárter para arrefecimento e para ser novamente colocado em

circulação. O restante é descarregado juntamente com o fluido, retornando ou não no final do ciclo.

É no entanto comum os grandes compressores estarem dotados de bombas externas para injectarem óleo directamente nos cilindros, garantindo, dessa forma, uma lubrificação mais efectiva ou, ainda, para pré-lubrificar as chumaceiras do veio de manivelas.

O amoníaco que eventualmente esteja presente no cárter mantém-se a flutuar no topo e o óleo assenta na parte inferior onde se encontra a aspiração da bomba. Portanto, a lubrificação não sofre, pelo que muito raramente são usados aquecedores de cárter nestes sistemas.

No entanto, quando usados podem ter ainda a função de manter ou colocar a temperatura do óleo no cárter em valor aceitável para o arranque. Para que o processo seja efectivo, é necessário um tempo mínimo em acção, pelo que devem ser seguidas as instruções do fabricante sobre a potência e tempo de funcionamento das resistências.

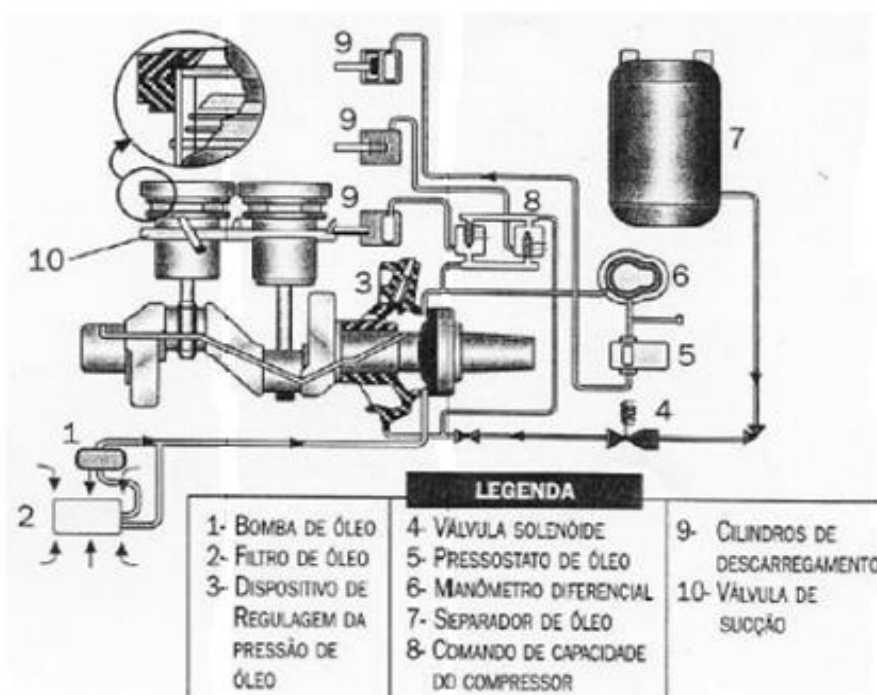


Figura 18: Esquema de um sistema de lubrificação forçada em compressor alternativo [Diniz, 2001]

Os compressores de parafuso dispõem pelo menos de um reservatório (algumas vezes integrado na primeira secção do separador) e uma bomba exterior (Figura 19) que garante a pressão suficiente de óleo para ajustar a corredeira do controlo de capacidade, para lubrificar as chumaceiras de apoio dos rotores e para ser injectado directamente na câmara de compressão, sendo que “a pressão de óleo do compressor deve ser de 1 a 3 bar [no original é referido “3 a 1 bar”] mais alta que a pressão de descarga” [Diniz, 2001, 41]. Neste tipo de compressores, tem ainda as funções de efectuar a vedação, entre as secções de alta e baixa pressão da câmara, e de absorção de parte do calor da compressão.



**Figura 19: Bomba de óleo de um compressor de parafuso [Genieclimatique]**

Todos os compressores dotados de lubrificação por alimentação forçada devem ser protegidos contra falhas no sistema. A boa prática recomenda a instalação de um pressóstato, que controle o corte da alimentação de energia eléctrica ao motor de accionamento do compressor, se a pressão diferencial entre a secção de entrada e de saída do óleo na bomba for inferior ao valor mínimo recomendado.

Este pressóstato deverá ter uma temporização regulada de modo a garantir o arranque e o funcionamento do compressor nos instantes iniciais, até que seja atingida a pressão de serviço.

Após a descarga, o óleo lubrificante deverá ser separado do amoníaco em todos os sistemas, independentemente do compressor utilizado. Como os fluidos são praticamente imiscíveis, permanecerão separados durante o trabalho no ciclo, havendo dificuldade do óleo ser arrastado e retirado do sistema.

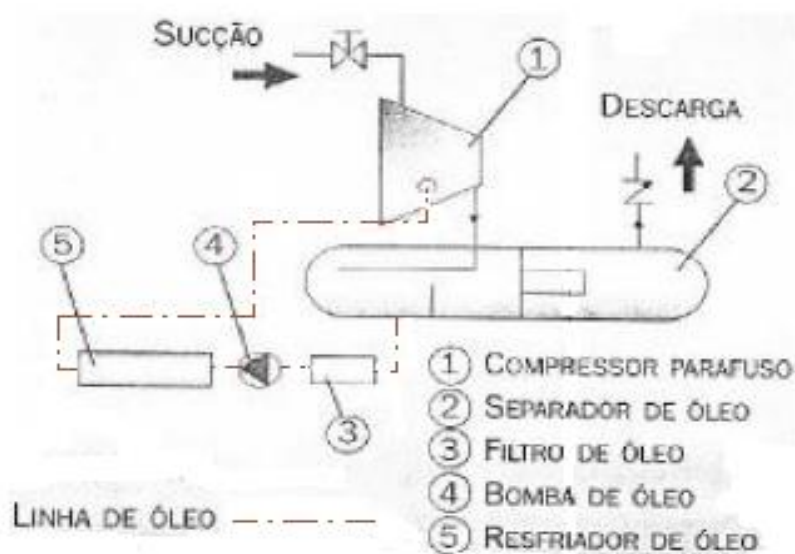


Figura 20: Circuito do óleo e do FF num compressor parafuso [Diniz, 2001, adaptado]

Nos compressores alternativos, a quantidade de óleo em causa é aquela que ultrapassa os anéis de vedação dos êmbolos, sendo assim muito inferior à quantidade injectada nos compressores de parafuso e que é totalmente descarregada. Por esta razão, nos compressores de parafuso, o processo de separação do óleo é um processo “obrigatório”. Em qualquer dos sistemas, parte substancial do lubrificante é assim recuperada para um reservatório de onde é novamente introduzido no ciclo de lubrificação. O restante óleo, que escapa à eficiência do separador, continua em circulação em conjunto com o FF. De acordo com a Sabroe, num separador de óleo standard de um compressor de amoníaco a fracção não retida será de 35 a 45 ppm.

É de referir que o estado do elemento filtrante dos separadores é um aspecto a controlar, pois a sua ruptura facilita a passagem de maior quantidade de óleo para o sistema, impondo problemas penosos ao compressor ou ao processo de refrigeração.

O filtro de óleo tem a única, mas imprescindível, função de separar eventuais impurezas contidas no óleo antes de ele atingir as partes do compressor a lubrificar. Esta acção é conseguida através da interposição de uma malha com espaçamento inferior à dimensão máxima das partículas sólidas a reter. Os parâmetros principais de um filtro são o caudal e o grau de filtragem. Deve ser sujeito a limpeza ou substituição de acordo com as condições de serviço e indicações do fabricante e seu estado de colmatação deve ser controlado por pressóstato diferencial que, caso seja atingido o valor de referência, desliga o compressor ou abre um *by-pass* para passagem do lubrificante.

Num sistema de refrigeração, há alguns componentes de apoio ao sistema de refrigeração para regulação, controlo e segurança. Garantem o controlo das condições do óleo, nomeadamente, a temperatura e a pressão adequadas a uma operação confiável do compressor. Mantém o diferencial de pressão nos órgãos do circuito e controlam o sistema de arrefecimento do óleo. Permitem também proceder à drenagem e ao retorno automático do óleo, quando aplicável, e equalizam o seu nível em sistemas com vários compressores alternativos.

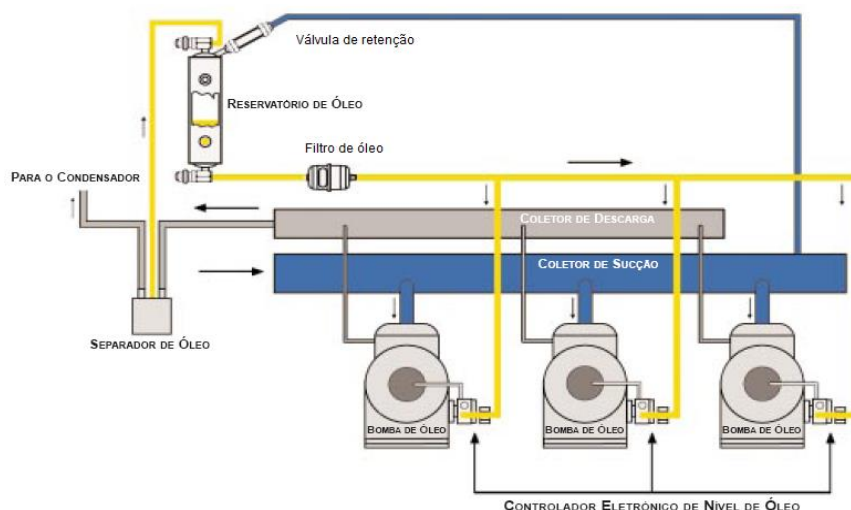


Figura 21: Controlo de nível de óleo num *rack* de compressores alternativos [SporlanValve]

As válvulas de retenção e reguladoras têm a função de manter o fluxo no sentido e com o caudal pretendidos, impedindo o recuo do óleo. Utilizam-se também para fazer a purga do FF em vapor do depósito de óleo para a zona de aspiração do compressor, de modo a manter a pressão adequada ao retorno do lubrificante ao cárter.

Os controladores de nível são válvulas controladoras com a função de regular pequenas diferenças no retorno de óleo aos cárteres. “*Num sistema bem projectado e enquanto a bomba de óleo não apresentar problemas a sua acção é diminuta*” [SporlanValve].

A carga total de óleo depende do sistema, mas, em qualquer caso, é igual à soma das quantidades de óleo no cárter, no reservatório e no separador de óleo, se existirem, incluindo ainda a quantidade que se mantém nos tubos e nos permutadores de calor. Em compressores alternativos, com capacidade frigorífica de 500kW, é provável que a quantidade de óleo se situe próximo de 20 litros. Nos compressores de parafuso, a quantidade depende muito mais do projecto da instalação.

O óleo deve ter a viscosidade correcta, sendo aceitável e usual utilizar um lubrificante com maior viscosidade em equipamentos com acentuado desgaste. Também, se a instalação frigorífica estiver sediada numa área com temperaturas ambientes elevadas, pode ser necessário substituir o lubrificante recomendado pelo fabricante por outro de maior viscosidade, caso contrário o desgaste das superfícies irá aumentar devido à menor espessura película de óleo que se forma.

Para o bom funcionamento e segurança das instalações, a temperatura do óleo deve ser mantida dentro dos limites especificados pelo fabricante, sempre abaixo do ponto de ignição e acima do ponto de fluidez. Em qualquer caso, não deverão ser atingidas “*temperaturas superiores a 150°C, pois a estabilidade do R717 com o óleo fica comprometida*” [Rapin & Jacquard, 1997].

Em sistemas baseados em compressores alternativos “*de temperatura abaixo de -30°, onde a temperatura de descarga do compressor atinge temperaturas muito elevadas, é comum a utilização de cabeçotes arrefecidos por água, possuindo camisas onde a mesma circula e absorve o calor da compressão*” [Diniz, 2001, 31]. Nos compressores de parafuso, o óleo pode ser arrefecido por permuta de calor com a água, por termossifão ou directamente por injeção de líquido na compressão do compressor.

Desta forma, a temperatura da mistura óleo e amoníaco na descarga não deverá ultrapassar 100°C.

Nos evaporadores inundados, de uso quase pleno com o amoníaco, haverá uma percentagem desprezável de óleo que passará para a aspiração, em conjunto com o FF em vapor. Com evaporadores de expansão directa essa percentagem é superior, pois o óleo que deixa o evaporador segue obrigatoriamente para a linha de aspiração.

Para a protecção do óleo, a água e o ar são contaminantes a evitar, pois são potencialmente danosos. A água reage com o amoníaco, resultando hidróxido de amoníaco, potenciador de corrosão galvânica em válvulas e linhas, principalmente, em locais onde há acumulação de óleo. Ainda, juntamente com a presença de oxigénio do ar ocorre a quebra das cadeias moleculares do óleo, através da oxidação e da formação de compostos nitrosos, provocando a sua degradação. Estes compostos são solúveis no amoníaco, sendo facilmente arrastados ao longo do circuito.

O ar pode entrar no sistema durante as acções de manutenção, por exemplo durante a substituição ou a adição do lubrificante, ou em conexões deficientes quando a pressão do amoníaco é mais baixa que a pressão atmosférica, ou seja com temperatura de evaporação ( $t_{ev}$ ) abaixo de -33,35°C.

Relativamente à água, uma pesquisa realizada em instalações da Dinamarca, Noruega e Suécia, mostrou que *“grande parte delas continha cerca de 2% a 6% de água e que cerca de 10% das instalações possuíam mais do que 8% acumulada no separador de líquido no lado de baixa pressão”* [Nielsen, 1998]. Conclui-se que nem sempre é dada a importância necessária a este aspecto tão prejudicial ao sistema. A água, em particular, se atingir o compressor, provocará certamente problemas de lubrificação, além de que o amoníaco se torna corrosivo com a sua presença e começa a corroer a tubulação, reservatórios, válvulas, etc.

Com dados do mesmo estudo é possível concluir que uma instalação com 500 kW de capacidade frigorífica, se operar com 90% de amoníaco e 10% de humidade, tem um consumo adicional de 244 200 kWh, em energia eléctrica, em cada ano.

Os sistemas de evaporador inundado “evitam satisfatoriamente os perigos para compressor relacionados com a presença de água contanto que o fluido à temperatura de vaporização não contém praticamente água” [Danfoss]. Para proteger o restante circuito, o amoníaco contaminado deverá ser drenado para um equipamento rectificador, onde se promove a sua evaporação, permitindo drenar a água. É a “única forma de remoção de água para os sistemas de recirculação de líquido por bomba” [Danfoss].

