

**PEDRO MIGUEL CALDEIRA RENDA**

Simulação numérica de um sistema de refrigeração com  
rejeição de calor para águas sanitárias a dois estágios, usando  
o fluido frigorigéneo CO<sub>2</sub>



Instituto Superior de Engenharia

2022

**PEDRO MIGUEL CALDEIRA RENDA**

**Simulação numérica de um sistema de refrigeração com rejeição de calor  
para águas sanitárias a dois estágios, usando o fluido frigorigéneo CO<sub>2</sub>**

Mestrado em Engenharia Mecânica – Energia, Climatização e Refrigeração

Trabalho efetuado sob a orientação de: Professor Doutor António Manuel de Sousa Baltazar  
Mortal (Professor Coordenador do ISE/UAlg);



Instituto Superior de Engenharia

2022

## **DECLARAÇÃO DE AUTORIA**

Eu, Pedro Miguel Caldeira Renda, declaro ser o autor deste trabalho, que é original e inédito. Autores e trabalhos consultados estão devidamente citados no texto e constam da listagem de referências incluída.

Copyright @ Pedro Miguel Caldeira Renda, UALG/ISE, UALG

O Instituto de Engenharia e a Universidade do Algarve Faculdade têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

## **AGRADECIMENTOS**

Sem me alongar em demasia, gostaria de começar por agradecer desde já à minha esposa, Irina e à minha filha e ao meu filho, Gabriela e Raul; por causa da dissertação tive que estar ausente da minha família muitas e longas horas. Um especial apreço à minha esposa Irina, sem o apoio dela eu não teria conseguido realizar a minha dissertação.

Também gostaria de agradecer ao meu orientador de Dissertação, Professor Doutor António Mortal, que aceitou o desafio de ser o meu orientador de dissertação, numa fase ocupada da vida dele. O Professor António Mortal demonstrou sempre muita paciência e disponibilidade em me ajudar.

Quero também não deixar de agradecer aos meus Professores da Universidade do Algarve e colegas de trabalho da Atvantage e EIDC (Eden Island Development Company).

*"Life is a journey, not a destination."*

*Ralph Waldo Emerson*

## RESUMO

Devido ao aquecimento global e o peso energético que os sistemas de refrigeração têm em termos de consumo, os fluidos frigorigéneos ditos naturais têm vindo a ganhar relevo na indústria de refrigeração e ar condicionado e a eliminar gradativamente os fluidos frigorigéneos convencionais (HCFCs e HFCs), de acordo com as regularizações definidas pelo protocolo de Montreal-Emenda de Kigali.

A presente dissertação de mestrado pretende dimensionar um sistema de refrigeração para um matador fictício de frangos. Trata-se de uma instalação frigorífica para apoiar uma linha de abate de frangos de um matadouro situado nas ilhas Seychelles.

O sistema proposto pela presente dissertação é definido por um sistema de refrigeração a dois estágios com recuperação de calor para lavagem industrial, usando o fluido frigorigéneo CO<sub>2</sub>.

Nesta dissertação são efetuadas duas simulações numéricas por meio do software EES (Engineering Equation Solver) do sistema de refrigeração, isto é um estudo comparativo entre uma simulação do EES onde a potência frigorífica do estágio de baixa temperatura e do estágio de média temperatura são considerados variáveis independentes e a outra simulação em que as potências frigoríficas (baixa e média) são variáveis dependentes e são aplicadas equações polinomiais fornecidos por um fabricante (Bitzer) para o cálculo das potências do compressores, consumo elétrico do compressores e os caudais mássicos dos compressores. Também são comparados os resultados efetuados com a simulação numérica a partir do EES e do software da Bitzer. Igualmente, são descritos alguns componentes do sistema de refrigeração, nomeadamente:

- Arrefecedor de Gás
- Recuperador de Calor
- Compressor
- Evaporador
- Permutador de Calor Interno
- Válvulas de Expansão
- Válvula de alta temperatura
- Válvula de By-pass

Para finalizar, efetuou-se uma análise financeira para demonstrar a viabilidade económica em usar a recuperação de calor do sistema de refrigeração para o aquecimento das águas para lavagem industrial, em vez de uma caldeira a gás natural.

**Termos chave:** Aproveitamento de calor; Eficiência energética; Calor, Refrigeração, Transcrítico, CO<sub>2</sub>

## ABSTRACT

Due to global warming and the energy weight that refrigeration systems have in terms of consumption, the so-called natural refrigerants have been gaining prominence in the refrigeration and air conditioning industry and gradually eliminating conventional refrigerants (HCFC's and HFC's), as per the regulations defined by the Montreal-Kigali Amendment Protocol.

The EES software will perform the numerical simulation. A two-stage refrigeration system with heat recovery. The refrigerant fluid that the refrigeration system uses is CO<sub>2</sub>.

The present master's dissertation intends to design a refrigeration system for a fictional chicken abattoir. It is a refrigeration plant to support a chicken slaughterhouse located in the Seychelles Islands.

The system proposed for the present thesis is defined as a two-stage refrigeration system with heat recovery, using the refrigerant fluid CO<sub>2</sub>.

In the dissertation, two numerical simulations are performed using the EES (Engineering Equation Solver) software of the refrigeration system. The simulations are: a comparative study between an EES simulation where the refrigeration power of the low-temperature stage and the medium temperature stage are considered independent variables; and a simulation in which the refrigerating powers (low and medium) are dependent variables and polynomial equations supplied by a manufacturer (Bitzer) are applied to calculate the compressor powers, the compressor's electrical consumption and the compressor's mass flow rates.

The results obtained with the numerical simulation using the EES and the Bitzer software are also compared. Some components of the refrigeration system are dimensioned, namely:

- Gas Cooler
- Heat recovery
- Compressor
- Evaporator
- Internal Heat Exchanger
- Expansion Valves
- High temperature valve

-By-pass valve

Finally, a financial analysis is carried out to demonstrate the economic feasibility of using heat recovery from the refrigeration system to heat up hot water for industrial sanitarium necessities compared to a natural gas boiler.

**Keywords:** Use of heat; Energy efficiency; Residual heat; Refrigeration; Transcritical, CO<sub>2</sub>

# ÍNDICE

ÍNDICE DE FIGURAS .....	xii
ÍNDICE DE TABELAS .....	xv
LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E ACRÓNIMOS .....	xvii
SÍMBOLOS ESQUEMÁTICOS .....	xx
1 INTRODUÇÃO .....	1
1.1 Descrição do CO <sub>2</sub> .....	1
1.2 Propriedades do CO <sub>2</sub> .....	4
1.3 Inflamabilidade.....	5
1.4 Segurança — Efeito nos humanos .....	5
1.5. Motivação para a dissertação .....	5
2 OBJETIVO.....	7
2.1 Descrição do sistema de refrigeração de uma estação de abate de frangos .....	7
2.2 Objetivos Específicos.....	8
3 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA.....	9
3.1 Considerações a tomar no dimensionamento de um ciclo de refrigeração de dois estágios a CO <sub>2</sub> (refrigeração - subcrítico e transcrito) .....	10
4 ESTADO DA ARTE.....	13
4.1 Princípios operacionais de uma bomba de calor .....	16
4.2 Funcionamento teórico de uma bomba de calor a CO <sub>2</sub> transcrito. ....	18
4.3 A eficiência de uma bomba de calor a CO <sub>2</sub> transcrito.....	20
4.4 Vantagens da bomba de calor transcrito a CO <sub>2</sub> .....	20
4.5 Desvantagens das bombas de calor transcrito a CO <sub>2</sub> .....	20
4.6 Funcionamento teórico de um sistema de refrigeração subcrítico .....	21
5 COMPARAÇÃO ENTRE OS FLUÍDOS FRIGORIGÉNEOS (NH <sub>3</sub> ) AMÓNIACO E DIÓXIDO DE CARBONO (CO <sub>2</sub> ) .....	25
5.1 Pontos de referência de um checklist para a análise na escolha de um sistema de refrigeração.....	27
6 PRINCÍPIO TEÓRICO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE DOIS ESTÁGIOS A CO <sub>2</sub> .....	33
6.1 Componentes de um sistema de refrigeração de dois estágios a CO <sub>2</sub> .....	35
6.1.1 Evaporador .....	35
6.1.2 Compressor.....	39
6.1.2.1 Dimensionamento do sistema de compressão.....	40

6.1.3 Permutador de Calor Interno .....	49
6.1.4 Válvulas de Expansão .....	52
6.1.4.1 Válvula de Expansão Temperatura Baixa (CCMT 10L).....	52
6.1.4.2 - Válvula de expansão média temperatura (CCMT 10L).....	54
6.1.4.3 Válvula de alta pressão.....	55
6.1.4.4 Válvula de Bypass.....	57
6.1.5 – Multi-injetor para sistemas a CO <sub>2</sub> .....	60
6.1.6 Arrefecedor de Gás.....	67
6.1.7 Recuperação de calor para aquecimento de águas para lavagem industrial.....	72
6.1.8 Vaso de pressão controlada (separador de líquido).....	80
7 CÁLCULOS DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA .....	83
8 RESULTADOS .....	88
9 ANÁLISE FINANCEIRA.....	99
9.1 Opção A: Modelização económico-financeira .....	100
9.2 Opção B: Modelização económico-financeira .....	101
10 CONCLUSÃO .....	103
REFERÊNCIAS .....	106
ANEXOS.....	109
Anexo 1 - Simulação do EES com os polinómios fornecidos pela Bitzer .....	109
Anexo 2 - Simulação do EES em que as potências frigoríficas são varáveis independentes .....	137
Anexo 3 - Simulação através do software da Bitzer .....	147
Anexo 4 - Cálculo no EES das tabelas lookup e impressões .....	151
Anexo 5 - Dimensionamento da válvula de expansão .....	169
Anexo 6 - Dimensionamento da válvula de alta pressão .....	173
Anexo 7 - Dimensionamento da válvula de by-pass .....	175
Anexo 8 - Esquema do circuito de refrigeração da dissertação .....	179
Anexo 9 - Dimensionamento do arrefecedor de gás .....	180
Anexo 10 - Dimensionamento do recuperador de calor.....	182
Anexo 11 – Esquema do vaso de pressão controlada (VPC)/separador de líquido .....	184

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1 – Composição química do CO <sub>2</sub> .....	2
Figura 1. 2 - Demonstração do ponto crítico e a linha dos pontos triplos.....	4
Figura 4. 1 - Esquema de princípio e diagrama p-h do ciclo DCEI com e sem expansor	14
Figura 4. 2 - Esquema de princípio e diagrama p-h do ciclo DCFI com e sem expansor	15
Figura 4. 3 - Ciclo de refrigeração	18
Figura 4. 4 - Diagrama molier t-s de arrefecimento/aquecimento de água através de um sistema de refrigeração transcrito usando o fluido frigorígeno CO <sub>2</sub>	19
Figura 4. 5 - ciclo CO <sub>2</sub> subcrítico	21
Figura 4. 6 - Processo de expansão de CO <sub>2</sub>	22
Figura 4. 7 - Formação sólida	23
Figura 5. 1 - Relação pressão-temperatura entre CO <sub>2</sub> e diversos fluidos frigorígenos	25
Figura 5. 2 - A comparação do COP para vários fluidos frigorígenos	26
Figura 5. 3 - Comparação de vários fluidos frigorígenos e a sua relação entre a temperatura de evaporação e o COP	28
Figura 5. 4 - Penalização de eficiência de um sistema de refrigeração em cascata a CO <sub>2</sub> , comparado com um sistema NH <sub>3</sub> de 2 estágios	29
Figura 5. 5 - Comparação energética de um sistema de refrigeração em cascata a CO <sub>2</sub> / NH <sub>3</sub> comparado com um sistema de refrigeração NH <sub>3</sub> de 2 estágios	31
Figura 5. 6 - Esquema de princípio de um sistema de refrigeração CO <sub>2</sub> / NH <sub>3</sub> em cascata com injetores.	32
Figura 6. 1 – Diagrama do princípio teórico do projeto em estudo	34
Figura 6. 2 – Esquema do princípio teórico do projeto em estudo	34
Figura 6. 3 - Relação entre a temperatura de evaporação do evaporador de baixa temperatura e a potência frigorífica do estágio de baixa temperatura	38
Figura 6. 4 - Relação entre a temperatura de evaporação do evaporador de média temperatura e a potência frigorífica do estágio de média temperatura	39
Figura 6. 5 - Relação entre a temperatura do ar exterior e a potência do compressor do estágio de média temperatura	43
Figura 6. 6 - Relação entre o rendimento isentrópico do compressor ( $\eta_{is1}$ ) e o ratio de eficiência energética (EER) do estágio de média temperatura	44
Figura 6. 7 - Relação entre o rendimento isentrópico do compressor ( $\eta_{is2}$ ) e o ratio de eficiência energética (EER) do estágio de baixa temperatura	45
Figura 6. 8 - Relação entre a pressão do arrefecedor de gás e a potência do compressor do estágio de temperatura média	46
Figura 6. 9 - Relação entre temperatura de evaporação e temperatura de expansão	47
Figura 6. 10 - Compressor a CO <sub>2</sub> estágio de baixa 4ESL-9K	48
Figura 6. 11 - Compressor a CO <sub>2</sub> modelo: 4CTE-30K (Bitzer)	49

Figura 6. 12 - Figura do permutador de calor interno	50
Figura 6. 13 – Relação entre eficiência de calor e potência do compressor	51
Figura 6. 14 - Gráfico da válvula de expansão do evaporador de baixa temperatura (Danfoss modelo: CCMT 10L grau de abertura vs fluxo de massa)	52
Figura 6. 15 - Válvula CCMT 10L	53
Figura 6. 16 - Gráfico da válvula de expansão do evaporador de média temperatura (Danfoss modelo: CCMT 10L grau de abertura vs caudal mássico)	54
Figura 6. 17 - Válvula reguladora de pressão (EVE)	55
Figura 6. 18 - Gráfico do comportamento da válvula CCMT 24 - caudal de abertura (%) vs Fluxo de massa [Kg/h]	56
Figura 6. 19 - Imagem do software coolselector 2 para dimensionar a válvula de regulação de alta pressão	57
Figura 6. 20 - Imagem da válvula CCMT 24 (válvula de regulação de alta pressão)	57
Figura 6. 21 . Válvula reguladora de pressão (VPC)	58
Figura 6. 22 - Gráfico do comportamento da válvula (CCMT 42) - Caudal de abertura (%) vs Fluxo de massa [Kg/h]	58
Figura 6. 23 - Imagem do software coolselector 2 para dimensionar a válvula de bypass	59
Figura 6. 24 - Simulação com base da presente dissertação de Mestrado (Diagrama de Mollier calculado pelo software coolselector 2)	59
Figura 6. 25 - Compressão em paralelo	60
Figura 6. 26 - Demonstração entre um sistema de refrigeração CO <sub>2</sub> a dois estágios transcrito standard vs sistema de refrigeração CO <sub>2</sub> a dois estágios transcrito, mas com compressão paralela	61
Figura 6. 27 - Explicação do funcionamento do injetor	62
Figura 6. 28 - Explicação do funcionamento do injetor	63
Figura 6. 29 - Imagem de um injetor	63
Figura 6. 30 - Funcionamento dum multi-injetor de líquido	65
Figura 6. 31 - Comparação do COP entre um injetor de alta pressão vs de alta pressão + funcionamento injetor líquido	66
Figura 6. 32 - Simulação com base na presente dissertação de mestrado com o uso do injetor (diagrama de Mollier calculado pelo software coolselector 2)	67
Figura 6. 33 - Arrefecedor de Gás (Marca: LU-VE, Modelo: EAV5N)	70
Figura 6. 34 - Comparação entre a temperatura do fluido frigorigéneo de saída do arrefecedor de gás e a sua potência	70
Figura 6. 35 - comparação entre a eficiência do PCI e a potência do arrefecedor de gás frigorigéneo	71
Figura 6. 36 - Esquema de princípio de rejeição de calor para um sistema de refrigeração a CO <sub>2</sub> transcrito	73
Figura 6. 37 - Processo de permuta de calor na rejeição de calor – transcrito CO <sub>2</sub>	74
Figura 6. 38 - Ciclo de refrigeração transcrito CO <sub>2</sub> com 80% de recuperação de calor	75
Figura 6. 39 - Ciclo de refrigeração transcrito CO <sub>2</sub> com 100% de recuperação de calor	75
Figura 6. 40 - Diagrama de temperatura e de entalpia (t.h) para visualizar o comportamento termodinâmico do recuperador de calor para o aquecimento das águas quentes sanitárias	78

Figura 6. 41 - Exemplo de um recuperador de calor por placas, com objetivo de aquecer águas quentes de lavagem para fins industriais	79
Figura 6. 42 - Separador de líquido horizontal	81
Figura 6. 43 - Separador de líquido (Marca: Tecnac Modelo: RV45)	82
Figura 8. 1 – Simulação do circuito frigorífico de um sistema a CO <sub>2</sub> com o software da Bitzer	90
Figura 8. 2 – Esquema do circuito de refrigeração baseado na simulação do EES	91
Figura 8. 3 - Evolução da temperatura do fluido frigorígeno à saída do compressor de média temperatura vs a eficiência isentrópica do compressor de média temperatura	93
Figura 8. 4 - evolução da temperatura do fluido frigorígeno à saída do compressor de baixa temperatura vs a eficiência isentrópica do compressor de baixa temperatura	94
Figura 8. 5 - Diagrama Mollier produzido pelo EES com referência ao ciclo de refrigeração da presente dissertação	98

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1. 1 - Potencial de aquecimento global de fluido frigorigéneo de vários fluidos frigorigéneos.....	2
Tabela 3. 1 - Comparação entre fluidos frigorigéneos HFC e CO <sub>2</sub>	9
Tabela 6. 1 - Dados técnicos dos evaporadores:	37
Tabela 6. 2 - Tabela comparativa entre a simulação do EES	41
Tabela 6. 3 - Resultado do dimensionamento dos compressores para o estágio de baixa temperatura e média temperatura	42
Tabela 6. 4 - Dados técnicos do compressor modelo: 4ESL-9K/Bitzer	47
Tabela 6. 5 - Dados técnicos do compressor modelo: 4CTE-30K/Bitzer	48
Tabela 6. 6 - Dados técnicos de vários tipos de sistemas de injetores	64
Tabela 6. 7 - Tabela com dados técnicos do injetor dimensionado	66
Tabela 6. 8 - Potência do arrefecedor de gás	69
Tabela 6. 9 - Dados técnicos da marca do arrefecedor de gás dimensionado LUVE modelo EAV5N	69
Tabela 6. 10 - Resultados das potências dos arrefecedores de gás das diversas simulações efetuadas.	72
Tabela 6. 11 – Valores termodinâmicos referentes ao recuperador de calor	76
Tabela 6. 12 - Caudal necessário para a produção de águas quentes para lavagem industrial	77
Tabela 6. 13 - Output do software da Bitzer para o cálculo do permutador de calor que será necessário para a recuperação de calor	77
Tabela 6. 14 - Características técnicas do permutador selecionado da SWEP modelo: B185Hx97/2P para a recuperação de calor	79
Tabela 6. 15 - Dados técnicos do Separador de líquido (Marca: Tecnac, Modelo:RV45)	81
Tabela 7. 1 – EER do estágio de baixa temperatura para várias simulações	83
Tabela 7. 2 – EER do estágio de média temperatura para várias simulações	84
Tabela 7. 3 – Demonstração como é calculado o EER da refrigeração	85
Tabela 7. 4 – Cálculo do EER total, onde são consideradas a componente de refrigeração mais a componente da recuperação de calor para o aquecimento das águas quentes sanitárias	86
Tabela 7. 5 – Análise comparativa dos diversos valores do ratio de eficiência energética entre a simulação efetuada pelo EES e o software da Bitzer	87
Tabela 8. 1 – Pressão intermédia do sistema de refrigeração a dois estágios usando CO <sub>2</sub> transcrito	88
Tabela 8. 2 – Valores termofísicos considerados no início do dimensionamento efetuados no EES do sistema de refrigeração	89
Tabela 8. 3 – Resultados dos cálculos da simulação do circuito frigorífico via software Bitzer	90

Tabela 8. 4 – Resultados dos cálculos obtidos da simulação do circuito frigorífico via o software EES	92
Tabela 8. 5 - Tabela dos cálculos dos diversos pontos do ciclo de refrigeração da presente dissertação criada pela simulação do EES, que toma como referência as potências frigoríficas como variáveis independentes.	95
Tabela 8. 6 - Tabela dos cálculos dos diversos pontos do ciclo de refrigeração da presente dissertação criada pela simulação do EES que toma como referência os polinómios fornecidos pela Bitzer	96
Tabela 8. 7 - Resultados dos cálculos dos diversos pontos do ciclo de refrigeração da presente dissertação criada pelo EES	96
Tabela 9. 1 - Parâmetros de investimento	100
Tabela 9. 2 - Modelização económico-financeira – Opção A	100
Tabela 9. 3 - Modelização económico-financeira – Opção B	101
Tabela 9. 4 - Resultados de rentabilidade económica entre as opções A &B	101
Tabela 10. 1 - Resultados das potências frigoríficas das várias simulações efetuadas pelo EES e pela Bitzer	103

## LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E ACRÓNIMOS

bar – pressão absoluta, 1 bar.

BC – Bomba de calor.

CIP (*Circulating Cleaning in Place*) – Aquecimento de água para lavagens industriais.

CO<sub>2</sub> – Fluido frigorígeno natural quimicamente composto por dióxido de carbono.

EER – Eficiência energética de refrigeração

EER<sub>BT</sub> – Eficiência energética de refrigeração para o estágio de baixa temperatura (para o cálculo foi usado os polinómios fornecidos pela Bitzer).

EER<sub>BT2</sub> – Eficiência energética de refrigeração para o estágio de baixa temperatura (para o cálculo foi usado só o polinómio fornecidos pela Bitzer para o cálculo do caudal mássico).

EER<sub>MT</sub> – Eficiência energética de refrigeração para o estágio de média temperatura (para o cálculo foi usado os polinómio fornecidos pela Bitzer).

EER<sub>MT2</sub> – Eficiência energética de refrigeração para o estágio de média temperatura (para o cálculo foi usado só o polinómio fornecidos pela Bitzer para o cálculo do caudal mássico).

EER<sub>Refrig</sub> – Eficiência energética de refrigeração total para o sistema de refrigeração (estágio de média temperatura e baixa temperatura), para o cálculo foi usado os polinómios fornecidos pela Bitzer).

EER<sub>Refrig2</sub> – Eficiência energética de refrigeração total para o sistema de refrigeração (estágio de média temperatura e baixa temperatura), para o cálculo foi só usado o polinómio fornecido pela Bitzer para o cálculo do caudal mássico do fluido frigorígeno dos compressores).

EER<sub>Total</sub> – Eficiência energética de refrigeração total para o sistema de refrigeração mais a componente de recuperação de calor para o aquecimento das águas quentes sanitárias, para o cálculo foi usado os polinómios fornecidos pela Bitzer.

EER<sub>Total2</sub> – Eficiência energética de refrigeração total para o sistema de refrigeração mais a componente de recuperação de calor para o aquecimento das águas quentes sanitárias, para o cálculo foi só usado o polinómio fornecido pela Bitzer para o cálculo do caudal mássico do fluido frigorígeno

EES (*Engineering Equation Solver*) – Software: Engineering Equation Solver.

