

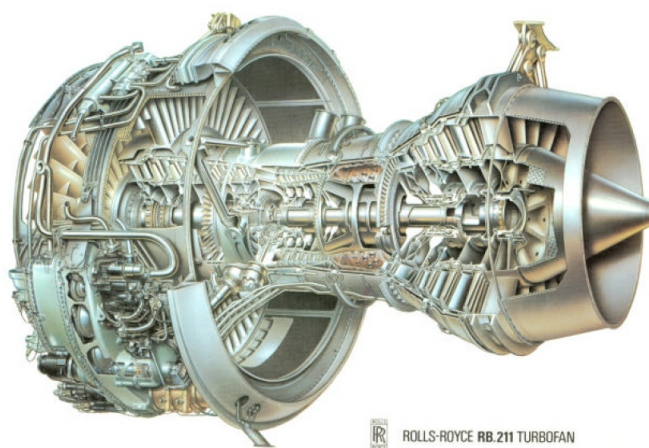


INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DA LISBOA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA

SECÇÃO 10 – TECNOLOGIA INDUSTRIAL

Modelação e Simulação de Unidades Processuais

(Módulo 6)
Compressão e Frio Industrial



ROLLS-ROYCE RB.211 TURBOFAN

Teodoro Trindade João Miguel Silva
Valério Palmeira Paulo Anastácio

Lisboa, Setembro 2005

ÍNDICE

Módulo 6 – Compressão e Frio Industrial

Sumário e Objectivos do Módulo

<i>1. Introdução à Compressão de Gases</i>	<i>1</i>
<i>1.1. Funcionamento de Compressores Alternativos</i>	<i>1</i>
<i>1.2. Optimização Energética de Compressores</i>	<i>3</i>
<i>2. Optimização Energética de Sistemas de Compressão</i>	<i>5</i>
<i>2.1. Compressão em Andares com Intercoolers</i>	<i>5</i>
<i>2.2. Compressão de Líquidos versus Compressão de Gases</i>	<i>9</i>
<i>3. Ciclos de Refrigeração</i>	<i>12</i>
<i>3.1. Fluidos Refrigerantes</i>	<i>15</i>
<i>3.2. Sistemas Frigoríficos Simples, Parte Experimental</i>	<i>17</i>
<i>3.3. Ciclo de Refrigeração do Amoníaco</i>	<i>25</i>
<i>3.4. Ciclos de Refrigeração a Ar</i>	<i>26</i>
<i>3.5. Liquefacção de Gases</i>	<i>31</i>
<i>3.6. Exercício de Aplicação</i>	<i>33</i>

Sumário e Objectivos do Módulo:

Na primeira parte deste módulo (*Capítulo 1*) serão introduzidos conceitos básicos associados ao funcionamento de compressores e estudo da sua eficiência energética. A parte experimental (*Capítulo 2*) envolve a comparação de sistemas de compressão em andares e avaliação das principais variáveis que afectam a eficiência do processo. Na segunda parte (*Capítulo 3*) abordam-se a produção de frio industrial, ciclos de refrigeração, unidades de expansão (válvulas e expansores), e avaliação da potência frigorífica. É desenvolvida uma aplicação experimental de um sistema frigorífico simples (*Capítulo 3.2*), e são apresentados outros exemplos mais complexos envolvendo outros tipos de fluidos refrigerantes.



Módulo 6

Compressão e Frio Industrial

1. Introdução à Compressão de Gases

A necessidade de ar comprimido para os mais diversos fins (assim como a necessidade de instalação de sistemas de refrigeração e de ar condicionado), levaram à criação e ao desenvolvimento dos compressores. Os compressores são máquinas que tem como principal função aumentar a pressão de um gás ou escoamento gasoso.

Os compressores possuem diversas características físicas/mecânicas que dependem da função que desempenham. Assim podemos identificar os principais tipos:

- A. *Compressores de ar para serviços ordinários.* Estes compressores são fabricados em série e tem baixo custo. Destinam-se normalmente a serviços de limpeza, pintura e accionamento de pequenas máquinas pneumáticas.
- B. *Compressores de gases e vapores para serviços industriais.* São máquinas em geral de grandes dimensões, que apresentam alto custo de aquisição e de operacionalidade. Destinam-se às centrais encarregues do fornecimento de gases comprimidos em unidades industriais.
- C. *Compressores de refrigeração.* São compressores desenvolvidos com um objectivo particular, o da refrigeração. Operam com fluidos bastante específicos e em condições de sucção e descarga pouco variáveis, possibilitando assim o seu fabrico em série.

Os compressores podem ainda ser subdivididos em dois grandes grupos: VOLUMÉTRICOS ou de deslocamento positivo (rotativos, alternativos, de parafuso, *scroll*, *swing*), e ROTODINÂMICOS ou de deslocamento cinético (centrífugos e axiais).

1.1. Funcionamento de Compressores Alternativos

Os compressores alternativos são um tipo vulgar de compressores volumétricos que conseguem a elevação de pressão através da redução do volume de um gás numa câmara (cilindro). Esse aumento de pressão é produzido por um pistão ou êmbolo ligado a um sistema motor. O mecanismo é essencialmente o seguinte, na etapa de admissão o pistão movimenta-se em sentido contrário ao cabeçote, fazendo com que haja uma tendência de depressão no interior do cilindro que propicia a abertura da válvula de sucção. O gás é então aspirado para o interior da câmara. Ao inverter-se o sentido de movimentação do pistão, a válvula de sucção fecha-se e o gás é comprimido até que a pressão interna do cilindro seja suficiente para promover a abertura da válvula de descarga (etapa de compressão). Quando se abre a válvula de descarga, a movimentação do pistão faz com que o gás seja expulso do interior do cilindro. Essa situação corresponde à etapa de descarga e dura até que o pistão termine o seu movimento no sentido do cabeçote. No entanto, nem todo o gás anteriormente comprimido é expulso do cilindro. A

existência de um espaço morto, compreendido entre o cabeçote e o pistão no final do deslocamento (*clearance volume*), faz com que a pressão no interior do cilindro não caia instantaneamente quando se inicia o curso de retorno. Nesse momento, a válvula de descarga fecha-se, mas a de admissão só se abrirá quando a pressão interna cair o suficiente para o permitir. Essa etapa, em que as duas válvulas estão bloqueadas e o pistão se movimenta em sentido inverso ao do cabeçote, denomina-se etapa de expansão, e precede a etapa de admissão de um novo ciclo.

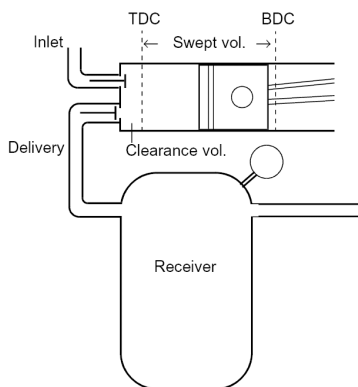


Figura 1. Representação esquemática do funcionamento de um compressor alternativo (volumétrico).

O rendimento de um compressor é dado pela razão entre quantidade que se pretende obter e a quantidade que se tem que gastar. É também o produto do rendimento isentrópico de compressão pelo rendimento mecânico. Assim, este é a razão entre a quantidade efectiva de trabalho (por ciclo e por cilindro), pela quantidade teórica de trabalho realizado (igualmente por ciclo e por cilindro) e contabiliza todas as perdas mecânicas derivadas da fricção. O rendimento isentrópico de compressão é a razão entre o trabalho real (actual) e o trabalho realizado isentropicamente no compressor, representando as perdas de carga do fluido e as perdas de calor no cilindro. Este rendimento, para o caso de compressores com um estágio único de compressão é da ordem dos 88 % e com mais do que um estágio é de aproximadamente 75 %. Isto implica que o valor do rendimento global de um compressor (alternativo) se encontre usualmente entre os 72 % e os 78 %, dependendo de como varia a sua taxa de compressão (P_{out}/P_{in}).

Na realidade, durante a compressão ocorrem trocas de calor com o exterior assim como podem ocorrer fugas de gás, impedindo a obtenção da relação de volumes pretendida (teórica). Surge então a necessidade da definição de uma eficiência de compressão adiabática. A eficiência dos compressores dependem da razão de volumes do compressor (volume de gás admitido e volume de gás comprimido), e da relação entre pressões em que estes operam. Verifica-se que a curva da eficiência atinge um valor máximo para uma certa relação de pressões (taxa de compressão). Esse valor óptimo da relação entre pressões depende da relação entre volumes do compressor.

A relação entre o volume de gás efectivamente comprimido e o volume de gás que foi admitido à entrada é definida como a eficiência volumétrica. Esta é afectada pelas folgas existentes nos órgãos moveis, permitindo que o gás sob pressão, regresse à região de entrada. É importante que essas folgas sejam reduzidas, pois a energia utilizada para comprimir esse gás que volta à entrada, é perdida. Quanto menores forem as folgas internas, maior será a eficiência volumétrica e menor será a potência por unidade de gás efectivamente comprimido (energia específica).

Questões relevantes que deveremos estar atentos quando operamos com compressores é o entupimento dos instrumentos, o enferrujar das tubagens e a colagem das válvulas. Estes problemas associados ao compressor são normalmente provocados pela condensação de vapores aquando da compressão. A condensação de vapor de água é vulgar principalmente nos compressores de ar, sendo necessário instalar dispositivos de secagem do ar de admissão (desumidificadores) e pontos de purga para o vapor de água condensado. Para este tipo de compressores, há também que ter em conta os diversos filtros que é necessário utilizar na instalação (de partículas, de compostos orgânicos, de dióxido de carbono, etc.), dependendo muito da qualidade do ar que queremos comprimir e da qualidade do ar do ambiente donde este é proveniente.

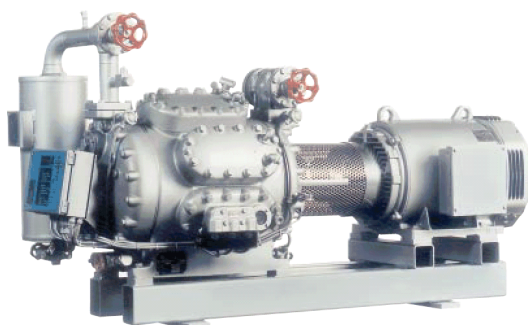


Figura 2. Compressor alternativo CMO 18 (York Refrigeration) com oito andares arrefecidos a óleo, pressão máxima de 26,0 bar e caudal máximo de 186 m³/h.

1.2. Optimização Energética de Compressores

A minimização dos consumos energéticos num processo industrial pode ser um factor fundamental na viabilidade económica do mesmo. Este princípio aplica-se quando se considera quer o funcionamento do processo no seu todo, quer quando nos debruçamos sobre o funcionamento de uma utilidade em particular.

É sabido que quando comprimimos um gás, parte do trabalho aplicado se transforma em calor aumentando a temperatura do fluido. Se o gás for arrefecido durante a compressão, o trabalho realizado em cada ciclo é menor pois o sistema conterà uma menor energia cinética. Por isso, num processo de compressão, quanto maior for a velocidade de remoção do calor, menor é o trabalho realizado. A compressão isotérmica é teoricamente a condição para o mínimo trabalho de compressão mas, evidentemente, o consumo de energia pode ainda ser levado abaixo deste limite se o gás for artificialmente arrefecido abaixo da sua temperatura inicial na altura em que é comprimido. Esta possibilidade muitas vezes não é praticável em virtude da grande quantidade de energia gasta na refrigeração do fluido e no custo dessa energia.

Na prática, os cilindros dos compressores são arrefecidos com água, óleo ou um fluido refrigerante (*intercoolers*), reduzindo não só a energia gasta no processo mas melhorando o funcionamento mecânico do compressor e facilitando a lubrificação.