Nos sistemas com FF não miscível com o óleo, está subjacente a operação periódica de recolha do óleo no circuito. Este poder-se-á acumular no lado de baixa pressão nos separadores e evaporadores, diminuindo a sua eficiência. Se houver a saída de grande quantidade de óleo do compressor para o sistema, a sua quantidade no próprio compressor ou no reservatório ficará abaixo do limite crítico, pelo que o seu nível deverá ser continuamente rectificado.

O óleo, sendo mais pesado do que o amoníaco líquido, permanece isolado na parte inferior do separador de líquido, devendo-se adoptar os procedimentos apropriados de drenagem, especialmente importantes em órgãos ou linhas com pressão abaixo da atmosférica. Um processo para drenar esse óleo, em reservatórios de baixas temperaturas, consiste em fechar as válvulas de entrada e saída desse reservatório e direccionar para aí vapor aquecido da descarga do compressor. Este, além de aumentar a pressão do reservatório, irá aquecer o óleo frio que se encontra depositado.

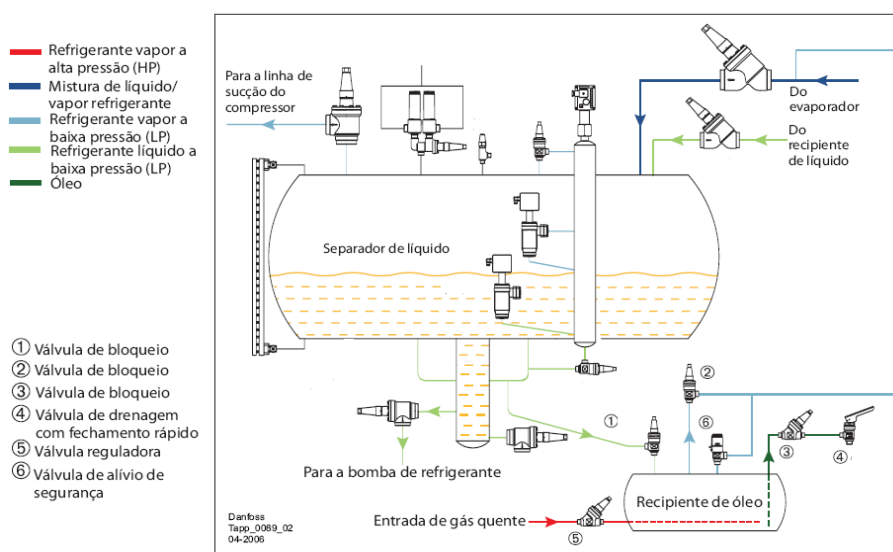


Figura 22: Sistemas de recolha de óleo num circuito de frio com amoníaco [Danfoss]



Nos compressores alternativos deverá ter uma temperatura entre 40 a 60°C no cárter e, idealmente, não ultrapassar 120°C no final da compressão. Nesta etapa, a generalidade dos óleos utilizados apresenta uma viscosidade próxima de 10 cSt ou mesmo inferior.

Por outro lado, o óleo terá uma temperatura próxima da de evaporação na aspiração do compressor de baixa pressão, portanto inferior a -30°C, ou cerca de -5°C à entrada do compressor do andar de alta. Há assim o risco de ter uma viscosidade demasiado elevada e apresentar-se sob a forma de gotas de grande dimensão, o que potencia ainda mais o arrasto do óleo presente na câmara de compressão. Para garantir a lubrificação nestas condições, as características mais importantes são o elevado índice de viscosidade e a resistência da película.

Nos compressores de parafuso, ainda que em operação com elevadas taxas de compressão, o óleo suporta condições menos penosas. Nestes, a possibilidade de se poder injectar óleo lubrificante na câmara de combustão, permite uma maior remoção de calor, não sendo assim atingidas temperaturas extremas durante a compressão do FF.

Em ambos os tipos de compressores, parte substancial do óleo sob a forma de spray ou de vapor liquidifica-se por coalescência ou por condensação, no separador (b-c; b'-c'), separando-se assim do amoníaco.

O circuito representado considera que o arrefecimento acontece após esta fase, intercalando um arrefecedor na linha do óleo recuperado (c-a; c'-a'), devendo este atingir um valor adequado para ser reutilizado, ou seja novamente entre 40 e 60°C. No entanto, há outras possibilidades.

Nos compressores de parafuso quando é utilizado o arrefecimento por injeção de líquido, o processo inicia-se na fase da compressão e pode estender-se até à evaporação. Nos compressores alternativos, devido à menor quantidade de óleo em circulação, é comum o seu arrefecimento acontecer já no cárter e utilizar. Ainda nestes, a temperatura da compressão pode ser controlada com o arrefecimento dos cabeçotes.

As fases do ciclo de lubrificação atrás referidas correspondem às linhas de óleo dos 1º e 2º andares, identificadas no Gráfico 4.

A fracção de óleo que escapa à separação e percorre a totalidade do sistema está representada ainda nesse gráfico pela linha de amoníaco e óleo.

Só é possível conhecer o comportamento concreto da mistura FF e óleo lubrificante através da determinação experimental ou da modelagem do processo. As propriedades termofísicas da mistura, nomeadamente, a viscosidade e a densidade, são também diferenciadas das detidas pelas substâncias quando isoladas.

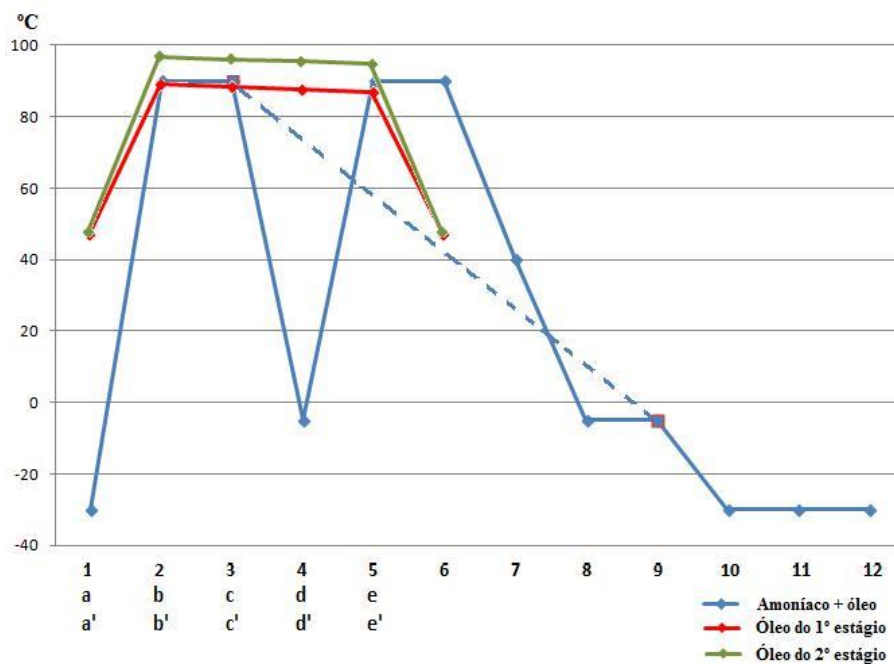


Gráfico 4: Temperatura do óleo ao longo do ciclo frigorífico de dois andares de compressão

Não são conhecidos estudos acerca das propriedades termodinâmicas da mistura R717 com o óleo. Como já referido, dependendo contudo da temperatura, os lubrificantes normalmente usados, não chegam a atingir 3% de solubilidade no amoníaco. Este valor é muito reduzido, quando comparado com misturas de outros FF e óleos lubrificantes, pelo que o comportamento termodinâmico do amoníaco será muito próximo daquele que teria isolado. Em todo o caso, esta situação é apenas possível de ser verificada, efectuando comparações entre os valores teóricos e os obtidos em sistemas operando na realidade.

Um facto é extensivo a todos os sistemas. O calor transmite-se de diversas formas até atingir as paredes das serpentinas, mas atravessa-as por condução, pelo que é possível

demonstrar que a película de óleo que se deposita nas paredes interiores dos permutadores prejudica a transferência térmica.

A taxa de transferência de calor ( $\dot{Q}$ ) na serpentina pode ser obtida, pelo método da diferença de temperatura média logarítmica (LMTD), com:

$$\dot{Q} = U \times A \times LMTD$$

Onde:

U - coeficiente global de transferência de calor [kJ/h.m<sup>2</sup>.°C]

A - área de superfície do evaporador (inclui alhetas se existirem) [m<sup>2</sup>]

LMTD - diferença de temperatura média logarítmica entre o FF e o meio externo [°C]

O valor da LMTD para determinadas condições de funcionamento de uma serpentina, é dado por:

$$LMTD = \frac{(t_e - t_r) - (t_s - t_r)}{\ln \frac{(t_e - t_r)}{(t_s - t_r)}}$$

Onde:

t<sub>e</sub> - temperatura do ar à entrada da serpentina [°C]

t<sub>s</sub> - temperatura do ar à saída da serpentina [°C]

t<sub>r</sub> - temperatura do FF no interior da serpentina [°C]

Através da equação da taxa de transferência, verifica-se que o calor que atravessa as paredes é directamente proporcional a U. Para estabelecer este coeficiente, considera-se que o permutador é do tipo serpentina de tubo liso e que a espessura da parede desse tubo é relativamente pequena em comparação com o diâmetro interno do tubo, pelo que, de forma simplificada, o mesmo pode ser calculado como se a parede do tubo fosse delimitada por duas superfícies planas.

Considerando que a presença do óleo não interfere significativamente na transferência de calor por convecção, o que é totalmente verdade para a face exterior e aproximado

para a interior, resta então estudar a influência no calor transferido por condução através das paredes.

Se a parede for constituída apenas por um tipo de material, obtém-se:

$$U = \frac{\lambda}{e}$$

Onde  $\lambda$  é a condutividade térmica do material da tubagem e  $e$  é a espessura da parede, neste caso a diferença entre o raio externo e o raio interno do tubo.

Para dois ou mais processos de transferência de calor derivados de camadas de diferentes matérias em série, os coeficientes de transferência térmica adicionam-se inversamente:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{U_{aço}} + \frac{1}{U_{óleo}}$$

Assim, a película de óleo presente nos permutadores em contacto com as paredes interiores prejudica a troca de calor, qualquer que seja o valor da sua condutividade térmica, pois o coeficiente  $U$  diminui quando se coloca em série uma nova camada, sendo essa diminuição tanto maior quanto maior for a sua espessura.

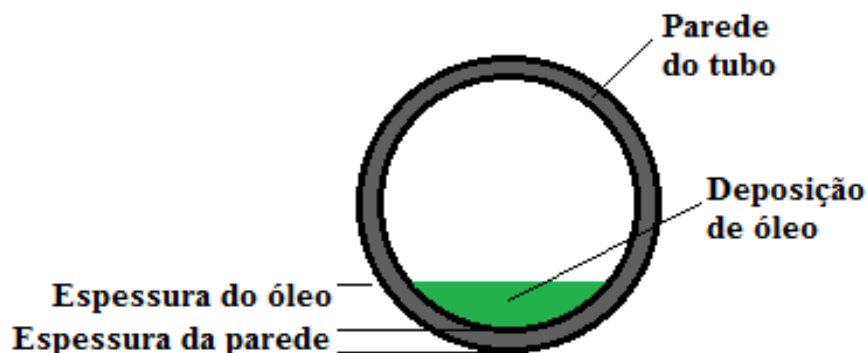


Figura 24: Deposição de óleo na parte inferior do tubo de uma serpentina

Em sùmula, verifica-se que a transmissão de calor, através das paredes dos tubos das serpentinas, se faz por condução, sendo esta, essencialmente, dependente da espessura

da camada ou camadas que a constituem essas paredes, e da condutibilidade térmica do material de cada uma delas.

Os óleos lubrificantes, sendo mais densos do que o amoníaco (Tabela 5), depositam-se na parte inferior do interior dos tubos, constituindo uma camada em série. Também apresentam menor condutibilidade térmica do que a encontrada nos aços utilizados na construção das serpentinas para amoníaco, pelo que a sua presença é sempre prejudicial à transferência térmica.

**Tabela 5: Massa e peso específicos do óleo lubrificante e do amoníaco líquido**

Fluido	Temperatura [°C]	Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]	Peso específico [N/m <sup>3</sup> ]
Óleo lubrificante	--	880 <sup>(1)</sup>	8800 <sup>(1)</sup>
Amoníaco	-33,35 (à pressão de saturação)	682,8	6828

<sup>(1)</sup> Valores médios de referência, pois o óleo lubrificante poderá apresentar valores diferentes de acordo com a viscosidade, a temperatura e o fabricante, entre outros.

Por outro lado, é possível relacionar a velocidade de escoamento do óleo no interior de um tubo, com a sua viscosidade. A equação de *Poiseuille* para caudal volúmico ( $\dot{V}$ ) é dada por:

$$\dot{V} = \frac{\pi r^4 \times \Delta p}{8 \times \eta \times L}$$

Com:

$\Delta p$  - diferença de pressão entre os extremos do tubo [Pa]

L - comprimento do tubo [m]

r - raio da secção do tubo [m]

$\eta$  - coeficiente de viscosidade [Pa.s]

Nesta expressão, como os valores do raio e do comprimento do tubo são constantes, verifica-se que à medida que aumenta a viscosidade, o caudal volúmico de um escoamento diminui, diminuindo igualmente a sua velocidade.

Esta é uma das razões para que a presença de óleo lubrificante seja mais prejudicial à transferência de calor no evaporador do que no condensador. No evaporador, derivado das temperaturas mais baixas, o lubrificante terá maior viscosidade e, portanto, menor velocidade de escoamento. Criam-se condições para a sua deposição, formando camadas mais espessas, que constituirão uma resistência à condução de calor.

No condensador (6-7), o óleo baixa de temperatura, cedendo calor em conjunto com o amoníaco. À saída deste órgão, estará à temperatura de condensação, ou seja cerca de 40°C, valor que não lhe impõe problemas acrescidos. Por sua vez, como se encontra suficientemente fluído e não forma películas espessas, causando apenas pequenas perdas de carga e também pequena redução do coeficiente de transferência térmica.

Seguidamente, em quaisquer reservatórios existentes no sistema, o óleo terá aproximadamente a temperatura do FF líquido que aí se encontrar e irá depositar-se na zona inferior dos mesmos. No reservatório intermédio estará a -5°C, sendo facilmente drenado, não só por apresentar uma temperatura suficientemente alta, mas também por estar sujeito a pressões positivas.

No separador de baixa pressão, no circuito de alimentação dos evaporadores e nos próprios evaporadores, o óleo está sujeito a temperaturas extremamente baixas, no caso em estudo inferiores a -30°C. Esta é a situação mais extrema, pelo que o óleo lubrificante verá aumentada a sua viscosidade e poderá mesmo solidificar.