EP<sub>e</sub> – Preço da energia (€/KWh)

EP<sub>ng</sub> – Preço do gás natural (€/m<sup>3</sup>)

Fluid\$ – Fluido frigorígeno, no caso da dissertação é CO<sub>2</sub>

GWP (*Global Warming Potential*) – Potencial Global de Aquecimento.

HFC's – Hidrofluorcarbonetos

$m_1$  – Caudal mássico do fluído frigorigéneo que passa pelo evaporador de baixa temperatura

$m_2$  – Caudal mássico do fluído frigorigéneo que passa pelo evaporador de média temperatura

$m_3$  – Caudal mássico do fluído frigorigéneo que sai do vaso de pressão intermédia

$m_4$  – Caudal mássico do fluído frigorigéneo que passa pela válvula de by-pass

$m_5$  – Caudal mássico do fluído frigorigéneo do compressor de média temperatura.

$\eta_1$  – Rendimento isentrópico do compressor do estágio de média temperatura

$\eta_2$  – Rendimento isentrópico do compressor do estágio de baixa temperatura

ODP (*Ozone Depletion Potential*) – Potencial de destruição da camada de Ozono.

PCI – Permutador de calor interno.

(PCI)  $\epsilon_{IHX}$  – Eficiência do permutador de calor Interno

$P_{cond}$  – Pressão de alta pressão, Pressão operativa do arrefecedor de gás

$P_i$  – Pressão intermédia do sistema de refrigeração

Potência<sub>aq</sub> – Potência das águas quentes sanitárias

$P_{sat,BT}$  – Pressão do evaporador de baixa temperatura

$q_{carga\ aquecimento}$  – Carga total para o aquecimento do CIP no processamento alimentar (KW).

$q_{carga\ de\ arrefecimento}$  – Carga de arrefecimento para o processamento alimentar na indústria agroalimentar (KW).

$Q_{comp1}$  – Cálculo da potência do compressor do estágio de baixa temperatura para comparar com a função potelet

$Q_{comp2}$  – Cálculo da potência do compressor do estágio de média temperatura para comparar com a função potelet\_mt

$Q_{conselect1}$  - Função que calcula a potência do compressor do estágio de baixa temperatura

$Q_{conselect2}$  - Função que calcula a potência do compressor do estágio de média temperatura

$Q_{evap,BT}$  – Cálculo da potência do evaporador de baixa temperatura usando o polinómio fornecido pela Bitzer para o cálculo do caudal mássico para o compressor de baixa temperatura

$Q_{evap,BT}$  – Cálculo da potência do evaporador de baixa temperatura usando o polinómio fornecido pela Bitzer para o cálculo do caudal mássico para o compressor de baixa temperatura

$Q_{evap,MT}$  – Cálculo da potência do evaporador de media temperatura

$Q_{gc}$  – Potência do arrefecedor de gás

$q_{hot\ water}$  – Carga de aquecimento para aquecimento de águas quentes usado na limpeza de instalações (CIP) na indústria agroalimentar (KW).

$q_{ph}$  – Potência total de aquecimento da bomba de calor (KW).

$Q_{Potfrig,bt}$  – Cálculo com a função potfrig para calcular a potência frigorífica do estágio de baixa temperatura

$q_{uh}$  – Potência real em uso pela bomba de calor (KW).

$T_{amb}$  – Temperatura do ar ambiente

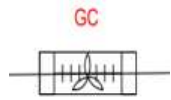
$T_{evap,BT}$  – Temperatura de evaporação de baixa temperatura

$T_{evap,MT}$  – Temperatura de evaporação de média temperatura

$T_{sh}$  – Sobreaquecimento do fluido frigorígeno depois dos evaporadores de baixa e média temperatura.

VPC – Vaso de Pressão controlada.

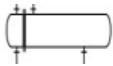
# SÍMBOLOS ESQUEMÁTICOS



Arrefecedor de gás



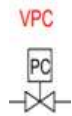
Compressor



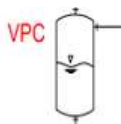
Permutador de calor Interno



Válvula de alta Pressão



Válvula de By-Pass



Vaso de separador de líquido



Vaso de expansão



Evaporador

# 1 INTRODUÇÃO

Tendo em vista a proteção do meio ambiente, torna-se pertinente a abordagem do tema dos fluidos de refrigeração. Estes manifestam um papel representativo no aquecimento global e na destruição da camada de ozono, com graves impactos, quer a nível social, quer a nível ambiental no nosso planeta. O estudo destes fluidos poderá contribuir para que os sistemas de ar condicionado e de refrigeração se tornem mais eficientes e, conseqüentemente, se possa reduzir o seu impacto ambiental.

Pelos motivos mencionados acima, os sistemas de ar condicionado e de refrigeração têm sofrido, nos últimos tempos, alterações técnicas, nomeadamente na utilização de fluidos frigoríficos naturais (propano, dióxido de carbono, butano, amoníaco), em alternativa aos designados fluidos frigoríficos convencionais do tipo HFC<sub>s</sub> e HCFCs, para que se possa mitigar os efeitos nefastos que os sistemas de ar condicionado e de refrigeração têm provocado no meio ambiente.

Perante o problema mencionado, que a todos deve preocupar, o propósito deste projeto será simular um ciclo frigorífico a dois estágios para um sistema de refrigeração com recuperação de calor que utilize como fluido frigorífico o dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>). A razão para a escolha do fluido frigorífico natural CO<sub>2</sub> é porque este tem um baixo GWP (potencial de aquecimento global) e zero ODP (potencial de destruição de camada de ozono), indo ao encontro das preocupações ambientais que apresentámos nos parágrafos anteriores.

## 1.1 Descrição do CO<sub>2</sub>

A descrição apresentada nesta secção tem base na obra de IIAR (2018). Várias substâncias que ocorrem na natureza podem ser usadas efetivamente como fluido frigorífico em sistemas de refrigeração por compressão de vapor. Essas substâncias de ocorrência natural incluem a amónia (NH<sub>3</sub>) e o CO<sub>2</sub>, e são denominados “fluidos frigoríficos naturais”.

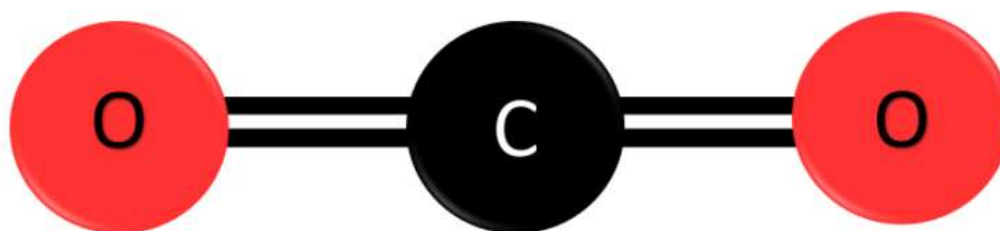
Por ocorrerem na natureza, essas substâncias são ambientalmente neutras quando utilizadas em sistemas de refrigeração. Ao contrário dos fluidos frigoríficos CFC, HCFC e HFC, os fluidos frigoríficos naturais não têm qualquer potencial de destruição da camada de ozono (ODP), nem qualquer potencial, ou têm potencial extremamente baixo, de aquecimento global (GWP).

Além dos benefícios ambientais que favorecem o uso de NH<sub>3</sub> e de CO<sub>2</sub>, há benefícios económicos significativos. Ambos os fluidos são abundantes em nosso meio ambiente e produzidos em grande quantidade para o uso comercial em diversas indústrias, tais como: a NH<sub>3</sub> na agricultura e nas indústrias químicas; e o CO<sub>2</sub> nas indústrias de bebidas.

O outro aspeto que se deve ter em conta é o custo dos diferentes tipos de fluidos frigoríficos comparado com o CO<sub>2</sub>. A seguir apresentamos um exemplo de custos de vários fluidos frigoríficos em 2017 em dólares americanos (\$):

Os custos a granel para o contratante em 2017 foram de \$ 0,90/lb para a NH<sub>3</sub>, \$ 0,60/lb para o CO<sub>2</sub>, \$ 7,50/lb para o R-507 e \$ 27,00/lb para o R-22. (IIAR, 2018).

Figura 1. 1 – Composição química do CO<sub>2</sub>



Fonte: Edinburg Sensors, 2010

O CO<sub>2</sub> é composto por duas moléculas de oxigénio e uma molécula de carbono. A figura 1.1 identifica os componentes químicos do CO<sub>2</sub>.

Tabela 1. 1 - Potencial de aquecimento global de fluido frigorífico de vários fluidos frigoríficos

Potencial de Aquecimento Global de Refrigerantes	
REFRIGERANTE	GWP
R717 (amóniaco)	0
R-744 (dióxido de carbono)	1
R134a (HFC)	1300
R404a (HFC)	3260

Fonte: IIAR, 2018

A tabela 1.1 compara o potencial de aquecimento global (em inglês, GWP – *Global Warming Potential*) de vários fluidos frigoríficos, nomeadamente: CO<sub>2</sub>, amoníaco, R134a e R404a. Como se pode verificar, os fluidos frigoríficos R134a e R404a (hidrofluorcarbonetos) têm valores e potencial de aquecimento global muito elevados (1300 e 3260, respetivamente) enquanto os fluidos naturais amoníaco e CO<sub>2</sub> têm só 0 e 1, respetivamente.

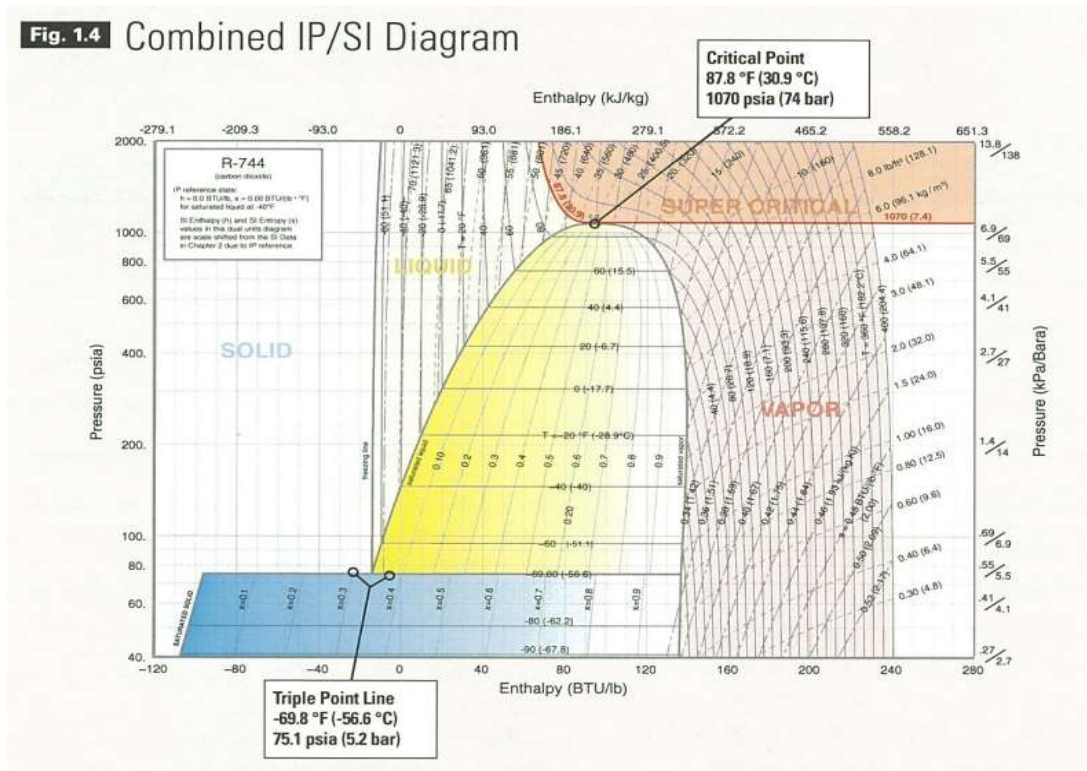
O CO<sub>2</sub> também pode ser empregado como fluido frigorífico em vários tipos de sistemas de ciclo fechado, incluindo tanto o subcrítico como o transcrito. Para qualquer tipo de sistema de CO<sub>2</sub>, tanto o ponto crítico quanto o ponto triplo devem ser considerados.

O ciclo de refrigeração clássico com o qual estamos todos familiarizados é o subcrítico, ou seja, toda a faixa de temperaturas e de pressões aplicadas no ciclo - entre a ebulição do líquido no evaporador, passando pela compressão, e condensado de volta ao líquido no condensador - estão acima do ponto triplo e abaixo do ponto crítico.

Um sistema transcrito ainda ferve o fluido frigorífico líquido no evaporador acima do ponto triplo. No entanto, o vapor é comprimido acima do ponto crítico e, em vez de um condensador, o gás de descarga comprimido é arrefecido num ponto acima da cúpula clássica do diagrama PH e é revertido para líquido apenas quando a pressão cai abaixo da cúpula.

Um sistema de CO<sub>2</sub> subcrítico de estágio único é simples, mas também tem limitações, devido à sua faixa de temperatura operacional e à alta pressão de condensação (IIAR, 2018).

Figura 1.2 - Demonstração do ponto crítico e a linha dos pontos triplos



Fonte: IAR, 2018

## 1.2 Propriedades do CO<sub>2</sub>

Assim como a secção anterior, esta também tem base no IAR (2018). O CO<sub>2</sub> é um gás ligeiramente tóxico, inodoro e incolor com um sabor levemente ácido e pungente. É um pequeno constituinte do ar, mas de vital importância para a regulação respiratória, e está naturalmente presente na nossa atmosfera.

Nos últimos 200 anos, o teor de CO<sub>2</sub> da atmosfera aumentou de 280 PPM, em 1800, para 295 PPM, em 1900, para 368 PPM, em 2000. O volume médio global de CO<sub>2</sub> de abril de 2013 é de 396,72 PPM de acordo com a NOAA. Como ponto de referência, os níveis de CO<sub>2</sub> na atmosfera estavam acima de 1.000 PPM há 150.000 milhões de anos.

Alguns dos maiores produtores de CO<sub>2</sub> são as centrais termoeletricas. O CO<sub>2</sub> é visto como uma das principais causas do atual aquecimento global, o que levanta preocupações sobre o uso do CO<sub>2</sub> como fluido frigorigéneo. No entanto, quando o CO<sub>2</sub> é usado como fluido frigorigéneo, o gás já existe dentro de um fluxo de resíduos de gás natural, principalmente na produção de NH<sub>3</sub>. Em seguida, é capturado, refinado e utilizado para carregamento em um ciclo de refrigeração fechado.

O CO<sub>2</sub> é 1,5 vezes mais pesado do que o ar à pressão atmosférica e, portanto, irá descer se libertado para o ar. Os destaques das propriedades do CO<sub>2</sub> em comparação com os outros fluidos frigorigêneos incluem:

- pressão operacional mais alta a uma determinada temperatura
- faixa mais estreita de temperaturas de operação
- ponto triplo a uma pressão muito maior
- ponto crítico a uma temperatura muito baixa (IIAR, 2018).

### **1.3 Inflamabilidade**

O CO<sub>2</sub> não queima nem suporta a combustão. O ar com um teor de CO<sub>2</sub> superior a 10% extinguirá uma chama aberta.

### **1.4 Segurança — Efeito nos humanos**

O CO<sub>2</sub> não causa irritação na pele, nos olhos ou no sistema respiratório, como ocorre com a NH<sub>3</sub>. No entanto, em altas concentrações, pode afetar a função respiratória, levando à asfixia e até à morte (IIAR, 2018).

### **1.5. Motivação para a dissertação**

A motivação que tive para desenvolver a minha dissertação no uso dos fluidos frigorigêneos naturais, nomeadamente o CO<sub>2</sub>, deve-se a várias razões. Em primeiro lugar, a motivação advém da responsabilidade social e ambiental que todos os intervenientes profissionais da área da refrigeração e ar condicionado devem ter para com a sociedade.

É significativa a utilização massiva dos fluidos frigorigêneos ditos convencionais, nomeadamente do tipo HFC<sub>s</sub> e HCFCs, e a sua predominância no mercado de refrigeração e climatização, de acordo com as condições impostas pelo protocolo de Montreal - Emenda de Kigali.

No ano de 1985, um conjunto de nações reuniram na Áustria para debater um manifesto de preocupações técnicas e políticas das consequências que o planeta sofrerá com a redução da camada de ozono. Em outubro de 2016 os Estados membros do protocolo de Montreal decidiram em reunião na capital de Ruanda, Kigali, emendar o protocolo de Montreal no qual

iria incluir os hidrofluorcarbonos (HFCs) na lista de substâncias controladas pelo protocolo Montreal.

Essa realidade, contudo, deve ser contestada através de uma utilização gradual dos ditos fluidos frigorigêneos naturais. Nesse contexto, simular um sistema de refrigeração em que é usada a rejeição de calor para o aquecimento de águas para lavagem industrial, contribuirá para a preservação do ambiente.

Um dos fatores que motivaram a realização desta dissertação é, portanto, a aplicação dos fluidos frigorigêneos naturais nos sistemas de refrigeração de forma a contribuir para a redução do aquecimento global. O outro fator é que, com os sistemas de refrigeração transcíticos a CO<sub>2</sub> que servem como bomba de calor ou onde é aplicando um sistema de recuperação de calor, é possível aquecer águas quentes sanitárias e atingir temperaturas até 120 °C para processos industriais. Este recurso reduz a necessidade de uma caldeira a gás ou a petróleo e assim diminui ainda mais a pegada ecologia no meio ambiente.

Para finalizar, os processos industriais para a produção de fluidos frigorigêneos naturais são pouco dispendiosos e mais amigos do ambiente, se comparados com os processos químicos e a infraestrutura necessários para a produção dos fluidos frigorigêneos (não naturais).

## **2 OBJETIVO**

O objetivo da dissertação é investigar a funcionalidade teórica de um sistema de refrigeração a dois estágios com recuperação de calor, que utilize como fluido o refrigerante CO<sub>2</sub>, em países tropicais. A instalação de refrigeração é baseada numa instalação fictícia de um matador de frangos situado nas ilhas Seicheles.

Para isso, o projeto assumirá a concepção e a realização de uma simulação numérica através do software Engineering Equation Solver (EES). O software EES é um programa que tem como finalidade a resolução de equações acopladas, sejam as equações algébricas, diferenciais ou não lineares.

O software também pode ser usado para resolver equações diferenciais e integrais, nomeadamente para analisar a otimização, fornecer análises de incerteza, realizar regressão linear e não linear, converter unidades, verificar a consistência da unidade e gerar gráficos com qualidade de publicação.

Uma característica importante do EES é a base de dados de propriedades termodinâmicas e de transporte de alta precisão que é fornecido para centenas de substâncias de uma maneira que permite que a base de dados seja usada com a capacidade de resolução de equações referidas em cima.

### **2.1 Descrição do sistema de refrigeração de uma estação de abate de frangos**

O problema está relacionado com um projeto fictício de um matador de frangos situado nas ilhas Seicheles, nomeadamente na ilha principal Mahé.

A refrigeração da carne de aves é um dos fatores mais importantes na manutenção da qualidade da carne, tanto para o consumo quanto para o processamento. A refrigeração rápida de carcaças de aves retarda o crescimento de microrganismos deteriorantes e, portanto, prolonga a vida útil do produto. Além disso, o arrefecimento rápido pode reduzir significativamente a perda de peso.

Após o abate, a carcaça das aves deve ser arrefecida para reduzir e manter a temperatura da carne abaixo de um valor que garanta um produto de alta qualidade e segurança.

A escolha de um método adequado é importante para a qualidade do produto acabado. Os métodos de arrefecimento da carcaça impactam muito na qualidade e na palatabilidade da carne, sendo os resultados desses métodos muito específicos da espécie.

O estudo apresentado é um sistema de pré-arrefecimento das carcaças destinadas ao congelamento, que é arrefecido por meio de sistemas contínuos de imersão em água em linha. O processo é geralmente dividido em duas etapas: pré-arrefecimento e arrefecimento final ou congelamento, sendo que o processo de pré-arrefecimento ocorre imediatamente após a evisceração e antes de qualquer procedimento subsequente.

O arrefecimento por imersão em água pode ser realizado por arrefecimento de água em contra fluxo, onde a água refrigerada corre oposta ao fluxo de fiação das carcaças de aves. É de salientar que o sistema de refrigeração também irá incorporar o aproveitamento de águas sanitárias com fim para lavagem de equipamento industrial.

## **2.2 Objetivos Específicos**

O conceito do sistema de refrigeração será em dois estágios e é composto por um ciclo de alta pressão, que irá trabalhar no estado transcrito, a CO<sub>2</sub>, e outro ciclo, de baixa pressão, que irá trabalhar no estado subcrítico, a CO<sub>2</sub> também.

O estudo compreenderá as seguintes fases:

- 1) – Definir o primeiro estágio, de temperatura baixa do sistema de refrigeração: o primeiro estágio funcionará na zona subcrítica e terá a finalidade de arrefecer um produto avícola à temperatura de -18 °C;  
– Definir o segundo estágio, de temperatura baixa, que funcionará para arrefecer um produto avícola à temperatura de 5°C, sendo a temperatura de evaporação do fluido frigorigéneo de 0 °C (evaporador); o ciclo frigorífico do segundo estágio situar-se-á na zona transcrito, na qual o arrefecedor de gás será também utilizado como um recuperador de calor, usado para o aquecimento das águas para lavagem industrial (CIP).
- 2) Aplicar os algoritmos e respetivas funções matemáticas no EES para efetuar a simulação numérica dos diversos componentes do sistema de um ciclo frigorífico a dois estágios (transcrito e subcrítico) com recuperação de calor usando a CO<sub>2</sub>.
- 3) Análise energética do sistema, e da rentabilidade económica de recuperação de calor

### 3 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

O projeto é definido como sendo uma simulação numérica de um sistema de refrigeração de dois estágios com o uso de rejeição de calor para fins de aquecimento de águas quentes sanitárias para lavagem industrial.

O esquema do problema está apresentado nas figuras 6.1 e 6.2, reproduzido de *CO<sub>2</sub> handbook* (IIAR, 2018). Devido ao facto do CO<sub>2</sub> transcrito trabalhar com pressões muito mais altas, comparativamente com os fluidos frigoríficos comuns, o sistema CO<sub>2</sub> apresenta alguns desafios técnicos na indústria de refrigeração.

A seguir apresentamos uma tabela comparativa entre um ciclo de refrigeração transcrito CO<sub>2</sub> e a de um ciclo convencional de refrigeração subcrítico de HFC<sub>s</sub> (cf. *Emerson, s/d*).