Por outro lado, se o quociente das pressões final (P_2) e inicial (P_1) for grande, não é praticável realizar toda a compressão num só cilindro, por causa das elevadas temperaturas que se verificariam. Além disso, a lubrificação seria difícil em virtude da carbonização do óleo e haveria risco de provocar explosões nos cilindros, em especial quando se estivesse a comprimir gases contendo oxigénio. Também a construção seria difícil porque o cilindro único teria de ser suficientemente forte para resistir à pressão final (P_2) e todavia, suficientemente grande para conter o gás à pressão inicial (P_1). No compressor em vários andares, o gás passa através de vários cilindros, com volumes sucessivamente menores, e pode ser mais eficientemente arrefecido entre os andares. O máximo quociente de pressões (P_2/P_1), também denominado *Taxa de Compressão*, que normalmente se obtém num só cilindro é 10, no entanto não são muito usuais valores acima de 6.

O número de andares escolhido para uma dada compressão é influenciado por diversos factores opostos. Quanto maior o número de cilindros, maior é a complexidade mecânica e portanto maior o custo do compressor. No entanto há que ponderar o maior rendimento teórico, os menores esforços mecânicos que se exercem nos cilindros e nas partes móveis e a maior facilidade de lubrificação às temperaturas mais baixas, o que reduz os encargos com a manutenção e aumenta o tempo de vida útil do equipamento. Chegam a usar-se compressores com nove andares para alcançar pressões muito elevadas.

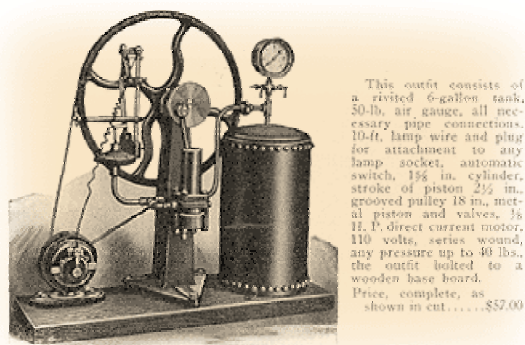


Figura 3. Compressor manual de ar do início do século XX (*Electric Motors Co.*).

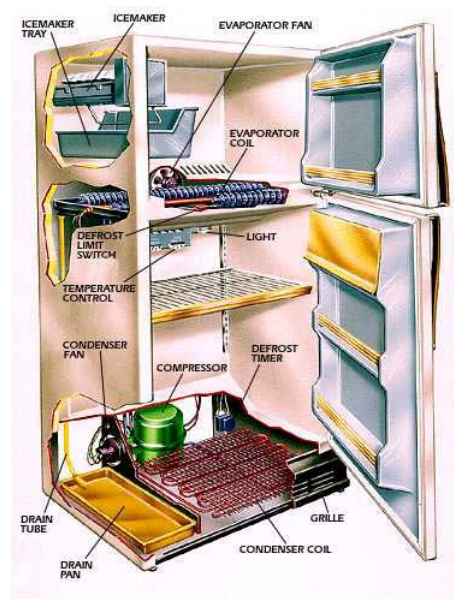


Figura 4. Ciclo de refrigeração por compressão num equipamento doméstico.



2. Otimização Energética de Sistemas de Compressão

2.1. Compressão em Andares com Intercoolers

No exercício seguinte pretende-se comprovar e quantificar as vantagens de uma compressão em andares com arrefecimento. Esta alternância entre a compressão e o arrefecimento permite que o gás comprimido seja arrefecido antes de entrar no andar de compressão seguinte.

Considere como base de cálculo para o estudo o caudal de 100 kg/h de ar atmosférico (*Air*), a 25°C, o qual pretende-se comprimir até 20 atm, igualmente à temperatura de 25°C. Utilize o *Property Package* do simulador correspondente à equação de *Peng-Robinson*, e atribua aos compressores uma eficiência adiabática de 75 %. Considere desprezáveis as perdas de carga através dos equipamentos e condutas.

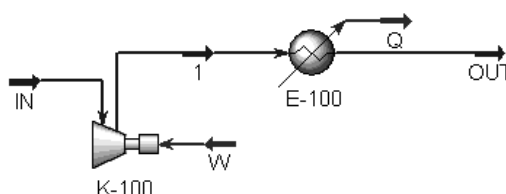


Figura 5. Diagrama do processo de compressão num andar com arrefecimento final do fluido pressurizado.

1. No PFD (*Process Flow Diagram*) do simulador, implemente um *layout* como o representado na figura anterior, no qual são colocados em série um compressor e um arrefecedor (*Cooler*).

O tipo de arrefecedor que iremos utilizar (*Cooler*), apenas avalia a quantidade de energia (Q) necessária para arrefecer o gás (ou um líquido) de uma temperatura (T_1) a outra (T_{OUT}), sem considerar um tipo específico de fluido refrigerante. Neste equipamento é necessário designar as correntes que a ele estão ligadas (Figura 6), a temperatura da corrente de saída (T_{OUT}) e a queda de pressão ao longo do equipamento (Figura 7).

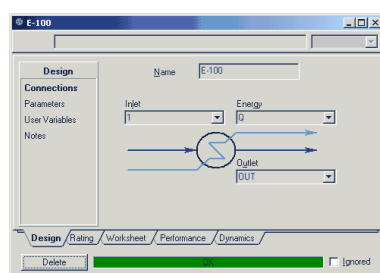


Figura 6. Especificação das ligações no arrefecedor (*Connections*).

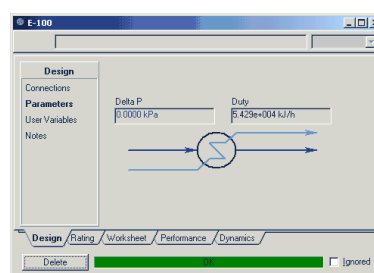


Figura 7. Definição da queda de pressão ao longo do arrefecedor (*Parameters*).

Para especificar o funcionamento do compressor é necessário indicar a designação das correntes de entrada (*corrente In*) e saída (*corrente I*) assim como a corrente de energia (Figura 8). Além disso é também preciso indicar o valor da eficiência adiabática (Figura 9) e o valor da pressão à saída (P_1).

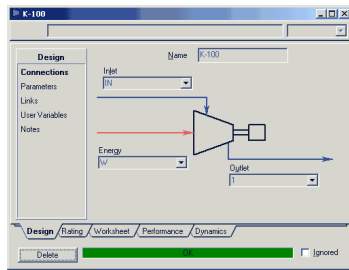


Figura 8. Especificação das ligações no compressor (*Connections*).

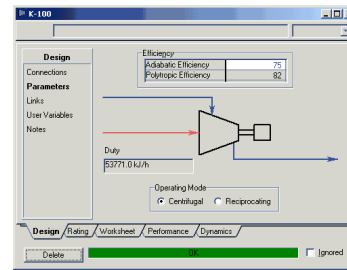


Figura 9. Definição da eficiência adiabática no compressor (*Parameters*).

2. Registe no quadro seguinte os valores correspondentes ao sistema de compressão num estágio único que acabou de criar.

CORRENTE	1	Q	W
<i>Temperatura</i> (°C)		—	—
<i>Calor</i> (kW)	—		—
<i>Energia</i> (kW)	—	—	

3. No mesmo PFD, construa um novo *layout* com dois andares de compressão e *intercoolers* que arrefecem o fluido pressurizado até à temperatura de 25°C (Figura 10).

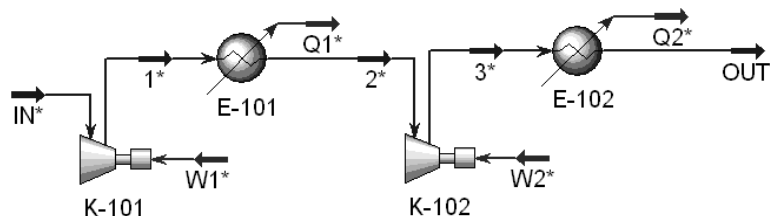


Figura 10. Diagrama do processo de compressão em dois andares com arrefecimento intermédio e final do fluido pressurizado.

Nesta nova configuração (compressão em andares), existe uma variável que ainda está por especificar. Qual deverá ser a pressão intermédia do sistema (P_{1*})?

A pressão intermédia óptima será aquela que minimizar o consumo energético nos compressores ($W_{1*} + W_{2*}$) e nos *intercoolers* ($Q_{1*} + Q_{2*}$).

Para obter resposta a esta pergunta, efectue um *Case Study* ou simplesmente mude manualmente o valor da pressão na *corrente* 1* e registe no quadro seguinte os resultados obtidos.

QUESTÃO 1:

Que conclusões retira sobre a utilização de andares de compressão? Que poupança energética conseguiu obter?

P_{1*} (atm)	2	5	10	15	19
T_{1*} (°C)					
T_{3*} (°C)					
Q_{1*} (kW)					
Q_{2*} (kW)					
$Q_{1*} + Q_{2*}$ (kW)					
W_{1*} (kW)					
W_{2*} (kW)					
$W_{1*} + W_{2*}$ (kW)					

QUESTÃO 2:

Qual deverá ser a pressão ótima da corrente 1* (P_{1*})?

A pressão ótima para qualquer andar de compressão é aquela que minimize a taxa de compressão, ou seja, o quociente das pressões final e inicial. Existindo dois andares, o somatório das duas taxas de compressão deverá ser mínimo, o que se verifica quando as taxas de compressão são iguais em todos os andares. Nesta situação, tente demonstrar que é válida a seguinte expressão:

$$P_{1*}^2 = P_{OUT} \times P_{IN}$$

QUESTÃO 3:

Qual será a expressão correspondente num sistema com três andares? Para a situação em estudo, determine o valor das duas pressões intermédias.

4. No *layout* com dois andares faça um estudo da influência da temperatura de arrefecimento (T_{2*}) no consumo energético do segundo compressor (W_{2*}) e na quantidade total de energia necessária ao arrefecimento ($Q_{1*} + Q_{2*}$). Utilize a pressão intermédia ótima (P_{1*}) determinada anteriormente. Registe no quadro seguinte os valores obtidos.

PRESSÃO INTERMÉDIA: $P_{1*} =$ _____ kPa

T_{2*} (°C)	0	50	100	150	200
Q_{1*} (kW)					
Q_{2*} (kW)					
$Q_{1*} + Q_{2*}$ (kW)					
W_{1*} (kW)					
W_{2*} (kW)					
$W_{1*} + W_{2*}$ (kW)					

Os valores apresentados nas duas figuras seguintes representam a evolução dos consumos energéticos nos compressores (W_{1*} e W_{2*}) e nos arrefecedores (Q_{1*} e Q_{2*}), com a temperatura da corrente 2* (T_{2*}), e foram obtidos para uma pressão intermédia de 4,5 atm (P_{1*}).

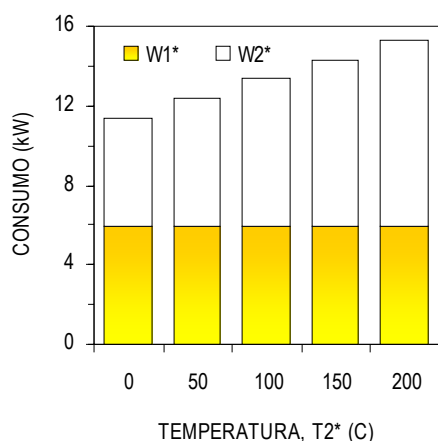


Figura 11. Consumos dos compressores a diferentes temperaturas de arrefecimento.