#### **4.4. Pontos críticos da lubrificação**

Considera-se ponto crítico, qualquer operação, procedimento ou etapa do processo de lubrificação de uma instalação frigorífica por compressão de amoníaco, onde devam ser aplicadas medidas preventivas de controlo sobre um ou mais factores. O propósito é eliminar, ou reduzir a limites aceitáveis, os perigos para as pessoas e instalações, e garantir a realização da função requerida.

Portanto, o controlo dos pontos críticos tem como meta consentir que o óleo desempenhe as suas funções, esteja presente no lugar certo e na quantidade necessária, mantenha as características ao longo do processo, mas interfira o mínimo possível na capacidade frigorífica.

A lubrificação é um processo onde incorrem diversos elementos e depende de várias variáveis. Por essa razão, é necessária a sua adequada conjugação nas várias fases do processo ou, em caso contrário, algumas acções poderão não ser realizadas como idealizado.

Iniciando a descrição pela fase de compressão e seguindo o ciclo de refrigeração, é possível identificar várias etapas especialmente problemáticas, tais como, o arranque do compressor, a compressão e a respectiva temperatura na descarga, e a convivência do amoníaco com o óleo nas tubagens e órgãos.

#### ***4.4.1. Arranque do compressor***

Para a lubrificação, o estágio mais crítico é o que ocorre no arranque das máquinas. É difícil evitar o contacto das superfícies, havendo por momentos a lubrificação por camada limite. É de vital importância ter uma formação rápida de pressão de óleo ou, em caso contrário, o compressor pode ser danificado.

Há duas formas básicas de formar rapidamente pressão diferencial de óleo no compressor de refrigeração. Utilizando uma bomba de óleo externa ou com a instalação de uma válvula de controlo na linha de descarga do compressor. Neste último método “*é necessário verificar se o fabricante do compressor permite alguns segundos de operação a “seco”*”. Normalmente isto é possível para compressores parafuso com rolamentos esféricos, mas impossível para aqueles com rolamentos deslizantes” [Danfoss].

Nas chumaceiras, como a cunha lubrificante se forma apenas após o início do movimento de rotação do veio, convém adoptar sistemas de alívio de arranque em compressores de potência mais elevada. Este será exigido somente depois da formação da película lubrificante, o que irá amenizar os problemas de desgaste prematuro.

No primeiro arranque da instalação, há ainda a considerar que parte do óleo irá para o sistema conjuntamente com o FF, mantendo-se depois aí em quantidade mais ou menos constante. Como, nesta primeira fase e até se atingir esse equilíbrio, o óleo sai do reservatório ou do cárter sem haver retorno, deve existir um cuidado acrescido para que o seu nível não caia abaixo do mínimo requerido.

Ainda nesta fase, é essencial controlar a capacidade de filtragem dos filtros de óleo. É provável que durante a montagem se depositem produtos da soldadura e outros resíduos no interior do sistema, que poderão colmatar precocemente o material filtrante.

#### ***4.4.2. Temperaturas de aspiração e descarga***

A lubrificação dos cilindros de compressores alternativos é uma actividade dificultada pelas circunstâncias de o óleo estar sujeito a temperaturas moderadamente elevadas junto à descarga e muito baixas na zona da aspiração do vapor. No entanto, o óleo tem de comportar-se de igual forma em todo o diâmetro do cilindro, aderindo a todas as superfícies e vedando a passagem de FF para o cárter. Em grandes compressores, por vezes, são utilizadas bombas lubrificadoras externas para promover, exclusivamente, a lubrificação dos cilindros durante o seu funcionamento.

Um outro aspecto refere-se à necessidade de ter temperaturas de descarga dentro de limites aceitáveis. Devido *“ao sobreaquecimento e ao processo politrópico da compressão, a temperatura de descarga do compressor pode ser muito elevada, tornando-se um problema para os óleos lubrificantes usados”* [Dossat, 2004, 638]. Num compressor de parafuso, ainda de acordo com o mesmo autor, a temperatura da descarga é facilmente limitada com injeção de óleo previamente arrefecido. Com este processo não ultrapassa os 100°C, independente da taxa de compressão. Também, *“num compressor alternativo de um andar, com taxa de compressão de 5 para 1, [a temperatura do óleo] normalmente não excede muito 121°C”* [MOBIL, 1971].

Em casos mais penosos, onde este valor pode ser ultrapassado, procede-se ao arrefecimento forçado dos cabeçotes dos compressores, para que não haja um aquecimento excessivo do óleo provocando a sua carbonização. Este arrefecimento é conseguido com a circulação de água em torno dos cilindros, ou com a injeção de fluido líquido nas tampas superiores do compressor, entrando este directamente em contacto com o fluido da descarga. Promove assim o seu arrefecimento mas não prejudica a capacidade do compressor.

Também o valor de sobreaquecimento adoptado tem um efeito preponderante na temperatura de descarga. Uma simulação realizada num ciclo de um andar de compressão com evaporador de expansão directa [Neto, *et al*, 2006] permitiu concluir

que por cada 5°C de sobreaquecimento, a temperatura na descarga sobe 10°C se outras medidas não forem tomadas (Gráfico 5), pelo que se infere que se deve adoptar o sobreaquecimento estritamente necessário para a segurança do compressor contra golpes de líquido.

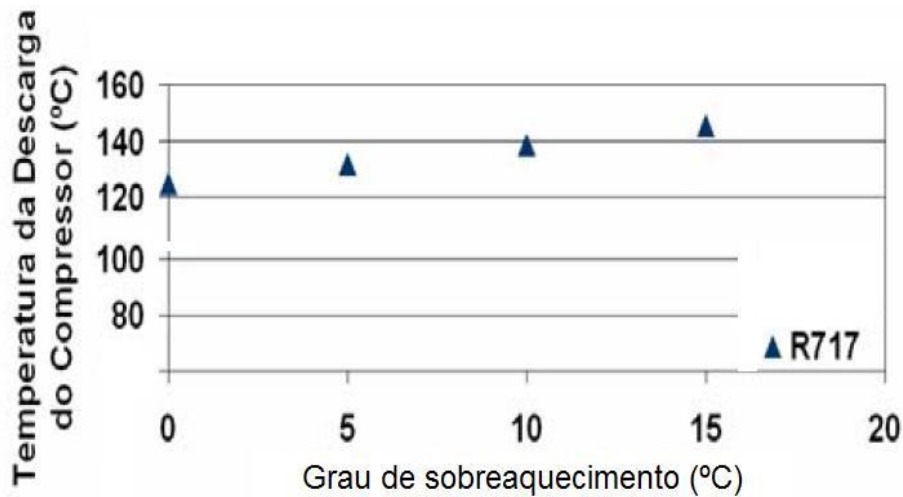


Gráfico 5: Temperatura do R717 na descarga em função do sobreaquecimento [Neto et al, adaptado]

#### 4.4.3. Retorno do óleo

Em sistemas de amoníaco, devido ao uso generalizado de evaporadores inundados, o retorno do óleo para o cárter não se faz através da linha de aspiração, pois a velocidade do vapor geralmente não é suficiente nem é o método adequado para permitir conduzir o óleo.

A existência de óleo no circuito é um problema que deve ser minimizado. Enquanto fluido poderá lubrificar as válvulas ou outros equipamentos que possam estar no sistema, mas se aumentar demasiado a sua viscosidade ou congelar irá prejudicar ou mesmo impedir o seu funcionamento. Em todo o caso, “a presença mesmo de pequenas quantidades de óleo nos evaporadores dos sistemas” que usam fluidos não miscíveis, “geralmente causará considerável perda de eficiência e capacidade do evaporador” [Dossat, 2004, 563], pelo que aí é sempre prejudicial.

A ASHRAE, devido a algumas variáveis, entre as quais o arrastamento do óleo, recomenda o projecto dos sistemas para operarem com velocidades de 4,5 a 20 m/s na linha de aspiração, e 10 a 18 m/s na linha da descarga. No caso do amoníaco, a velocidade do fluido na linha de aspiração não tem grande influência no transporte do óleo, pois, como já referido, estará aí presente apenas uma quantidade mínima.

As restantes tubagens, principalmente, a linha de recirculação de líquido nos evaporadores, devem ser concebidas para a velocidade mínima, ainda assim adequada ao transporte do óleo, pois deve-se ter em consideração que as *“aplicações de refrigeração industrial, onde o equipamento funciona quase continuamente, devem operar com baixas velocidades do fluido para se obter um desempenho do compressor mais eficiente e baixos custos de operação do equipamento”* [ASHRAE].

Também é conveniente conceber a instalação com menor diâmetro nos tubos verticais, para aumentar a velocidade, e maior nos horizontais para compensar a perda de pressão dos tubos verticais. Neste circuito, podem ser usadas as recomendações existentes para a linha de aspiração, nomeadamente, *“os tubos horizontais devem estar apoiadas e com declive de pelo menos 20 mm em cada 6 metros de comprimento até chegar ao compressor”* [Bitzer].

#### **4.4.4. Drenagem de óleo**

Como já referido, o óleo, sendo mais denso do que o amoníaco líquido, tende a separar-se e depositar-se nos pontos baixos do sistema. Por esta razão, deverão ser instalados depósitos com drenos de óleo na base dos colectores, evaporadores, acumuladores e outros depósitos do sistema que contenham amoníaco, realizando periodicamente o seu escoamento.

Nos órgãos sujeitos a temperaturas baixas, a falta de fluidez do óleo impõe a necessidade de se aumentar a temperatura no interior dos evaporadores e dos reservatórios separadores, para se conseguir a drenagem do óleo aí depositado. No caso dos evaporadores é comum fazer-se através de resistências eléctricas. O processo de injeção de gás quente pode ser utilizado em ambos e permite, em conjunto, o aumento da pressão interna, quando se está perante pressões internas demasiado baixas ou mesmo inferiores à atmosférica.

Como a quantidade é relativamente pequena, geralmente o processo é realizado manualmente e o óleo é descartado. Em conjugação, deverá ser repostado o nível no cárter ou reservatório.

#### ***4.4.5. Controlo da capacidade frigorífica e da lubrificação***

Com compressores de parafuso, o controlo de capacidade efectuado com base na variação da velocidade de rotação pode ser problemático, *“pois há limites de velocidade abaixo dos quais pode haver falhas de lubrificação nas chumaceiras. Este problema é potenciado com o compressor a operar sem carga”* [Portal do eletrodoméstico].

Quando se utiliza a paragem dos compressores para adequar o trabalho à carga térmica, a carga do amoníaco pode mover-se de um local do sistema para outro devido à diferença de temperatura ou por gravidade. Nessa situação, o FF deve ser isolado do compressor para não provocar golpe de líquido, o que irá provocar problemas na compressão e para o lubrificante. Consegue-se com a instalação de uma válvula solenóide na linha de líquido antes da válvula controladora de fluxo. A carga de fluido fica assim impedida, durante o período de não funcionamento, pelo bloqueio feito pela válvula solenóide e pela válvula de descarga do compressor.

Em sistemas com múltiplos compressores alternativos interligados em paralelo ou em série, não há garantia de que o retorno de óleo seja em quantidade adequada a cada um, mesmo quando estão em causa compressores iguais, se não forem tomadas medidas nesse sentido. Este problema é aumentado pelo facto de, muitas vezes, o controlo da capacidade ser efectuado com a redução da capacidade ou paragem de um ou vários deles.

Quando os diversos andares de compressão são realmente separados e independentes, exemplo dos sistemas em cascata, o retorno do óleo em cada estágio individual é realizado do mesmo modo que em qualquer sistema de andar único. O mesmo não se verifica nos sistemas de estágios directos.

Devem então ser realizados alguns processos que garantam uma distribuição equitativa do óleo a todos os compressores. No caso da ligação em paralelo, o óleo pode ser mantido no mesmo nível, em todos eles, interligando os seus cárteres. Exige que as

pressões também sejam exactamente as mesmas, pelo que deverá existir também uma linha de equalização de pressão.

Este método é impróprio quando se pretende o aumento da taxa de compressão, pois, nesse caso, os compressores são ligados em série e, dessa forma, a pressão mais elevada do cárter dos compressores dos andares superiores, forçaria o óleo para o cárter dos compressores dos andares inferiores. Um processo comum para garantir os níveis adequados de óleo nos cárteres destes compressores passa por *“enviar o óleo do separador de óleo instalado na linha de descarga do compressor do andar superior para a entrada do arrefecedor desse mesmo compressor. O excesso de óleo é drenado, fazendo-se o retorno para o compressor do andar inferior, através de linhas de transferência de óleo”* [Dossat, 2004, 737].

#### **4.4.6. Nível de óleo**

O nível de óleo abaixo do mínimo é especialmente penoso para os compressores alternativos, pois têm maior número de peças sujeitas ao atrito. Além disso, estando o óleo presente em menor quantidade, permanece menos tempo no cárter, tendo maior dificuldade em arrefecer.

No limite, o óleo lubrificante pode faltar na aspiração da bomba e conduzir a processos de cavitação. Este fenómeno pode ocorrer em locais do escoamento sujeitos a pressões abaixo da pressão de vapor, situação devida normalmente a velocidades elevadas e que provoca a rarefacção do fluido e o conseqüente aparecimento de bolhas de vapor no interior do fluxo. Essas bolhas implodem assim que a velocidade do escoamento diminui e a pressão aumenta, gerando ondas de choque que podem provocar danos nas superfícies próximas.

Em lubrificação, a cavitação é definida como a *“perda de continuidade na película que separa duas superfícies em movimento relativo [...] e influencia grandemente o comportamento de componentes mecânicos lubrificados, em aspectos como a capacidade de carga, força de atrito e estabilidade de operação”* [Grando, 2007].

Por outro lado, o nível elevado de óleo também tem efeitos nefastos. Além de poder danificar os selos dos veios de manivelas, também promove um consumo desnecessário de energia.

Estudos efectuados por um fabricante de compressores indicam que *“ocorre até 4% de desperdício de energia em alguns modelos quando se encontram níveis elevados de óleo no cárter. Isto ocorre porque faz o compressor funcionar numa gama de temperaturas de 17°C a 22°C acima do normal, aumentando a temperatura do bloco do compressor. Consequentemente, o fluido frio da aspiração expande-se muito rapidamente assim que entra no cilindro quente do compressor reduzindo a eficiência volumétrica”* [Esslinger]

Como exemplo, considerando as seguintes condições para um compressor:

- Potência frigorífica de 500 kW;
- COP igual a 3;
- Tempo de funcionamento: 16 horas por dia.

Se o custo médio de cada kWh de energia eléctrica for 0,10 €, o custo anual relacionado com o óleo em excesso é:

$$500 \text{ kW} / 3 \times 16 \text{ h/dia} \times 4\% \times 365 \text{ dias} \times 0,10 \text{ €/kWh} = 3 \text{ 893 €/ano}$$

#### **4.4.7. Avarias**

O desgaste excessivo do compressor pode provocar baixa pressão de óleo, não lhe sendo possível atingir os pontos mais altos do cilindro.