Tabela 3. 1 - Comparação entre fluidos frigoríficos HFC e CO<sub>2</sub>

Parâmetros do Ciclo	Subcrítico usando HFC <sub>s</sub>	Transcrito CO <sub>2</sub>
Pressão alta de arrefecimento – dispositivo de rejeição de calor	Condensador – vapor condensa a temperatura constante	O arrefecedor de gás – CO <sub>2</sub> sofre uma grande carga de temperatura
Pressão de descarga	HFCs: de 10 a 40 bar	De 90 até 130 bar
Pressão de sucção	HFCs: de 2 a 9 bar	De 25 até 50 bar
Temperatura de descarga do fluido frigorífico	Normalmente inferior a 95 °C	Até os 140 °C
Controlo dos dispositivos de expansão	Por ponto de sobreaquecimento ou dispositivo de expansão de fluxo fixo	Normalmente usado para o controlo da pressão alta do CO <sub>2</sub>
Controlo de alta pressão (excluindo controlos de <i>shut-down</i> de segurança)	Pressão não controlada ajustada pela temperatura de condensação, geralmente 40 bar no máximo.	Necessário até os 130 bar.

Estado do fluido frigorigéneo	Parcialmente líquido e parcialmente vapor.	Gás (supercrítico) acima de 31 °C de vapor ambiente – mistura líquida abaixo de 31 °C; pode tornar-se sólido após um arrefecimento abaixo $P < b$ bar.
Pressão do sistema (temperatura do ambiente >31 °C)	Com temperatura de ambiente o fluido frigorigéneo encontra-se em estado de vapor.	Pelo menos 74 bar – pode ser maior, dependendo da carga e temperatura.

Fonte: Emerson, s/d

### 3.1 Considerações a tomar no dimensionamento de um ciclo de refrigeração de dois estágios a CO<sub>2</sub> (refrigeração - subcrítico e transcrito)

Como se pode verificar em *CO<sub>2</sub> handbook* (IAR, 2018), é necessário ter em conta algumas considerações para um bom dimensionamento de um sistema de refrigeração com recuperação de calor a CO<sub>2</sub>. A seguir, estão listados os onze aspetos mencionados:

- 1) Um dos problemas no uso do CO<sub>2</sub> num ciclo de refrigeração subcrítico é que as eficiências são baixas. A razão das eficiências serem baixas é porque, na mudança de fase, a quantidade de calor rejeitado pelo CO<sub>2</sub> é baixa, devido ao fenómeno termodinâmico em que a entalpia da rejeição de calor diminui quando a condensação ocorre perto do ponto crítico (31,1 °C; 7,38 MPa).
- 2) Há que ter em conta que quando o CO<sub>2</sub> é comprimido para além da pressão crítica, há a possibilidade de a entalpia de rejeição de calor ser muito mais alta por meio de arrefecimento sensível. Por meio da pressão crítica, a entalpia de rejeição de calor é muito maior no arrefecimento sensível e, devido a esse fenómeno termodinâmico, um sistema de refrigeração transcrito recupera a eficiência.
- 3) Num ciclo de refrigeração transcrito a CO<sub>2</sub>, o evaporador funciona na zona subcrítica e, no caso do arrefecedor de gás, este se encontra na região transcrito.
- 4) Num sistema de refrigeração transcrito a CO<sub>2</sub>, a diferença de pressão entre o evaporador e o arrefecedor de gás é maior, comparando os sistemas convencionais de refrigeração que usam HFCs aos sistemas de refrigeração transcrito a CO<sub>2</sub>. A diferença de pressão entre o evaporador e o arrefecedor de gás é muito maior no lado transcrito a CO<sub>2</sub>, porque no processo de expansão haverá perdas termodinâmicas.

- 5) Num ciclo de refrigeração transcrito a  $\text{CO}_2$ , existem grandes diferenças de pressão entre o evaporador e o arrefecedor a gás, o que provocará perdas termodinâmicas. Para compensar parcialmente essas perdas, é recomendável dimensionar dispositivos de recuperação de trabalho de expansão.
- 6) Na compressão do fluido frigorífero convencional e na região subcrítica, a taxa de pressão opera aproximadamente até aos oito, já no caso de um ciclo de refrigeração transcrito a  $\text{CO}_2$  a taxa de pressão oscila de três a quatro. A razão pela qual o processo de compressão na região transcrito a  $\text{CO}_2$  favorece uma eficiência isentrópica alta dum sistema BC é porque as taxas de pressão são baixas se as comparamos com sistemas convencionais de refrigeração.
- 7) Os componentes do ciclo frigorífico a  $\text{CO}_2$  que contribuem para aumentar a eficiência termodinâmica do ciclo de refrigeração a  $\text{CO}_2$  são a válvula de redução de pressão e o arrefecedor de gás, que alguns estudos académicos, como o *CO<sub>2</sub> handbook*, mencionam como obtendo uma melhoria de cerca de 38%, seguido pelo compressor, que regista uma contribuição de 35% da irreversibilidade total do ciclo. Portanto, o desempenho do sistema de refrigeração no estágio transcrito pode ser aprimorado através do dimensionamento de componentes apropriado para reduzir as perdas de eficiência.
- 8) Num sistema de refrigeração a trabalhar na região transcrito, o COP vai depender do calor de rejeição que o arrefecedor de gás vai poder efetuar.
- 9) Após vários estudos académicos, conclui-se que, num sistema de refrigeração a  $\text{CO}_2$  a dois estágios, a temperatura de saída do arrefecedor de gás e o compressor do estágio de baixa afetam significativamente o desempenho do sistema.
- 10) As principais funções do dispositivo de expansão de um sistema de refrigeração transcrito a  $\text{CO}_2$  é distribuir o  $\text{CO}_2$  para o evaporador, bem como manter uma diferença de pressão entre o evaporador e o arrefecedor de ar. Cálculos teóricos e análises experimentais sugerem que um ejetor no lugar de uma válvula de expansão podem melhorar o desempenho do ciclo transcrito.
- 11) Num ciclo de refrigeração, as perdas de estrangulamento que ocorrem na válvula de expansão contribuem para reduzir o desempenho do sistema. Uma forma de superar o problema poderá passar pela adoção de ejetores múltiplos, que podem ser conetados em paralelo ou, com um estudo apropriado, podem ser conetados em diferentes padrões. Outra forma de superar o problema é na instalação de uma válvula by-pass que tem como objetivo

controlar o “flash-gash”. Mais à frente, são explicados, de uma forma mais detalhada, a válvula de by-pass e também a finalidade dos ejetores.

- 12) Um dos grandes desafios no uso do fluido frigorigéneo CO<sub>2</sub> é o baixo ponto crítico (31,1 °C e 7,38 MPa) e a alta pressão operacional (8,0 a 11,0 MPa).
- 13) O acoplamento num sistema de refrigeração transcrito a CO<sub>2</sub> de um permutador de calor interno (IHX) e injetores favorece o melhoramento do COP do sistema.

## 4 ESTADO DA ARTE

Nesta parte, serão descritos o funcionamento e o atual estado de arte, de forma não exaustiva, do sistema de uma bomba de calor a CO<sub>2</sub> a funcionar em estado transcrito e o estado de arte de um sistema de refrigeração subcrítico a CO<sub>2</sub>.

Segundo Ma, Zhongyan e Tian (2013), os ejetores melhoram e aumentam a transferência de calor podem melhorar o desempenho transcrito do sistema de refrigeração a CO<sub>2</sub> para um nível semelhante aos sistemas de refrigeração convencionais.

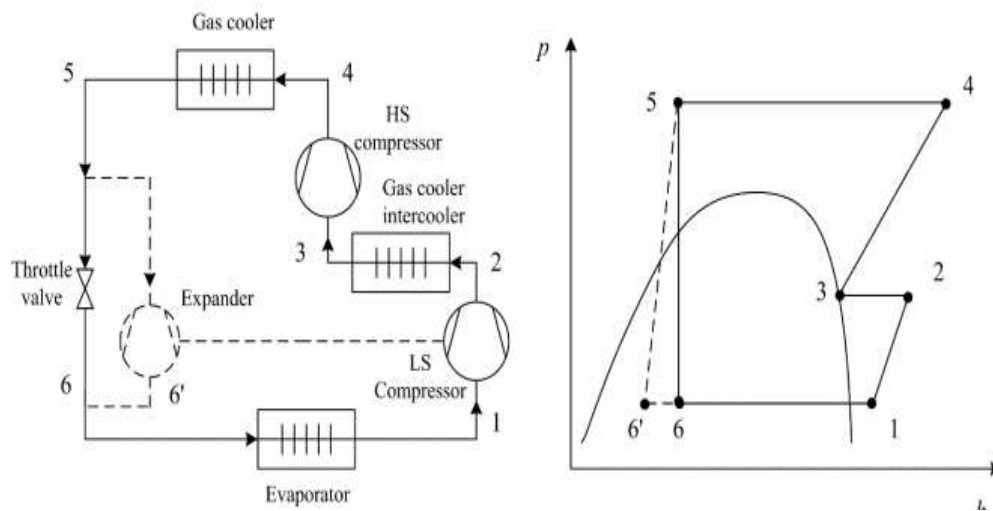
Têm havido inúmeros exemplos em várias áreas de aplicações de sistemas de refrigeração transcritos a CO<sub>2</sub> com recuperação de calor, desde supermercados até a indústria agroalimentar. Por exemplo, num estudo efetuado por Visser (2018), para melhorar a eficiência energética, foi instalado o sistema de refrigeração citado acima numa quinta leiteira localizada na Nova Zelândia, chegou-se às seguintes conclusões:

- 1) O leite é arrefecido de 38,6 °C até a temperatura obrigatória, de 6 °C, em menos de 6 minutos.
- 2) Reduziu-se em 32% o custo energético para o aquecimento das águas quentes sanitárias (CIP). A poupança energética é efetuada através do compressor de CO<sub>2</sub> que opera no estágio transcrito durante a fase de arrefecimento da água. A recuperação de calor do estágio transcrito consegue atingir temperaturas das águas quentes sanitárias que vão até os 85 °C. Se combinarmos o COP de aquecimento e do arrefecimento, o COP atinge valores de 7,5.

Zhang, Tong e Wang (2015) publicaram um estudo sobre 4 tipos de ciclos de refrigeração a dois estágios de compressão de CO<sub>2</sub> transcrito, a saber:

1 O Ciclo com intercooler externo de dupla compressão (DCEI): Abaixo está representada a figura esquemática e o diagrama de entalpia de pressão. O ciclo (DCEI) consiste num evaporador, dois compressores (compressor de estágio de baixa e compressor de alta), com o arrefecedor de vapor na pressão intermédia através de um permutador de calor e uma válvula redutora de pressão.

Figura 4. 1 - Esquema de princípio e diagrama p-h do ciclo DCEI com e sem expensor



Fonte: Zhang et al., 2015

2 Ciclo Intercooler Externo de dupla compressão com expensor (DCEIE): este ciclo é semelhante ao ciclo DCEI, mas com o expensor que substitui a válvula redutora de pressão, e usando a recuperação de trabalho para acionar o compressor. O processo de expansão do expensor é ilustrado pela linha tracejada na figura 4.1.

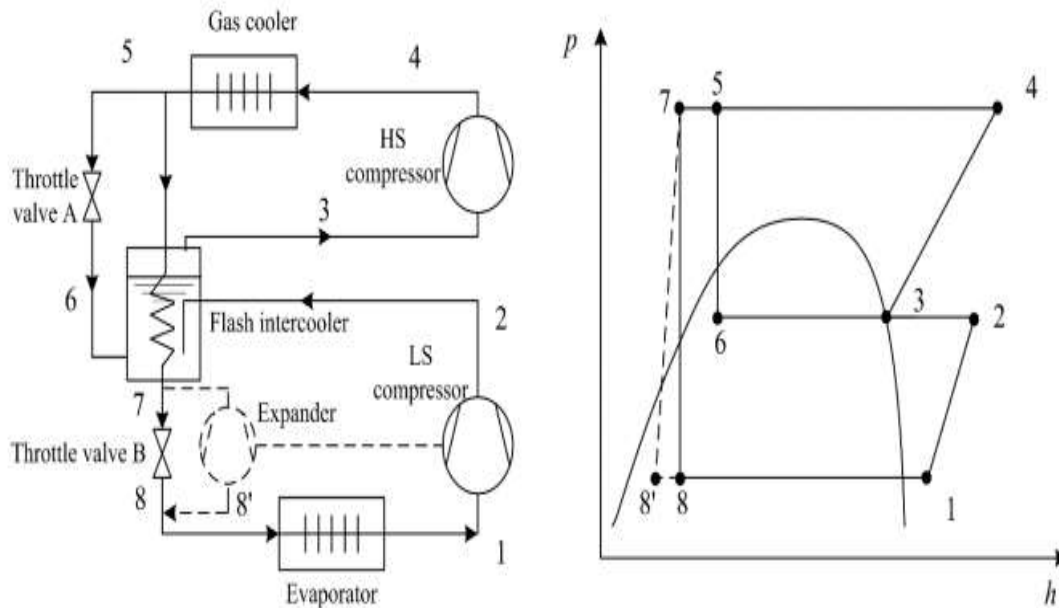
A energia recuperada do expensor é usada para compensar o trabalho do compressor do estágio de baixa.

3 O ciclo intercooler flash de compressão dupla (DCFI): O ciclo é representado pela linha tracejada na figura 4.1. O fluido refrigerante de alta pressão, após o seu arrefecimento, é dividido em dois fluxos. Num dos fluxos, a pressão é reduzida até a pressão intermédia, através da válvula redutora de pressão A, o fluido refrigerante flui, por sua vez, para o vaso de “flash”. O fluido refrigerante inserido na câmara de “flash” transforma-se em vapor e arrefece o fluxo residual de fluido refrigerante residual de alta pressão que mistura e permuta calor com o fluido refrigerante de alta temperatura descarregado do compressor do estágio de baixa. Depois, a sucção do compressor do estágio de alta é o vapor saturado misto resultante.

O fluido refrigerante de alta pressão é expandido na válvula redutora de pressão B e de seguida alimenta o evaporador.

Figura 4. 2 - Esquema de princípio e diagrama p-h do ciclo DCFI com e sem expensor

Fonte: Zhang et al., 2015



3 O Ciclo intercooler Flash de compressão dupla com expensor (DCFIE) é similar ao ciclo DCFI. A diferença é que este substitui a válvula de redução B por um expensor, e usa o trabalho de recuperação para acionar o compressor. O processo de expansão do expensor do ciclo DCFIE é indicado pela linha tracejada na figura 4.2. O trabalho recuperado do expensor é transmitido para o compressor do estágio de baixa.

As conclusões efetuadas por Zhang et al. (2015) que podemos retirar da análise termodinâmica da refrigeração de CO<sub>2</sub> transcrito de compressão a dois estágios dos ciclos apresentados são as seguintes:

- a) O uso de dois estágios na compressão pode melhorar o COP no arrefecimento do ciclo,
- b) O COP no arrefecimento pode ainda ser melhorado se a válvula de redução de pressão for substituída por um expensor
- c) A pressão ideal do arrefecedor do fluido frigorígeno e a pressão intermediária ideal dos ciclos intercooler flash são menores do que as do ciclo intercooler externo.
- d) As pressões intermediárias ótimas dos ciclos de dois estágios são maiores que a média da pressão do arrefecedor de gás e a pressão de evaporação.

- e) A substituição da válvula de redução de pressão por um expansor no ciclo DCEI provoca uma diminuição de pressão ótima do arrefecedor de gás e pouca variação na pressão ótima intermediária.
- f) No entanto, a substituição da válvula de redução de pressão por um expansor no ciclo DCFI causa pouca variação na pressão ideal do arrefecedor de gás e um aumento da pressão ideal para a pressão intermediária.
- g) O ciclo DCFI supera o ciclo DCEI em todas as condições operacionais escolhidas, mas uma maior melhoria no COP do ciclo DCEI é conseguido em comparação com o ciclo DCFI, ao se substituir a válvula de redução de pressão por um expansor.
- h) O ciclo DCEIE supera o ciclo DCFIE quando a temperatura de evaporação for  $0^{\circ}\text{C}$ , ou se a temperatura de saída do arrefecedor de gás ultrapassar uma temperatura de  $35^{\circ}\text{C}$ .
- i) Quando a temperatura de saída do arrefecedor de gás variar entre  $32^{\circ}\text{C}$  e  $48^{\circ}\text{C}$ , os ciclos DCEI, DCEIE, DCFI e o ciclo DCFIE obtém, em média 4,6%, 29,2%, 12,9%, e 22,3%, respetivamente, de melhoria de COP em relação ao ciclo básico respetivamente.
- j) Os ciclos DCFI são interessantes devido à sua menor pressão de operação e maior eficiência energética, no entanto, o intercooler flash aumenta o custo do processo e também torna o controle do processo complicado.  
O nível do líquido precisará de ser controlado num processo real de forma dinâmica, isto é, dependendo da carga de refrigeração.

#### **4.1 Princípios operacionais de uma bomba de calor**

As bombas de calor são aparelhos mecânicos que, por fenómenos termodinâmicos, transferem calor de uma fonte fria para um espaço que pode estar ou não mais quente. O funcionamento termodinâmico de um ar condicionado é o mesmo que o de uma bomba de calor.

É de salientar que a bomba de calor vai usar a energia calorífica do condensador enquanto o ar condicionado tirará proveito do efeito frigorífico do evaporador. (Mitchell & Braun, 2012)

Como referem Wynglen, Borgnakke e Sonntag (2013), na sua obra *Fundamentos da termodinâmica*, uma bomba de calor precisa de energia externa para acionar o processo termodinâmico. No nosso caso em estudo, o compressor necessitará de energia elétrica para que o ciclo frigorífico seja acionado. As bombas de calor convencionais funcionam com um fluido volátil conhecido por fluido frigorígeno, que vaporiza ao absorver o calor e condensa ao perdê-lo, expondo o ciclo frigorífico de uma bomba de calor.

De outro modo, segundo os autores (Wynglen et al., 2013) o fluido frigorigéneo percorre um ciclo termodinâmico no qual o fluido frigorigéneo absorve o calor no evaporador, onde a pressão e a temperatura são mais baixas, em comparação com o ambiente onde o condensador está instalado. Para que o fluido frigorigéneo possa circular, este precisa de uma fonte energética, normalmente, a eletricidade; por sua vez, o calor é libertado do circuito frigorífico no condensador.

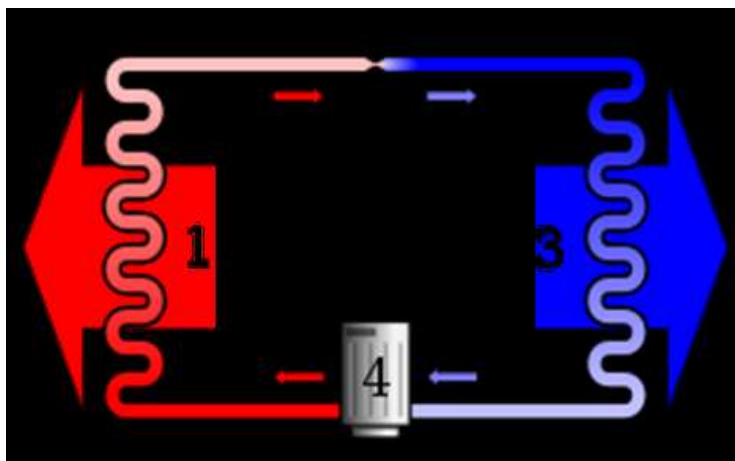
Para que o fluido frigorigéneo que está em estado líquido possa evaporar no evaporador, existe uma válvula de expansão que reduz a pressão do fluido frigorigéneo antes que este entre no evaporador. Aí, o fluido frigorigéneo líquido passa pela válvula de expansão que tem a função de reduzir a pressão do fluido frigorigéneo; só então é que o fluido frigorigéneo entra no evaporador, em estado líquido; o fluido frigorigéneo, ao percorrer o evaporador, absorve o calor do espaço fazendo o fluido ferver e mudar de estado do líquido para o estado gasoso, onde, após passar pelo evaporador, entra no compressor e o ciclo se repete novamente, o que justifica a expressão “ciclo frigorífico”.

É de salientar que o fluido frigorigéneo tem que alcançar uma temperatura suficientemente alta, quando comprimido, para que possa libertar o calor através do condensador, atingir uma temperatura suficientemente baixa, quando expandido no evaporador, para que o calor possa fluir do ambiente frio para o fluido no evaporador.

Quanto maior a diferença de temperatura entre o evaporador e o condensador, maior a diferença de pressão necessária e, conseqüentemente, maior a energia requerida para comprimir o fluido. Logo, o COP decresce com o aumento da diferença de temperatura (Wynglen, et al., 2013).

A figura abaixo demonstra o funcionamento termodinâmico de uma bomba de calor.

Figura 4.3 - Ciclo de refrigeração



Fonte: Wynglen et al., 2013

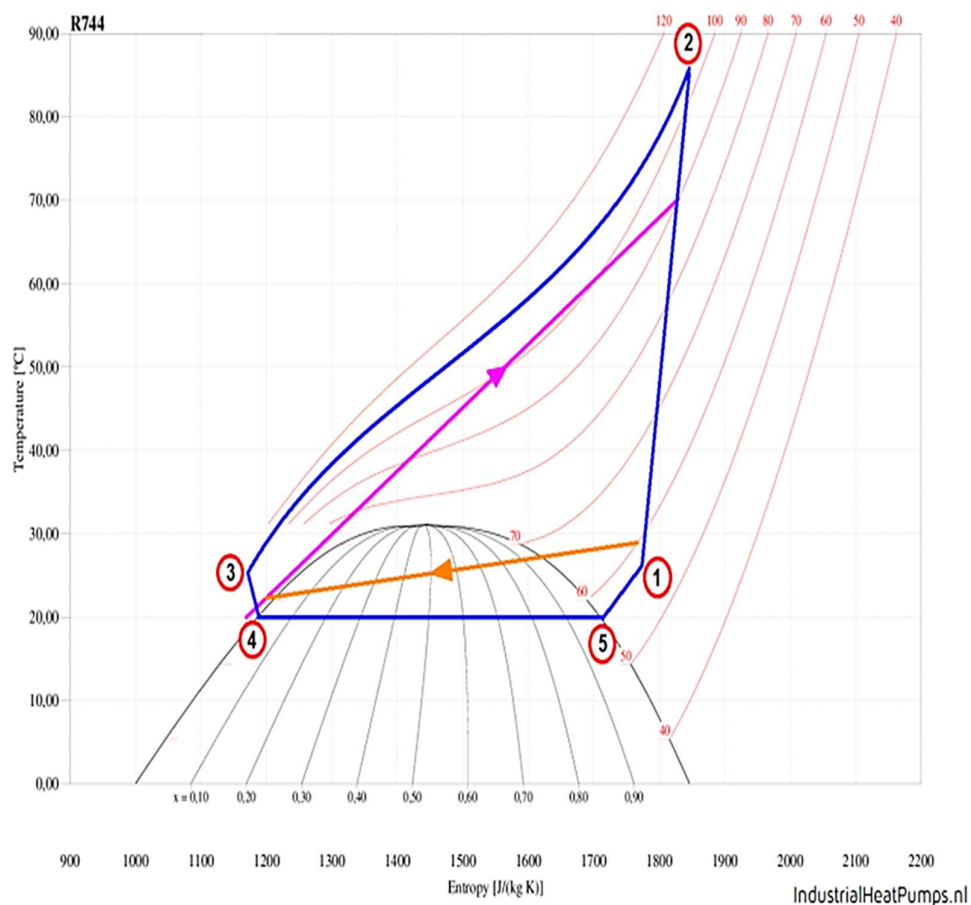
Como demonstra a figura acima, o ciclo de refrigeração por compressão de vapor de uma bomba de calor é composto por quatro elementos: 1) Condensador, 2) Válvula de expansão, 3) Evaporador e 4) Compressor.