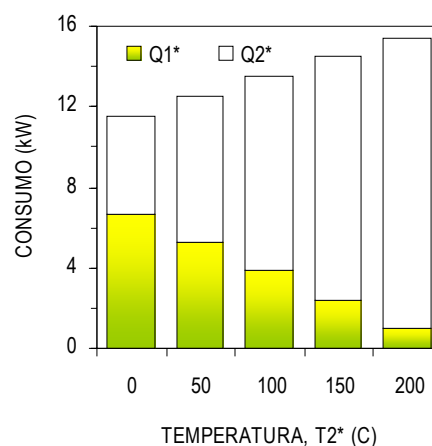


Figura 12. Consumos dos arrefecedores a diferentes temperaturas de arrefecimento.

Em face dos resultados poderemos retirar as seguintes conclusões:

1. Quanto maior for o nível de arrefecimento, menor será o consumo energético nos compressores ($W_{1*} + W_{2*}$), portanto em operações de compressão de gases é vantajoso trabalhar às mais baixas temperaturas possíveis.
2. Como esperado, o consumo energético do primeiro compressor não é afectado pelo valor da temperatura à saída do *intercooler* (T_{2*}). O seu valor varia exclusivamente com a temperatura na admissão (T_{IN}). Ao se arrefecer o gás na alimentação do primeiro compressor, os valores de W_{1*} serão inferiores aos apresentados.

3. A quantidade total de calor que é necessário retirar ao fluido ($Q_{1*} + Q_{2*}$), aumenta com o aumento da temperatura intermédia (T_{2*}), pois embora o calor removido no primeiro arrefecedor (Q_{1*}) diminua, existe um aumento muito maior no segundo arrefecedor (Q_{2*}).
4. O nível de arrefecimento óptimo deverá ser avaliado numa perspectiva económica uma vez que o custo da energia calorífica (ou frigorífica) não é o mesmo para todas as gamas de temperatura. Na generalidade das situações, é incomparavelmente mais barato operar a temperaturas iguais ou superiores à temperatura ambiente do que a temperaturas inferiores a esta. Por outro lado, o custo da energia calorífica (ou frigorífica) vai aumentando com o afastamento das condições ambientais.

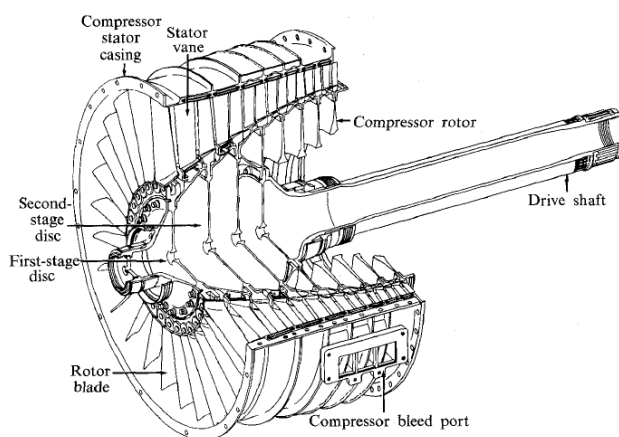


Figura 13. Diagrama em corte de um compressor axial
(compressor *General Electric J85*)

2.2. Compressão de Líquidos versus Compressão de Gases

No exercício seguinte, pretende-se demonstrar uma regra heurística relativa à compressão de fluidos (gases e líquidos):

“Para aumentar a pressão de uma corrente, é preferível aumentar a pressão de um líquido do que aumentar a pressão de um gás. Sempre que possível um gás deve ser condensado (desde que não seja necessária refrigeração), antes de ser comprimido numa bomba.”

Quando é necessário aumentar a pressão de uma corrente entre operações num processo, é economicamente mais vantajoso a utilização de bombas na compressão de um líquido do que a utilização de compressores na compressão de um gás. Os gastos energéticos na compressão de um líquido são cerca de duas ordens de grandeza inferiores aos consumos na utilização de compressores em circunstâncias similares. Para além desta razão, o custo de aquisição, instalação e manutenção de compressores são bastante superiores ao das bombas.

Considere como base de cálculo para o estudo, um caudal de 1 000 kg/h de tolueno (C_7H_8) com 5% (base molar) de bifenil ($C_{12}H_{10}$), a 120°C e 1 atm, o qual se pretende comprimir até 2 atm e igualmente à temperatura de 120°C . Utilize o *Property Package* do simulador correspondente à equação de *SRK*, e considere desprezáveis as perdas de carga através dos equipamentos e condutas.

Uma vez que nas condições referidas, a mistura (tolueno/bifenil) possui duas fases (vapor e líquida), vamos considerar duas alternativas para o aumento de pressão (Figura 14).

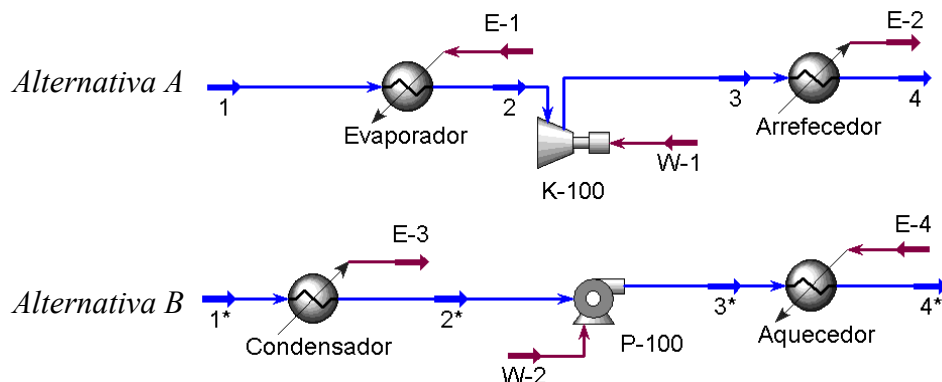


Figura 14. Alternativas de compressão de uma corrente: (A) com utilização um compressor, e (B) com utilização de uma bomba.

1. No PFD do simulador, implemente um *layout* como o representado na figura anterior. Nas correntes 2 e 2*, considere a *Vapour/Phase Fraction* de 1 e 0, respectivamente.
2. Registe no quadro os seguintes valores correspondentes aos sistemas de compressão criados.

<i>Correntes Energéticas</i>	<i>Aquecimento (kW)</i>	<i>Arrefecimento (kW)</i>	<i>Eléctrica (kW)</i>
E-1		—	—
E-2	—		—
W-1	—	—	
E-4		—	—
E-3	—		—
W2	—	—	

QUESTÃO 1:

Que conclusões tira através da comparação dos gastos energéticos nas unidades de compressão das duas alternativas?

Na situação estudada, a alternativa que utiliza um compressor é igualmente menos vantajosa no que diz respeito aos gastos energéticos de aquecimento e arrefecimento do fluido. No entanto, noutras situações é possível que o aquecimento e/ou arrefecimento exijam menos energia na alternativa com compressão gasosa, em função das condições finais de temperatura que se pretende para a corrente. Na avaliação da melhor situação, é preciso não esquecer a diferença considerável entre os custos unitários das energias de aquecimento/arrefecimento e eléctrica. Como regra geral, para a maior parte das situações, pode-se afirmar que sempre que um fluido é condensável a temperaturas perto da temperatura ambiente é economicamente mais vantajoso efectuar a sua compressão na fase líquida (mesmo que posteriormente seja necessário a sua vaporização).

Em algumas situações, a solução de compressão de um líquido exige uma refrigeração inicial até condensação total, o que implica um aumento de custos, pois o próprio sistema de refrigeração também apresenta gastos de energia na compressão, e por esta razão, esta alternativa deverá ser rejeitada. No entanto, no caso da compressão de um fluido bifásico (gás e líquido), poder-se-á considerar a possibilidade de numa primeira etapa efectuar uma separação de fases, comprimir separadamente as fracções gasosa e líquida, e voltar a misturá-las posteriormente (Figura 15). Apesar da vantagem energética que esta solução possa apresentar relativamente a uma compressão exclusiva com um compressor, os custos de investimento e manutenção serão obviamente superiores.

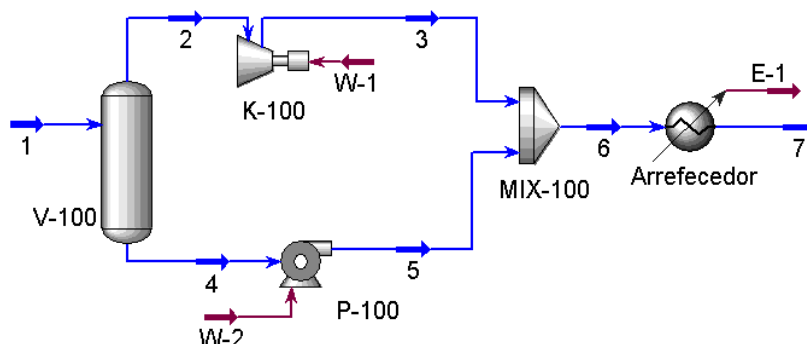


Figura 15. Alternativa de separação de fases e compressão separada do gás e líquido.

3. Ciclos de Refrigeração

A refrigeração é uma transferência de energia (na forma de calor), de um corpo frio para um corpo quente, pela aplicação de trabalho externo (ou calor). Um refrigerador é vulgarmente associado ao inverso de uma “*máquina de calor*”.

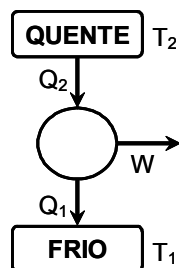


Figura 16. Diagrama de fluxos energéticos numa “*Máquina de Calor*”.

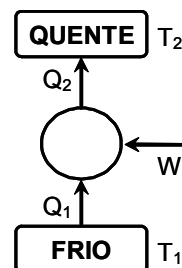


Figura 17. Diagrama de fluxos energéticos numa “*Bomba de Calor*” ou refrigerador.

O funcionamento destes sistemas pode ser avaliado através do denominado COEFICIENTE DE PERFORMANCE (*Coefficient Of Performance* – COP) da bomba de calor ou do refrigerador, o qual é análogo à eficiência térmica (η_{th}) da máquina de calor. Qualquer destas quantidades define “o que se obtém a partir do que se fornece”.

- A. Para a máquina de calor obtém-se o trabalho W , fornecendo o calor Q_2 (usualmente na forma de um combustível).

$$\eta_{th} = \frac{\text{TRABALHO PRODUZIDO}}{\text{CALOR FORNECIDO}} = \frac{W}{Q_2}$$

- B. O efeito útil do refrigerador é remover calor ao objecto frio, isto é, o que se obtém é a quantidade Q_1 fornecendo o trabalho W (usualmente de um compressor).

$$\text{COP}_{\text{refrig}} = \frac{\text{CALOR REMOVIDO}}{\text{TRABALHO FORNECIDO}} = \frac{Q_1}{W}$$

- C. Por último, o efeito útil de uma bomba de calor é a adição de calor a um objecto quente, isto é, o que se obtém é a quantidade Q_2 fornecendo o trabalho W .

$$\text{COP}_{\text{heat pump}} = \frac{\text{CALOR FORMECIDO}}{\text{TRABALHO FORNECIDO}} = \frac{Q_2}{W} = \frac{W + Q_1}{W} = 1 + \text{COP}_{\text{refrig}}$$

O que nos interessa estudar neste capítulo são os *ciclos de refrigeração*, ou seja, a produção de frio industrial, avaliando a eficiência do sistema através do $\text{COP}_{\text{refrig}}$. Os conceitos de eficiência associados a η_{th} e a $\text{COP}_{\text{heat pump}}$ foram aqui apresentados exclusivamente por analogia, os quais poderão eventualmente ser usados quando a situação particular o justifique.

Outros dois importantes parâmetros igualmente associados aos ciclos de refrigeração são: *i)* o *efeito refrigerante* q (J/kg), que é o calor removido à fonte fria por unidade de massa de fluido refrigerante, e *ii)* a *capacidade de refrigeração* Q (J/s), que é a taxa de calor removida à fonte fria.