O mesmo problema pode ser resultado de uma bomba deficiente. Esta é um órgão essencial na lubrificação e o mais sujeito a falhas, pois estando colocada na parte baixa do circuito, facilmente entra em contacto com os compostos ácidos formados no sistema e dissolvidos no óleo. Para detectar esta situação, é recomendada a adopção de um plano de análises do óleo, que forneça indicadores para se proceder à sua substituição quando necessário.

É aceitável prolongar a vida útil de sistemas com desgaste, substituindo o óleo lubrificante inicialmente recomendado, por outro de maior viscosidade, de modo a compensar as maiores folgas que se foram criando.

Ainda, devido ao funcionamento continuado da instalação, há a probabilidade do elemento filtrante do separador se deteriorar, originando a passagem de maior quantidade de óleo para o circuito. O aumento do volume de óleo nos pontos de drenagem pode ser um indício dessa situação. É conveniente que se efectue o registo das quantidades de lubrificante repostas e drenadas, pois apenas dessa forma é possível verificar as alterações ao padrão inicial.

## 5. Instalações de frio Industrial

Em geral, define-se refrigeração como o processo de redução de temperatura de um corpo. O surgimento de novas tecnologias de refrigeração tornou-se essencial para o desenvolvimento e a manutenção de uma gama alargada de actividades industriais, entre as quais a indústria alimentar, com grande preponderância para a indústria de pescado, dos lacticínios, de bebidas e para as fábricas de gelo.

### 5.1. Caracterização

Para se entender o comportamento do óleo lubrificante numa instalação frigorífica, é fundamental quantificar as características das suas câmaras ou similares e dos órgãos, nomeadamente as suas potências e capacidades, bem como a quantidade de FF envolvido e dimensão das tubagens. Neste seguimento, será tipificado um entreposto frigorífico, que é entendido como sendo uma unidade industrial destinada à armazenagem de produtos alimentares perecíveis embalados, em regime de congelados.

Será considerada uma potência frigorífica de 500 kW e a temperatura de evaporação do amoníaco a  $-30^{\circ}\text{C}$ , o que garante a temperatura de  $-25^{\circ}\text{C}$  nas câmaras.

Para uma primeira aproximação à volumetria da instalação que será alvo do estudo, é possível utilizar os valores da literatura para cálculo expedito de câmaras de conservação de congelados, nomeadamente, o rácio ( $r_c$ ) de  $25 \text{ kcal/h.m}^3$ , para câmaras de volume igual ou superior a  $3000 \text{ m}^3$  [IIF, apud G. Santos, 2008, 132];

Volume de armazenagem (V):

$$V = \frac{Q_{cong}}{r_c} = \frac{500 \times 860}{25} = 17200 \text{ m}^3$$

O volume será distribuído equitativamente por duas câmaras, correspondendo a cada uma  $8600 \text{ m}^3$ .

Considerando o valor médio de densidade de armazenagem ( $r_{cong}$ )  $300 \text{ kg/m}^3$  em regime de congelados [IIF, apud G. Santos, 2008, 132], obtém-se a capacidade máxima (m), em tonelada:

$$m = V_{total} \times r_{cong} = 17\,200 \times 300 = 5\,160\,000 \text{ kg} = 5160 \text{ t}$$

Atendendo a que a “capacidade necessária para rentabilizar um entreposto frigorífico ronda as 2500 a 3000 toneladas, correspondendo a 8000 a 10000 metros cúbicos de frio” [G. Santos, 2008, 74], conclui-se que uma instalação com potência frigorífica de 500 kW tem as dimensões necessárias a uma exploração rentável.

O volume de 8600 m<sup>3</sup> pode ser conseguido com duas câmaras de área aproximada em planta de 40 x 22 m<sup>2</sup>, considerando a altura de 10 m para as câmaras, o que permite desenvolver a estiva em até cinco alturas de paletes e garantir o necessário espaço para circulação de ar.

Tendo as dimensões base para o cálculo, é possível agora calcular de forma mais rigorosa a potência de refrigeração da instalação. Para isso, calculam-se as cargas externas dependentes da transmissão de calor através das paredes, tectos e pavimento, da renovação de ar através das portas, e as cargas internas, dependentes dos produtos armazenados e demais produtores de carga térmica no interior (iluminação, pessoal, ventiladores dos evaporadores, equipamentos de apoio à estiva, meios de descongelação e, eventualmente, de outros equipamentos).

**Q<sub>1</sub>** – Entrada de calor através do isolamento exterior das paredes, cobertura e chão:

Considera-se o fluxo térmico (q) máximo admissível em paredes de câmaras de congelados, independentemente do isolante utilizado, igual a 8 W.m<sup>2</sup>.°C [G. Santos, 2008]

Temperatura das câmaras (T<sub>evap</sub> + 5°C): -25°C

Superfície externa do entreposto (A<sub>ext</sub>):

$$\begin{aligned} A_{ext} &= A_{paredes} + A_{cobertura} + A_{chão} \\ &= 2 \times (840 + 1760) = 5200 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Pelo que:

$$Q_1 = A_{ext} \times q \times 24 = 5200 \times 8 \times 10^{-3} \times 24 \times 3600 = 3\,594\,240 \text{ kJ}/24h$$

**Q<sub>2</sub>** – Entrada de calor devido à renovação de ar

Atendendo à grande dimensão das câmaras, considera-se haver 2 renovações diárias com ar às condições do cais de descarga a 12°C

Ganho estimado de 2 kJ/m<sup>3</sup>.°C [G. Santos, 2008]

Volume do armazém 17200 m<sup>3</sup>

$$Q_2 = 2 \times V \times 2 \times (\theta_{ext} - \theta_{int})/24h$$

$$= 2 \times 17200 \times 2 \times (12 - (-25))/24 h = 2\,545\,600 \text{ kJ}/24h$$

**Q<sub>3</sub>** – Calor fornecido pela iluminação

Considera-se o rácio de potência de 7 W/m<sup>2</sup>;

Tempo de funcionamento (t) de 8 h/dia;

$$\text{Área} = 40 \times 44 = 1760 \text{ m}^2$$

$$Q_3 = A \times 7 \times 10^{-3} \times 8 \times 3600 =$$

$$= 1760 \times 7 \times 10^{-3} \times 8 \times 3600 = 354\,816 \text{ kJ}/24h$$

**Q<sub>4</sub>** – Energia necessária ao arrefecimento dos produtos desde a temperatura de entrega até à temperatura interior da câmara:

Renovação diária do produto (M): 5% do volume total.

Temperatura de entrada dos produtos: -18°C

$$M = 0,05 \times V_{total} = 258 t$$

Calor mássico médio (C) para congelados 2,1 kJ/kg.°C

$$Q_4 = M C \Delta\theta$$

$$Q_4 = 258 \times 10^3 \times 2,1 \times (-18 - (-25)) = 3\,792\,600 \text{ kJ}/24h$$

Balanço térmico (soma das energias obtidas para o período de 24 horas)

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$$

$$3\,594\,240 + 2\,545\,600 + 354\,816 + 3\,792\,600 = 10\,287\,256 \text{ kJ}/24h$$

A este valor aplica-se um acréscimo de 20% como coeficiente de segurança e para representar a carga térmica não calculada, nomeadamente, devida aos ventiladores dos evaporadores, às resistências de descongelação, à presença de pessoas a trabalhar e aos equipamentos de movimentação dos produtos.

$$Q_{diário} = 1,2 \times Q$$

$$= 1,2 \times 10\,287\,256 = 12\,344\,707 \text{ kJ}/24h$$

Pelo que considerando o tempo de funcionamento diário ( $t$ ) de 16 horas, a potência frigorífica ( $P_{frig}$ ) necessária será dada por:

$$P_{frig} = \frac{Q_{diário}}{t \times 3600}$$

$$\frac{12\,344\,707}{16 \times 3600} \approx 214 \text{ kW}$$

Conclui-se, assim, que a potência de 500 kW garante o funcionamento, nas condições consideradas, de um entreposto frigorífico com a dimensão superior a duas vezes a inicialmente proposta, por exemplo, quatro câmaras de  $40 \times 22 \times 10 \text{ m}^3$ . As tubagens terão as dimensões lineares, que permitam atingir todos os locais onde serão instalados os órgãos do ciclo, as quais, de acordo com a instalação calculada, poderão ter várias dezenas de metros. Em reforço, refere-se que numa das instalações visitadas, no âmbito

deste trabalho, uma das linhas de transporte de amoníaco tem um comprimento superior a 1000 metros. A grandeza deste valor influencia a carga de óleo lubrificante no sistema e o seu retorno ou a purga.

Relativamente às características dos equipamentos, a potência do compressor será igual à potência total instalada nos evaporadores, ou seja 500 kW, e a capacidade do condensador ( $Q_c$ ) será o resultado do somatório da carga retirada pelos evaporadores ( $Q_e$ ) com a potência absorvida no veio pelo compressor ( $W$ ). Numa instalação desta dimensão a potência dos condensadores será entre 650 a 700 kW, dependendo do COP dos compressores.

A parte da instalação que contempla o condensador, o circuito de alimentação dos evaporadores e os próprios evaporadores, é idêntica quer utilizando compressores de parafuso quer adoptando compressores alternativos. A grande diferença está no facto de não ser possível, com compressores alternativos de um andar de compressão, conseguir-se um ciclo a operar com a condensação a  $40^\circ\text{C}$  e a evaporação a  $-30^\circ\text{C}$ .

Para o cálculo do caudal mássico de amoníaco necessário para produzir a capacidade frigorífica, considera-se que o caudal bombeado do separador de líquido para os evaporadores é quatro vezes superior ao caudal obtido pelo efeito refrigerante, entre as curvas de saturação à temperatura de evaporação, conforme defendido por Stoecker.

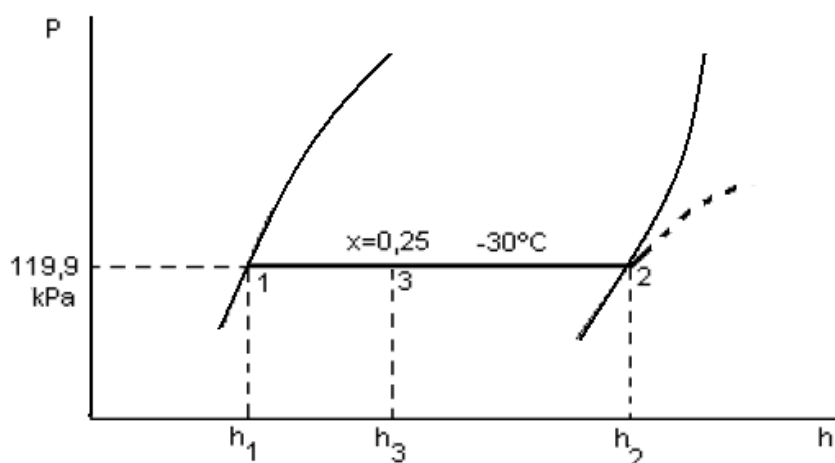


Figura 25: Evolução do amoníaco no evaporador a  $-30^\circ\text{C}$  no diagrama de Mollier

Cálculo do ponto correspondente ao efeito refrigerante ( $h_3$ ), com os valores de  $h_1$  e  $h_2$  a  $-30^\circ\text{C}$ , retirados da tabela das propriedades de líquido e vapor saturado do amoníaco:

$$h_3 = h_1 + 0,25(h_2 - h_1)$$

$$h_3 = 63,6 + 0,25(1423,3 - 63,6) = 403,5 \text{ kJ/kg } .^\circ \text{C}$$

Cálculo do caudal mássico de amoníaco ( $\dot{m}$ ):

$$Q = \dot{m}(h_3 - h_1)$$

$$\dot{m} = \frac{Q}{h_3 - h_1} = \frac{500}{403,5 - 63,6} = 1,47 \text{ kg/s}$$

Assim, o caudal volumétrico aspirado pelo compressor ( $\dot{V}$ ) será o correspondente ao caudal mássico nas condições de temperatura e pressão de aspiração:

$$\dot{V} = \dot{m} \times v = 1,47 \times 1,05 = 1,544 \text{ m}^3/\text{s} = 5558 \text{ m}^3/\text{h}$$

Após a compressão e já no condensador, o amoníaco cede a energia retirada ao espaço, tornando-se líquido com uma temperatura de  $40^\circ\text{C}$ . Antes do separador de líquido, passa pela válvula de expansão, baixando a sua pressão e tornando-se num líquido frio à temperatura de  $-30^\circ\text{C}$ .

A partir deste ponto, o amoníaco líquido é bombeado até às válvulas de regulação de caudal de cada evaporador inundado, iniciando o processo de retirada de calor da câmara frigorífica. Vaporiza-se, em parte, e retorna ao separador, de onde o vapor saturado é aspirado pelo compressor (se a compressão for multi-estágios, será aspirado pelo compressor do primeiro andar). Como já foi referido, o amoníaco líquido é recirculado entre o separador e os evaporadores, sendo o número de recirculações tanto menor quanto maior o título de vapor à saída dos evaporadores.

O esquema frigorífico de princípio encontra-se representado na Figura 26.

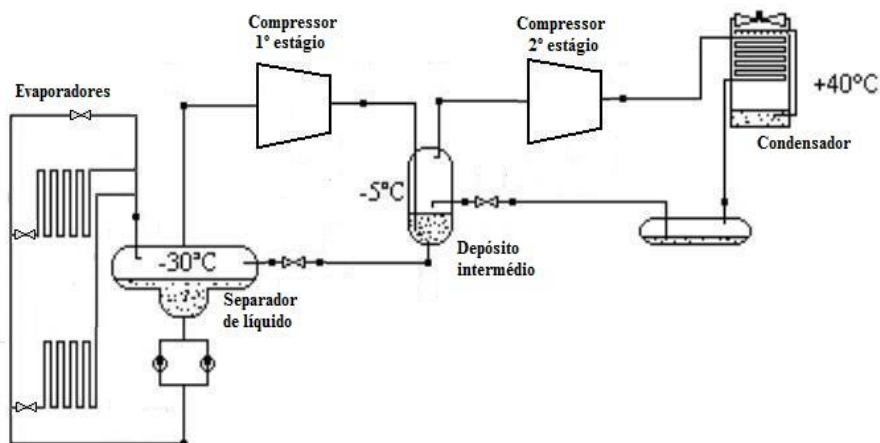


Figura 26: Circuito de instalação frigorífica de amoníaco com duplo andar de compressão

### 5.1.1. Solução com compressores alternativos

Numa situação de compressão de amoníaco, no regime  $-30^{\circ}\text{C}/40^{\circ}\text{C}$ , com compressores alternativos, é obrigatório efectuar o trabalho por andares, por exemplo, no regime de baixa pressão a  $-30^{\circ}\text{C}/-5^{\circ}\text{C}$  e em alta pressão a  $-5^{\circ}\text{C}/40^{\circ}\text{C}$ . A utilização de dois ou mais equipamentos em cada um dos estágios permite uma maior facilidade em adequar o funcionamento da instalação à capacidade frigorífica exigida em cada momento. Essa decisão deve ser ponderada, tendo em conta principalmente a capacidade frigorífica necessária.