#### 4.2 Funcionamento teórico de uma bomba de calor a CO<sub>2</sub> transcrito.

Num sistema de refrigeração a CO<sub>2</sub>, o estado do ciclo frigorífico acima dos 31° C, é transcrito. Num ciclo frigorífico a CO<sub>2</sub> transcrito, a absorção de calor no evaporador ocorre abaixo da pressão crítica de 71 bar e a libertação de calor dentro do arrefecedor de gás ocorre acima da pressão crítica de 71 bar. Devido ao fenómeno mencionado acima, num sistema de refrigeração transcrito a CO<sub>2</sub>, o mecanismo onde o calor será libertado é conhecido como ‘arrefecedor de gás’, e a libertação de calor é feita dentro de uma determinada faixa de temperatura, isto é, o CO<sub>2</sub> será arrefecido, não condensado. Esse acontecimento está em contraste com os sistemas de compressores convencionais, onde a libertação de calor ocorre a uma temperatura fixa.

A figura 4.4, a seguir, demonstra um ciclo frigorífico de bomba de calor transcrito a CO<sub>2</sub> num diagrama mollière T-s. Um fluxo de água residual (representado a laranja) é arrefecido no evaporador de 28°C para 23°C (efeito chiller). A água do processo (representada a rosa), por sua vez, é aquecida na fase de rejeição de calor que está indico a roxo. de 20°C a 70°C (Kleijn Energy Consultants & Engineers, s/d).

Figura 4. 4 - Diagrama molier t-s de arrefecimento/aquecimento de água através de um sistema de refrigeração transcrito usando o fluido frigorígeno CO<sub>2</sub>



Fonte: Kleijn Energy Consultants & Engineers, s/d

A linha descrita em azul representa um ciclo fluido frigorígeno transcrito a CO<sub>2</sub> de uma bomba de calor. As fases do ciclo fluido frigorígeno transcrito a CO<sub>2</sub> são, de acordo com Kleijn Energy Consultants & Engineers, (s/d):

- 1- Compressão à pressão transcrito;
- 2 - Arrefecimento do gás na área transcrito, para aquecer as águas sanitárias (águas para lavagem industrial);
- 3 - Expansão para baixa pressão;
- 4 Arrefecimento do fluxo de águas por meio do processo de evaporação do gás;
- 5 - Superaquecimento do gás após o arrefecedor

O COP de aquecimento varia de acordo com a temperatura do ambiente. Em temperaturas ambientais mais altas, o trabalho de compressão para o sistema de refrigeração é mais alto, mas o trabalho de compressão para o aquecimento é menor. Para temperaturas ambientais baixas, a pressão não se consegue baixar, o que não altera o COP para o aquecimento. As bombas de calor são uma ótima escolha para aplicações em que seja necessário em simultâneo aquecer e arrefecer.

### **4.3 A eficiência de uma bomba de calor a CO<sub>2</sub> transcrito**

O CO<sub>2</sub> handbook da IIR (2018) descreve que o coeficiente de performance de uma bomba de calor é conhecido por COP. Este coeficiente é calculado através, da divisão da potência do condensador pela potência elétrica absorvida pelo sistema de refrigeração (compressor), como formulado a seguir

$$COP_{BC} = \frac{Q_{COND}}{W}$$

### **4.4 Vantagens da bomba de calor transcrito a CO<sub>2</sub>**

- 1) No aquecimento de águas sanitárias, ou CIP (*Circulating Cleaning in Place*), numa faixa de temperatura de 40-80°C, e em situações específicas, a eficiência de uma bomba de calor transcrito a CO<sub>2</sub> pode atingir valores superiores em comparação com a maioria das bombas de calor convencionais.
- 2) A possibilidade de aquecer águas sanitárias ou CIP até à temperatura de 90°C e em casos específicos até temperaturas mais altas, pode ser usada em processos industriais agroalimentares como alternativa ao uso de caldeiras (IIR, 2018).

### **4.5 Desvantagens das bombas de calor transcrito a CO<sub>2</sub>**

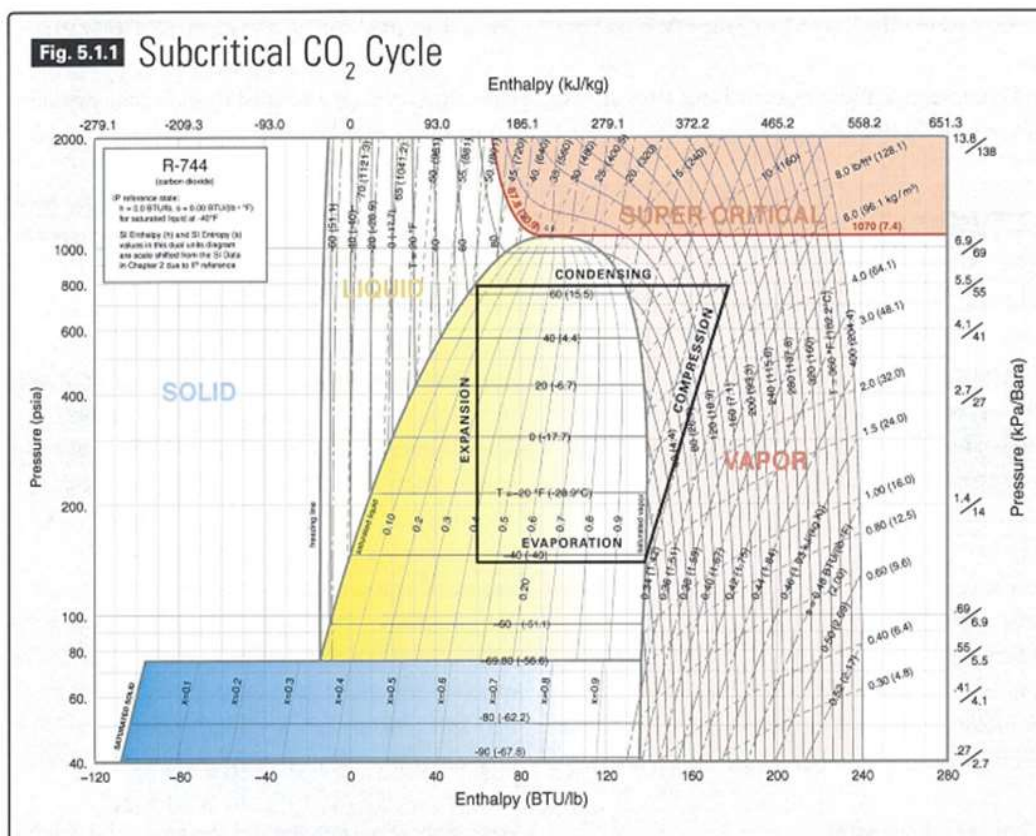
Para que a bomba de calor transcrito a CO<sub>2</sub> seja eficiente, é necessário que haja uma diferença mínima de temperatura entre a temperatura à entrada (ex: ar ambiente) da bomba de calor e a temperatura que a bomba de calor pretende aquecer o fluido secundário (ex: água).

Se o arrefecedor de gás não for capaz de arrefecer suficientemente o fluido frigorígeno CO<sub>2</sub>, então o ciclo frigorífico não será eficiente. Nesta situação, uma bomba de calor que utilize o fluido frigorígeno amoníaco será a solução mais vantajosa em termos de eficiência.

## 4.6 Funcionamento teórico de um sistema de refrigeração subcrítico

O sistema de refrigeração subcrítico com compressão a CO<sub>2</sub> opera acima do ponto triplo (5,16 bar) e abaixo do ponto crítico (73,6 bar), conforme exibido na Figura 4.5. Este é o ciclo clássico de refrigeração de estágio único, comumente usado.

Figura 4. 5 - ciclo CO<sub>2</sub> subcrítico



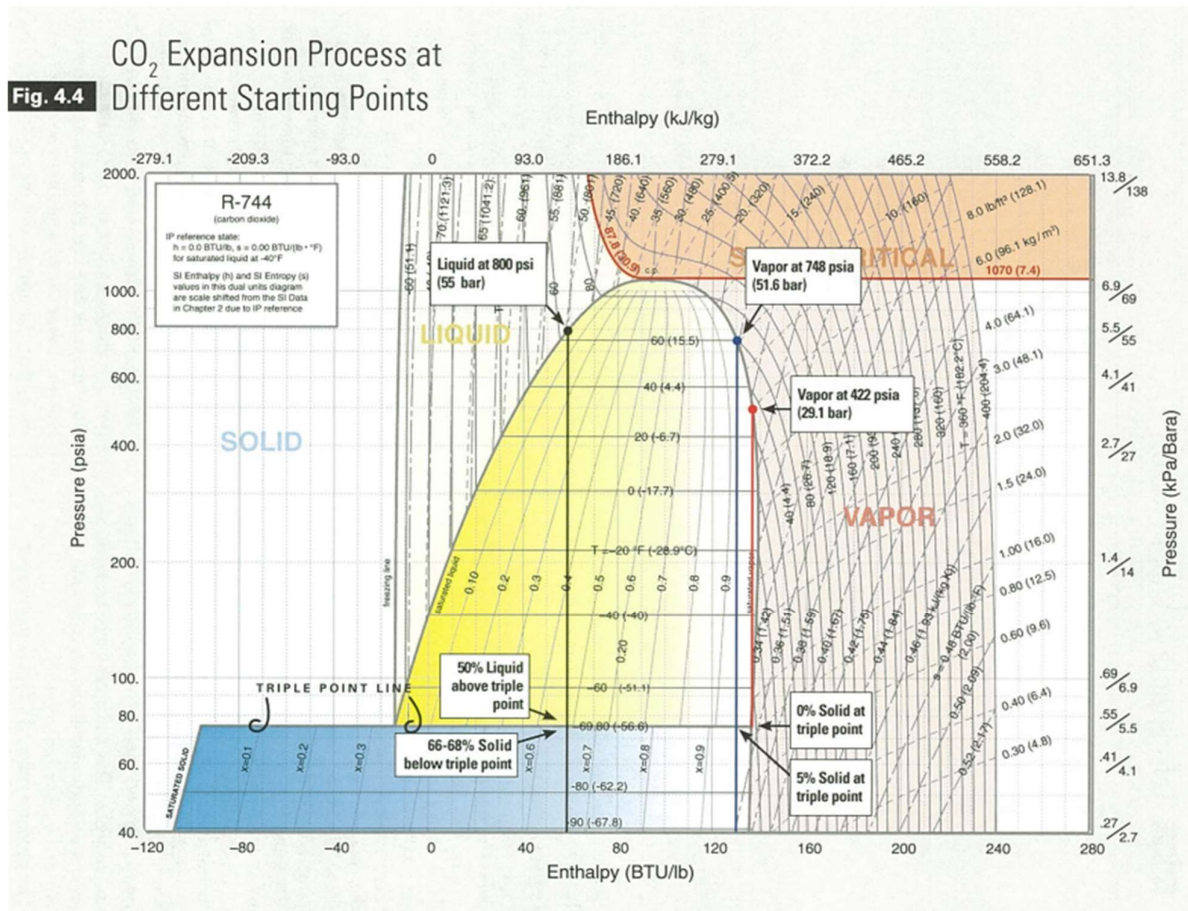
Fonte: IJAR, 2018

O limite mínimo de temperatura de evaporação dum sistema de refrigeração subcrítico a CO<sub>2</sub> deve ser acima dos (-56,6°C), o que é acima do ponto triplo. A razão deste facto é que, com o CO<sub>2</sub> abaixo de (-56,6°C), inicia-se a formação de sólidos de CO<sub>2</sub>, o que se pode tornar num grande constrangimento técnico, porque a formação de sólidos pode entupir a tubagem do sistema de refrigeração. Nesse sentido, é prudente projetar sistemas de refrigeração a CO<sub>2</sub>, que têm em conta a temperatura de evaporação vários graus centígrados acima do ponto triplo.

Observando a figura 4.6, a seguir, verifica-se que qualquer líquido que caia abaixo da pressão crítica no lado esquerdo da cúpula PH se converterá numa mistura de sólido e vapor.

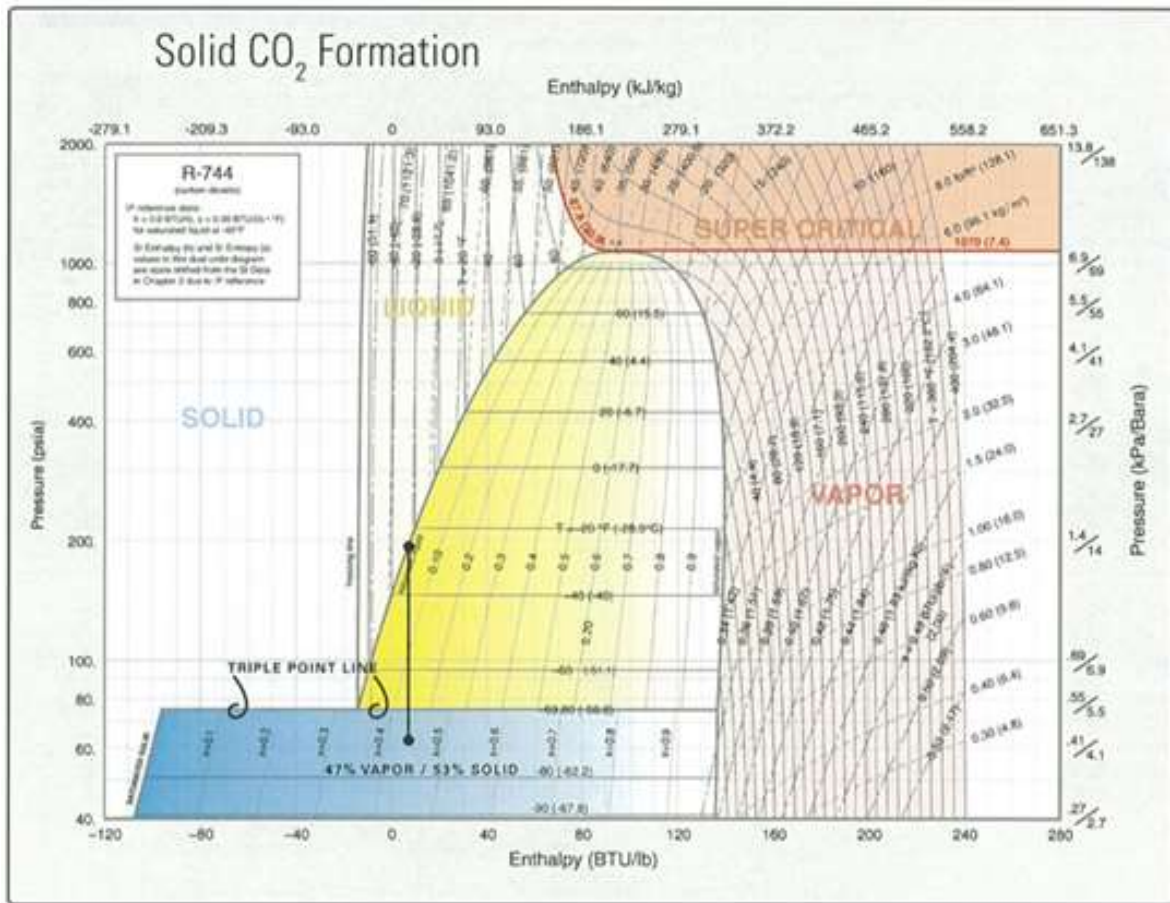
Nesta figura, a linha vertical demonstra que, se o fluido refrigerante CO<sub>2</sub> tem uma temperatura de (-30 C) estando na fase de líquido saturado a 5bar), se 53% da massa de CO<sub>2</sub> se tornará em estado sólido, dependendo da configuração do sistema de refrigeração a CO<sub>2</sub>, existe a possibilidade de causar danos no compressor (IIAR, 2018).

Figura 4. 6 - Processo de expansão de CO<sub>2</sub>



Fonte: IIAR, 2018

Figura 4. 7 - Formação sólida



Fonte: IJAR, 2018

O limite superior da temperatura de evaporação num ciclo subcrítico é definido pela classificação de pressão do evaporador (IJAR, 2018).

A compressão de um sistema de refrigeração a CO<sub>2</sub> é um processo isentrópico típico encontrado, que se pode comparar com o dos ciclos de refrigeração convencionais. Como em qualquer sistema de refrigeração comercial/industrial convencional, é necessário um acumulador de gás CO<sub>2</sub> à entrada do compressor, para garantir que apenas o gás saturado chegue ao compressor. A pressão necessária para a compressão do CO<sub>2</sub> é menor comparando com a compressão necessária comprimir o fluido frigorígeno de amoníaco, permitindo temperaturas moderadas de descarga, mas maiores que as do fluido frigorígeno R-507, que prefere algum grau de sobreaquecimento por sucção para garantir a compressão a seco (estado de vapor) (IJAR, 2018).

Os sistemas subcríticos podem ter um dos dois métodos para condensar ou rejeitar o calor. O primeiro e mais simples é a rejeição de calor diretamente a um dissipador de calor ambiente, como água fria do mar ou o ar ambiente de um ambiente mais frio. O segundo tipo usa um permutador de calor em cascata e o calor é rejeitado para outro ciclo de refrigeração com temperatura mais alta. O primeiro tipo é chamado de ciclo de estágio único e o segundo é chamado ciclo em cascata (IIAR, 2018).

## 5 COMPARAÇÃO ENTRE OS FLUÍDOS FRIGORIGÊNEOS ( $NH_3$ ) AMÔNÍACO E DIÓXIDO DE CARBONO ( $CO_2$ )

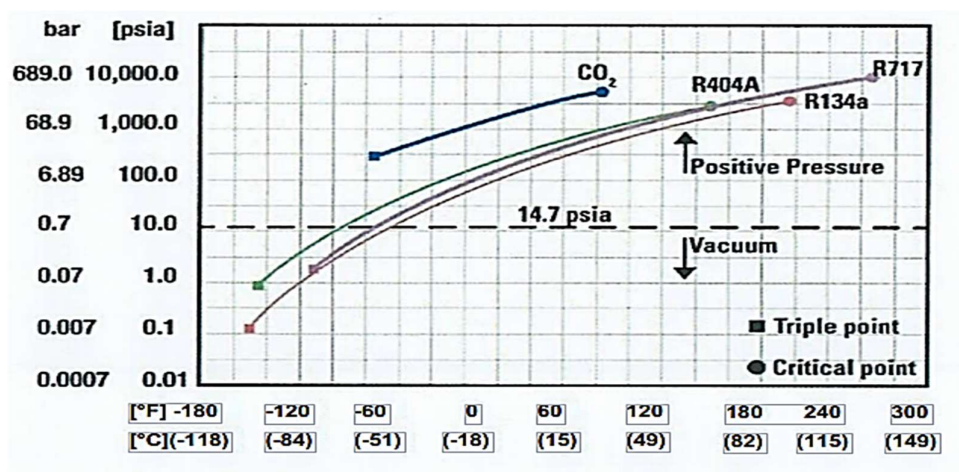
Os fluidos frigorigêneos amoníaco ( $NH_3$ ) e dióxido de carbono ( $CO_2$ ) são ambos fluidos frigorigêneos naturais, devido ao aquecimento global alguns governos estão a legislar regulamentos para começar o faseamento na extinção da produção dos fluidos frigorigêneos nomeadamente os HCFCs e ao mesmo tempo promover a produção de fluidos frigorigêneos naturais.

Os Hydrochlorofluorocarbonos (HCFCs) estão a ser eliminados e, inclusivamente, são ilegais (ex: R22), mas outros fluidos frigorigêneos são ainda comuns no mercado e continuam a ser legais (ex: R410a, R404a, R134a, entre outros) mas uma nova legislação brevemente entrará em vigor e, dependendo do potencial global de aquecimento GWP (*global warming potential*), haverá uma taxa a ser paga.

O atual regulamento de gases fluorados (Regulamento UE517/2014 do Parlamento Europeu e do Conselho, de 16 de abril de 2014) pretende reduzir as emissões de gases fluorados da UE em dois terços até 2030, em comparação com os níveis de 2014. A Comissão legislativa Europeia pretende explorar uma meta de redução de 50 a 55% para as emissões totais de gases com efeito de estufa (GEE), sob uma nova proposta de lei climática.

Na figura 5.1, a seguir é possível verificar que o amoníaco trabalha com pressões mais baixas do que o  $CO_2$ .

Figura 5. 1 - Relação pressão-temperatura entre  $CO_2$  e diversos fluidos frigorigêneos

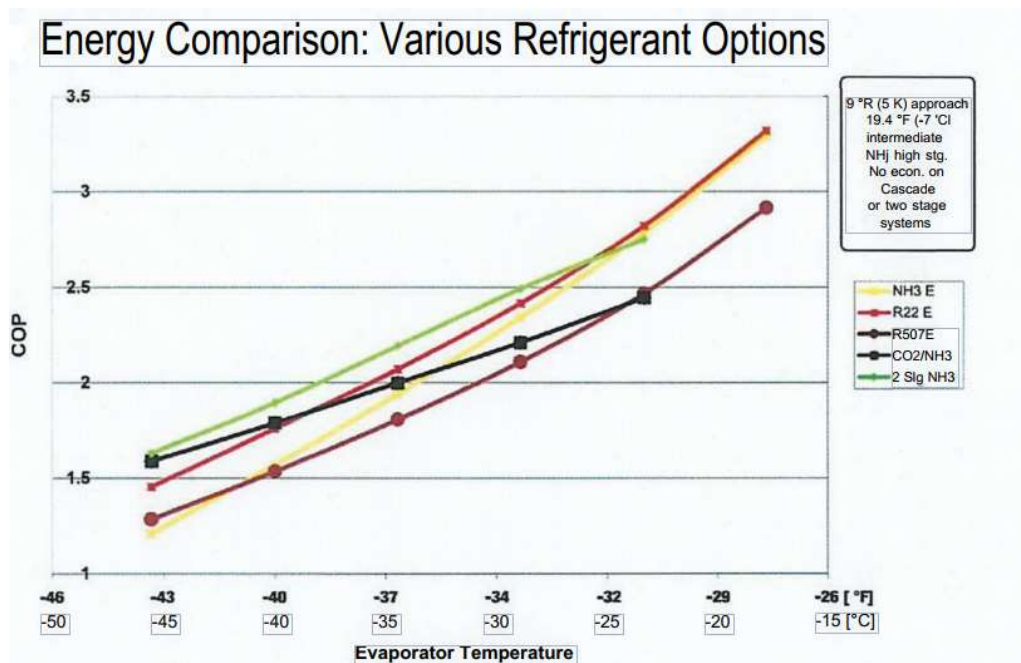


Fonte: IAR, 2018

Quanto mais alta for a pressão de descarga no arrefecedor de gás do sistema de refrigeração a CO<sub>2</sub>, mais baixa será a eficiência do sistema frigorífico a CO<sub>2</sub>.