Um ciclo de refrigeração simples é o inverso do *Ciclo de Carnot* para o trabalho num fluido condensável, formado por um compressor, um condensador, um expensor e um evaporador (Figura 18).

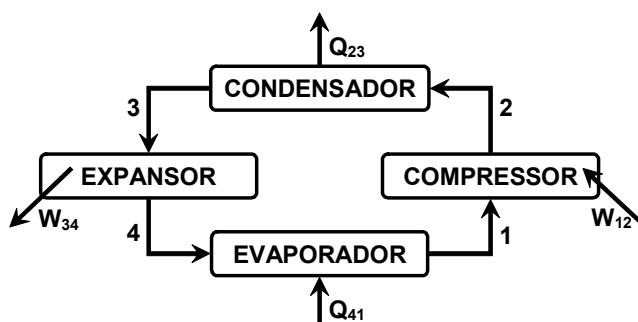


Figura 18. Ciclo de refrigeração simples.

Embora teoricamente este sistema funcione, na prática não é utilizado em vapores condensáveis uma vez que a mistura que chega ao expensor é um líquido ou contém uma mistura de vapor e líquido. Na prática, é muito difícil conseguir um sistema de expansão (ou compressão) de misturas húmidas devido a impedimentos mecânicos. De forma a evitar estas dificuldades práticas no ciclo de refrigeração, foram feitas duas modificações (Figura 19):

1. O expensor foi substituído por uma válvula, e
2. O fluido é completamente evaporado na saída do evaporador, de modo a que ao compressor chegue somente gás.

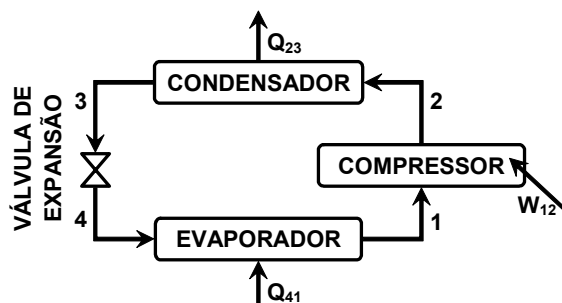


Figura 19. Ciclo de refrigeração modificado.

Esta alteração apresenta no entanto algumas desvantagens:

1. Como a válvula de expansão cria entropia, e a energia disponível para permuta no evaporador é inferior.
2. Para uma dada taxa de compressão, o trabalho do compressor é superior ao do ciclo simples pois na descarga o gás está sobreaquecido.
3. O valor do COP é inferior ao COP do inverso ideal do *Ciclo de Carnot* pois: *i*) a condensação não é isotérmica, e *ii*) a válvula de expansão é irreversível.

O ciclo pode ainda ser modificado de modo a incluir subarrefecimento e sobreaquecimento, permutando calor entre as correntes de saída do evaporador e do condensador (Figura 20).

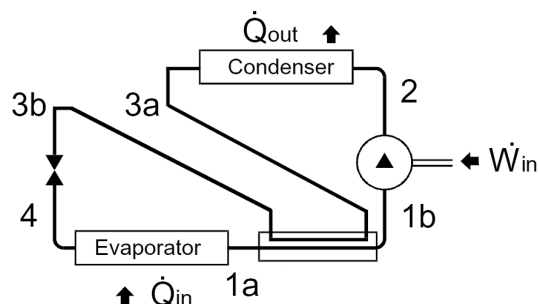


Figura 20. Ciclo de refrigeração com subarrefecimento e sobreaquecimento interno.

A análise ao funcionamento deste sistema particular permite tirar as seguintes conclusões:

- A. O condensado à saída do condensador é subarrefecido, aumentando o calor absorvido no evaporador, e com isso aumentando o efeito de refrigeração.
- B. O vapor é sobreaquecido antes da compressão, assegurando desta forma que não existe líquido na entrada do compressor.
- C. Como resultado do aumento de temperatura no fluido de admissão, o trabalho do compressor é aumentado, a temperatura do fluido à saída do compressor é mais elevada, e a quantidade de calor que é necessário retirar no condensador é também maior.

Em situações em que é excessiva a quantidade de vapor à entrada do evaporador (o que corresponde a uma redução no efeito refrigerante), e quando o subarrefecimento e sobreaquecimento não apresenta vantagens, é vulgar instalar um sistema de compressão em duas fases (Figura 21).

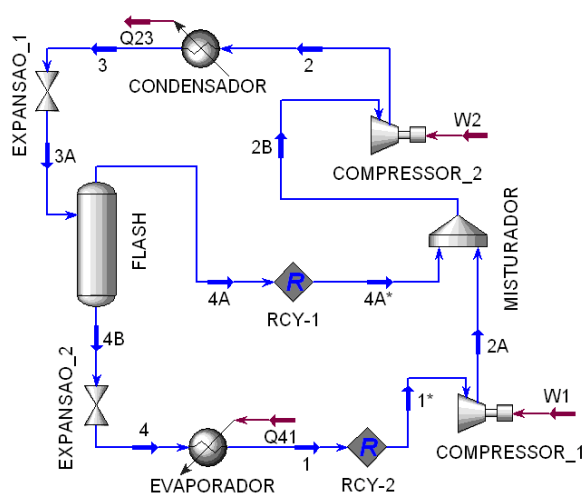


Figura 21. Diagrama de um sistema com duas fases de compressão.

3.1. Fluidos Refrigerantes

Os fluidos utilizados no ciclo de refrigeração são vulgarmente designados por fluidos “refrigerantes”. A compressão dos fluidos refrigerantes faz uso do facto da temperatura de ebulição estar intimamente ligada à pressão. Geralmente, quando se aumenta a pressão de um líquido a sua temperatura de ebulição (e condensação) aumenta também. Isto é conhecido como a relação entre a temperatura e a pressão de saturação (Figura 22).

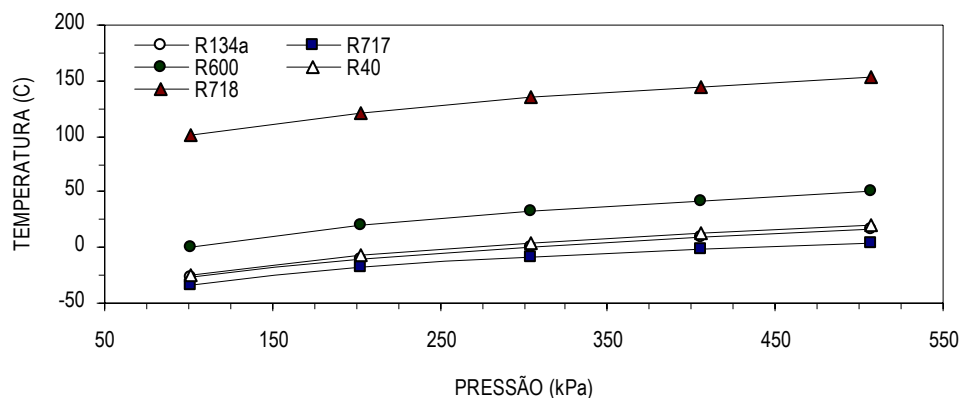


Figura 22. Relação T_{eb} versus P_{sat} para vários fluidos refrigerantes.
(valores gerados no simulador usando a equação de Peng-Robinson)

Idealmente e numa fase inicial de selecção, os refrigerantes deverão ser avaliados através das propriedades apresentadas no quadro seguinte.

Quadro 1. Algumas características relevantes dos fluidos refrigerantes.

PROPRIEDADE	DESEJADO	JUSTIFICAÇÃO
<i>Temperatura Crítica</i>	Inferior à temperatura do condensador	Aproximação ao ciclo de Carnot e permitir elevado COP
<i>Temperatura de Fusão</i>	Baixa	No evaporador deve existir líquido
<i>Pressão de Saturação</i>	Acima da atmosférica	Evitar entradas de ar no sistema
<i>Entalpia de vaporização</i>	Elevada	Redução do caudal a processar
<i>Volume específico</i>	Baixo	Redução do trabalho do compressor e a dimensão do sistema
<i>Condutividade Térmica</i>	Elevada	Boas taxas de transferência de calor
<i>Estabilidade</i>	Boa	Quer de substâncias puras quer de misturas
<i>Solubilidade</i>	Baixa	Evitar contaminação por água ou óleo
<i>Toxicidade</i>	Baixa	Permitir manipulação sem risco de envenenamento
<i>Inflamabilidade</i>	Baixa	Segurança na operação
<i>Detectabilidade</i>	Boa	Detecção de fugas
<i>Destruição do Ozono</i>	Nenhuma	Prevenir a destruição da camada de ozono
<i>Custo</i>	Baixo	—

Exemplos de fluidos refrigerantes inorgânicos comuns são o amoníaco (R717), dióxido de carbono (R744), azoto (R728), neon (R720), água (R718), etc. Como exemplos de fluidos refrigerantes orgânicos podemos indicar o triclourofluorometano (CFCl_3 , Freon 11 ou R11), diclorodifluorometano (CF_2Cl_2 , Freon 12 ou R12), trifluorotricloroetano ($\text{C}_2\text{F}_3\text{Cl}_3$, Freon 113 ou R113), tetrafluoroetano (CH_2FCF_3 , Freon 134a ou R134a), etano (C_2H_6 , R170), metano (CH_4 , R50), etc.

Quadro 2. Propriedades físicas e gamas de utilização típicas de alguns fluidos refrigerantes.

FLUIDO REFRIGERANTE	T_{eb} (°C)	T_{c} (°C)	P_{c} (bar)	Gama de Utilização, °C
<i>Hidrogénio</i> (R-702A)	– 252	– 240	12,8	—
<i>Azoto</i> (R-728)	– 196	– 147	34,0	—
<i>Ar</i> (R-729)	– 195	– 141	37,7	—
<i>Etileno</i> (R-1150)	– 104	+ 9	50,4	– 100 a – 73
<i>Dióxido de Carbono</i> (R-744)	– 79	+ 31	73,8	—
<i>Propileno</i> (R-1270)	– 48	+ 92	46,6	– 45 a – 10
<i>Propano</i> (R-290)	– 42	+ 97	42,4	– 40 a – 5
<i>Amónia</i> (R-717)	– 33	+ 132	113	– 35 a 0
<i>Tetrafluoroetano</i> (R-134A)	– 26	+ 101	40,6	– 26 a 15
<i>Butano</i> (R-600)	– 1	+ 152	38,0	—
<i>Água</i> (R-718)	+ 100	+ 374	221	+ 7 a + 50

NOTA:

Uma forma rudimentar de avaliar a aplicabilidade de um dado fluido como refrigerante num ciclo frigorífico, consiste em observar a sua temperatura de ebulição normal. Quanto mais baixa for essa temperatura, menor será o nível de arrefecimento que se poderá alcançar no sistema. Por exemplo, com a amónia poderemos obter temperaturas de – 33°C com o evaporador à pressão atmosférica, mas essa temperatura não poderá ser alcançada com tetrafluoroetano a não ser que a zona do ciclo com baixas pressões esteja sob vácuo.

Tenha atenção às propriedades críticas das substâncias pois acima da pressão crítica não se consegue vaporizar um líquido por maior que seja o aumento de temperatura. Analogamente, a temperatura crítica define a fronteira a partir da qual não é possível condensar um gás por maior que seja o aumento de pressão.

Por imperativos ambientais (protecção da camada de ozono ou gases com efeito de estufa), as novas unidades frigoríficas domésticas e de ar condicionado usam hidrofluorcarbonetos (HFC) como substitutos dos refrigerantes clorofluorcarbonetos (CFC). Por exemplo, o R134a é um substituto do R12, o qual possui propriedades semelhantes às do R12, mas não provoca a destruição da camada de ozono.