Assim, o amoníaco entra no compressor, ou no grupo de compressores, do primeiro andar como vapor saturado, é comprimido até à pressão intermédia e liberta vapor sobreaquecido no depósito intermédio. Este, permite um arrefecimento e garante a separação do vapor, protegendo o compressor seguinte contra a aspiração de líquido.

Por sua vez, o amoníaco no estado de vapor saturado é aspirado pelo compressor do segundo andar, onde é comprimido até à pressão de condensação. Seguidamente, entra no condensador, no estado de vapor sobreaquecido, onde baixa a temperatura e condensa a cerca de  $40^{\circ}\text{C}$ , libertando calor sensível e calor latente. O processo eventualmente continua com o sub-arrefecimento do amoníaco ainda dentro do condensador, na tubagem e no depósito de líquido.

### 5.1.2. Solução com compressor de parafuso

O compressor de parafuso é o tipo recomendado quando a carga térmica é elevada. A grande diferença da utilização de compressores de parafuso, em detrimento dos alternativos, é a possibilidade de operar apenas com um andar de compressão, sem grande penosidade. É ainda possível adoptar o sistema *economizer* para aumentar a capacidade frigorífica.

Outra diferença deriva do facto de ser obrigatório injectar óleo na câmara de compressão, o que torna imprescindível a existência da sua separação após a descarga. Igualmente deverá ser considerado um processo de arrefecimento para, por sua vez, se obter uma temperatura de descarga aceitável.

**Tabela 6: Características de um exemplo de entreposto com 500 kW de capacidade frigorífica**

Variáveis caracterizadoras do espaço frigorífico	Alternativos	Parafuso
Câmaras frigoríficas	4 câmaras (40x22x10 m <sup>3</sup> )	
Temperatura de evaporação	-30°C	
Temperatura intermédia	-5°C	-
Temperatura de condensação	40°C	
Potência frigorífica total dos evaporadores	500 kW	
Potência Capacidade frigorífica do condensador	700 kW	
Capacidade frigorífica dos compressores	500 kW (obrigatoriamente em 2 andares)	500 kW

### 5.2. Segurança na instalação e operação de sistemas de refrigeração

Para a segurança no trabalho concorrem as medidas que são adoptadas para a prevenção de acidentes, bem como para proteger a integridade e a capacidade de trabalho do trabalhador. As primeiras tarefas a realizar para se conseguir atingir um patamar adequado de segurança é a avaliação dos riscos associados à actividade seguida do desenvolvimento de processos para a sua minimização e controlo.

As instalações com sistemas de refrigeração incorrem em múltiplos riscos, decorrentes das condições de trabalho desfavoráveis, sendo de trazer à colação os referentes aos óleos lubrificantes e ao FF, no caso presente, o amoníaco.

Parte dos riscos controlam-se com a concepção adequada, efectuada de acordo com as normas aplicáveis e as boas práticas de engenharia. Outros previnem-se com o comportamento compatível de todos os agentes envolvidos, pois como referia o cientista *Emil Mrak*, “*não existem substâncias químicas seguras. Existem apenas maneiras seguras de utilizá-las*”.

Todos os órgãos do sistema deverão estar pintados com as cores regulamentares de acordo com os fluidos e substâncias presentes, assim como ostentar a sinalética adequada à sua perigosidade. Para segurança colectiva, as instalações deverão ser dotadas com chuveiros, lava-olhos, extintores e mantas de combate a incêndios. Deverão também estar disponíveis sistemas de respiração autónomos e restante Equipamento de Protecção Individual (EPI) para todas as pessoas envolvidas directamente na operação e manutenção do sistema.

### ***5.2.1. Segurança no manuseio de óleos lubrificantes***

De acordo com as suas fichas de segurança, o óleo lubrificante novo, desde que usado em condições normais, não é potencialmente perigoso, nem é classificado como tal. Dever-se-á, no entanto, limitar o contacto das pessoas com o produto e impedir derrames para os solos e para a água. É um produto com certo grau de perigosidade que aconselha uma manipulação cuidadosa, além de geralmente conter diversos tipos de aditivos que em altas concentrações são tóxicos.

Pelo contrário, o óleo usado ou contaminado, originado da degradação em decorrência de seu uso, já é considerado resíduo perigoso. De acordo com o Decreto-Lei n.º 153/2003, os óleos usados são “*os óleos industriais lubrificantes de base mineral [...] e outros óleos que, pelas suas características, lhes possam ser equiparados, tornados impróprios para o uso a que estavam inicialmente destinados*”.

Os óleos usados contêm produtos resultantes da sua deterioração parcial em uso, normalmente perigosos para a saúde e o ambiente. Além desses produtos resultantes da

degradação, estão ainda presentes os aditivos que não foram consumidos, os metais de desgaste das máquinas lubrificadas, algum FF e outros contaminantes.

Ainda de acordo com o diploma citado, as entidades detentoras de instalações frigoríficas são consideradas produtoras de óleos usados. Nessa condição, são *“responsáveis pela sua correcta armazenagem e integração no circuito de gestão dos óleos usados”*, não sendo permitido *“qualquer mistura de óleos usados de diferentes características ou com outros resíduos ou substâncias, que dificulte a sua valorização em condições ambientalmente adequadas”*.

Quando lançado no meio ambiente, causa grandes danos, afectando todo o ecossistema. Por não ser biodegradável, leva dezenas de anos para desaparecer do ambiente. Causa infertilidade nos solos, torna a água imprópria e, se lançado na rede de esgotos, compromete o funcionamento das estações de tratamento de águas residuais.

Então, para que não constitua um agente poluidor, tem que ser correctamente manuseado, armazenado e processado. Apesar de ser um resíduo, o óleo lubrificante usado ou contaminado não pode ser descartado de qualquer forma. Pelo contrário, deve ser valorizado como matéria-prima ou combustível.

Até ser encaminhado para uma empresa de valorização, deverá estar armazenado na instalação frigorífica, cumprindo as instruções preconizadas para o efeito. Uma Nota Técnica da Agência Portuguesa do Ambiente estabelece os requisitos gerais para a armazenagem de óleos usados de forma a não provocar qualquer dano para o ambiente nem para a saúde humana. Pretende ainda evitar a possibilidade de derrame, incêndio ou explosão, pelo que, de acordo com a mesma, o local deverá ter as seguintes condições:

- Ser em área coberta, construído em materiais incombustíveis e resistentes ao fogo e com pavimento impermeabilizado. Não deverá estar sujeito a inundações e ter prevista a contenção ou retenção de eventuais escorrências;
- Ter a identificação e sinalética devida, e as embalagens ou os reservatórios utilizados deverão ser mantidos em boas condições. Dar especial atenção à sua resistência e capacidade de contenção, bem como às questões relacionadas com o empilhamento. A armazenagem em altura não deverá ultrapassar as 3 paletes;

- Possibilitar em qualquer altura a detecção de derrames e fugas devendo estar disponível material absorvente;
- Haver disponibilidade de meios de combate a incêndios adequados no tipo e na quantidade.

As fugas de óleo na sala de máquinas são um potencial problema, devendo ser tomados os procedimentos que permitam a sua contenção, nomeadamente impermeabilizar o pavimento da sala de máquinas e instalar os compressores sobre bacias de retenção, para que não haja infiltrações ou arrastamentos que atinjam o solo. O derrame deve ser absorvido por material adequado, que permita a remoção de forma segura e o posterior envio para tratamento.

É normal existirem pequenas fugas de óleo oriundas dos selos de vedação dos veios das bombas ou de tomada de força para o compressor. Por exemplo, a Grasso considera aceitável, nos seus equipamentos, fugas de óleo de até uma gota por minuto por ser indispensável para a vedação por anel de deslize.

### ***5.2.2. Segurança na operação com amoníaco***

De acordo com o DL 290/2001, os agentes químicos perigosos “*são as substâncias ou preparações perigosas de acordo com os critérios estabelecidos na legislação aplicável*” ou que “*podem representar um risco para a segurança e a saúde dos trabalhadores devido às suas propriedades físicas, químicas e toxicológicas*” ou ainda “*qualquer agente químico sujeito a um valor limite de exposição profissional*”. O amoníaco é, portanto, uma dessas substâncias, tendo estabelecidos, com carácter indicativo, os limites de exposição profissional de 20 e 50 ppm, consoante a exposição seja durante 8 horas ou 15 minutos.

Como tal, de acordo com a mesma legislação, para fazer face aos perigos decorrentes do seu uso, deverão ser aplicadas medidas de protecção adequadas com a seguinte ordem de prioridades:

- A concepção de processos de trabalho e a adopção de controlos técnicos apropriados. Ainda, a utilização de equipamentos e materiais adequados que permitam evitar ou reduzir ao mínimo a libertação de agentes químicos

perigosos. Enquadram-se neste ponto a instalação dos equipamentos de acordo com as normas de segurança aplicáveis e a utilização de órgãos e tubagens em aço e uniões soldadas. Deverá ainda existir pessoal tecnicamente formado e treinado para operar e manter o sistema;

- A aplicação de medidas de protecção colectiva na fonte do risco, designadamente, ventilação adequada, e a adopção de medidas organizativas apropriadas. Nestas incluem-se a existência, a divulgação e o treino, de planos de actuação criados para situações de contingência, nomeadamente fuga extraordinária de amoníaco. O IIAR recomenda a instalação de um controlador que desligue todos os equipamentos eléctricos e accione a ventilação exaustora, em caso de necessidade;
- A adopção de medidas de protecção individual, especialmente a utilização de EPI, nas operações em que haja perigo de contacto com o amoníaco, principalmente a máscara com sistema de respiração assistida.

Nos aspectos relacionados com a lubrificação existem alguns momentos que apresentam um perigo aumentado pela presença de amoníaco, nomeadamente, durante a substituição, reposição de nível, recuperação do óleo do circuito e a purga de ar. O Bulletin R1 – 1983 do IIAR é um documento de referência nesta área e sugere boas práticas para a realização destas tarefas. Destaca-se que qualquer destas intervenções deverá ser executada por um mínimo de duas pessoas e apenas após a autorização do supervisor do processo.

A adição de óleo deverá ser efectuada por intermédio de equipamento de bombagem que permita a acoplagem estanque ao bocal do cárter ou do reservatório, para que não haja entrada de ar nem a saída de vapor de amoníaco. No primeiro enchimento, é boa prática utilizarem-se as condições de vácuo criado durante a prova da instalação.

Em qualquer situação da vida da instalação, o amoníaco eventualmente em falta será abastecido no estado líquido, utilizando um reservatório de enchimento, com o tubo firmemente ligado à válvula de carga. Apenas “*é admissível a carga com a instalação em funcionamento*” [Gea Grasso].

As causas de acidentes são falhas no projecto do sistema e danos dos equipamentos provocados pelo calor, corrosão ou vibração, assim como por manutenção inadequada dos seus componentes. Deve ser garantida a estanqueidade de todas as uniões e selos de vedação, para evitar fugas de FF ou infiltração de ar externo quando a pressão do sistema for inferior á atmosférica.

Para diminuir a possibilidade de vazamento de amoníaco, as válvulas de drenagem do óleo deverão ter um sistema de recuperação com mola ou similar, que permita o fluxo apenas com acção consciente e permanente do operador, cessando essa situação, quando a mesma deixar de existir. Estas garantem um accionamento mais rápido e o fecho automático em caso de erro humano.

De facto, as maiores preocupações são os vazamentos com formação de nuvem tóxica e as explosões. No entanto, a ASHRAE, no *Position Document on Natural Refrigerants*, defende que “*o seu cheiro pungente detectado a partir de concentrações muito baixas é auto-alarmante e, portanto, aniquila qualquer risco real em caso de vazamento*”.

Na prática, a detecção de fugas pode ser efectuada com a aplicação de uma simples solução aquosa de sabão, com a aproximação de uma vela de enxofre ou papel de fenolftaleína humedecido.



**Figura 27: Detecção de fugas em instalações por papel de fenolftaleína, à esquerda, e por vela de enxofre, à direita [Dumais & Harmon]**

Antes da entrada em serviço, deve ser executada uma prova de estanqueidade em condições de pressão positiva e em vácuo.

O DL n.º 90/2010 prescreve as condições de realização dos ensaios e inspecções a reservatórios sob pressão, as quais deverão ser seguidas por questão de segurança e força legal.

A presença de óleo aumenta o risco de incêndio, e o contacto com hidrocarbonetos e oxidantes fortes pode causar reacções potencialmente violentas ou explosivas. Esta é uma razão para não se utilizarem sistemas em cascata com amoníaco e hidrocarbonetos.

Em corolário, a segurança de um sistema de refrigeração por compressão de amoníaco sustenta-se, no projecto apropriado, orientado por normas e códigos de boa engenharia, na manutenção eficaz e na operação adequada.

## 6. Análise comparada

Para qualquer um dos equipamentos em estudo, sejam compressores alternativos ou de parafuso, a solução mais eficiente e eficaz para a lubrificação é aquela que responde da melhor forma aos problemas decorrentes dos seus pontos críticos, com custos racionais e de acordo com as normas aplicáveis.

### 6.1. Tipo de compressor

A selecção do tipo de compressor depende essencialmente da capacidade da instalação, não sendo escolhido por razões ligadas à lubrificação. No entanto, cada um deles sujeita o lubrificante a diferentes condições termodinâmicas. Obrigatoriamente, o sistema seleccionado deve responder às necessidades da instalação, funcionando dentro dos limites permitidos pelo fabricante, para garantir uma operação livre de falhas.

Comparativamente aos compressores de parafuso, geralmente, os alternativos têm um menor custo inicial, mas derivado da sua construção com maior número de peças móveis e, portanto, sujeitas a maior desgaste, espera-se um tempo de vida útil inferior. São, também, menos resistentes a golpes de líquido, mas apresentam a vantagem de poderem funcionar em qualquer gama de temperaturas em condições de eficiência.