Em média, o limite máximo de temperatura nas ilhas Seicheles é de 35°C. O ponto transcrito do CO<sub>2</sub> é de 33 °C e, por isso, um sistema de refrigeração que só utilize o fluido frigorígeno CO<sub>2</sub> é menos eficiente nas ilhas Seicheles do que um sistema do tipo cascata CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub>.

Figura 5. 2 - A comparação do COP para vários fluidos frigorígenos



Fonte: IJAR, 2018

Como se pode verificar na figura 5.2, acima, um sistema a dois estágios de amoníaco (NH<sub>3</sub>) tem um COP superior, comparado com um sistema de refrigeração em cascata CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub>.

Foram realizados alguns trabalhos de investigação de diferentes configurações de cascata, nomeadamente: CO<sub>2</sub>, R1270/ CO<sub>2</sub>, R152a/ CO<sub>2</sub>, com o CO<sub>2</sub> no circuito de baixa temperatura e os fluidos frigorígenos (R1270, R152a) no circuito de alta temperatura. Entre eles está o estudo de Bellos e Tzivanidis (2019). Algumas conclusões importantes desse estudo são:

1) O COP de todos os sistemas em cascata examinados é superior do que o sistema de cascata de referência CO<sub>2</sub>.

- 2) As melhorias no COP variam entre 10% até 80%, e são maiores para temperaturas mais altas de rejeição.
- 3) Os fluidos frigoríficos mais eficientes, no circuito de alta temperatura, são R152a, NH<sub>3</sub>, R1270, R600, R600a e R290.
- 4) Os sistemas menos eficientes, exceto o CO<sub>2</sub> no estágio de alta temperatura, são os fluidos frigoríficos com alto GWP, como R507a e R404a.

### **5.1 Pontos de referência de um checklist para a análise na escolha de um sistema de refrigeração**

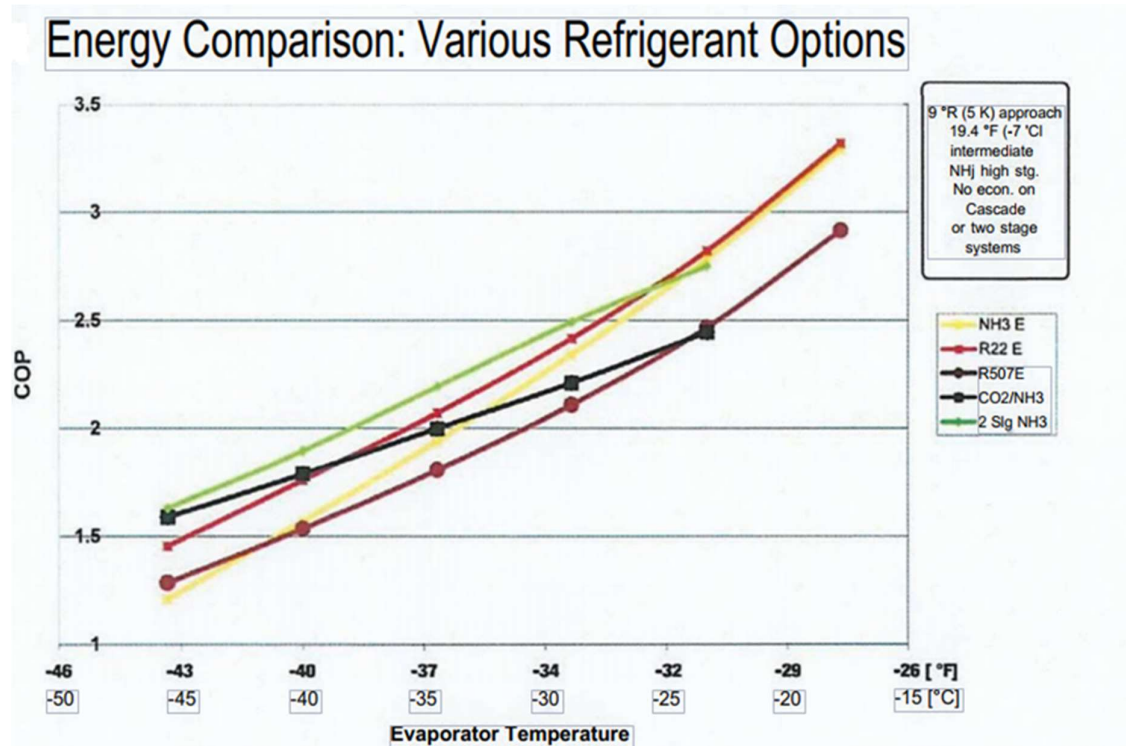
É muito importante que exista um *checklist* para verificar qual é o tipo de sistema de refrigeração ideal para arrefecer o nosso produto nas condições possíveis.

Abaixo encontram-se os pontos de referência necessários para uma *checklist* no dimensionamento de um sistema de refrigeração:

1. Qual o tipo de fluido frigorífico que é permitido em espaços ocupados?
2. Quais são as temperaturas de evaporação?
3. Qual é a faixa de temperatura do arrefecedor de gás
4. Temperatura de bulbo seco do ar, temperatura de bulbo húmido do ar ou a temperatura da água.
5. Existe a necessidade de aquecimento de água para fins sanitários ou processos agroalimentares?
6. Existem técnicos disponíveis localmente com conhecimento necessário para operar, instalar ou manter instalações de refrigeração a CO<sub>2</sub>?
7. Quais são os riscos para a área circundante e para o produto, tanto dentro como fora do local, em caso de fuga do fluido frigorífico?
8. Análise de custos de ciclo de vida, incluindo seguro de responsabilidade civil e custo de reposição do fluido frigorífico devido a possíveis fugas de fluido frigorífico.
9. Quais fluidos frigoríficos são permitidos com base em leis governamentais ou especificações do cliente?
10. Qual é o impacto ambiental que o sistema de refrigeração provocará?

Outras considerações a ter na lista de um checklist é o de simular o ciclo frigorífico com vários fluidos frigoríficos, e fazer comparações energéticas entre os vários resultados, tendo em conta a temperatura de evaporação, temperatura de condensação a potência necessária para arrefecer o produto e o custo energético dos sistemas de refrigeração optado.

Figura 5.3 - Comparação de vários fluidos frigoríficos e a sua relação entre a temperatura de evaporação e o COP



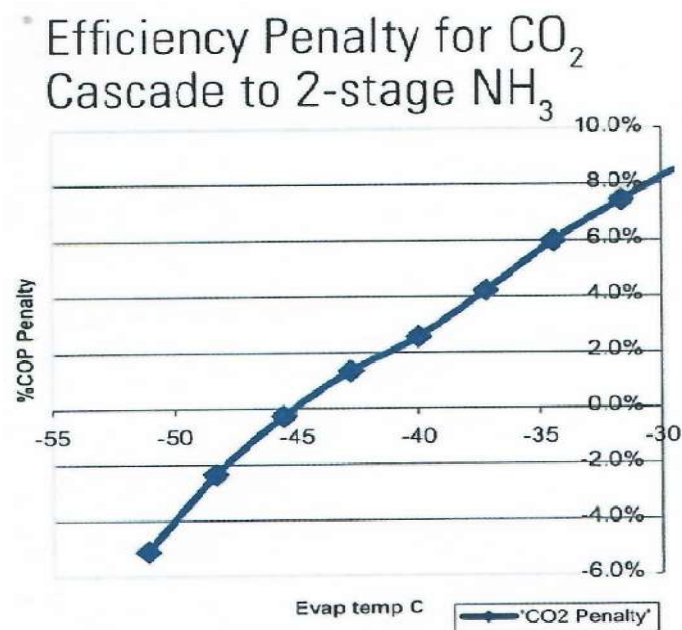
Fonte: IAR, 2018

Dependendo da temperatura de evaporação a figura 5.3 compara a eficiência entre os vários fluidos frigoríficos para sistemas de refrigeração nomeadamente em cascata, dois estágios e um só estágio. Verifica-se que o sistema de refrigeração a dois estágios NH<sub>3</sub> (reta em verde) é o que tem o COP mais elevado até a uma temperatura aproximadamente de -30°C a partir de aproximadamente de -30 °C um sistema de refrigeração de um estágio NH<sub>3</sub> (reta amarela) é o que apresenta o COP mais elevado. Nota, não será referido o fluido frigorífico R22, porque é considerado um fluido frigorífico proibido.

Estudos foram efetuados em relação á análise termodinâmica de um sistema de refrigeração em cascata, baseado em CO<sub>2</sub> e amoníaco. Entre eles está o estudo de Tripathy et al. (2014), onde se constatou o seguinte:

A temperatura ótima de condensação de um condensador em cascata (baseado em dióxido carbono e amoníaco) aumenta a TC (Temperatura de condensação e a TE (Temperatura de evaporação).  $\Delta T$  ( $\Delta T = (T_{\text{condensador}} - T_{\text{evaporador}})$ ) representa a diferença entre a temperatura de condensação do circuito de baixa temperatura e a temperatura de evaporação do circuito de alta temperatura. aumentam. Mas o COP máximo aumenta apenas com o TE, e diminui à medida que Tc ou  $\Delta T$  aumentam.

Figura 5. 4 - Penalização de eficiência de um sistema de refrigeração em cascata a CO<sub>2</sub>, comparado com um sistema NH<sub>3</sub> de 2 estágios



Fonte: IJAR, 2018

Por exemplo, ao analisar a figura 5.4, se a temperatura de evaporação for -40°C, haverá aproximadamente 2% de penalização em desfavor de um sistema de refrigeração em cascata CO<sub>2</sub> comparado com um sistema de refrigeração de NH<sub>3</sub> com dois estágios.

Colocando os factos acima em evidência, aqui estão alguns prós versus contras entre um sistema de cascata de CO<sub>2</sub> e um sistema de amónia a dois estágios, de acordo com IIAR (2018).

1. O sistema de refrigeração de CO<sub>2</sub> usado no estágio baixo (subcrítico) distribui o fluido frigorígeno aos evaporadores através da instalação que pode estar próximo de um local com muitas pessoas concentrada desde que haja ventilação adequada.
2. Em termos de custo inicial, o sistema de refrigeração em cascata CO<sub>2</sub> tem um custo financeiro mais elevado comparativamente com um sistema de refrigeração a amoníaco (NH<sub>3</sub>) de dois estágios.
3. O sistema de refrigeração em cascata CO<sub>2</sub> é ligeiramente menos eficiente (dependendo da temperatura evaporação) em comparação com um sistema de refrigeração de amoníaco de dois estágios. Essas diferenças diminuem à medida que a temperatura do evaporador diminui também.
4. Para o mesmo efeito de refrigeração, o dimensionamento do equipamento e as dimensões de tubagem para um sistema de refrigeração a CO<sub>2</sub> são significativamente menores em comparação com as dimensões do equipamento e da tubagem para um sistema de refrigeração de amoníaco.
5. A chave do uso de um sistema de refrigeração a CO<sub>2</sub>, a verdadeira vantagem de usar CO<sub>2</sub>, é mitigar o risco de saúde pública. Se houver uma fuga de amoníaco dentro de um grande estabelecimento, por exemplo, há a possibilidade de as pessoas que lá estão ficarem gravemente intoxicadas e mesmo morrerem. Este cenário não ocorre se em vez de amoníaco for utilizado o fluido frigorígeno CO<sub>2</sub>.

De acordo com a ASHRAE 15, espaços ocupados não industriais não podem ser refrigerados diretamente com amoníaco. Isso torna o CO<sub>2</sub> uma opção viável, embora em temperaturas usadas no ar condicionado, a água ou água-glicolada possam ser o fluido frigorígeno não-volátil preferido.

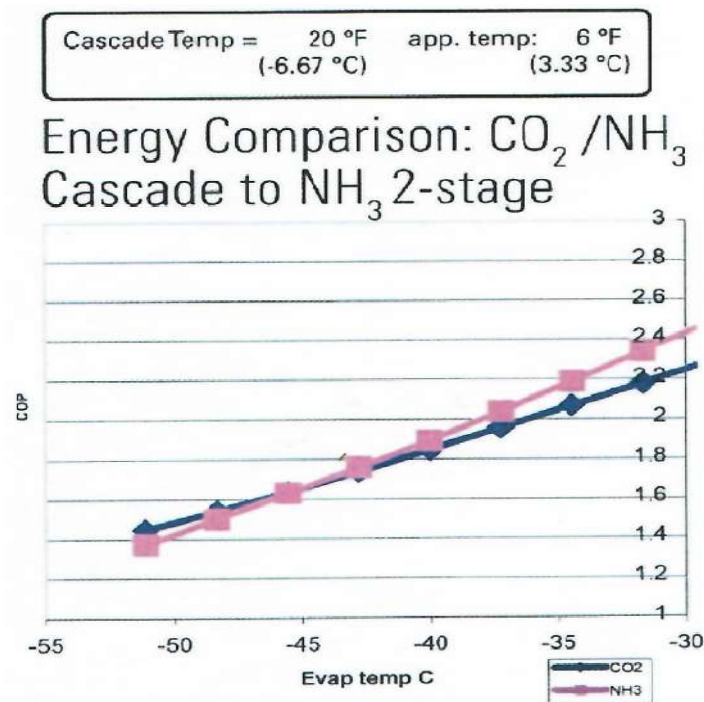
Os principais padrões da ASHRAE que orientam a identificação e o uso de fluidos frigorígenos são revistos para atender às regulamentações governamentais e alcançar um desempenho aprimorado.

A norma 15 da ASHRAE fornece orientações essenciais para os fabricantes de sistemas de refrigeração, engenheiros de projeto de sistemas de refrigeração e ar condicionado e operadores que precisam de manter atualizados com os novos requisitos de ar condicionado e refrigeração.

Embora o NH<sub>3</sub> seja permitido em espaços de trabalho industriais, deve-se considerar cuidadosamente o tempo de fuga para uma área densamente povoada. Isso é especialmente importante em áreas de produção onde possa haver equipamentos de processamento forçando uma rota tortuosa até à saída mais próxima.

Para equipamentos de processamento de baixa temperatura localizados na área de produção, a alta velocidade e o aumento do custo de bombeamento do propilenoglicol favorecerão o CO<sub>2</sub> como fluido frigorígeno.

Figura 5. 5 - Comparação energética de um sistema de refrigeração em cascata a CO<sub>2</sub>/ NH<sub>3</sub> comparado com um sistema de refrigeração NH<sub>3</sub> de 2 estágios

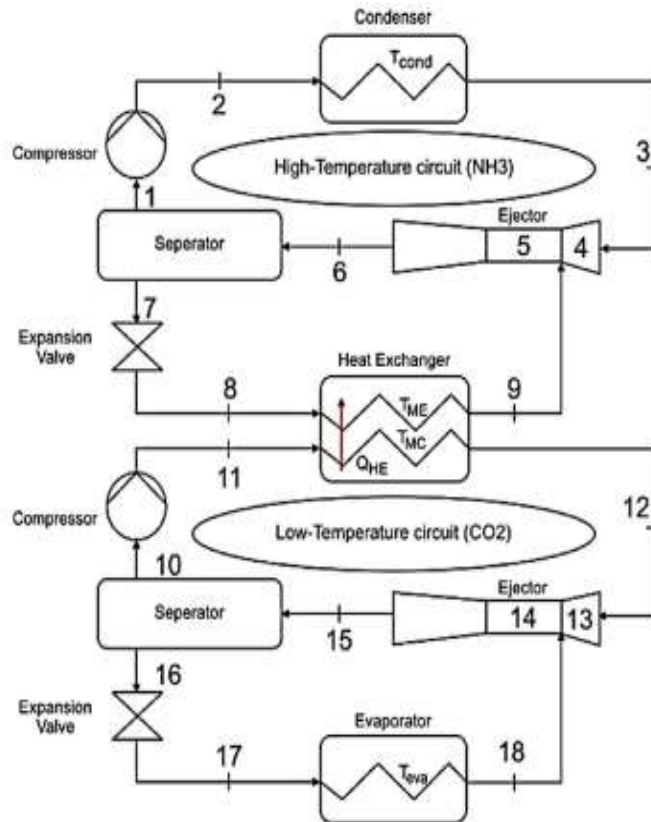


Fonte: IAR,2018

A figura 5.5 compara o COP entre os sistemas de refrigeração de cascata CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> e NH<sub>3</sub> a dois estágios. Como se pode observar a partir de -40°C, o NH<sub>3</sub> a dois estágios tem um COP mais elevado do que um sistema em cascata CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub>.

Estudos termodinâmicos na otimização de um ciclo de refrigeração CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> demonstram que se for utilizado ejetor, o COP máximo é em média sete por cento maior que o COP convencional (Dokandari, Hagh & Mahmoudi, 2014).

Figura 5. 6 - Esquema de princípio de um sistema de refrigeração CO<sub>2</sub>/ NH<sub>3</sub> em cascata com injetores.



Fonte: Dokandari, Hagh & Mahmoudi, 2014

## 6 PRINCÍPIO TEÓRICO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE DOIS ESTÁGIOS A CO<sub>2</sub>

De seguida, será descrito o ciclo de refrigeração em que esta dissertação está baseada.

O ponto quatro (4), que está representado no esquema do sistema de refrigeração (Figura 6.1 e figura 6.2). Este ponto representa a entrada da válvula de expansão motorizada eletronicamente, de alta pressão, que tem como função controlar, à entrada do VPC (Vaso de Pressão Controlada/Separador de líquido), o fluxo do fluido frigorígeno CO<sub>2</sub>, contribuindo para o controlo da pressão do VPC.

De outra forma, o CO<sub>2</sub> flui da área transcrítica para a válvula de expansão (4) e na sua saída vai existir uma mistura de líquido e vapor que entra no VPC (5).

O VPC (5) serve como separador de estados, isto é, separa o CO<sub>2</sub> líquido do CO<sub>2</sub> em estado gasoso. A pressão do VPC é controlada via válvula eletrónica (6). A ação mencionada é conhecida por “*flash gas bypass*”.

O líquido do VPC pode agora ser expandido por meio das válvulas (7, 8) para os evaporadores de baixa e média temperaturas.

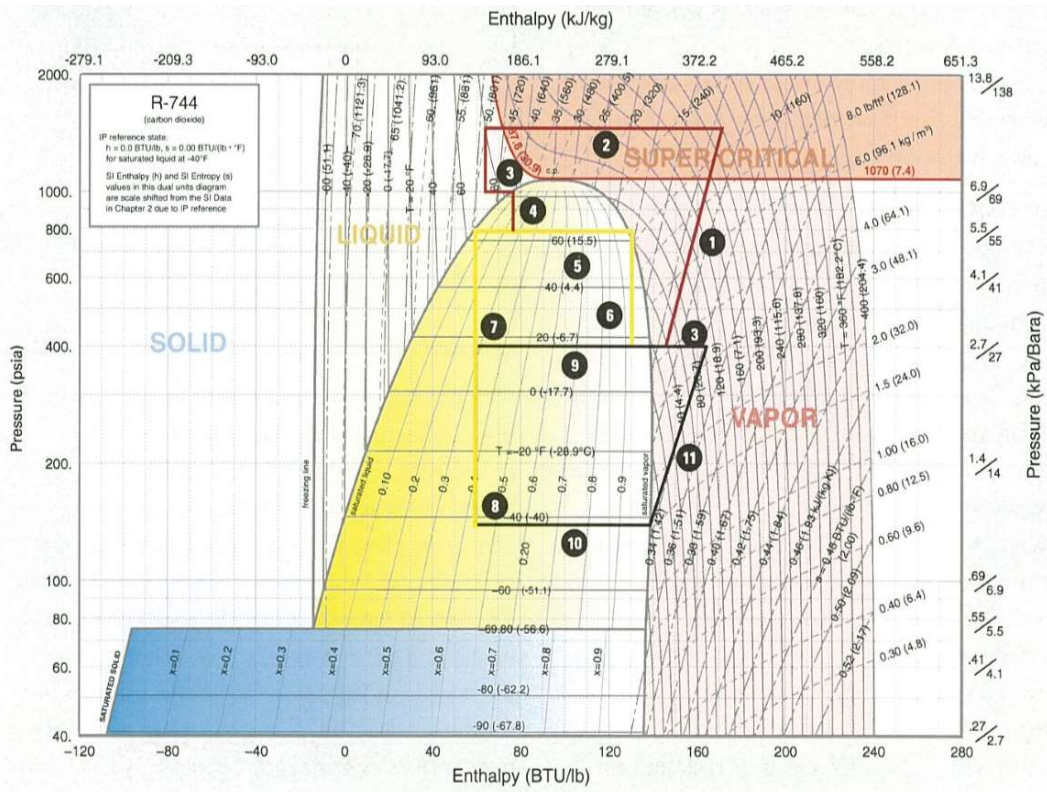
Subsequentemente, o gás do lado de saída do evaporador de média temperatura (9) é misturado com o gás de descarga do compressor de baixa (11) e com o “*flash Gas*” do VPC.

O permutador de calor interno (3) serve para arrefecer a mistura do gás que está no estado supercrítico antes de entrar no lado de sucção do compressor de alta pressão (1).

A pressão do VPC deve ser constante, independentemente da temperatura do ambiente. No entanto, o *ratio* de fluxo de gás do *bypass* e de líquido varia com a pressão e a temperatura de saída do arrefecedor de gás (IIAR, 2018).

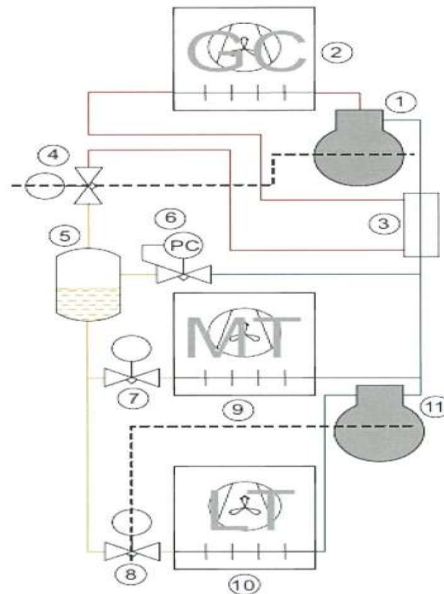
As figuras 6.1 e 6.2 representam um diagrama P-h e esquema de princípio de um sistema de refrigeração standard de dois estágios transcríticos a CO<sub>2</sub>, em que a presente dissertação se vai basear.

Figura 6. 1 – Diagrama do princípio teórico do projeto em estudo



Fonte: IJAR, 2018

Figura 6. 2 – Esquema do princípio teórico do projeto em estudo



Fonte: IJAR, 2018

## **6.1 Componentes de um sistema de refrigeração de dois estágios a CO<sub>2</sub>**

O trabalho de investigação da dissertação será baseado num ciclo de refrigeração transcrito a dois estágios com recuperação de calor em que é usado como fluido frigorígeno o CO<sub>2</sub>, como ilustrado nas figuras 6.1 e 6.2.

As componentes do sistema de refrigeração standard a dois estágios transcritos a CO<sub>2</sub> são:

### **6.1.1 Evaporador**

O processo de seleção de evaporadores (ar/fluido frigorígeno) para operar num sistema de refrigeração de CO<sub>2</sub> é muito semelhante à seleção dos evaporadores para o fluido frigorígeno amoníaco (IIAR, 2018).