Quadro 3. Características do Amoníaco e do Freon 12 como refrigerantes.

PROPRIEDADE	AMONÍACO	FREON 12
<i>Temperatura Crítica</i>	132°C	112°C
<i>Temperatura de Fusão</i>	– 78°C	– 158°C
<i>Entalpia de vaporização</i>	Muito Elevada	1/8 da do NH ₃
<i>Estabilidade</i>	Ataca Cu e Ligas de Cu	Não Corrosivo
<i>Condutividade Térmica</i>	Elevada	10 % da do NH ₃
<i>Toxicidade</i>	Tóxico	Não Tóxico
<i>Ozono</i>	Sem Efeito	Nocivo
<i>Custo</i>	Muito Barato	Muito Caro



3.2. Sistemas Frigoríficos Simples, Parte Experimental

Um sistema frigorífico simples é um sistema de um único andar de compressão, constituído por um compressor, um condensador, um mecanismo de expansão e um evaporador, ligados sequencialmente. Pretende-se neste exercício construir um sistema frigorífico simples, operando às temperaturas de – 25°C (evaporador) e 30°C (condensador), e cujo fluido refrigerante é o amoníaco (R717). Igualmente deseja-se determinar o efeito da introdução de um permutador de calor (recuperador de energia) na eficiência do ciclo.

COMPOSIÇÃO QUÍMICA DO FLUIDO : NH₃

DESIGNAÇÃO DO FLUIDO : R717

CLASSE DE SEGURANÇA : B2

PONTO CRÍTICO : T_C = 133°C e P_C = 11,4 MPa

OZONE DEPLETION POTENTIAL (ODP) : 0

GLOBAL WARMING POTENTIAL (GWP) : < 1 (para 100 anos)

LETAL CONCENTRATION AT 50 % (LC50) : 7 000 ppm (1 hora, para ratazanas)

Quando se trata de sistemas frigoríficos simples, o termo *permutador* serve para designar permutadores de calor do tipo contracorrente constituídos por dois tubos concêntricos. Estes equipamentos são utilizados para garantir um subarrefecimento do fluido frigorífico antes da sua entrada no mecanismo de expansão. São instalados de forma a que o gás proveniente do evaporador (circulando no tubo interior) arrefeça o líquido vindo do condensador (circulando no tubo exterior).

As temperaturas de operação reflectem as temperaturas de mudança de fase, ou seja, a temperatura de evaporação (– 25°C) e a temperatura de condensação (30°C). Estas temperaturas definem imediatamente (conhecido o fluido refrigerante) as pressões de funcionamento, a baixa (pressão de evaporação) e a alta (pressão de condensação) pressões.

Os principais aspectos a ter em consideração no funcionamento de um ciclo frigorífico são: *i)* a potência frigorífica, *ii)* a eficiência do ciclo (*Coeficient Of Performance* “COP”), *iii)* as pressões de funcionamento, e *iv)* a temperatura mínima.

Para se fazer a simulação numérica do sistema, é necessário introduzir *hipóteses simplificativas*. Umas resultam do facto dos modelos numéricos não traduzirem de forma exacta os fenómenos físicos e outras porque se desconhece algumas características do sistema real.

- A. Não existem perdas de carga nem trocas de calor ao longo das tubagens. Permite considerar que as transformações energéticas têm apenas lugar nos equipamentos.
- B. O sistema encontra-se em estado estacionário, o que permite considerar o caudal mássico como igual em qualquer ponto do circuito.
- C. O fluido encontra-se na situação de saturado à saída do condensador e do evaporador. Permite fixar as condições em dois pontos do ciclo, embora num sistema real, as condições à saída do condensador e do evaporador dependam do tipo de equipamento.
- D. Desprezam-se os efeitos das variações de energia potencial e cinética. Permite contabilizar as transformações energéticas nos equipamentos como função exclusiva de variações de entalpia do fluido.
- E. Não existem efeitos de óleo nem de gases não condensáveis. Permite considerar que as pressões de evaporação e de condensação são apenas função da temperatura do fluido refrigerante.
- F. O rendimento da compressão depende apenas da taxa de compressão (P_2/P_1), com um rendimento isentrópico de 100 %. Permite definir a evolução no compressor, pois a compressão pode ter lugar com aumento ou redução de entropia, dependendo do nível de arrefecimento do compressor.
- G. Efeitos da variação da potência frigorífica não afectam significativamente as temperaturas de funcionamento. Isto permite considerar que as pressões (e temperaturas) de mudança de fase se mantêm constantes.

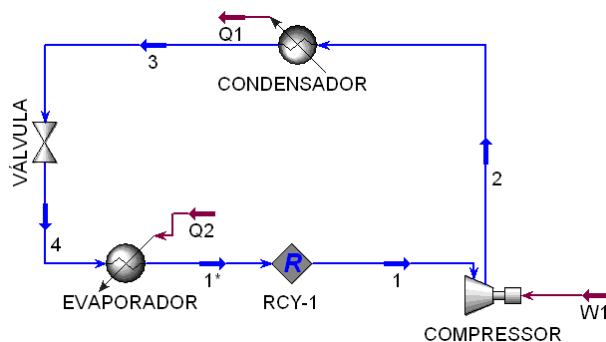


Figura 23. Diagrama de processo do sistema frigorífico simples

1. Implemente no simulador um sistema frigorífico simples, como o representado na figura anterior, usando as seguintes condições iniciais.

PACOTE DE PROPRIEDADES: Wilson

BASE DE CÁLCULO: 1 kmol/h de fluido refrigerante (R717)

EFICIÊNCIA ADIABÁTICA DO COMPRESSOR: 100 %

CORRENTE	1	2	3	4
TEMPERATURA (°C)	-25	—	30	—
FRACÇÃO DE VAPOR	1	—	0	—

NOTA:

As condições indicadas anteriormente permitem descrever completamente o sistema, não sendo necessário introduzir nenhum valor de pressão. Como justifica este facto?

2. Reduza a tolerância em todas as variáveis da operação lógica RECYCLE, para valores iguais a 0,1 (*Parameters/Variables/Sensivities*), e aumente o número máximo de iterações para 100 (*Parameters/Numerical*).
3. Após convergência do processo de cálculo iterativo, registre no quadro seguinte os valores relativos ao sistema que construiu.

CORRENTE	1	2	3	4	Q_1	Q_2	W_1
TEMPERATURA (°C)	-25,0		30,0		—	—	—
PRESSÃO (kPa)					—	—	—
FRACÇÃO DE VAPOR	1		0		—	—	—
ENERGIA (kW)	—	—	—	—			

4. Suponha que, em vez da *potência frigorífica* de 4,685 kW, obtida no ciclo frigorífico que acabou de construir, pretendia produzir 10 kW, nas mesmas condições de temperatura (-25°C). Este parâmetro (potência frigorífica) é regulado através do caudal de fluido refrigerante do sistema.

Construa um *Case Study* onde faz variar o caudal de fluido refrigerante (caudal molar da *corrente 1*), e analisa a potência frigorífica obtida (potência da *corrente 2*), o consumo do compressor (potência da *corrente 1*), e o calor trocado no condensador (potência da *corrente 1*).

5. Para um caudal de 1 kmol/h de fluido refrigerante, suponha que pretendia reduzir a temperatura no evaporador de -25°C para -45°C . Este parâmetro (*temperatura mínima do sistema*) é regulado através da pressão existente no evaporador.

Construa um *Case Study* onde faz variar a temperatura mínima do sistema (*corrente 1**), e analisa a pressão existente no evaporador (*corrente 4*), a potência frigorífica obtida (*corrente Q2*), o consumo do compressor (*corrente W1*) e o calor trocado no condensador (*corrente Q1*).

Coloque de novo no evaporador uma temperatura de -25°C (*corrente 1**) e um caudal de 1 kmol/h de fluido refrigerante (*corrente 1*).

Note que a percentagem de vapor na *corrente 4* (corrente de entrada no evaporador) é de aproximadamente 20 %, o que reduz neste montante relativo a quantidade de energia gerada no evaporador, a qual é resultante da mudança de fase do fluido.

Neste sentido, poderemos tentar subarrefecer a *corrente 3* (corrente de entrada na válvula de expansão), de modo a que a *corrente 4* seja formada exclusivamente por líquido. A única fonte de frio que é possível utilizar no ciclo é a associada à *corrente 1* (corrente de saída do evaporador). Assim, poderemos tentar transferir calor entre as *corrente 3* ($30,0^{\circ}\text{C}$) e a *corrente 1* ($-25,0^{\circ}\text{C}$), usando um permutador de calor (*Heat Exchanger*). É descrito seguidamente, o procedimento simplificado para a introdução do permutador de calor no sistema de refrigeração.

6. Elimine a associação da *corrente 3* na entrada da válvula e da *corrente 1** na saída do evaporador, e coloque no PFD o permutador de calor (*Heat Exchanger*), a partir da *Object Palette*.

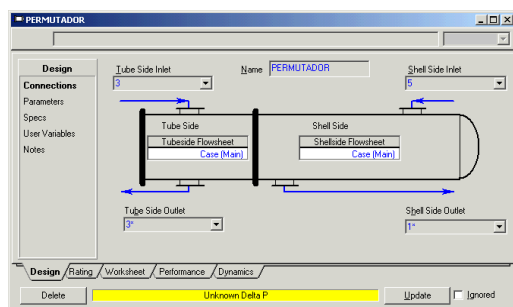


Figura 24. Especificação das ligações no permutador de calor.

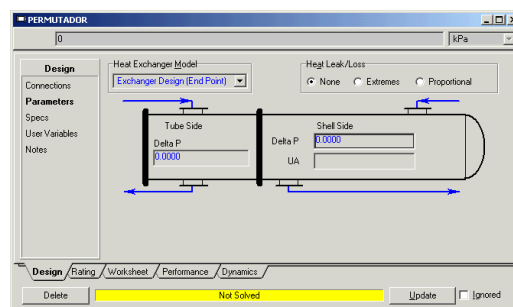


Figura 25. Definição da queda de pressão ao longo do permutador de calor.

7. Nas especificações do permutador de calor, na página *Connections* do *Design*, indique a designação das correntes (Figura 24), entrada no tubular (*corrente 3*), saída do tubular (*corrente 3**), entrada no corpo (*corrente 5*) e saída do corpo (*corrente 1**). Na página *Parameters*, igualmente do *Design*, defina uma queda de pressão nula no corpo e no tubular do permutador de calor (Figura 25).

8. Ligue a *corrente 5* à saída do evaporador e a *corrente 3** à entrada da válvula de expansão do fluido. Defina como igual a -25°C a temperatura da corrente de saída do evaporador (*corrente 5*) e como unitária a sua fracção de vapor. Remova o valor da fracção de vapor na *corrente 1**.

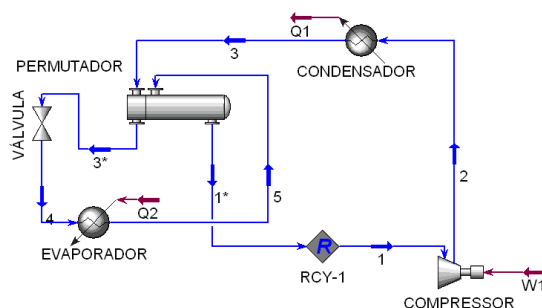


Figura 26. Sistema frigorífico simples com recuperação de energia.

9. Defina para a temperatura da *corrente 1** um valor superior a $-25,0^{\circ}\text{C}$, por exemplo 0°C , e verifique qual a influência na fracção de vapor da *corrente 4* (ou na quantidade de energia da *corrente Q2*). Introduza diferentes valores de temperatura (entre -25°C e 10°C) e registe no quadro seguinte os resultados obtidos.