Em oposição, os compressores de parafuso funcionam em condições mais favoráveis, devido ao método próprio de lubrificação, sendo possível obter temperaturas mais baixas na descarga. Também, derivado da sua arquitectura, têm menos peças móveis, conseqüentemente um menor desgaste e menos vibrações o que, no seu conjunto, conduzem a uma vida útil mais longa. A prática tem mostrado que, em instalações “*com necessidades superiores a 150 kW de capacidade frigorífica, os compressores de parafuso também têm apresentado um melhor custo/benefício*” [Diniz, 2001, 7].

A utilização de múltiplos andares de compressão reduz a diferença de pressão em que o compressor trabalha, diminuindo a penosidade das condições de funcionamento, nomeadamente o diferencial de temperatura entre a aspiração e a descarga. Qualquer decisão sobre a utilização de sistemas multi-estágio deve ser precedida de uma análise económica e técnica. Relativamente ao primeiro factor é necessário verificar se a

diminuição na potência consumida compensa o custo dos equipamentos adicionais e assim justificar o investimento. Tecnicamente, a capacidade frigorífica do sistema e o tipo de compressor utilizado são os pontos com maior influência na decisão, pois, como já referido, os compressores alternativos estão impossibilitados de funcionar com taxas de compressão elevadas, sendo recomendado, nesse caso, a utilização de múltiplos estágios.

**Tabela 7: Quadro comparativo do tipo de compressores**

Situação	Aspectos	
Tipo de compressor	Técnicos	Económicos
Alternativo	Espaço “morto” na compressão. Menos resistente a golpes de líquido. Válvulas de aspiração e de descarga sujeitas a falhas de funcionamento. Contacto mais facilitado do óleo com o ar no cárter. Para se obterem temperaturas de evaporação muito baixas, é obrigatório o uso de dois ou três andares de compressão.	Menor custo de aquisição.
Parafuso	Maior tempo de vida, derivado de ter menor número de peças móveis. Possibilidade de operar com maior taxa de compressão. Menor temperatura de descarga, devido à injeção de óleo.	Menor custo operacional em grandes instalações.

## 6.2. Temperatura de funcionamento

Em qualquer caso, e independentemente do tipo de instalação, os sistemas deverão ser projectados para funcionarem com temperaturas de descarga razoavelmente baixas, dentro do intervalo que garanta a eficiência frigorífica.

Temperaturas elevadas aceleram os processos de decomposição do óleo, nomeadamente, catalisando as reacções com contaminantes e a sua carbonização. Este aspecto é bastante penoso, principalmente nos compressores alternativos, onde pode provocar a formação de depósitos sobre as válvulas de descarga, êmbolos e cabeçote, razão pela qual se recomenda a limitação da temperatura do fluido de descarga admissível para um máximo de 120°C.

O arrefecimento do óleo é imprescindível nos compressores de parafuso, pois, em caso contrário, a temperatura de descarga tornar-se-ia demasiado elevada para qualquer tipo de óleo.

Nos compressores alternativos, “a temperatura mais baixa do óleo do cárter deve ser de 40°C e a mais alta 60°C, independentemente do tipo de óleo, mineral ou sintético” [Diniz, 2001, 7]. Dentro dessa faixa, o compressor funciona em temperaturas ótimas. Está também mais protegido, pois se baixar o limite inferior, existe a possibilidade de entrar FF líquido no cárter ou haver golpe de líquido, situação com graves consequências neste tipo de compressores.

**Tabela 8: Quadro comparativo das condições de sobreaquecimento**

Situação	Aspectos		
Sobreaquecimento	Técnicos	Ambientais	Económicos
Alto	Temperatura descarga elevada. Taxa de compressão mais elevada.	Maior consumo de energia.	Maiores custos derivados da maior potência exigida.
Baixo	Risco de golpe de líquido.		1 a 1,5 % de energia economizada.

Em instalações com evaporadores de expansão directa, este problema pode ser ultrapassado com o uso de reservatórios anti-golpe de líquido. Estes garantem o sobreaquecimento necessário para a protecção do compressor e constituem ainda bons pontos de drenagem de óleo e condensados.

Para o arrefecimento do óleo em compressores de parafuso, consegue-se o menor custo com a injeção de líquido. No entanto, existem outras opções, que sendo mais dispendiosas à partida, induzem uma maior economia de energia.

A adopção de um sistema de arrefecimento de óleo “utilizando um trocador [permutador] de calor com água pode resultar em até 5,4% de redução no consumo de energia relativamente àquela que seria gasta com o arrefecimento por injeção de líquido” [Venturini & Pirani, 2005]. Outra possibilidade é a adopção de um sistema de arrefecimento por termossifão. Neste caso, “a redução do consumo pode ser de até 6,0%” [Idem].

**Tabela 9: Quadro comparativo dos sistemas de arrefecimento do óleo**

Situação	Aspectos	
	Técnicos	Económicos
Ar	Pouco eficientes.	
Injecção de líquido	Diminuição da capacidade frigorífica. Processo com riscos para o compressor.	Sistema com menor valor de aquisição.
Termossifão		Menor consumo de energia.
Água /Glicol	Necessitam água em abundância ou torre de arrefecimento. Risco de entrada de água para o sistema em caso de ruptura.	Consumo de energia ligeiramente superior ao sistema de termossifão.

Nos compressores alternativos de baixa capacidade, o arrefecimento que se dá durante a passagem do óleo pelo cárter é normalmente suficiente, com a permuta através das paredes. No entanto, também é possível o pré-arrefecimento em permutadores de calor a água a ar ou por FF líquido. Em máquinas de maior potência é comum o arrefecimento dos cabeçotes por circulação de água ou injecção de FF líquido.

Nos sistemas multi-estágio, o arrefecimento intermédio também reduz a temperatura do FF na descarga do compressor do andar seguinte. Nestes sistemas de amoníaco, pode ainda reduzir a potência a fornecer ao compressor.

### **6.3. Separação do óleo**

No caso corrente, em que o FF e o lubrificante não são miscíveis “*deve ser usado um sistema de separação de óleo na linha de descarga em todos os sistemas*” [Dossat, 2004, 707], sendo especialmente recomendado quando são usados evaporadores inundados, uma vez que o retorno do óleo para o cárter ou depósito é dificultado pelo próprio processo.

Também de acordo com Venturini & Pirani (2005) a utilização de separadores de óleo é recomendada em sistemas com linhas de comprimento superior a 10 metros e/ou desnível superior a 4 metros, bem como em sistemas com temperaturas de evaporação inferiores a -20°C.

Com uma menor quantidade de óleo lubrificante presente no circuito, principalmente nos permutadores, consegue-se uma melhor transferência de calor, possibilitando o aumento da temperatura de evaporação e a redução da temperatura de condensação, o que conduzirá a uma economia significativa, conforme se pode verificar na Tabela 10.

**Tabela 10: Percentagem de energia economizável em função das acções tomadas [Venturini & Pirani]**

Áreas de melhoria	Energia economizada
Redução da temperatura de condensação	2 a 3% por cada 1°C de redução
Aumento da temperatura de evaporação	1 a 4% por cada 1°C de aumento
Sub-arrefecimento do FF	1% (média temperatura) 9% (baixa temperatura)

Nos compressores alternativos, numa primeira fase, é descarregado o óleo que não é retido pelos anéis de vedação dos êmbolos, depois, em regime estacionário, será a soma dessa quantidade com aquela que chega à aspiração do compressor.

Mesmo estando em causa uma quantidade relativamente pequena de lubrificante, é, ainda assim, suficiente para introduzir problemas no circuito. Em todo caso, a acção do separador vai crescendo de importância ao longo da vida da instalação, pois o desgaste normal dos anéis de vedação dos êmbolos provoca o aumento progressivo da quantidade de óleo que passa para a zona da compressão. Nestes sistemas, por cada 100 kW de capacidade frigorífica circulam por hora entre 6 a 18 litros de óleo caso não se efectue a separação.

Nas instalações com compressores de parafuso, a quantidade de óleo descarregado é superior, pelo que é necessária a utilização de separadores de óleo de maiores dimensões. De acordo com Joseph Pillis (York International), a quantidade de óleo descarregado é “aproximadamente 10 a 20 gal/min/100 hp” (equivalente a 1 a 2 m<sup>3</sup>/h por cada 100 kW de capacidade frigorífica). O *software* de simulação da Bitzer aponta para 2,96 m<sup>3</sup>/h para igual capacidade frigorífica.

O grande risco da aplicação do separador de óleo é a possibilidade de existir passagem de FF líquido, através da linha de óleo, para o depósito ou para o cárter, nas situações

em que o compressor estiver a funcionar em baixa carga ou após a paragem, pois a temperatura no separador pode descer até à temperatura de condensação.

No entanto, ainda que actuando desta forma, haverá sempre uma fracção de lubrificante que escapa à eficiência do separador e permanecerá em circulação separado do amoníaco, depositando-se nos pontos baixos do sistema. Para ultrapassar este problema, deverão ser instalados drenos de óleo na base de todos os recipientes que contenham amoníaco líquido, nomeadamente, os depósitos e os evaporadores inundados. Se houver um aumento da frequência de drenagem de óleo é um sintoma que há arrasto excessivo de óleo dos compressores para o sistema.

**Tabela 11: Quadro comparativo entre a existência ou não de separador**

Situação	Aspectos	
	Técnicos	Económicos
Sim (Com separador)	Imprescindível em compressores de parafuso. Recomendado nos alternativos. Risco de passar FF para o cárter ou depósito.	Custo relativo à instalação e manutenção.
Não (Sem separador)	Conduz a um excesso de óleo a circular no sistema.	Aumento dos custos inerentes à perda de capacidade frigorífica.

#### 6.4. Conceção da instalação

Outro vector de actuação, para que não ocorra a acumulação de óleo lubrificante dos compressores no interior dos evaporadores, é o dimensionamento correcto das linhas de aspiração, de líquido e de descarga. Esta tarefa inicia-se com a determinação das perdas de carga em cada linha e com a diminuição de temperatura máxima permitida em cada uma.

Considerando que as dimensões lineares da tubagem de uma grande instalação frigorífica podem atingir as centenas de metros, deve-se minimizar os problemas de retenção de óleo através do traçado adequado das tubagens, pois o *“retorno inadequado de óleo pode ser um problema nos sistemas onde o evaporador e o condensador estão*

*separados por longas tubulações*” [Diniz, 2001, 9]. Os locais onde ainda assim seja difícil impedir a sua deposição deverão ser dotados de pontos de purga.

Nas linhas de aspiração de sistemas de expansão directa, deve-se adoptar uma velocidade relativamente alta para conduzir o óleo de retorno ao compressor, sendo que a velocidade máxima recomendada é de 16m/s [ASHRAE]. Ao mesmo tempo, a queda de pressão deve ser mínima para evitar redução na capacidade, o aumento da taxa de compressão e, conseqüentemente, o aumento da potência necessária para accionar o compressor. O projecto da tubagem em sistemas com evaporadores inundados não é tão crítico na medida em que não é essencial que sejam observadas as condições impostas para o transporte do óleo.

Na linha da descarga, a boa prática recomenda uma velocidade abaixo de 1,5 m/s, não tanto devido a factores relacionados com o óleo lubrificante, mas *“para evitar golpes de líquido, vibração e ruídos resultantes da acção das válvulas solenóides ou outras válvulas de acção rápida”* [Panesi].

Na fase da concepção deve ser considerada a possibilidade de ampliação futura das instalações, para minimizar, desde logo, o impacto que uma alteração desse tipo venha a provocar na circulação, retenção e purga de óleo. Devem ser previstos o aumento da capacidade frigorífica e a colocação de novas tubagens e equipamentos.

Quando se projecta uma instalação com múltiplos compressores, deve-se ter atenção ao circuito de retorno do óleo, principalmente quando são usados compressores alternativos, pois é essencial garantir que cada um recebe a quantidade de lubrificante de que necessita. A razão à qual o óleo é bombeado pelo compressor deve ser a mesma que a razão de retorno, caso contrário a quantidade de óleo no compressor irá reduzir gradualmente.

A interligação dos cárteres com vista à equalização do nível de óleo e da pressão é uma solução viável se operarem em paralelo. No caso de compressores em série (em *booster*), o problema pode ser solucionado com a recepção de todo o óleo no andar de pressão mais elevada, de onde se alimenta o compressor respectivo e se envia o restante para o andar inferior. O processo é repetido até se atingir o andar de menor pressão.

Os evaporadores deverão ser dotados de pontos de drenagem do óleo, principalmente quando estão em causa equipamentos inundados. Os reservatórios separadores de líquido adstritos a estes últimos deverão ter igualmente instaladas válvulas para drenagem.

**Tabela 12: Quadro comparativo do tipo de evaporadores**

<b>Situação</b>	<b>Aspectos</b>		
<b>Evaporador</b>	<b>Técnicos</b>	<b>Ambientais</b>	<b>Económicos</b>
Inundados e inundados com recirculação	<p>Maior coeficiente de transmissão de calor.</p> <p>Maior dificuldade no retorno do óleo.</p> <p>Maior dimensão.</p>	<p>Maior risco em caso de fuga, devido ao maior volume de fluido em circulação.</p>	<p>Maior quantidade de fluido (custo).</p> <p>A recirculação forçada permite maior economia quando usados com múltiplos evaporadores.</p>
Expansão directa	<p>Pouco utilizado em sistemas de amoníaco, devido ao seu comportamento zeotrópico em presença da água.</p>		<p>Equipamento menos dispendioso.</p>

O tipo de condensador não influencia directamente a lubrificação, no entanto, por motivos de eficiência energética, sempre que possível deverão ser adoptados condensadores do tipo evaporativo.

### **6.5. Operação da instalação**

Em todas as instalações de amoníaco, independentemente do tipo de compressor existente, é essencial proceder-se à drenagem do óleo acumulado nas tubagens e órgãos, para que não haja uma diminuição da transferência térmica nos permutadores e aumento da perda de carga na tubagem.

Em sistemas de grande dimensão a contaminação do óleo recuperado no separador de líquido e no evaporador é normalmente elevada, devido a oxidação do próprio óleo e dos materiais da instalação, à presença de resíduos deixados aquando da soldadura e restante montagem do sistema, bem como amoníaco e água. Se este óleo retornasse ao compressor e fosse utilizado na sua lubrificação, certamente, o mesmo seria danificado.

Por conseguinte, e somado ao facto de serem quantidades pequenas, o óleo é descartado e o retorno automático não é normalmente utilizado. No entanto, nos casos em que se utiliza este método, é necessário dotar a instalação de um sistema de análise e purificação do óleo. Isto é conseguido por aquecimento, para o libertar do amoníaco e da humidade, e por filtragem. Só então o óleo pode ser bombeado, em intervalos que podem ser calculados, para o retorno do reservatório tampão de óleo.

Todas as vezes que o óleo é trocado ou adicionado ao sistema de refrigeração existe a possibilidade de entrada de ar, o que provoca o aumento da pressão e da temperatura de condensação. Isto reduz a capacidade do compressor, aumentando o consumo de energia, pelo que estes gases não condensáveis devem ser purgados.