Os fabricantes de evaporadores normalmente exigem os seguintes dados para a seleção de um evaporador de uma determinada marca, nomeadamente as temperaturas de evaporação e características físicas dos fluidos frigorígenos.

Segundo Shin, Park e Cho (2014), é importante salientar que no dimensionamento dos evaporadores de refrigeração se devem ter em consideração os aspetos que influenciam o seu desempenho, nomeadamente:

- formação ou não de gelo no evaporador;
- alterações na temperatura de ambiente exterior;
- velocidade de ar exterior;
- válvula de expansão de segundo estágio - afeta a pressão do arrefecedor de gás - e o caudal mássico do fluido frigorígeno que escoam nos compressores do primeiro e segundo estágio.

Grande parte dos estudos recentes têm sido efetuados no dimensionamento de permutadores de calor, nomeadamente o caso dos evaporadores. Segundo Rony et al. (2019), no caso dos evaporadores que tem tubo alhetado, as alhetas com fenda tem demonstrado um maior coeficiente de transferência de calor tanto para o lado do ar como para o lado do fluido frigorígeno.

Nesse sentido, a equação utilizada para o cálculo da potência do evaporador, de acordo com Mitchell e Braun (2012), é:

$$Q_{evaporador} = m\Delta h \text{ [KW]} \quad (1)$$

$Q_{evaporador}$  – Potência do evaporador [KW]

$m$  – Caudal mássico do fluido frigorífero [Kg/s]

$\Delta h$  – Diferença de entalpia do fluido frigorífero entre a entrada e saída do evaporador [kJ/kg]

Expressão retirada da simulação EES (versão com o polinómio fornecido pela Bitzer e foi programada uma função no EES para cálculo da potência frigorífica):

A função que calcula a potência frigorífica é denominada: Cálculo de Potência Frigorífica BT

Function potfrig (to,tc)

c1=92083,59054

c2=2800,793206

c3=-1296,027129

c4=28,69985139

c5=-30,34751977

c6=-3,558636843

c7=0,102210946

c8=-0,190297562

c9=-0,093282518

c10=0,014655413

{tc- Temperatura de Condensação, neste caso será considerada a temperatura intermédia de 10,7°C}

{to- Temperatura de evaporação, no caso do estágio de baixa temperatura, a temperatura de evaporação de média temperatura é -18°C}

$$\text{potfrig} = c1 + c2*to + c3*tc + c4*to^2 + c5*to*tc + c6*tc^2 + c7*to^3 + c8*tc*to^2 + c9*to*tc^2 + c10*tc^3$$

A função que calcula o polinómio da potência frigorífica é a seguinte:

$$Q_{comp1} = (\text{potfrig}(-18,10.7)/1000)*3$$

O resultado que o EES expõe do  $Q_{evap\_BT} = m_1*(h[13]-h[12])$  é igual a 126,9 KW

Expressão retirada da simulação EES (a potência do evaporador do estágio de temperatura de baixa é uma variável independente):

$$Q_{\text{evap\_BT}} = 126.9 \text{ [KW]} \text{ "Potência do evaporador de baixa temperatura"}$$

$$Q_{\text{evap\_BT}} = m_1 \cdot (h[13] - h[12]) \text{ \{Cálculo do caudal mássico } m_1 \}$$

O cálculo do caudal da  $m_1 = 0,6067 \text{ Kg/s}$

Como foi referenciado anteriormente, a instalação fictícia de matadouro de frangos tem uma potência do evaporador no primeiro estágio de refrigeração, onde os frangos são congelados (zona 4), de aproximadamente 126,9KW. Na zona 3 (zona de remoção de miudezas), onde se situa o segundo estágio de refrigeração, a potência frigorífica é de 116,5KW.

Como é demonstrado na tabela 6.1, foi possível no presente estudo comparar o cálculo do caudal mássico realizado entre uma simulação EES em que a potência frigorífica do estágio de baixa e média temperatura são variáveis independentes e outra simulação pelo software do EES onde é introduzida polinómios fornecido pela bitzer para calcular o caudal mássico dos compressores dos estágios de baixa e de média temperatura e a partir daí consegue-se calcular a potência frigorífica dos evaporadores de baixa temperatura e média temperatura. É de referir novamente que a temperatura de evaporação dos evaporadores se encontra na tabela 6.1, sendo para o evaporador de baixa temperatura  $-18^\circ\text{C}$  e o de média temperatura é de  $0^\circ\text{C}$ , a temperatura exterior das ilhas Seicheles varia em média entre os  $24^\circ\text{C}$  e os  $31^\circ\text{C}$ , e ocasionalmente chega aos  $33^\circ\text{C}$ .

Nota: O código de programação do software do EES encontra-se nos anexos 1, 2 e 3.

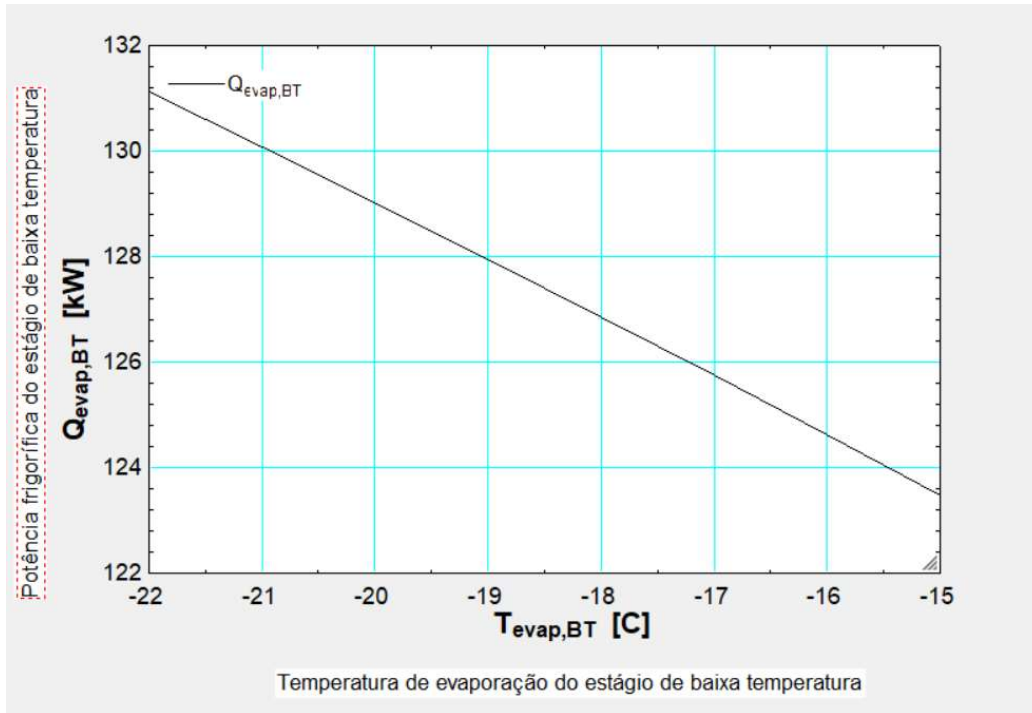
Tabela 6. 1 - Dados técnicos dos evaporadores:

Evaporador	Evaporador de baixa temperatura ( $Q_{\text{evap\_BT}}$ )	Evaporador de média temperatura ( $Q_{\text{evap\_MT}}$ )
Potência [KW] (Simulação efetuada pelo EES com os polinómios da Bitzer)	126,9	116,5
Potência [KW] (Simulação efetuada pelo EES com a Potência frigorífica como variáveis independentes)	126,9	116,5
Caudal Mássico [Kg/s] (Simulação efetuada pelo EES com a Potência frigorífica como variáveis independentes)	0,6067	0,5729

Caudal Mássico [Kg/s] (Simulação efetuada pelo EES com os polinómios da Bitzer)	0,6065	0,5728
Temperatura de evaporação [°C]	-18	0

Nota: a explicação do código e os cálculos efetuados no EES estão nos anexos 1, 2 e 3.

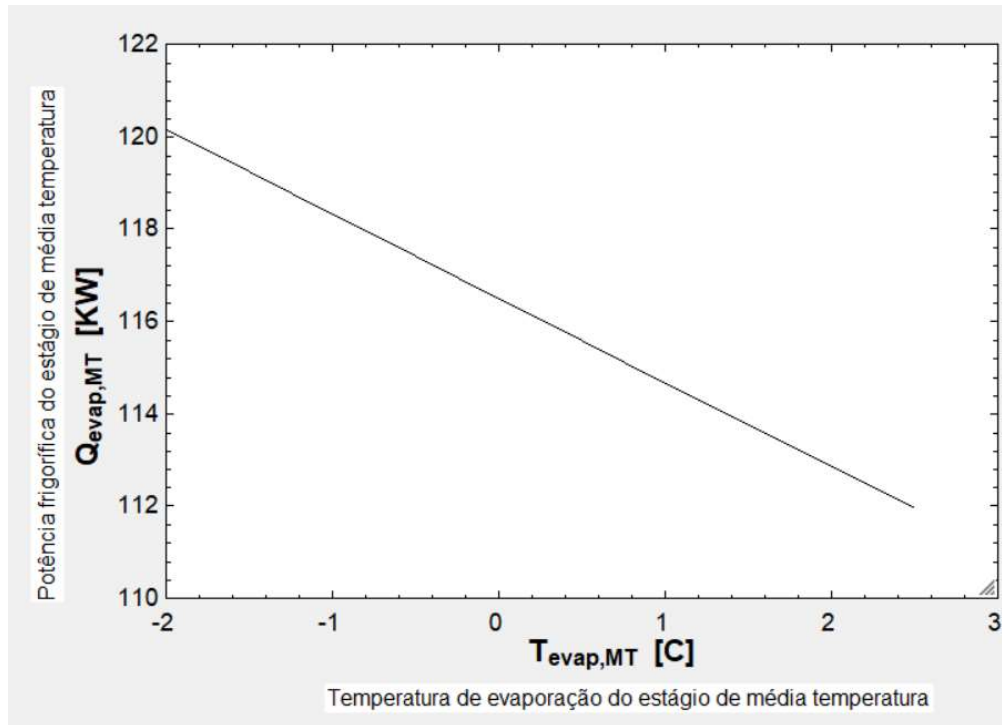
Figura 6. 3 - Relação entre a temperatura de evaporação do evaporador de baixa temperatura e a potência frigorífica do estágio de baixa temperatura



Fonte: simulação EES com os polinómios fornecidos pela Bitzer

Como se pode verificar na figura 6.3, à medida que a temperatura de evaporação do evaporador diminui, a potência frigorífica do estágio de baixa temperatura aumenta.

Figura 6. 4 - Relação entre a temperatura de evaporação do evaporador de média temperatura e a potência frigorífica do estágio de média temperatura



Fonte: simulação EES com os polinómios fornecidos pela Bitzer

Como se pode verificar na figura acima (6.4), à medida em que a temperatura de evaporação do estágio de média temperatura vai diminuindo, a potência frigorífica vai aumentando.

### 6.1.2 Compressor

O compressor pode ser visto como o coração do sistema de refrigeração, isto é, no processo, recebe fluido frigorífero no estado de vapor e comprime o vapor até ao arrefecedor de gás.

No caso do compressor para o fluido frigorífero  $CO_2$ , o compressor deve estar preparado para trabalhar com altas pressões, de cerca de 40 bar para sistemas subcríticos, até 157,6 bar, no caso de sistemas transcíticos.

Enquanto a pressão de funcionamento do compressor para o fluido frigorífero  $CO_2$  é muito maior comparada com os compressores convencionais, a taxa de compressão é menor. Para sermos mais concretos, a massa específica do vapor do  $CO_2$  é quarenta e duas vezes maior na sucção do compressor e 27 vezes maior na descarga do compressor, comparado com o fluido

frigorigéneo amoníaco. Conseqüentemente, o compressor do CO<sub>2</sub> é menor comparado com o do amoníaco: em média, para produzir a mesma capacidade, a vazão volumétrica é de apenas 12% comparando, caso fosse, com um sistema de refrigeração a amoníaco. Outro aspeto interessante é o facto de que a taxa de compressão do CO<sub>2</sub> é, aproximadamente, metade da do amoníaco. Todavia, a diferença de pressão para o CO<sub>2</sub> entre a descarga e a sucção é sete vezes maior do que a de um sistema a amoníaco (IIAR, 2018).

Todos as componentes do lado de alta do circuito de refrigeração (por exemplo, separadores de óleo, filtros, entre outros), devem ser projetados para as pressões máximas de operação esperadas, devendo ter sempre em conta uma margem de segurança (IIAR, 2018).

Para que se optimize a vida útil e a eficiência do compressor, é exigido que este, para um sistema de refrigeração a CO<sub>2</sub>, seja dimensionado para aguentar pressões altas nos rolamentos e a possibilidade de fuga de gás no lado de alta pressão, nomeadamente nos pontos de vedação da instalação (IIAR, 2018).

Dependendo do tipo de compressor de CO<sub>2</sub>, para que este tenha uma vida útil satisfatória, ou os rotores do compressor são mais curtos, ou então a área de compressão do gás é mais estreita (IIAR, 2018).

De acordo com Klein e Nellis (2011), temos os seguintes elementos:

$$W_{Compressor} = m\Delta h \text{ [KW]} \quad (2)$$

$W_{Compressor}$  – Potência do Compressor [KW]

$m$  – Caudal mássico do fluido frigorigéneo [Kg/s]

$\Delta h$  – Diferença de entalpia do fluido frigorigéneo entre a entrada e saída do compressor [kJ/kg]

#### 6.1.2.1 Dimensionamento do sistema de compressão

O sistema prefigura-se com três compressores em paralelo de modelo da Bitzer 4ESL-9K para o estágio de baixa temperatura. Para o caso do estágio de média temperatura, também serão três compressores em paralelo do modelo da Bitzer 4CTE-30K a exercer o trabalho de compressão.

Como indicado na tabela 6.2, foi possível no presente estudo comparar o cálculo do caudal mássico realizado pela simulação EES em que a potência frigorífica é uma variável independente, com a simulação do EES. Nesta simulação, é introduzido o polinómio fornecido pela Bitzer para o cálculo do caudal do fluido frigorigéneo CO<sub>2</sub>, que passa no compressor do estágio de baixa temperatura.

Notas: O código de programação do software do EES encontra-se nos anexos 1 e 2.

Os cálculos efetuados no software da Bitzer encontram-se no anexo 3.

Tabela 6. 2 - Tabela comparativa entre a simulação do EES

Compressores (considerados três compressores na instalação do sistema de refrigeração)	Compressor de baixa temperatura	Compressor de média temperatura
Marca/Modelo	Bitzer/4ESL-9K	Bitzer 4CTE-30K
Potência de Compressão [KW] (simulação efetuada pelo EES)	19,88	155
Potência de Compressão [KW] (simulação efetuada pelo EES com os polinómios fornecidos pela Bitzer)	19,35	108,6
Potência do Compressor Software Bitzer [KW]	17,87	108,7
Caudal Mássico [Kg/s] (simulação efetuado pelo EES)	0,6067	1,90
Caudal Mássico [Kg/s] (simulação efetuada pelo EES com os polinómios fornecidos pela Bitzer)	0,6065	1,533
Caudal Mássico [Kg/s] Software Bitzer	0,575	1,456

Na tabela 6.2, as potências frigoríficas são variáveis independentes, na simulação do EES são usados polinómios para calcular o caudal mássico do fluido frigorífero, e a potência do compressor dos estágios é de baixa temperatura e média temperatura.

Como se pode verificar, comparando as simulações do EES em que as potências frigoríficas são variáveis independentes e a simulação do EES onde são introduzidos os polinómios da Bitzer para o cálculo dos caudais mássicos dos fluidos frigoríferos, potência frigorífica do estágio de baixa temperatura e as potências dos compressores.

No caso do compressor de baixa temperatura, os valores são muito similares entre as duas diferentes opções de simulações do EES. No entanto, no caso da Bitzer, a potência do compressor do estágio de baixa pressão é mais reduzido, implicando também um caudal mássico mais diminuto.

Já no caso do estágio de média temperatura, verifica-se que o caudal mássico do fluido frigorífero e a potência do compressor onde a simulação do EES as potências frigoríferas são variáveis independentes os resultados são superiores, se comparados a simulação do EES com os polinómios fornecidos pela Bitzer e o software da Bitzer.

Tabela 6. 3 - Resultado do dimensionamento dos compressores para o estágio de baixa temperatura e média temperatura

**Resultado**

Compressor	BT-estágio	4ESL-9K	4ESL-9K	4ESL-9K
Frequência do compressor	--	38,0 Hz	--	--
Capacidade Evaporador	124,0 kW	33,5 kW	45,3 kW	45,3 kW
Relação	--	27,0 %	36,5 %	36,5 %
Potência absorvida	17,87 kW	4,97 kW	6,45 kW	6,45 kW
Corrente	35,9 A	12,07 A	11,91 A	11,91 A
Faixa de Tensão	--	380-420V	380-420V	380-420V
Vazão em massa	2071 kg/h	559 kg/h	756 kg/h	756 kg/h
Superaquecimento total	5,00 K	5,00 K	5,00 K	5,00 K
Temp. gás de Descarga não resfriado	30,1 °C	30,8 °C	29,8 °C	29,8 °C

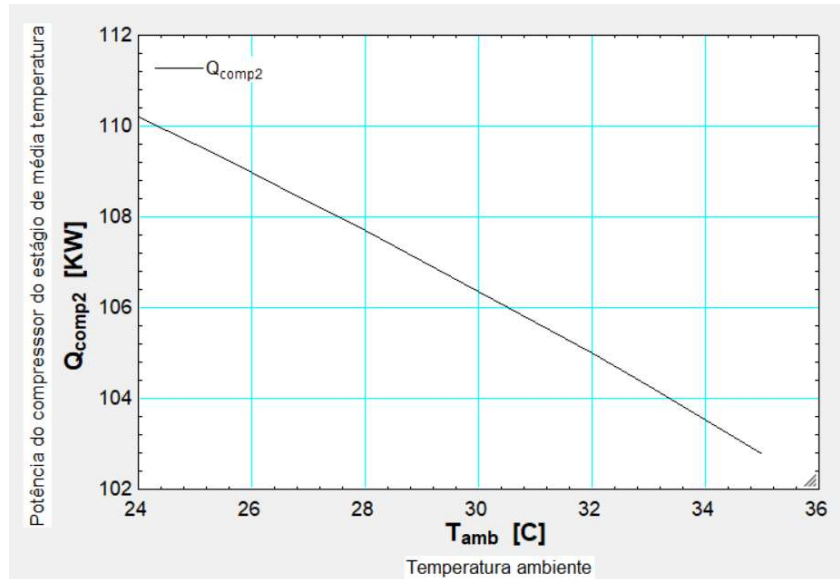
Compressor	MT-estágio	4CTE-30K	4CTE-30K	4CTE-30K
Frequência do compressor	--	50,0 Hz	--	--
Capacidade Evaporador	94,2 kW	31,4 kW	31,4 kW	31,4 kW
Relação	--	33,3 %	33,3 %	33,3 %
capacidade do resfriador gasoso	345 kW	114,8 kW	114,9 kW	114,9 kW
Potência absorvida	108,7 kW	36,3 kW	36,2 kW	36,2 kW
Corrente	180,8 A	59,6 A	60,6 A	60,6 A
Faixa de Tensão	--	380-420V	380-420V	380-420V
Vazão em massa	5244 kg/h	1747 kg/h	1749 kg/h	1749 kg/h
fluxo massa flash gás	1575 kg/h	--	--	--
Superaquecimento total	15,70 K	15,70 K	15,70 K	15,70 K
Temp. gás de Descarga não resfriado	118,1 °C	118,2 °C	118,0 °C	118,0 °C
alta pressão opcional	88,8 bar(a)	--	--	--

Fonte: software da Bitzer

A tabela 6.3 exprime os resultados do sistema de refrigeração descrito na dissertação, com a ajuda do software da Bitzer. O estágio de baixa temperatura é composto por três compressores em paralelo (modelo:4ESL-9K), em que o conjunto dos compressores são capazes de produzir uma potência frigorífica (capacidade de evaporação) de 120 KW. A potência total absorvida pelos compressores do estágio de baixa temperatura é de 17,87 KW sendo o caudal mássico de 2071 Kg/h.

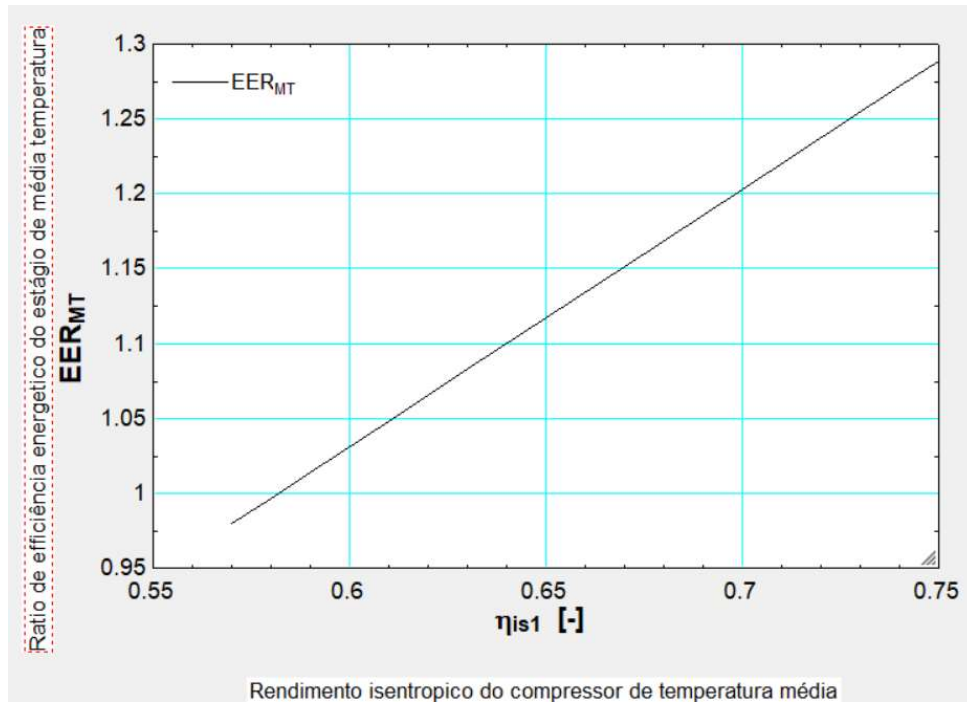
Já no caso do estágio de média temperatura, também há três compressores ligados entre si em paralelo (modelo 4CTE-30K). Os três compressores em conjunto são capazes de produzir uma potência frigorífica (capacidade de evaporação) de 94,2 KW, sendo a potência total absorvida pelos compressores de 108,7 KW e o caudal mássico de 5244 Kg/h.