$T_{1*} (^{\circ}\text{C})$	-20	-10	0	10
$X_{\text{vap}4}$				
Q_1 (kW)				
Q_2 (kW)				
W_1 (kW)				

Resumindo, a introdução do permutador de calor para subarrefecer o fluido de saída do condensador, não provocou alterações nas correntes de saída do condensador e do evaporador, mas alterou as condições de entrada e saída no compressor e no mecanismo de expansão.

Nestas condições de funcionamento, a temperatura mais elevada que é possível atribuir à *corrente 1** é cerca de 10°C , uma vez que é necessário garantir um gradiente térmico entre as correntes para que se processe a transferência de calor. Assim, a quantidade de vapor mínima que é possível obter na *corrente 4*, é pouco inferior a 14 % (Figura 27), representando um aumento máximo na capacidade de produção de frio de aproximadamente 6 %.

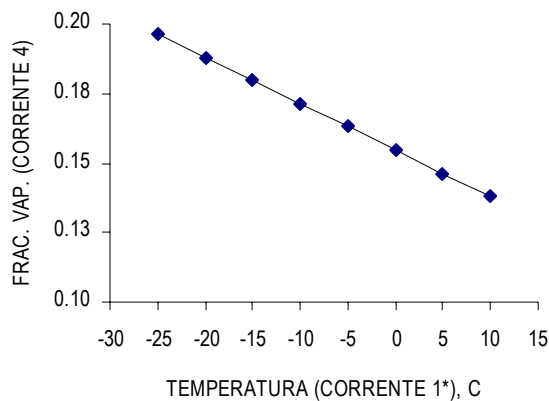


Figura 27. Variação da fracção de vapor à saída do mecanismo de expansão com a temperatura da *corrente 1**.

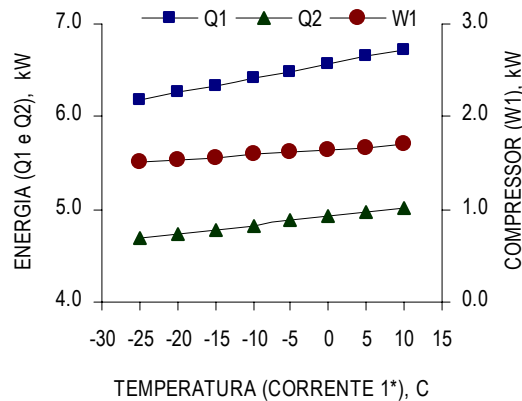


Figura 28. Variação da energia envolvida no processo com a temperatura da *corrente 1**.

No entanto, este aumento na capacidade de produção de frio também envolve um aumento do calor removido no condensador (Q_1) e da energia consumida pelo compressor (W_1). Na situação representada no quadro seguinte, obtida para $T_{1*} = 10^\circ\text{C}$, um aumento de 0,339 kW na capacidade frigorífica representa um aumento de 0,199 kW na energia consumida pelo compressor (W_1) e de 0,539 kW no calor removido no condensador (Q_1).

Quadro 4. Parâmetros do sistema com subarrefecimento e sobreaquecimento ($T_{1*} = 10^\circ\text{C}$).

CORRENTE	1	2	3	3*	4	5	Q_1	Q_2	W_1
TEMPERATURA (°C)	- 25,0	173,2	30,0	14,1	- 25,0	- 25,0	—	—	—
PRESSÃO (kPa)	151,0	1 165	1 165	1 165	151,0	151,0	—	—	—
FRACÇÃO DE VAPOR	1	1	0	0	0,138	1	—	—	—
ENERGIA (kW)	—	—	—	—	—	—	6,724	5,024	1,700

DISCUSSÃO DO PROBLEMA:

- A. A introdução de um permutador de calor no ciclo de refrigeração, pode melhorar a potência frigorífica mas também pode piorar o comportamento global do sistema. O resultado depende da relação entre a variação da entalpia e a variação do volume específico com a temperatura. Para substâncias que apresentem uma variação mais rápida de volume específico do que de entalpia (caso do R717), a instalação do permutador não apresenta vantagens evidentes.
- B. Na prática, a existência de perdas de carga nas tubagens faz com que seja necessário um trabalho de compressão superior ao calculado. A eficiência real será menor do que a calculada.

- C. As trocas de calor nas tubagens são relevantes na linha de aspiração do compressor e na linha de líquido. A troca de calor na linha de descarga do compressor é vantajosa.
- D. A variação de potência frigorífica, $m_1 (h_1 - h_4)$, traduz-se numa variação das temperaturas de condensação e de evaporação (excepto se existirem mecanismos de limitação da pressão). No caso analisado, introdução do permutador levaria somente a um pequeno abaixamento das temperaturas de operação.
- E. As condições de saída do evaporador podem ser de vapor saturado ou sobreaquecido, dependendo do tipo de evaporador. A hipótese considerada corresponde à situação de um evaporador inundado.
- F. As condições reais de saída do condensador são de líquido saturado ou subarrefecido, embora o subarrefecimento seja em geral reduzido. A hipótese considerada leva a que os valores da eficiência e da potência frigorífica reais possam ser superiores aos calculados.

QUESTÃO:

Quais as conclusões obtidas se em vez de R717 se usasse como fluido refrigerante R22 ou R134a?

Dos diversos fluidos refrigerantes existentes na base de dados do simulador tente descobrir um que apresente um maior efeito refrigerante (J/s) do que o R717.

Quadro 5. Valores assumidos ao longo do ciclo de refrigeração por vários fluidos refrigerantes na base de 1 kmol/h (*Peng-Robinson*).

FLUIDO	R22	R134a	R717
T_1 (°C)	– 25,0	– 25,0	– 25,0
P_1 (kPa)	204,11	106,79	149,93
T_2 (°C)	60,4	36,6	128,8
P_2 (kPa)	1 195,1	770,5	1 163,3
T_4 (°C)	– 25,0	– 25,0	– 25,0
X_{v4}	0,2917	0,3464	0,1912
Q_1 (kW)	4,865	5,188	6,709
Q_2 (kW)	3,788	4,020	5,242
W_1 (kW)	1,077	1,168	1,468

QUESTÃO:

Qual a carga mássica mínima de fluido refrigerante (R717) necessária para gerar uma potência frigorífica de 10 kW? Compare este valor com o necessário para outros fluidos refrigerantes.

Para a resposta a esta questão, aconselha-se a utilização da função lógica AJUST, como exemplificado nas Figuras 29, 30 e 31.

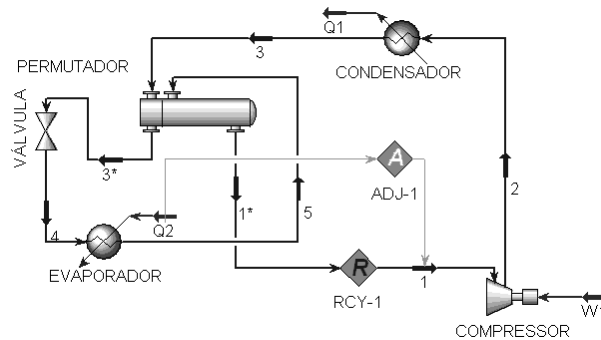


Figura 29. Diagrama do sistema com a função lógica ADJUST.

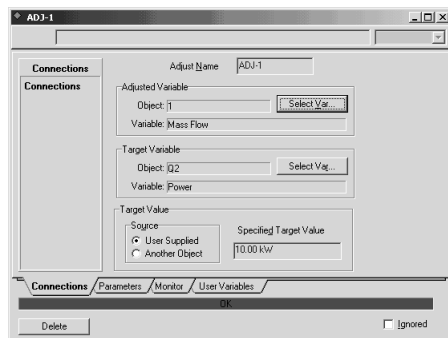


Figura 30. Página *Connections* da função lógica ADJUST.

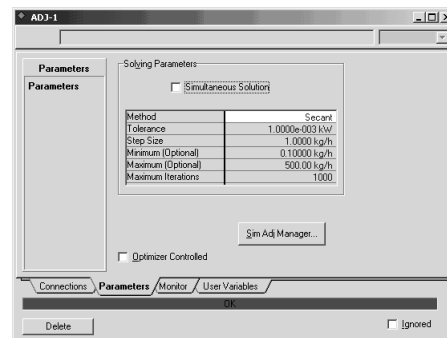


Figura 31. Página *Parameters* da função lógica ADJUST.



3.3. Ciclo de Refrigeração do Amoníaco

As grandes unidades de refrigeração, vulgarmente usam amoníaco como fluido refrigerante devido à sua elevada entalpia específica de vaporização (redução da dimensão da unidade), e aos custos de bombagem relativamente baixos (Figura 32).

O principal objectivo deste ciclo é substituir o compressor de vapor por uma bomba de líquido, uma vez que a bombagem de líquidos requer incomparavelmente menos energia. Assim, para a mesma razão de pressões, o trabalho requerido para bombear um líquido é muito menor que o requerido para comprimir um gás, uma vez que o volume específico do líquido é muito menor.

$$W = - \int V dP$$

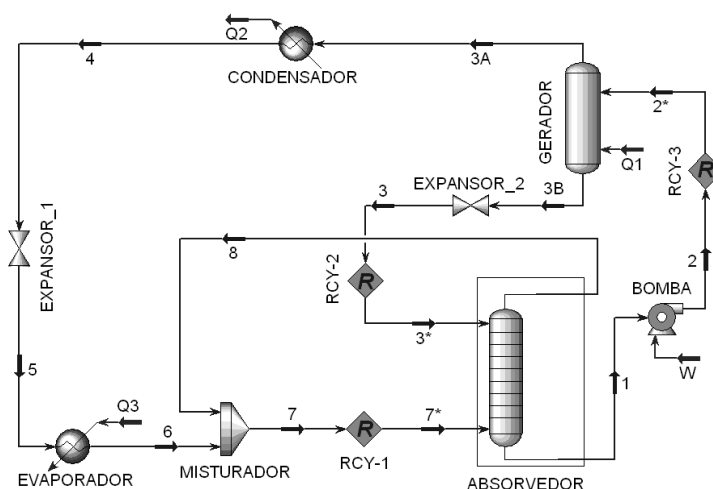


Figura 32. Ciclo de refrigeração da amónia.

O ciclo de refrigeração do amoníaco pode ser descrito da seguinte forma (Figura 32):

1. As unidades de condensação, expansão e evaporação possuem somente amoníaco, e são em princípio idênticas às do ciclo de compressão do vapor.
2. O amoníaco é absorvido numa solução com água no absorvedor.
3. A solução líquida de amónia ($H_2O + NH_3$) é pressurizada por uma bomba.
4. O gerador de amónia é aquecido de forma a libertar NH_3 , mas a água permanece na fase líquida, devido ao facto da sua temperatura de ebulição ser mais elevada.
5. O NH_3 prossegue ao longo do ciclo para o condensador e a água (misturada com algum NH_3) atravessa uma válvula de expansão e volta ao absorvedor.

As principais desvantagens deste processo são: *i)* a dificuldade em garantir que o NH_3 está seco antes de alimentar o condensador, pois a água poderia congelar no evaporador, e *ii)* a necessidade de instalar um maior número de unidades do que no ciclo de compressão do vapor (maiores custos de investimento).

3.4. Ciclos de Refrigeração a Ar

Os ciclos de refrigeração a ar são o inverso do *ciclo de Joule/Brayton* no qual, ao contrário dos ciclos anteriormente apresentados, não ocorrem mudanças de fase no fluido refrigerante, processando-se exclusivamente gás. O ciclo possui uma turbina de expansão (expansor) e não uma válvula.

De modo a descrever detalhada e objectivamente o funcionamento destes ciclos, é apresentado seguidamente um exemplo de implementação de um *layout* do ciclo no simulador.