## **6.6. Selecção e gestão do lubrificante**

A primeira peça da solução será a utilização do óleo indicado pelo fabricante do compressor. Como já explicitado, a viscosidade recomendada apenas deve ser alterada, após atenta ponderação, se a instalação frigorífica estiver sediada em área com temperaturas ambientes elevadas ou o equipamento tiver desgaste significativo. Em ambos os casos deve adoptar-se um lubrificante de maior viscosidade.

Os óleos básicos minerais são mais baratos do que os sintéticos, mais versáteis e mais facilmente “recicláveis”, mas têm o ponto de fluidez a temperaturas superiores e também menor durabilidade. Em sistemas com temperaturas de evaporação inferiores a  $-30^{\circ}\text{C}$ , torna-se mais adequado utilizarem-se óleos semi-sintéticos ou mesmo sintéticos. Estes têm também menor viscosidade a temperaturas mais baixas, pelo que permitem o arranque do compressor com menor potência fornecida. A regra obrigatória a ser seguida em qualquer situação, é utilizar um óleo com ponto de fluidez inferior à temperatura de evaporação.

Nas consultas aos fabricantes de compressores e de lubrificantes, não foram verificadas diferenças nos óleos preconizados quer para compressores de parafuso, quer para os alternativos.

**Tabela 13: Quadro comparativo do tipo de óleo lubrificante**

Situação	Aspectos		
	Técnicos	Ambientais	Económicos
Mineral	Geralmente, sem constrangimentos em sistemas com temperaturas de evaporação médias e altas.	Mais facilmente reciclável.	Menor custo de aquisição.
Sintético	Ponto de fluidez mais baixo. Maior resistência à degradação, logo maior durabilidade.		Pode conduzir a um menor custo de operação, derivado de maior tempo em serviço.

Com o uso normal ou como consequência de problemas ou acidentes, o óleo lubrificante sofre deterioração ou contaminação e perde as suas propriedades óptimas. Deixa de servir para a finalidade para a qual foi elaborado, exigindo a sua substituição para garantir a integridade e o bom funcionamento do compressor.

**Tabela 14: Quadro comparativo do método de renovação de óleo**

Situação	Aspectos		
	Técnicos	Ambientais	Económicos
Substituição do óleo	Requer a existência de valores de referência.		Conduz a poupanças se conduzir ao alargamento do prazo de vida do óleo.
Sistematicamente	Maior número de intervenções.	Maior volume de óleo descartado para reciclagem.	
Apenas reposição de nível	Sem intervenção específica.	Apenas o óleo resultante das drenagens é descartado.	Menor custo.

Para garantir a melhor relação trabalho versus durabilidade das máquinas, esta operação deve ser realizada de acordo com o preconizado pelo fabricante. A troca de óleo efectuada “*periodicamente e de forma correcta, permite aumentar a vida útil dos compressores, resultando numa significativa redução de custos de manutenção da instalação frigorífica*” [Bitzer]. Em alguns casos, pode ser aceitável não efectuar a substituição total do óleo, se as quantidades de reposição de nível garantirem a renovação e os valores das análises não o exigirem.

Como uma instalação é projectada para funcionar durante um período alargado de tempo, é possível que entretanto o avanço tecnológico proporcione lubrificantes de melhor qualidade, quando comparados com os inicialmente previstos. Se o seu custo for racional face ao desempenho, dever-se-á consultar o fabricante e, em caso da sua anuência, adoptá-los.

A análise do óleo é importante em qualquer programa de manutenção de compressores. Parâmetros relativos à quantidade de humidade, aos resíduos carbonosos e à viscosidade, são quantificados para identificar o potencial do óleo. A análise da presença de metais serve para estabelecer a condição do compressor. Esta análise permite detectar alguns problemas, mas, no que se refere a falhas mecânicas, usualmente, indica-as tardiamente.

A armazenagem do óleo novo deve garantir a manutenção das suas características. No caso de não se utilizar a totalidade do óleo de uma embalagem, é preciso assegurar que o restante fica hermeticamente fechado e conservado num sítio quente e seco, para não ser contaminado por humidade. Quando o tempo de armazenagem se preveja elevado recomenda-se substituir o ar contido na embalagem por azoto.

### **6.7. Custos relacionados com o lubrificante**

Considerando que não é adequado baixar a qualidade do lubrificante utilizado para se obterem poupanças, a única forma de garantir o menor custo passa por consumir a menor quantidade possível de óleo sem colocar em causa o desempenho dos compressores. Atendendo a que o lubrificante oriundo das drenagens é normalmente descartado, pois está contaminado como já referido, a solução passa por minimizar as quantidades daí derivadas. Isto consegue-se, essencialmente, com a eficiência máxima da separação, adoptando um sistema adequado e garantindo a sua manutenção. O controlo e registo das quantidades de óleo drenadas e adicionadas pode permitir detectar a diminuição da eficiência na separação do óleo. Tem havido situações em que esse controlo permitiu diminuir a quantidade de óleo drenado em cerca de 20%, o que pode representar centenas ou mesmo milhares de litros por ano em grandes instalações.



## Conclusões

Este trabalho versou a problemática associada à lubrificação de compressores de parafuso e alternativos, utilizados na refrigeração e que aspiram amoníaco a temperaturas inferiores a  $-30^{\circ}\text{C}$ . Definiram-se os pontos críticos desse processo e os seus efeitos, e analisaram-se as condições e as características de lubrificação adequada aos dois compressores.

A metodologia utilizada baseou-se em pesquisa bibliográfica e em sítios da Internet de institutos e órgãos académicos, bem como visitas a instalações de produção de frio industrial e contactos por correio electrónico com fabricantes de compressores e lubrificantes. Por último, procedeu-se à análise da informação recolhida.

Verificou-se que há claramente duas vertentes nesta problemática: A preservação da instalação, principalmente do compressor, e o funcionamento eficiente do ciclo. Desta forma, considerando que:

- 1) O óleo lubrificante num sistema de refrigeração tem como funções principais:
  - a) reduzir o atrito, de forma a minimizar o desgaste e impedir a gripagem das peças móveis dos compressores;
  - b) remover o calor, processo especialmente importante nos compressores de parafuso, nos quais, sem este efeito, seriam atingidas temperaturas superiores a  $300^{\circ}\text{C}$  na descarga;
  - c) selar a câmara de compressão, promovendo a vedação entre as secções de baixas e altas pressões;
  - d) inibir a corrosão;
  - e) afastar e promover a retirada dos detritos gerados pelo desgaste;
  - f) reduzir o ruído.

2) Temperaturas de descarga elevadas poderão provocar a carbonização do óleo, conduzindo à sua deposição no topo da câmara de compressão e a danos nas válvulas de descarga.

3) O óleo é necessário apenas ao compressor e não tem propriedades para ser fluído frigorígeno, pelo que percorrendo o sistema, não produz efeito frigorífico e ocupa o espaço que de outra forma seria ocupado por igual quantidade de amoníaco. Ainda reduz a transferência de calor nos permutadores de calor por revestimento das superfícies internas.

4) O amoníaco não é miscível com os óleos usados na lubrificação dos compressores utilizados em sistemas de refrigeração.

5) Não é garantido que o retorno do óleo ao compressor se efectue pela linha de sucção, pois há grande dificuldade em efectuar o seu arrasto.

6) Os compressores de parafuso descarregam uma maior quantidade de óleo, quando comparados com os alternativos, conduzindo à necessidade de um separador de óleo de maior capacidade, constituindo esta a principal diferença entre as instalações que os utilizam, exceptuando o próprio compressor.

7) As instalações com capacidade frigorífica superior a 500 kW podem ter dimensões consideráveis, sendo possível existirem algumas em que os evaporadores estão distanciados por centenas de metros da sala de máquinas.

Neste seguimento, concluiu-se que a solução a adoptar para a lubrificação dos compressores é aquela que venha a dar a resposta mais adequada às especificidades dos pontos críticos do processo, pelo que:

1) Deve-se utilizar o óleo apropriado ao compressor e às condições de operação.

2) O óleo tem de resistir a condições extremas, nomeadamente manter-se fluído à temperatura de evaporação e estável à temperatura de descarga. É de realçar que, em algumas condições, apenas os óleos sintéticos respondem cabalmente às exigências. No entanto, estes deverão ser usados apenas quando isso é exigido,

pois apresentam, ao mesmo tempo, alguns aspectos desfavoráveis quando comparados com os óleos de base mineral, nomeadamente:

- a) é comum terem custos superiores de aquisição e tratamento pós-vida;
- b) são susceptíveis de apresentar maior incompatibilidade entre eles e com os materiais;
- c) normalmente, apresentam maior perigosidade, devido aos constituintes mais complexos.

3) O sistema de lubrificação deve ser sujeito a manutenção adequada, destacando:

- a) a verificação de nível do óleo e a sua substituição de acordo com o preconizado pelo fabricante;
- b) a substituição ou limpeza dos filtros de óleo;
- c) o controlo da integridade do elemento filtrante dos separadores.

4) É essencial proceder-se à separação do óleo após a descarga. Este deve ser mantido num circuito junto ao compressor, sendo minimizado o seu acesso a totalidade do sistema frigorífico. Esse circuito, quando completo, será constituído pelos órgãos responsáveis pela separação, arrefecimento, filtragem, depósito e bombagem do óleo, bem como respectivas canalizações ou tubagens.

5) O processo de separação é facilitado quando comparado com fluidos frigoríficos e óleos miscíveis, conseguindo-se também por essa razão um melhor comportamento térmico do amoníaco.

6) Torna-se necessário purgar e, eventualmente, recuperar o óleo que ultrapassa a eficiência do elemento separador e se deposita na instalação. Este processo deve ser efectuado em todos os reservatórios, evaporadores e tubagens onde seja espectável a sua acumulação.

7) Em todos os sistemas de amoníaco é necessário controlar a temperatura de operação para que não sejam atingidas condições que deteriorem o óleo ou comprometam a sua estabilidade com o amoníaco. Assim:

a) em compressores de parafuso torna-se imprescindível a adopção de um processo de arrefecimento do óleo, para que seja possível retirar-lhe o calor absorvido na compressão;

b) nos compressores alternativos deve-se controlar a temperatura da compressão através do arrefecimento directo dos cabeçotes, com um circuito de água ou FF líquido, sendo o óleo arrefecido no cárter, através de simples cedência de calor através das paredes ou com um permutador onde é expandido amoníaco líquido.

8) É necessário evitar as situações conducentes a golpes de líquido ou à migração de amoníaco para o cárter ou depósito. No primeiro caso, o amoníaco irá agir como um detergente, removendo o óleo das paredes da câmara de compressão. No segundo provocará um desgaste lento e contínuo de peças e reduz a vida útil do compressor.

9) Deve existir um sistema que proceda à paragem em segurança do compressor quando a pressão do óleo não garantir uma lubrificação eficaz e colocar em perigo as pessoas ou as instalações.

10) Estão em causa duas substâncias com potencial de perigo, mas cujos efeitos são conhecidos pela experiência adquirida ao longo do tempo em que vêm sendo utilizadas, e cujo controlo é relativamente fácil de se efectuar.

11) É essencial realizar todas as acções relativas à instalação e operação dos sistemas de acordo com as normas de segurança adequadas, principalmente não realizar quaisquer tarefas que tenham o risco de contacto com os fluidos, sem ter apoio próximo e sem equipamento de protecção individual.

12) Como o óleo descartado contém substâncias perigosas derivadas da sua formulação e, além disso, está poluído com amoníaco e outros produtos resultantes do processo, é obrigatório que seja colocado num circuito de gestão de

óleos usados. Enquanto permanecer nas instalações, deverá ser armazenado em condições adequadas.

Finalmente, parte dos eventuais problemas deve ser ultrapassada logo na fase de projecto, através do correcto dimensionamento e criteriosa selecção dos equipamentos, órgãos e fluidos, assim como pela adopção de um *layout* ajustado à instalação para se obter a distribuição mais adequada em espaço e altura para o funcionamento do sistema.

Ainda, atendendo a que as instalações industriais poderão ser ampliadas no futuro, é essencial prever essa possibilidade durante a concepção, para que posteriormente não seja necessário adoptar soluções que prejudiquem o retorno ou a recolha do óleo nas tubagens e equipamentos.



## Referências

### Livros e manuais

AMEN, Ahmadul - *Refrigerant and Air Conditioning*. Prentice – Hall of India. New Delli.

DOSSAT, Roy - *Princípios da Refrigeração*. Tradução de: Engº Raúl Torreira. Edição brasileira – Emus Livraria, Distribuidora e Editora. Brasil. 2004.

CHATENEVER, Robert - *Air conditioning and refrigeration for the professional*. New York. USA. 1988.

DINIZ, António J. - *Compressores*. Promoção do Grémio Estudantil de Engenharia Mecânica. Departamento de Engenharia Mecânica. Faculdade de Engenharia da Ilha Solteira. 2001.

GORIBAR, Eduardo G. - *Fundamentos de Aire acondicionado Y refrigeración*. Limusa, Noriega Editores. México. 2009.

GUERRA, Matos. *Apontamentos de Produção de Frio e Refrigeração*, ISEL.

MOBIL Oil Portuguesa - *Fundamentos da lubrificação*. 1971.

RAPIN, P. J.; JACQUARD, P.- *Installations Frigorifiques*. Tome 1 – Physique. PYC-Édition, Paris. 1997.

G. SANTOS, F M. - *Instalações Frigoríficas*. Sebenta da Unidade Curricular do Mestrado de Engenharia Mecânica. ISEL. 2008.

SILVA, José C. S. - *Refrigeração Comercial e Climatização Industrial*. Hemus livraria, distribuidora e editora.

STOECKER, W. F.; JABARDO - *Refrigeração Industrial*. 2ª Edição. Editora: Edgard Blucher. 2002.

STREETER, Victor L.; WYLIE, Benjamin – *Mecânica dos fluidos*. 7ª ed. São Paulo. McGraw-Hill. 1980

VENTURINI, Osvaldo J.; PIRANI, Marcelo J. - *Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial*. PROCEL Indústria; Eletrobrás; Ministério de Minas e Energia. Brasil. 2005.

WHITE, Frank – *Fluid mechanics*. 6ªed Boston. Mcgraw-Hill Higher Education, 2008

### **Teses, dissertações e outros trabalhos acadêmicos**

ALVES, Miquéias C. R. - *Refrigeração Industrial - Relatório de avaliação de estágio*. Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais – CEFETMG General Mills do Brasil Ltda. Consulta de 21NOV12, em: <[www.ebah.com.br/ content/...8AI/sistemas-refrigeracao-industrial](http://www.ebah.com.br/content/...8AI/sistemas-refrigeracao-industrial)>.