Figura 6. 5 - Relação entre a temperatura do ar exterior e a potência do compressor do estágio de média temperatura



Fonte: simulação EES com os polinómios fornecidos pela Bitzer

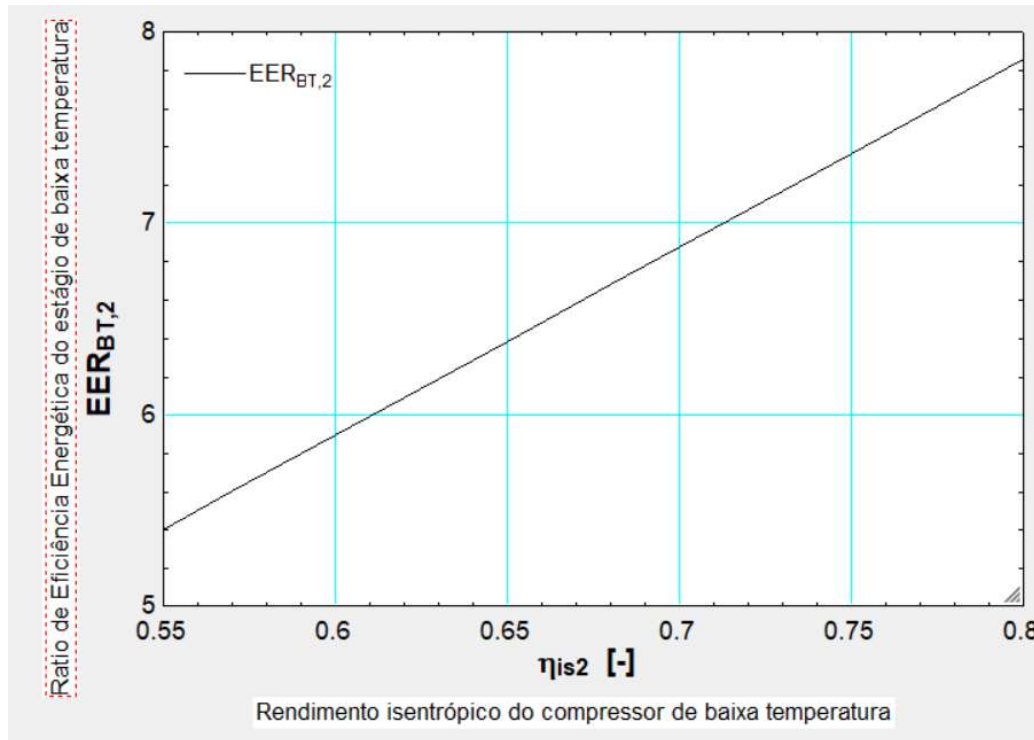
Figura 6. 6 - Relação entre o rendimento isentrópico do compressor ( $\eta_{is1}$ ) eficiência energética de refrigeração (EER) do estágio de média temperatura



Fonte: simulação EES com os polinómios fornecidos pela Bitzer

Como se pode observar na figura 6.6, o aumento do rendimento isentrópico do compressor do estágio de média temperatura entre os valores de 0,55 e 0,75 não aumenta significativamente o valor do eficiência energética de refrigeração (EER) (0,97-1,5).

Figura 6. 7 - Relação entre o rendimento isentrópico do compressor ( $\eta_{is2}$ ) e a eficiência energética de refrigeração(EER) do estágio de baixa temperatura



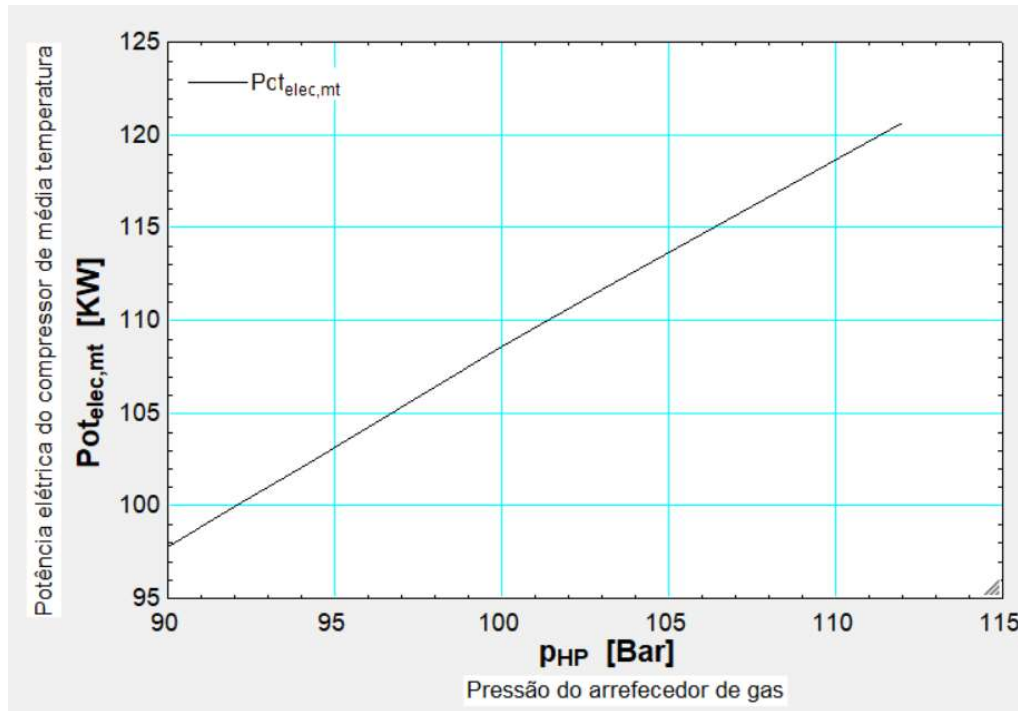
Fonte: simulação EES com os polinômios fornecidos pela Bitzer

Na figura acima, o aumento do rendimento isentrópico do compressor entre os valores de 0,55 e 0,8 aumenta significativamente o valor do ratio de eficiência energética (EER) (5,4-7,8)

Nota: Na realidade o valor do rendimento isentrópico do compressor do estágio de baixa temperatura varia entre (0,6-0,75), sendo o valor de 0,69 o mais coerente.

No caso da potência de compressão, existe só uma diferença, de aproximadamente 8,3%.

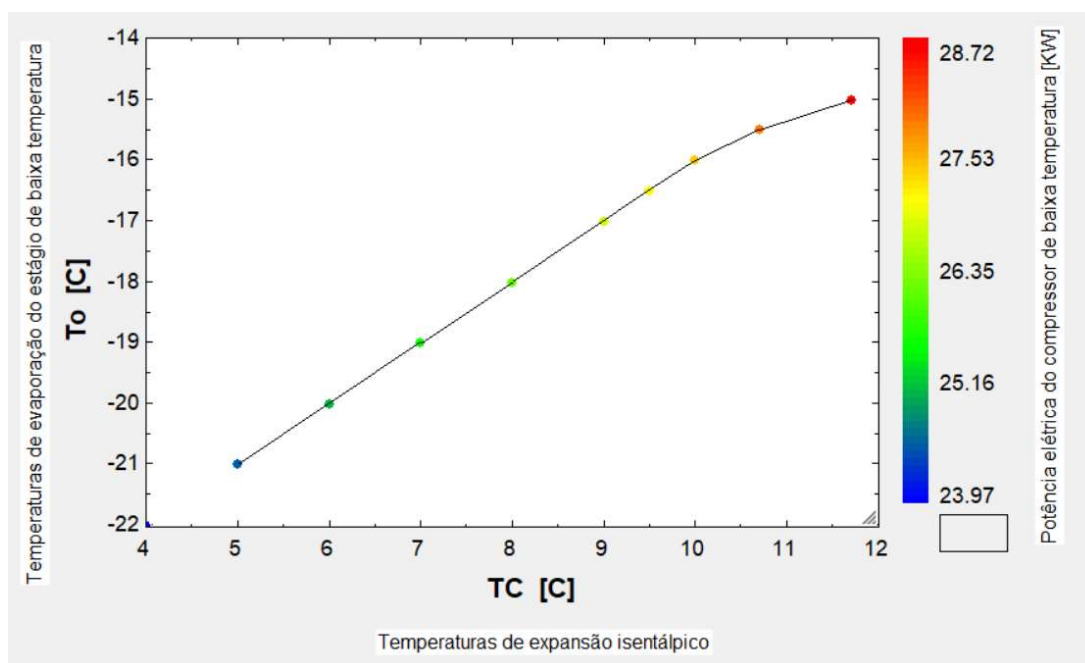
Figura 6. 8 - Relação entre a pressão do arrefecedor de gás e a potência do compressor do estágio de temperatura média



Fonte: software do EES com os polinómios fornecidos pela Bitzer

Como se pode verificar, à medida em que a pressão do arrefecedor de gás aumenta, também aumenta a potência do compressor do estágio de média temperatura, isto é, o consumo elétrico do compressor aumenta.

Figura 6.9 - Relação entre temperatura de evaporação e temperatura de expansão



Fonte: simulação EES com os polinômios fornecidos pela Bitzer

Na figura 6.9, apresenta-se uma análise gráfica realizada através da simulação do EES com os polinômios fornecidos pela Bitzer, no qual as variáveis são: 1) temperatura de evaporação do estágio de baixa temperatura, e 2) temperatura de expansão isentálpica com o output que é a potência do compressor de baixa temperatura.

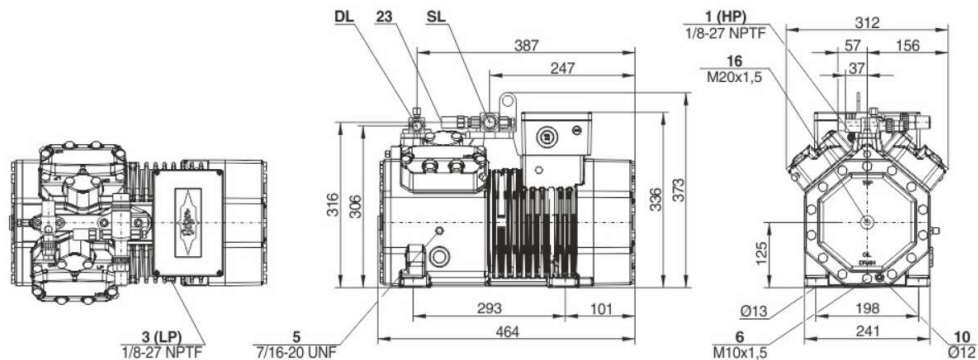
Tabela 6.4 - Dados técnicos do compressor modelo: 4ESL-9K/Bitzer

Dados técnicos	Modelo: 4ESL-9K/Bitzer
Caudal mássico (1450 RPM 50Hz)	15,6 m <sup>3</sup> /h
Deslocamento (1750 RPM 60Hz)	18,8 m <sup>3</sup> /h
Nº de cilindro x furo x curso	4 x 46 mm x 27 mm
Peso	94,5 kg
Pressão Máxima (LP/HP)	30 / 53 bar
Linha de sucção de conexão	28 mm - 1 1/8"
Linha de descarga de conexão	16 mm - 5/8"

Tipo de óleo CO <sub>2</sub>	BSE60K (Standard) BSE85K, BSG68K (Opção)
<b>Dados do Motor</b>	
Versão do Motor	1
Voltagem do Motor (mais têm que requisitar)	380-420V Y-3-50Hz
Corrente máxima operacional	18,9 A
Corrente de arranque (rotor bloqueado)	97,0 A
Máxima Potência absorvida	10,7 kW

Fonte: Bitzer, s/d

Figura 6. 10 - Compressor a CO<sub>2</sub> estágio de baixa 4ESL-9K



Fonte: Bitzer, s/d

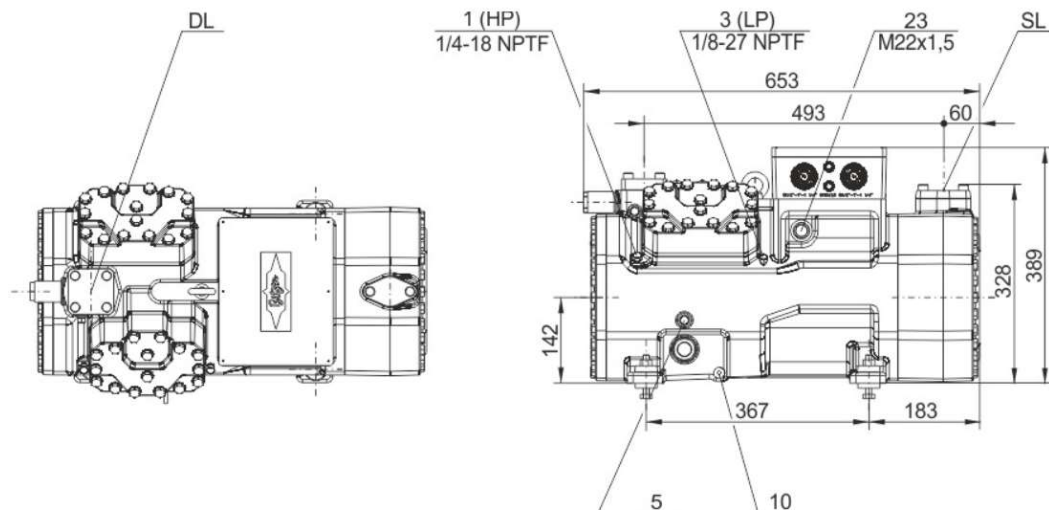
Tabela 6. 5 - Dados técnicos do compressor modelo: 4CTE-30K/Bitzer

<b>Dados técnicos</b>	4CTE-30K/Bitzer
<b>Technical Data</b>	
Deslocamento (1450 RPM 50Hz)	26,0 m <sup>3</sup> /h
Deslocamento (1750 RPM 60Hz)	31,4 m <sup>3</sup> /h
Nº de cilindro x furo x curso	4 x 55mm x 31mm
Peso	211 kg
Pressão Máxima (LP/HP)	100/160 bar

Linha de sucção de conexão	28 mm - 1 1/8"
Linha de descarga de conexão	18 mm - 3/4"
Tipo de óleo CO <sub>2</sub>	BSE85K (standard), BSG68K (Opção)
<b>Dados do Motor</b>	
Versão do Motor	2
Voltagem do Motor (sob demanda)	380-420V PW-3-50Hz
Corrente máxima operacional	64,5 A
Corrente de arranque (rotor bloqueado)	135,0 A Y / 220,0 A YY
Máxima Potência de input	36,8 kW

Fonte: Bitzer, s/d

Figura 6. 11 - Compressor a CO<sub>2</sub> modelo: 4CTE-30K (Bitzer)



Fonte: Bitzer, s/d

### 6.1.3 Permutador de Calor Interno

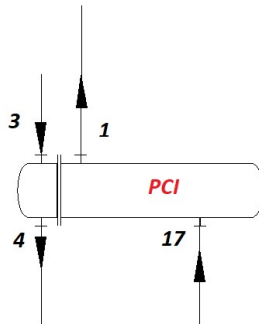
Permutador de Calor Interno (PCI): A adoção de um permutador de calor (PCI) pode levar ao aprimoramento do desempenho do sistema de refrigeração transcrito a CO<sub>2</sub>, com especial relevância em ambientes de alta temperatura.

A adoção do permutador de calor interno (PCI) leva ao arrefecimento do vapor fluido frigorífero, que entrará no compressor no lado da sucção. Tal processo pode levar à degradação do óleo lubrificante, o que provocará a redução da vida útil do compressor e, conseqüentemente, a diminuição da eficiência isentrópica deste. De acordo com Purohit, Gupta e Dasgupta (2018), o COP de um sistema de refrigeração a CO<sub>2</sub> com permutador de calor interno será mais alto (embora o aumento não seja muito substancial) em comparação com um sistema de refrigeração convencional: o permutador de calor interno melhora a eficiência quando há um aumento da temperatura ambiente ou também com a diminuição da temperatura de evaporação.

A aplicação de um permutador de calor interno pode também, de uma forma generalizada, aumentar o efeito de arrefecimento do evaporador de média temperatura. Podemos então concluir que será benéfica a introdução de um permutador de calor interno para o desempenho geral do sistema de refrigeração a CO<sub>2</sub>, quando operado em ambientes quentes (Santosa, Waisnawa e Temaja, 2018).

A seguir é apresentada a equação para calcular a eficiência do permutador de calor interno:

Figura 6. 12 - Figura do permutador de calor interno



Na simulação do EES, a equação número 3 serve para calcular a temperatura no ponto 1 (na sucção do compressor). A eficiência do permutador é uma variável independente à qual foi atribuído o valor de 0,5.

$$(PCI): \quad \varepsilon = \frac{T_1 - T_{17}}{T_{17} - T_3} \quad (3)$$

$\varepsilon$  - eficiência de um permutador de calor

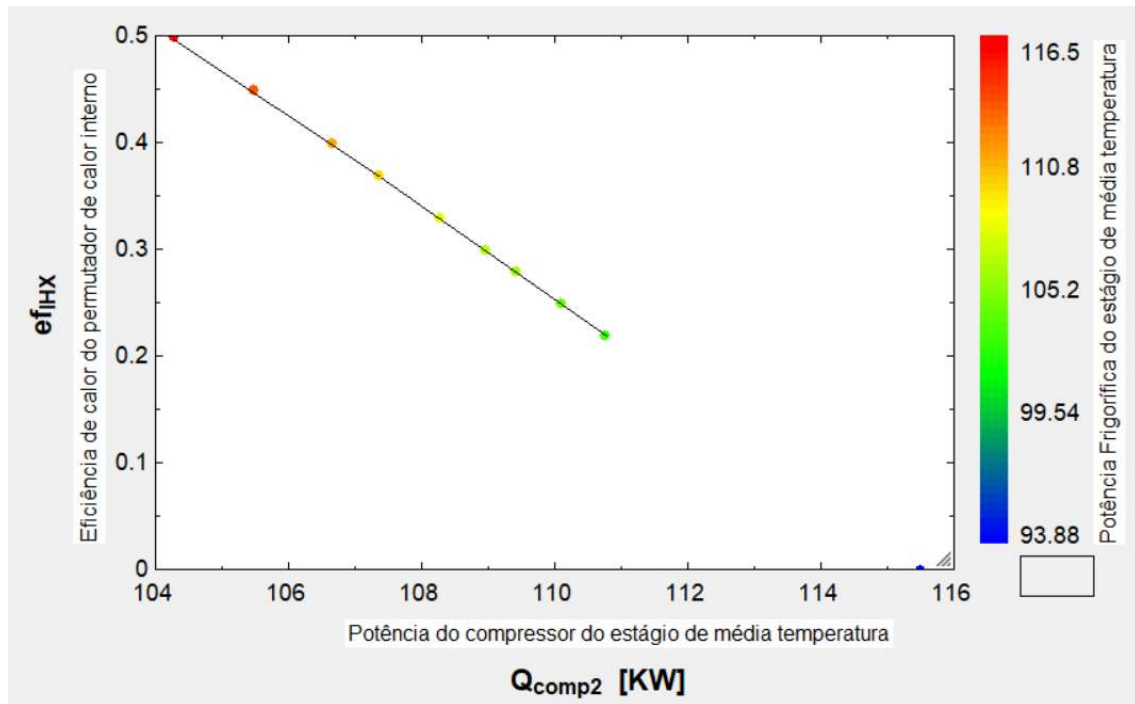
$T_1$ - Temperatura do fluido frigorífero à saída do permutador (°C)

T<sub>17</sub>- Temperatura do fluido refrigerante à entrada do permutador (°C)

T<sub>3</sub>- Temperatura do fluido refrigerante à entrada do permutador (°C)

T<sub>4</sub>- Temperatura do fluido refrigerante à entrada do permutador (°C)

Figura 6. 13 – Relação entre eficiência de calor e potência do compressor



Fonte: simulação EES com os polinômios fornecidos pela Bitzer

Na figura 6.13, está a análise gráfica realizada através da simulação do EES, com os polinômios fornecidos pela Bitzer. O input é: 1) eficiência de calor do permutador de calor interno e os outputs são: 1) potência do compressor do estágio de média temperatura, e 2) potência frigorífica do estágio de média temperatura.

Como se pode verificar na figura 6.13, à medida em que a eficiência do permutador de calor interno aumenta, também a potência frigorífica do estágio de média temperatura, e as potências dos compressores de média temperatura aumentam.

Nota: para analisar os cálculos é preciso consultar o código no anexo 4.

#### 6.1.4 Válvulas de Expansão

A válvula de expansão é assumida no dimensionamento de um sistema de refrigeração como sendo uma válvula reguladora de pressão ideal, porque o processo de expansão é considerado isentálpico. Na realidade, para grandes instalações industriais, se estas não forem eficientemente isoladas, o calor do ambiente exterior influenciará o seu desempenho.

Para um orifício de válvulas de expansão, o caudal mássico do fluido frigorífero é tipicamente modelado usando a correlação de Schurt et al. (2009).

$$m_v = C_v A_{ev} \sqrt[2]{2\rho_{in}(P_{in} - P_{ou})} \text{ [Kg/s]} \quad (4)$$

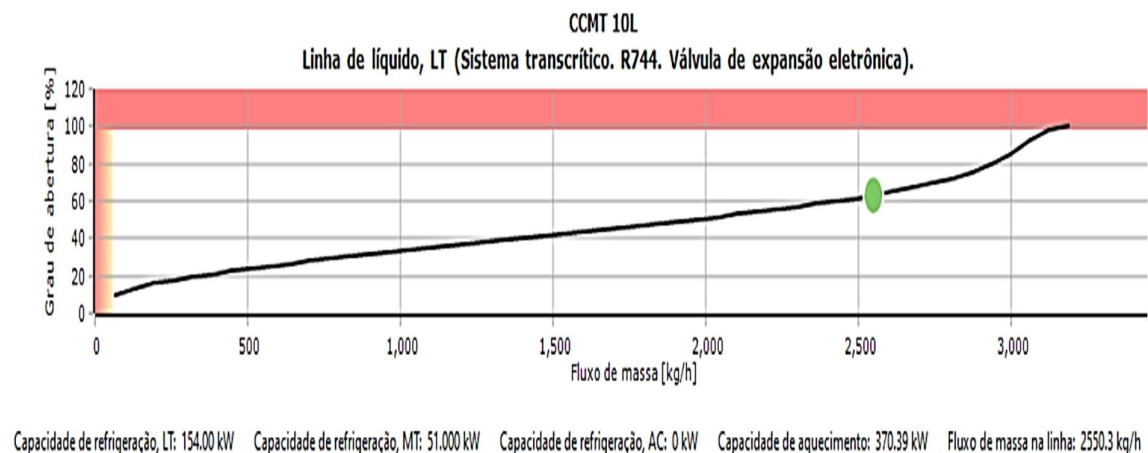
O  $C_v$  é o coeficiente de descarga determinado empiricamente ou a informação é fornecida pelo fabricante.  $A_{ev} = A_o A_v / 100$ ,  $A_o$  é a secção nominal do orifício,  $A_v$  é a percentagem (%) de abertura da válvula,  $\rho_{in}$  é a massa específica do fluido frigorífero à entrada da válvula,  $P_{in}$  e  $P_{ou}$  são as pressões de entrada e saída da válvula (em inglês, *pressure in* e *pressure out*, respetivamente) (Zhang et al, 2015).

##### 6.1.4.1 Válvula de Expansão Temperatura Baixa (CCMT 10L)

Através do software coolsector 2, da danfoss, foi dimensionada a válvula de expansão do evaporador de temperatura baixa tendo sido considerado a temperatura de evaporação igual a -18 °C.