Exemplo de Aplicação:

Pretende-se produzir 100 kW de energia térmica à temperatura máxima de -100°C utilizando o ar atmosférico como fluido refrigerante. O sistema (Figura 33) é composto por dois compressores (*Compressor-1* e *Compressor-2*) arrefecidos a água através de dois permutadores de calor. Depois de comprimido e arrefecido até 30°C , o ar é expandido numa turbina (*Expansor*), antes de ser usado na unidade de frio (*Unidade Fria*). Nesta unidade o fluido absorve os 100 kW de calor, saindo à temperatura de -100°C , e sendo depois reencaminhado para as unidades de compressão fechando o ciclo.

Paralelamente a este ciclo, existe um ciclo de refrigeração a água (20°C e 1 atm) que alimenta os dois permutadores de calor que arrefecem o ar (até 30°C de modo a garantir um gradiente térmico mínimo de 10°C entre os fluidos quente e frio) após cada operação de compressão. Para maximizar os coeficientes de transferência de calor nos permutadores, a quantidade de água a utilizar deverá ser a necessária para evitar a sua vaporização (fracção de vapor nula nas correntes de saída dos permutadores de calor), mesmo que parcial.

A corrente de água resultante da mistura das duas correntes de saída dos permutadores, é introduzida numa torre de arrefecimento a ar (*Absorber*). O caudal de ar atmosférico (20°C e 1 atm), *corrente Air-1*, a utilizar deverá ser o necessário para garantir o arrefecimento da água até 20°C (*corrente W6*), numa coluna atmosférica isobárica com 10 pratos teóricos. À corrente de água da saída da torre de arrefecimento adiciona-se um montante correspondente às perdas (*Make-Up*), e recicla-se a mistura (*corrente W0*) para a entrada dos permutadores de calor.

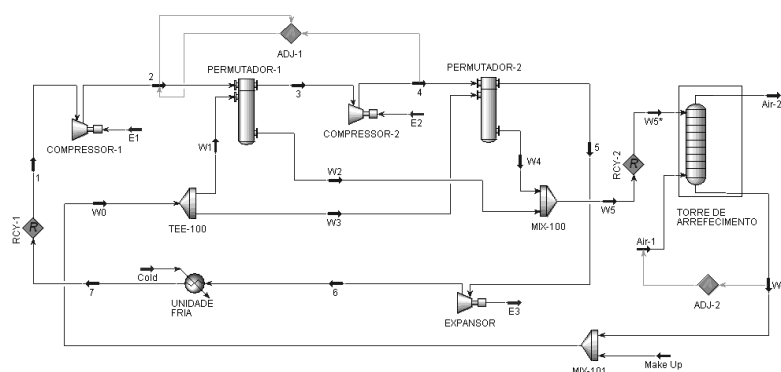


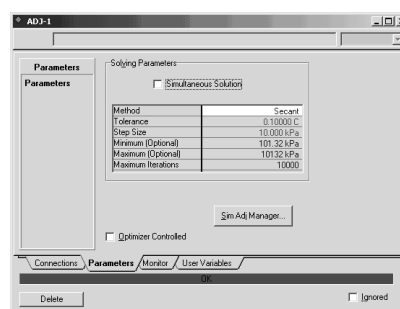
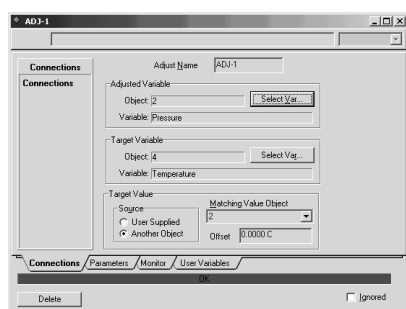
Figura 33. Flowsheet do ciclo de refrigeração a ar, com sistema de arrefecimento e reutilização da água.

A implementação no simulador do sistema descrito anteriormente é feita de forma sequencial, garantindo que se especificam nas correntes e nas unidades os parâmetros necessários que pretendemos regular e controlar.

1. Define-se a *corrente 1* com as características do ar atmosférico (20°C e 1 atm), atribuindo um caudal arbitrário a esta corrente (por exemplo, 10 kmol/h). Aconselha-se a utilização da espécie química *Air*, existente na base de dados do simulador.
2. Implementa-se o primeiro compressor (*compressor-1*), definindo para a sua corrente de saída um valor arbitrário de pressão (por exemplo, 20 atm).
3. Implementa-se o primeiro permutador de calor (*Permutador-1*) com o fluido refrigerante a circular no tubular e a água no corpo. Atribui-se uma temperatura de 30°C na corrente de saída do ar (*corrente 3*) e uma fracção de vapor nula na corrente de saída da água (*corrente W2*). Considera-se queda de pressão desprezável (nula) em todos os equipamentos.
4. Para o segundo compressor (*Compressor-2*) faz-se um procedimento idêntico ao descrito para o primeiro compressor, considerando uma pressão de saída de, por exemplo, 100 atm.
5. Instala-se o segundo permutador de calor (*Permutador-2*) também de modo idêntico ao do primeiro, considerando igualmente para as correntes de saída a temperatura de 30°C (*corrente 5*) e fracção de vapor nula (*corrente W4*). É aconselhável a utilização do modelo numérico do permutador de calor designado por “*Exchanger Design (Weighted)*”.
6. Introduce-se um expansor (*Expansor*) alimentado pela *corrente 5*, o qual vai reduzir a pressão do fluido (*corrente 6*) até a um valor de pressão arbitrário (por exemplo, 1 atm). O valor de pressão à saída do expansor (assim como o valor de pressão máxima no sistema, *corrente 4*), condicionam a temperatura até à qual é possível arrefecer o fluido. Experimente atribuir diferentes valores de pressão à *corrente 6* e verifique a sua influência na temperatura da corrente.
7. De forma a simular a unidade fria do processo (unidade que se pretende arrefecer com uma potência de 100 kW), instala-se um aquecedor (*Heater*) ligado à *corrente 6*. Como a temperatura máxima da unidade fria é de – 100°C, define-se esse valor para a temperatura da *corrente 7*.
8. A *corrente 7* é ligada, através da unidade lógica RECYCLE, à *corrente 1* fechando assim o ciclo do fluido refrigerante.
9. Note que o valor da potência frigorífica da unidade fria (*corrente Cold*) não é igual a 100 kW, sendo necessário ajustar o seu valor. Isto pode ser feito fazendo variar as pressões das *correntes 4* e/ou *6*, ou então alterando o caudal de fluido no sistema (*corrente 1*). Qualquer destas opções pode ser implementada automaticamente utilizando a operação lógica ADJUST. Em termos práticos a opção geralmente mais aconselhável é regular o caudal de fluido refrigerante (*corrente 1*) até se alcançar o valor de potência frigorífica pretendido (*corrente Cold*).

10. Para otimizar o funcionamento do sistema é necessário seleccionar as condições de menor consumo de energia eléctrica (compressores) e térmica (água de refrigeração). Neste sentido, poderemos introduzir no ciclo um maior número de compressores (andares de compressão), de modo a que o consumo global de energia eléctrica seja menor. Além deste importante aspecto, é fundamental encontrar as taxas de compressão adequadas para cada estágio, ou seja, para a situação de pressão máxima igual a 100 atm (*corrente 4*), qual é a melhor pressão para o(s) estágio(s) intermédio(s) (*corrente 2*)?

Esse valor de pressão pode ser determinado automaticamente utilizando de novo a função lógica ADJUST. Pretende-se assim ajustar o valor da pressão da *corrente 2* de modo a que o valor da temperatura das *correntes 2* e *4* sejam iguais. A variável “target” é a temperatura da *corrente 4* mas o “target value” é obtido através de outra variável, a temperatura da *corrente 2* (com “offset” nulo).



11. Coloque um divisor de fluxo (*Tee*) nas correntes de entrada de água nos permutadores de calor (*correntes W1* e *W3*), de modo a que o caudal da *corrente W0* corresponda à quantidade de água (20°C e 1 atm) em circulação nos dois equipamentos. Coloque igualmente um misturador de fluxo (*Mixer*) a unir as correntes de água de saída dos permutadores de calor (*correntes W2* e *W4*).
12. Pretende-se arrefecer a água (*corrente W5*) numa torre de arrefecimento atmosférica (funcionamento isobárico) com 10 pratos teóricos, utilizando ar (20°C e 1 atm). Implemente este equipamento (*Absorber*) ligando a *corrente W5* como corrente líquida de entrada e crie uma corrente de ar (*corrente Air-1*) definindo-a como corrente gasosa de entrada. Atribua um caudal arbitrário para esta corrente (por exemplo, 200 kmol/h). Na unidade pisque com o rato no botão <RUN> para efectuar os cálculos e obter convergência nos resultados.
13. Para se poder recircular a água arrefecida na torre, é necessário garantir que a sua temperatura é de 20°C (*corrente W6*), e desta forma manter o gradiente térmico mínimo de 10°C nos permutadores de calor. Isto pode ser conseguido regulando o caudal de ar à entrada da torre de arrefecimento, o que pode ser feito automaticamente por intermédio de uma função lógica ADJUST.
14. Se reparar, o caudal da *corrente W6* é menor do que o caudal da *corrente W0*, devido às perdas de massa existentes na torre de arrefecimento. Assim, antes de recircular a *corrente W6* é necessário adicionar-lhe água fresca (*Make-Up*) até que os caudais das *correntes W6* e *W0* sejam iguais. Esta operação é feita através de um misturador de fluxo onde entram as *correntes W6* e *Make-Up* (20°C e 1 atm), resultando a *corrente W7*.

15. Por condicionalismos da presente versão do simulador, não é possível (de forma robusta para o cálculo iterativo) ligar directamente as *correntes* *W7* e *W0*. Uma das formas de contornar este problema é utilizar a função lógica SET para ligar estas duas correntes. Esta função lê o caudal da *corrente* *W0* (*source*) e atribui o seu valor à *corrente* *W7* (*target*), usando um “multiplier” unitário e um “offset” nulo. Desta forma as *correntes* *W0* e *W7* possuem o mesmo caudal, sendo a diferença de caudais entre as *correntes* *W0* e *W6* assumida pela *corrente* *Make-Up* (nesta corrente é definido exclusivamente a temperatura, a pressão e a composição).

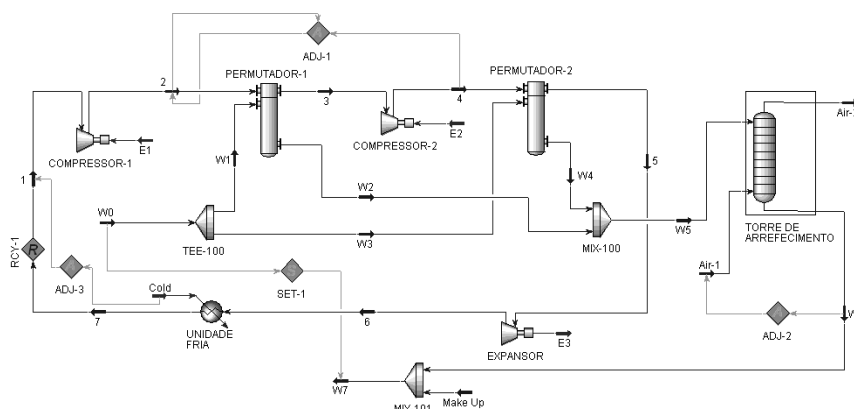


Figura 34. Flowsheet global do processo incluindo os ciclos de refrigeração a ar e de arrefecimento da água.

Para se otimizar o funcionamento desta unidade particular, é necessário identificar as variáveis relevantes para o seu funcionamento e que representam custos de operação e/ou investimento. As mais importantes são descritas seguidamente.