ÂNGELO, Maria G. V. L. M. - *Projecto de Concepção de Entrepasto Frigorífico para Produtos Alimentares Congelados*. Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica. ISEL. 2009.

AZEVEDO, Leandro - *Caracterização do desempenho de compressores de refrigeração segundo um ciclo superaquecido de teste*. Dissertação submetida ao Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Tecnologia da Universidade de Brasília como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de mestre em Ciências Mecânicas. Consulta de 21NOV12, em: <[repositorio.bce.unb.br/.../1/Dissertacao\\_%20Leandro%20Joffily.pdf](http://repositorio.bce.unb.br/.../1/Dissertacao_%20Leandro%20Joffily.pdf)>.

GRANDO, Fernando Paulo - *Modelo bifásico para a lubrificação do pistão em compressores herméticos alternativos*. Tese submetida à Universidade Federal de Santa Catarina para obtenção do grau de doutor em Engenharia Mecânica. Florianópolis. 2007. Consulta de 01NOV12, em: <[http://www.tede.ufsc.br/tede\\_simplificado//tde\\_busca/arquivo.php?codArquivo=1289](http://www.tede.ufsc.br/tede_simplificado//tde_busca/arquivo.php?codArquivo=1289)>.

NETO, Moisés A. M. - *Termodinâmica e fenômenos de absorção em misturas de óleos lubrificantes e fluidos refrigerantes de baixo impacto ambiental*. Tese submetida à Universidade Federal de Santa Catarina para obtenção do grau de Doutor em Engenharia Mecânica. Florianópolis, SC. 2011.

SALVADOR, Francisco - *Projeto de um sistema de refrigeração industrial com “set-point” variável*. Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para a obtenção do grau de mestre em Engenharia de Sistemas. 1999. Consulta de 01NOV12, em: <<http://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/3/3139/tde-05102010-112239/pt-br.php>>.

SILVA, José; SILVA, Ana C. C. - *Estudo experimental de um sistema de refrigeração com compressor alternativo isento de óleo utilizando o fluido R-600a (isobutano)*. Congresso Nacional de Engenharia Mecânica. 18 a 21 de Agosto de 2010. Campina Grande. Paraíba. Brasil. Consulta de 21NOV12, em: <[http://www.univasf.edu.br/~castro.silva/publicacoes/CONEM\\_2010.pdf](http://www.univasf.edu.br/~castro.silva/publicacoes/CONEM_2010.pdf)>.

### **Normativos**

DECRETO-LEI nº 290/2001, de 16 de Novembro, relativo aos princípios gerais de promoção da segurança, higiene e saúde no trabalho.

DECRETO-LEI nº 153/2003, de 11 de Julho, relativo ao regime jurídico da gestão de óleos usados.

DECRETO-LEI nº 90/2010, de 22 de Julho, relativo à Instalação, Funcionamento, Reparação e Alteração de Equipamentos sob Pressão.

DIRECTIVA nº 2037/2000/CE do Parlamento Europeu e do Conselho, de 29 de Junho de 2000, relativa às substâncias que empobrecem a camada de ozono.

REGULAMENTO nº 1272/2008/CE do Parlamento Europeu e do Conselho, de 16 de Dezembro de 2008, relativo à classificação, rotulagem e embalagem de substâncias perigosas

DECISÃO nº 1600/2002/CE do Parlamento Europeu e do Conselho de 2002, relativa ao VI programa comunitário de acção em matéria de Ambiente.

REGULAMENTO nº 842/2006/CE do Parlamento Europeu e do Conselho, de 17 de Maio de 2006, relativo a determinados gases fluorados com efeito de estufa.

## **Páginas e publicações da Internet**

ANSI/ASHRAE Standard 15-2007 – *Safety Code for Mechanical Refrigeration*. Acedido em 23MAR13, em: <<https://law.resource.org/pub/us/cfr/ibr/002/ashrae.15.1994.pdf>>.

BSR/IIAR 2-1999R - *Equipment, Design, and Installation of Closed-Circuit Ammonia Mechanical Refrigerating Systems*. Acedido em 23MAR13, em: <[http://www.iiar.org/interpretations/new\\_bsr/bsriiar-2-1999rprd2.pdf](http://www.iiar.org/interpretations/new_bsr/bsriiar-2-1999rprd2.pdf)>.

APA. Agência Portuguesa do Ambiente - *Nota Técnica sobre Armazenagem de óleos usados*. Acedido em 23MAR13, em: <[www.ecolub.pt/index.php?option=com\\_docman&task=doc](http://www.ecolub.pt/index.php?option=com_docman&task=doc)>.

BAC - Acedido em 23MAR13, em: <[www.BaltimoreAircoil.com](http://www.BaltimoreAircoil.com)>.

BITZER *Software v 6.3.3 ver 923*. Acedido em 11FEV13, em: <<https://www.bitzer.de/websoftware/>>.

CAMCO Lubrificants - *Lubrificantes para sistemas de refrigeração a base de amoníaco*. Acedido em 31JAN, em: <[http://www.camcolubricants.com/images/pdf/CAMCO\\_Oils\\_SPANISH\\_01301.pdf](http://www.camcolubricants.com/images/pdf/CAMCO_Oils_SPANISH_01301.pdf)>.

CLETO, L. T. - *Aplicações de CO2 como fluido refrigerante no setor de refrigeração industrial*. Yawatz Engenharia Ltda. Brasil. Acedido em 04ABR13, em: <[http://www.mma.gov.br/estruturas/ozonio/\\_publicacao/130\\_publicacao05012009032220.pdf](http://www.mma.gov.br/estruturas/ozonio/_publicacao/130_publicacao05012009032220.pdf)>.

CST Arcelor Brasil - *Lubrificação*. Instituto Federal Espírito Santo. Reitor: Denio Rebello Arantes. Acedido em 02ABR13, em: <<http://www.ebah.com.br/content/ABAAAA9GYAL/lubrificacao>>.

DAIKIN - *O Ciclo do Refrigerante*. Acedido em 13OUT11, em: <[http://www.daikin.pt/about-airco/verybasics/refrigerant\\_cycle.jsp](http://www.daikin.pt/about-airco/verybasics/refrigerant_cycle.jsp)>.

DANFOSS - *Controles Automáticos para Sistemas de Refrigeração Industrial*. Divisão de refrigeração e ar condicionado. Acedido em 26MAR13, em:

<[http://www.marioloureiro.net/tecnica/refrigeracao/ControlAutoDANFOSS\\_RefriIndPT.pdf](http://www.marioloureiro.net/tecnica/refrigeracao/ControlAutoDANFOSS_RefriIndPT.pdf)>.

DUMAIS Rick; HARMON Chris - *Understanding Ammonia Refrigeration Systems*. Acedido em 20JAN13, em: <<http://www.ammonia.com/RSESarticle.pdf>>.

EPA. United States Environmental Protection Agency. *Hazards of Ammonia Releases at Ammonia Refrigeration Facilities (Update)*. Acedido em 20JAN13, em: <<http://www.epa.gov/osweroe1/docs/chem/ammonia.pdf>>.

ESSLINGER, Steve - *Controle de Óleo em Sistemas de Compressores em Paralelo para Supermercados*. Refrigeração de Supermercados da Sporlan Valve Company. Acedido em 27 FEV13, em: <[http://www.sporlanonline.com/Exp\(P1\)110-136.pdf](http://www.sporlanonline.com/Exp(P1)110-136.pdf)>.

GENIECLIMATIQUE - Acedido em 12JAN13, em: <<http://www.e-genieclimatique.com/>>

GUIMARÃES, J. E. - *Mecânica*. ETER. 2005. Coordenação de Mecânica. Acedido em 27FEV13, em: <<http://www.ebah.com.br/content/ABAAAAF-EAB/manutencao>>.

GOOSEFF, Alex; HORTON, Jamie - *Ammonia as the Sustainable Refrigerant: An Ammonia-Halocarbon Comparison*. Technical Papers 30th Annual Meeting. IIAR. March 16–19. Ammonia Refrigeration Conference & Exhibition. Colorado. 2008. Acedido em 01MAR13, em: <<http://www.iiar.org/membersonly/pdf/tc/t383.pdf>>.

GEA GRASSO. Acedido em 12JAN13, em: <<http://www.grasso.nl/en-us/Pages/default.aspx>>.

IOR - The Institute of Refrigeration. Acedido em 12JAN13, em: <<http://www.ior.org.uk/>>.

IIAR - International Institute of Ammonia Refrigeration. Acedido em 23FEV13, em: <[www.iiar.org](http://www.iiar.org)>.

IIAR - *Ammonia: the Natural Refrigerant of Choice* (An IIAR Green Paper). Acedido em 23MAR13, em: <[http://www.iiar.org/aar/aar\\_greenpaper.pdf](http://www.iiar.org/aar/aar_greenpaper.pdf)>.

IIF - Institut International du Froid. Acedido em 02JAN13, em: <<http://www.iifiir.org/>>.

MARLON, Oliveira - *Fundamentos de Hidráulica e Pneumática*. Faculdades UNICEN Acedido em 12JAN13, em: <<http://www.ebah.com.br/content/ABAAAeDMAL/compressor-parafuso>>.

MARTINELLI, Luis C. - *Refrigeração e Ar-condicionado Parte III, Compressores*. Acedido em 23FEV13, em: <[http://wiki.sj.ifsc.edu.br/wiki/images/b/b4/RAC\\_III.pdf](http://wiki.sj.ifsc.edu.br/wiki/images/b/b4/RAC_III.pdf)>.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE (Brasil) - *Recomendações sobre operação e manutenção de sistemas de refrigeração por amônia*. Secretária de Mudanças Climáticas e Qualidade Ambiental. Brasil. Responsável técnico: Leonilton Tomaz Cleto. Brasília, 2009. Acedido em 02ABR13, em: <[http://www.mma.gov.br/estruturas/ozonio/\\_publicacao/130\\_publicacao\\_01062010034236.pdf](http://www.mma.gov.br/estruturas/ozonio/_publicacao/130_publicacao_01062010034236.pdf)>.

MINISTÉRIO DO TRABALHO E EMPREGO (Brasil) - *Refrigeração Industrial por Amônia. Riscos, Segurança e Auditoria fiscal*. Nota Técnica nº 03/2004. Acedido em 01MAR13, em: <[http://www.mte.gov.br/seg\\_sau/pub\\_cne\\_refrigeracao.pdf](http://www.mte.gov.br/seg_sau/pub_cne_refrigeracao.pdf)>.

MOBIL - *Mobil-branded Refrigeration Lubricant Selection Guide for Industrial Systems*. Acedido em 15NOV12, em: <[http://www.mobilindustrial.com/IND/english/files/sc\\_refrigeration.pdf](http://www.mobilindustrial.com/IND/english/files/sc_refrigeration.pdf)>.

NETO, José H Martins, et al - *Simulação computacional simplificada de sistemas de refrigeração por compressão a vapor*. Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia. 2006. Acedido em 01MAR13, em: <<http://www.posgrad.mecanica.ufu.br/posmec/16/PDF/PM16-0125.pdf>>.

NIELSEN , P. Skaerbaek (Danfoss Denmark) - *Effects of Water Contamination in Ammonia*. 20th Annual Meeting of International Institute of Ammonia Refrigeration 1998. Colorado Springs. USA. Acedido em 20MAR2013, em: <<http://www.coolingconsult.dk/pdf/EFFECTS%20of%20NH3+H2O%20technical%20paper.pdf>>.

PARANJPEY, Ramesh - *Why Compressors Fail*. Air conditioning and Refrigeration Journal. ISHRAE (Índia). Acedido em 07MAI13, em: <[http://www.ishrae.in/journals\\_20042005/2004jan/article04.html](http://www.ishrae.in/journals_20042005/2004jan/article04.html)>.

PANESI, André R. Q. - *Termodinâmica*. Acedido em 20MAR13, em: <<http://www.ebah.com.br/content/ABAAAE23oAI/termodinamica>>.

PILLIS, Joseph W. - *Basics of Operation and Application of Oil Flooded Rotary Screw Compressors*. York International. Pennsylvania. Acedido em 21MAI13, em: <<http://turbolab.tamu.edu/proc/turboproc/T28/Vol28015.pdf>>

PORTAL DO ELETRODOMÉSTICO - *Refrigeracao2*. Acedido em 10ABR13, em: <<http://www.portaldoeletrodomestico.com.br/material-recebido/1/Livro>>.

PORTAL DA REFRIGERAÇÃO. Acedido em 05OUT12, em: <<http://www.refrigeracao.net>>.

SILVA, Alessandro - *Manual de análise de irregularidades nos compressores alternativos*. Bitzer International. Acedido em 14FEV13, em: <<http://www.portaldoeletrodomestico.com.br/material-recebido/1/Diagnostico-de-irregularidades-Compres-Alternativos.pdf>>.

S. SANTOS, Fernando G. - Wallace Thiago lubrificantes, Goiânia. 2009. Acedido em 01MAR13, em: <<http://www.trabalhosgratuitos.com/print/Lubrificantes/9391.html>>.

SVB, Environmental lubricants. Acedido em 04DEZ12, em: <<http://svbchemicals.com/SVB%20Compressor%20Oils%20PT.html>>.

TITUS M. C. Bartholomeus. Senior Development Engineer Gea Grasso - *Oil, just for lubrication! (part 1)*. Acedido em 02JAN13, em: <[http://www.grasso.nl/en-us/News-and-Media/technical-articles-Grasso/Pages/Oil\\_1.aspx](http://www.grasso.nl/en-us/News-and-Media/technical-articles-Grasso/Pages/Oil_1.aspx)>.

UNIVERSIDADE DE SEVILLA - *Colección de tablas y gráficas de instalaciones de Frío-Calor*. Versión 1.1 (2006). Departamento de Engenharia Energética. Acedido em 02ABR13, em: <[http://industriales.utu.edu.uy/archivos/mecanica-general/Apuntes/Coleccion\\_tablas\\_graficas\\_IFC.pdf](http://industriales.utu.edu.uy/archivos/mecanica-general/Apuntes/Coleccion_tablas_graficas_IFC.pdf)>.

WIDMAN INTERNATIONAL SLR. Acedido em 07MAI13, em:  
<<http://www.widman.biz/English/Analysis/Ammonia.html>>.

WORKSAFEBC. *Ammonia in Refrigeration Systems*. Acedido em 20JAN13, em:  
<[http://www.worksafebc.com/publications/health\\_and\\_safety/by\\_topic/assets/pdf/ammonia\\_refrigeration\\_bk1.pdf](http://www.worksafebc.com/publications/health_and_safety/by_topic/assets/pdf/ammonia_refrigeration_bk1.pdf)>.