- A. Energia consumida nos compressores ($E1 + E2$), a qual depende do número de andares de compressão (e taxas de compressão), da diferença de pressões (máxima e mínima) e do caudal de fluido refrigerante processado. Muitas vezes a energia gerada na turbina de expansão ($E3$) é aproveitada na etapa de compressão pelo que o consumo real de energia eléctrica do sistema é dado por $(E1 + E2 - E3)$.
- B. Consumo de água de refrigeração (*corrente* *Make-Up*). Os sistemas reais possuem na verdade consumos superiores aos previstos pelo simulador. Isto não se deve só ao facto de funcionarem em condições diferentes das ideais mas sobretudo pela necessidade de existirem purgas periódicas que têm como objectivo evitar a acumulação de sais na água de refrigeração.
- C. Caudal de ar na torre de arrefecimento (*corrente* *Air-1*). Embora muitas torres de arrefecimento funcionem por convecção natural, por vezes é necessário instalar ventiladores (que consomem energia) de modo a garantir os níveis de refrigeração pretendidos. No entanto este parâmetro é talvez o menos importante pois trata-se do processamento de um fluido isento de custos.

Pelo exposto anteriormente, iremos analisar o sistema em diferentes modos de funcionamento de forma a avaliar as melhores condições operatórias. Os valores apresentados seguidamente (Quadro 6) foram obtidos utilizando a equação de *Peng-Robinson*.

Quadro 6. Resultados obtidos no simulador para diferentes condições operatórias dos ciclos de refrigeração.

P_{MAX} (atm) 4	P_{MIN} (atm) 6	T_{MIN} (°C) 6	Q_{AR} (kmol/h) 6	Q_{AGUA} (kmol/h) <i>Make-Up</i>	Q_{AR} (kmol/h) <i>Air-1</i>	ENERGIA (kW)			E_{GLOBAL} (kW) —
						E1	E2	E3	
25	0,5	– 128,2	455,4	83,83	271,5	1 038	572,5	542,8	1 067,7
25	1,0	– 111,9	1 074	133,9	433,8	2 005	908,7	1 148	1 765,7
50	0,5	– 143,9	292,5	74,02	239,7	799,9	501,1	369,6	931,4
50	1,0	– 130,8	414,8	77,71	251,7	944,7	521,5	483,5	982,7
100	0,5	– 159,8	214,8	71,38	231,1	695,5	478,0	279,0	894,5
100	1,0	– 148,4	263,9	68,51	221,9	721,3	453,8	320,7	854,4
100	5,0	– 113,0	953,5	108,4	351,1	1 640	689,0	919,4	1 409,6
200	1,0	– 167,4	189,6	65,07	210,7	614,3	427,1	234,8	806,6
200	5,0	– 136,6	337,7	61,16	198,0	715,3	385,2	347,8	752,7
200	10	– 118,5	642,8	77,02	249,4	1 091	472,7	590,6	973,1

A análise dos valores apresentados no quadro anterior permite retirar algumas conclusões sobre o funcionamento do sistema.

- O aumento da pressão máxima do sistema (*corrente 4*), reduz a energia consumida.
- Para uma pressão máxima fixa (*corrente 4*), o menor consumo de energia não se verifica à menor pressão mínima (*corrente 6*).
- Quanto maior for a diferença entre as pressões máxima e mínima, menor será o valor mais baixo de temperatura obtida (*corrente 6*).
- O caudal de ar a processar no ciclo de refrigeração (*corrente 6*), varia de forma idêntica à temperatura mínima do sistema, a qual é menor para maiores diferenças entre as pressões máxima e mínima do sistema.
- O consumo de água de refrigeração (*corrente Make-Up*) assim como o caudal de ar na torre de refrigeração (*corrente Air-1*) baixa com o aumento da pressão máxima do sistema (*corrente 4*), e acompanha o consumo global de energia.

O comportamento do sistema poderá ser melhorado, relativamente aos valores apresentados, por introdução de algumas alterações no processo, nomeadamente o subarrefecimento da corrente de entrada no expensor (*corrente 5*) à custa da corrente de saída da unidade fria (*corrente 7*).

3.5. Liquefação de Gases

A liquefação utiliza um gás como fluido de processo, sendo necessário gerar condições abaixo do seu ponto crítico de modo a que a condensação ocorra.

Do mesmo modo que para o capítulo anterior, a liquefação de gases é aqui apresentada através de um exemplo prático. Pretende-se assim, abordar as diferentes questões relativas à construção de ciclos frigoríficos através de aplicações objectivas de forma a facilitar a sua compreensão.

Exemplo de Aplicação:

Suponha que uma coluna de destilação necessita possuir no condensador temperaturas da ordem dos -150°C de forma a condensar o vapor destilado. Pretende-se construir um sistema para produção de frio com 200 kW de potência (criogénica), utilizando como fluido refrigerante o *Refrig-50* (CH_4).

O sistema de produção de frio (Figura 35) será constituído por uma sequência de dois compressores (*Compressor1* e *Compressor2*) com um *intercooler* (*Exchanger-1*) e um permutador de calor final (*Exchanger-2*), arrefecidos a água (20°C e 1 atm). De forma a garantir um gradiente térmico adequado para a permuta de calor, a temperatura das *correntes S3* e *S5* será no mínimo de 30°C . Para maximizar os coeficientes de transferência de calor, a água à saída dos permutadores (*correntes W2* e *W4*) deverá estar totalmente no estado líquido (fracção de vapor nula).

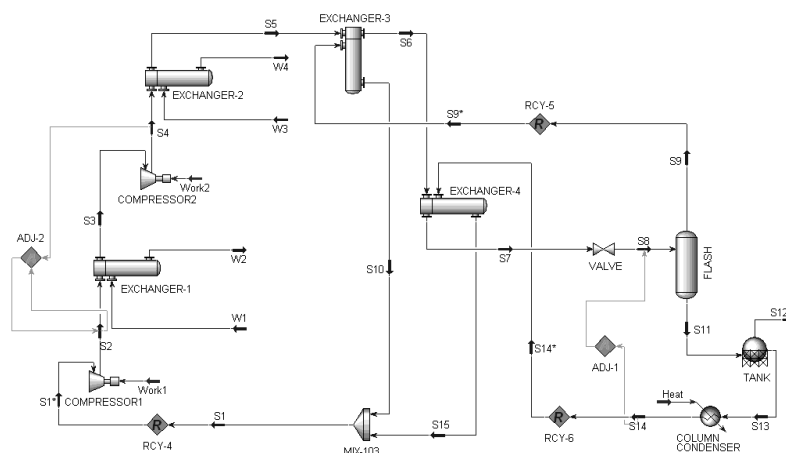


Figura 35. Flowsheet do ciclo de produção de frio.

A melhor razão de compressão pode ser ajustada de modo a que as temperaturas dos fluidos à saída dos compressores (*correntes S2* e *S4*) sejam iguais. Para um dado valor de pressão na *corrente S4* (por exemplo, 200 atm), a função lógica ADJUST permite regular a pressão da *corrente S2* de modo a que as temperaturas das *correntes S2* e *S4* sejam iguais.

Após o processo de compressão e arrefecimento com água até 30°C (*corrente S5*), o fluido refrigerante sofre um pré-arrefecimento (*Exchanger-3*) com a fracção de vapor resultante do processo de expansão (*corrente S9*). Este permutador funciona com a especificação *Minimum Approach* (overall) de 10°C .

Para terminar o processo de arrefecimento, o fluido refrigerante (*corrente S6*) é subarrefecido no permutador final (*Exchanger-4*) com a corrente que provém do condensador da coluna de destilação (*corrente S14*), e que se encontra no estado de vapor, no máximo a -150°C . O objectivo deste permutador é arrefecer o mais possível a *corrente S7* (*Minimum Approach (overall) = 10^{\circ}\text{C}*), garantindo uma corrente totalmente vaporizada (*corrente S15*).

A corrente de fluido refrigerante de saída do permutador final (*corrente S7*) segue depois para a válvula de expansão (*Valve*), na qual se pretende obter uma temperatura de, no máximo, -150°C (*corrente S8*). Atribua um valor arbitrário para a pressão desta corrente (por exemplo, 1 atm).

O processo de expansão vai produzir (*corrente S8*) uma mistura de fase líquida e fase de vapor. A fracção de vapor (*corrente S9*) é separada da líquida (*corrente S10*) num separador *flash*. O vapor (*corrente S9*) é utilizado como fonte de frio no *Exchanger-3*, e o líquido (*corrente S10*) é armazenado num tanque (*Tank*) para posterior utilização no condensador da coluna.

O líquido do tanque alimenta o condensador da coluna de destilação (*corrente S13*) fornecendo frio através do seu calor latente de vaporização. Neste exemplo o condensador da coluna de destilação é simulado através de um aquecedor (*Heater*) onde a sua corrente de energia (*corrente Heat*) corresponde ao calor que se pretende trocar no condensador (200 kW). De forma a garantir que a corrente de fluido refrigerante que abandona o condensador da coluna (*corrente S14*), possui pelo menos a temperatura de -150°C , instala-se uma função lógica ADJUST. Esta função regula a pressão mínima do ciclo (*corrente S8*) para que a temperatura da *corrente S14* seja igual a -150°C .

Depois de permutar calor no *Exchanger-4*, a *corrente S15* junta-se à *corrente S10* (vapor resultante da expansão) e volta a alimentar o sistema de compressores (*corrente S1*).

NOTA:

Implemente um sistema para a refrigeração da água usada nos dois permutadores de calor, o qual inclui uma torre de arrefecimento a ar (20°C e 1 atm) com 20 pratos teóricos e funcionando à pressão atmosférica (idêntico ao descrito no exemplo anterior para o ciclo de refrigeração a ar).

De forma a conceber um sistema de refrigeração é necessário saber a temperatura que é necessário gerar (neste exemplo, -150°C) e a potência frigorífica requerida (*corrente Heat*, 200 kW). Alterando a pressão máxima do sistema (*corrente S4*), obtém-se variação nas condições operatórias. Quanto maior for a pressão (*corrente S4*) maior o valor da potência frigorífica (*corrente Heat*).

Faça um *Case Study* variando a pressão da *corrente S4* (por exemplo, entre 50 e 100 atm) e analisando o valor de energia (*Power*) da *corrente Heat*.

No entanto existem outras variáveis que é necessário avaliar, por exemplo o consumo dos compressores (*correntes Work1 e Work2*). Efectue outro *Case Study* variando a pressão da *corrente S4* e analisando o consumo energético dos compressores. O resultado “é estranho”, quanto maior a pressão menor é o consumo dos compressores. A justificação está no caudal de fluido refrigerante que é necessário processar, quanto maior a pressão do sistema menor será a quantidade de refrigerante necessária.

NOTA:

A existência de várias unidades lógicas de RECYCLE (e/ou ADJUST) podem tornar o sistema instável e tornar a convergência demorada. Tenha atenção que existem várias condições operatórias (caudal de refrigerante e potência frigorífica) para a mesma pressão máxima no sistema.

3.6. Exercício de Aplicação

Uma grande unidade de refrigeração foi concebida para, pelo menos, produzir temperaturas de -15°C , e um débito de 100 kW. A unidade de condensação deve ser testada na máxima temperatura operatória que garanta a obtenção de fracção líquida total. A instalação utiliza o refrigerante R134a ($\text{C}_2\text{F}_4\text{H}_2$) entre os limites de pressão de 120 e 700 kPa. O condensador é arrefecido com água a 15°C , devendo existir um gradiente térmico de pelo menos 8°C entre os fluidos quente e frio. Assuma que o compressor possui uma eficiência adiabática de 75 % e que não existem perdas de carga e perdas de calor nas tubagens. Determine o caudal mínimo de fluido refrigerante e os gastos de energia no compressor e no condensador.