O modelo dimensionado é de marca danfoss modelo: CCMT 10L

Figura 6. 14 - Gráfico da válvula de expansão do evaporador de baixa temperatura (Danfoss modelo: CCMT 10L grau de abertura vs fluxo de massa)



Fonte: Danfoss, 2021

O caudal mássico do fluido frigorígeno que flui pela válvula de expansão CCMT 10L para uma potência frigorífica de 126,9 KW é de 2183,4 Kg/h, o que implica uma abertura de aproximadamente 55%.

Figura 6. 15 - Válvula CCMT 10L



Fonte: Danfoss, 2021

A CCMT 10L é uma válvula operada eletronicamente, projetada especificamente para operação em sistemas CO<sub>2</sub>. O conceito de válvula CCMT 10L foi projetado para requisitos globais de refrigeração completos.

A válvula é capaz de funcionar como uma válvula de expansão, como regulador de pressão para o arrefecedor de gás ou como válvula de derivação de gás com regulação de contrapressão em transcrito ou subcrítico.

Dados técnicos da válvula CCMT 10L:

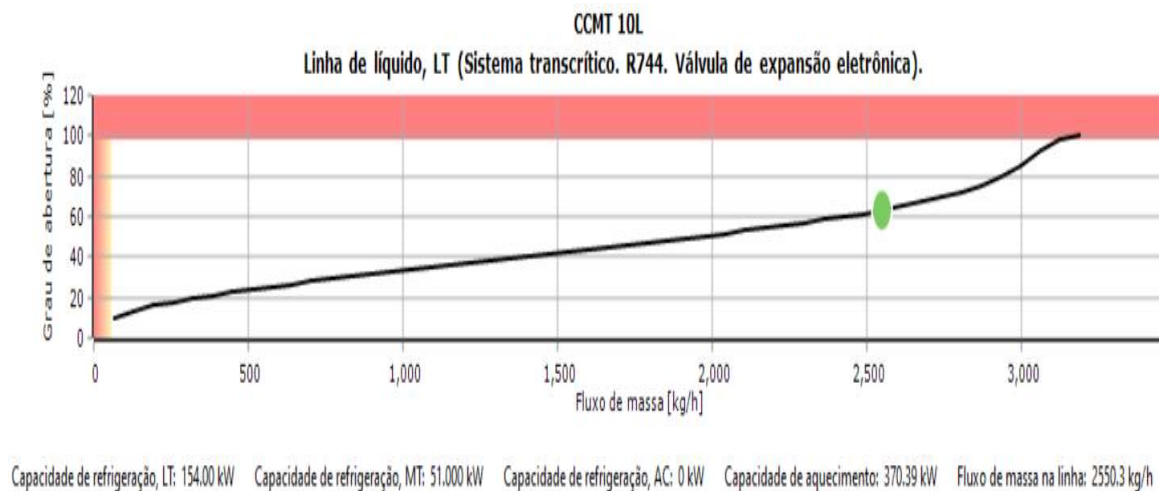
- Projetado para sistemas CO<sub>2</sub> com pressão máxima de trabalho de 140 bar / 2030 psig com conexões de aço;
- Projetado para sistemas CO<sub>2</sub> com pressão de trabalho máxima de 130 bar / 1885 psig (120 bar / 1740 psig para aprovação UL) com conexão bimetal;
- O CCMT 10L é compatível com os tipos de óleo PAG e POE;
- O módulo de função tudo-em-um garante precisão de regulação, particularmente em carga parcial;
- Cone patenteado e desenho de equilíbrio;

- A sede de PTFE (TFM) oferece excelente aperto;
- Conexões de aço com solda de topo combinada, soldagem de manga e brasagem;
- Conexões de solda bimetálicas exclusivas que exigem pequena quantidade de calor;
- MOPD até 90 bar
- Conetor macho M12 integrado e conexão flexível ao *driver* do motor;
- Baixo peso e design compacto;
- Fácil manutenção a partir do topo, removendo uma inserção de módulo de função única;
- Para operação manual e serviço do CCMT, um driver de serviço AST-g está disponível.

#### 6.1.4.2 - Válvula de expansão média temperatura (CCMT 10L)

Através do software coolsector 2, da Danfoss, foi dimensionada a válvula de expansão do evaporador de média temperatura tendo sido considerado a temperatura de evaporação igual a 0 °C. O modelo dimensionado é de marca Danfoss (modelo: CCMT 10L).

Figura 6. 16 - Gráfico da válvula de expansão do evaporador de média temperatura (Danfoss modelo: CCMT 10L grau de abertura vs caudal mássico)



Fonte: Danfoss, 2021

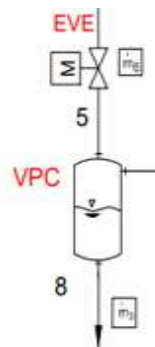
O caudal mássico do fluido frigorigéneo que flui pela válvula de expansão CCMT 10L para uma potência frigorífica de 116,5 KW é de 2062,4 Kg/h o que implica uma abertura de aproximadamente 50% da válvula de expansão.

#### 6.1.4.3 Válvula de alta pressão

A válvula de pressão do arrefecedor de gás (também chamada de válvula reguladora de alta pressão) controla a pressão no arrefecedor de gás. É uma válvula redutora de pressão controlada a partir da pressão do CO<sub>2</sub> no arrefecedor de gás e a sua temperatura de saída (IIAR, 2018).

A pressão do arrefecedor de gás geralmente é selecionada para o COP ideal, a menos que seja necessária uma capacidade maior por causa da utilização de recuperação de calor para o aquecimento das águas quentes sanitárias a temperaturas altas, nesse caso uma pressão mais alta seria selecionada. (IIAR, 2018)

Figura 6. 17 - Válvula reguladora de pressão (EVE)

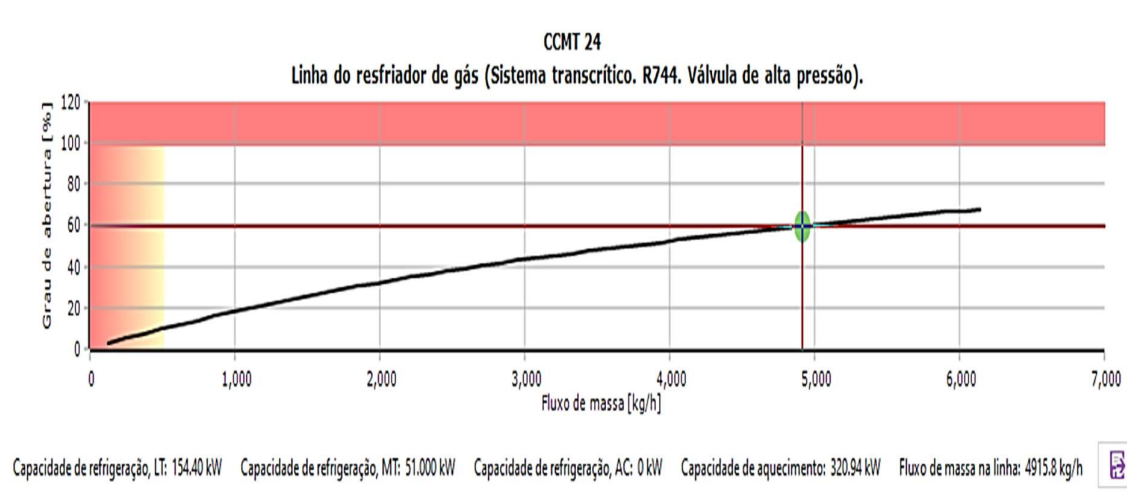


Através do software coolsector 2, da danfoss, foi dimensionada a válvula de regulação de alta pressão. O modelo dimensionado é de marca danfoss (modelo:CCMT 24).

No software coolsector 2, foram feitas quatro iterações para dimensionar a válvula de alta pressão:

- 1) Em plena carga frigorífica
- 2) Simular com a máxima temperatura exterior.
- 3) Simular com a mínima temperatura exterior
- 4) Simular com 25% da carga frigorífica

Figura 6. 18 - Gráfico do comportamento da válvula CCMT 24 - caudal de abertura (%) vs Fluxo de massa [Kg/h]



Fonte: coolselector2

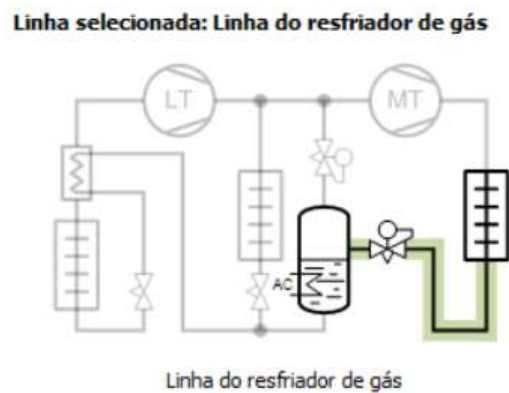
O caudal mássico do fluido frigorigéneo que flui pela válvula de alta pressão CCMT 24 em plena carga de 5518,8 Kg/h, serve para regular a pressão no VPC (separador de gás e líquido), o que implica uma abertura de aproximadamente 68% da válvula de alta pressão.

Dados técnicos da válvula CCMT24:

- Projetado para sistemas CO<sub>2</sub> com pressão de trabalho máxima de 140 bar / 2030 psig.
- Aplicável a CO<sub>2</sub> e outros fluidos frigorigéneos comuns. O CCMT é compatível com os tipos de óleo PAG, POE e PVE.
- O cone regulador garante uma regulação de ideal precisão, especialmente em carga parcial.
- Design patenteado de cone e balança.
- A sede PEEK fornece uma válvula de excelente firmeza e robustez.
- Conexões combinadas de solda de topo e solda.
- Parte superior com filtro / filtro integrado.
- MOPD até 90 bar / 1305 psi
- CCMT 16 – CCMT 42 está disponível com ou sem transmissor de pressão integrado.
- Conector M12 padrão para conexões simples e conexão flexível ao acionador do motor.

- Baixo peso e design compacto.
- Fácil manutenção. Insira facilmente retirado por removendo a parte superior.
- Para operação manual e serviço do CCMT um arrancador suave de serviço AST-g está disponível.

Figura 6. 19 - Imagem do software coolselector 2 para dimensionar a válvula de regulação de alta pressão



Fonte: coolselector2

Figura 6. 20 - Imagem da válvula CCMT 24 (válvula de regulação de alta pressão)



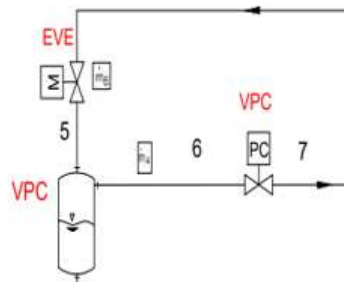
Fonte: Danfoss, 2021

#### 6.1.4.4 Válvula de Bypass

A válvula reguladora de pressão média, ou válvula de bypass, também chamado válvula de gás flash, controla a pressão do fluido refrigerante no depósito de líquido (VPC) e na tubagem de

distribuição de líquido associada. É controlada a partir do depósito de líquido. O depósito de líquido também é chamado tanque flash (IIAR, 2018).

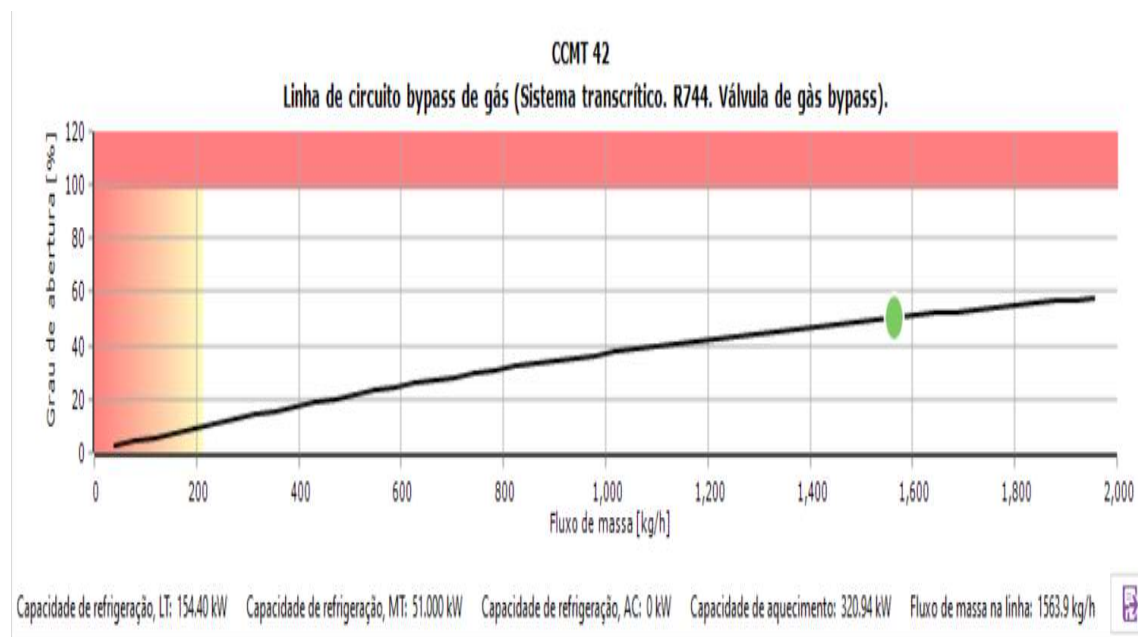
Figura 6. 21 . Válvula reguladora de pressão (VPC)



No software coolsector 2, foram feitas quatro iterações para dimensionar a válvula bypass:

- 1 em plena carga frigorífica,
- 2 simulação com a máxima temperatura exterior,
- 3 simulação com a mínima temperatura exterior,
- 4 simulação com 25% da carga frigorífica.

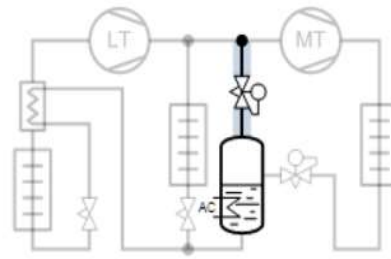
Figura 6. 22 - Gráfico do comportamento da válvula (CCMT 42) - Caudal de abertura (%) vs Fluxo de massa [Kg/h]



Fonte: Danfoss, 2021

Figura 6. 23 - Imagem do software coolselector 2 para dimensionar a válvula de bypass

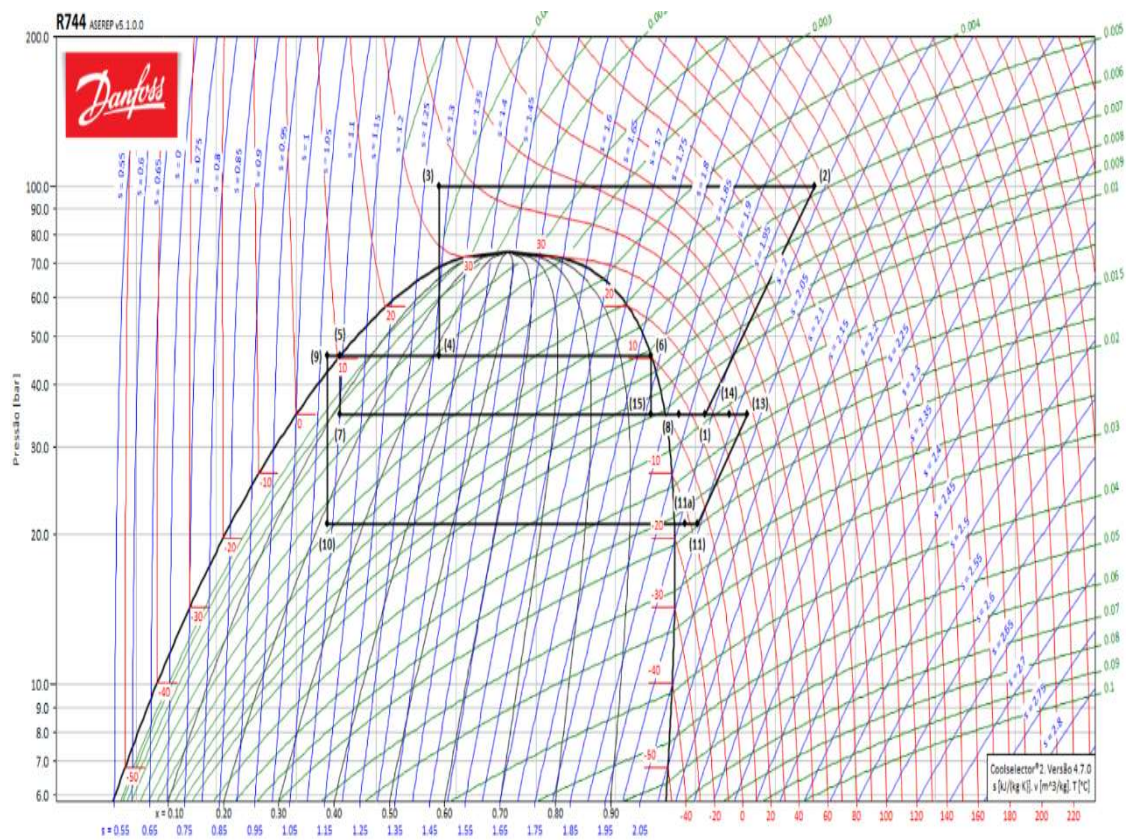
Linha selecionada: Linha de circuito bypass de



Linha de circuito bypass de gás

Fonte: coolselector2

Figura 6. 24 - Simulação com base da presente dissertação de Mestrado (Diagrama de Mollier calculado pelo software coolselector 2)



Fonte: Coolselector 2

### 6.1.5 – Multi-injetor para sistemas a CO<sub>2</sub>

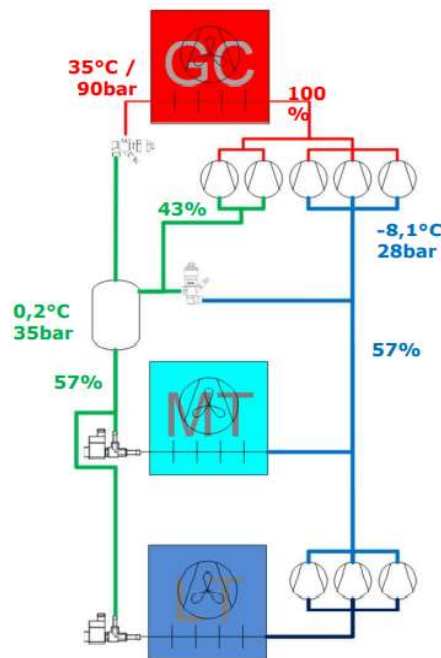
Com a invenção dos injetores para sistemas de refrigeração transcíticos que usem o fluido frigorigéneo CO<sub>2</sub>, melhorou-se a eficiência energética de sistemas de refrigeração transcítico em países tropicais. Esta tecnologia tem apenas aproximadamente 5 anos.

Estudos efetuados em processos agroalimentares que utilizem um sistema de refrigeração a CO<sub>2</sub> transcítico com recuperação de calor para pasteurizar, como o de Ahammed, Bhattacharyya e Ramgopal (2018), tem demonstrado que se consegue economizar energia em cerca de 10% com a introdução do injetor.

Na nossa simulação com o EES, não consideramos o uso do multi-injetor devido à acrescida complexidade que isso iria envolver no tratamento matemático, por isso efetuamos a simulação de um sistema standard no EES. Através do software da Danfoss coolselector 2 iniciou-se o dimensionamento do injetor para o nosso sistema.

A compressão paralela foi o primeiro desenvolvimento para sistemas de refrigeração a CO<sub>2</sub> em climas quentes, porque a compressão paralela provoca uma melhoria significativa do COP, reduzindo o deslocamento volumétrico dos compressores.

Figura 6. 25 - Compressão em paralelo

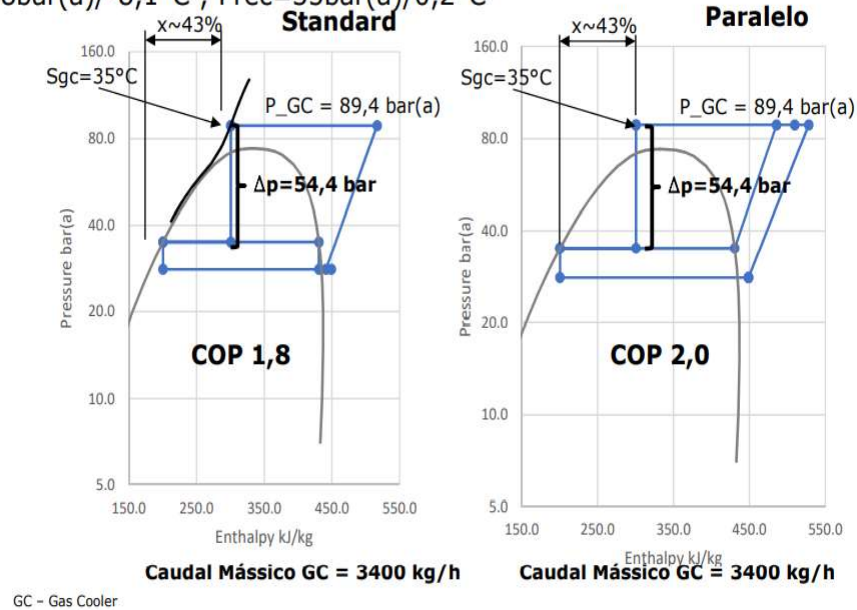


Fonte: coolselector2

Figura 6. 26 - Demonstração entre um sistema de refrigeração CO<sub>2</sub> a dois estágios transcrito standard vs sistema de refrigeração CO<sub>2</sub> a dois estágios transcrito, mas com compressão paralela

## Potência MT 130kW

PoMT=28bar(a)/-8,1°C ; Prec=35bar(a)/0,2°C



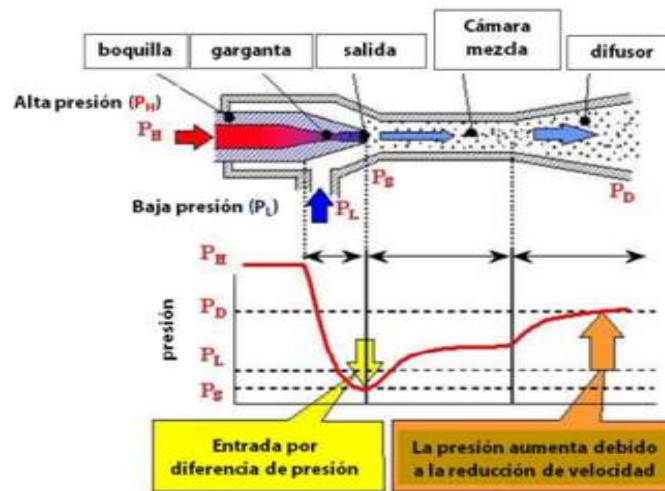
Fonte: coolselector2

No software coolsector 2, foram feitas quatro iterações para dimensionar o injetor:

- 1) em plena carga frigorífica,
- 2) simulação com a máxima temperatura exterior,
- 3) simulação com a mínima temperatura exterior,
- 4) simulação com 25% da carga frigorífica.

Figura 6. 27 - Explicação do funcionamento do injetor

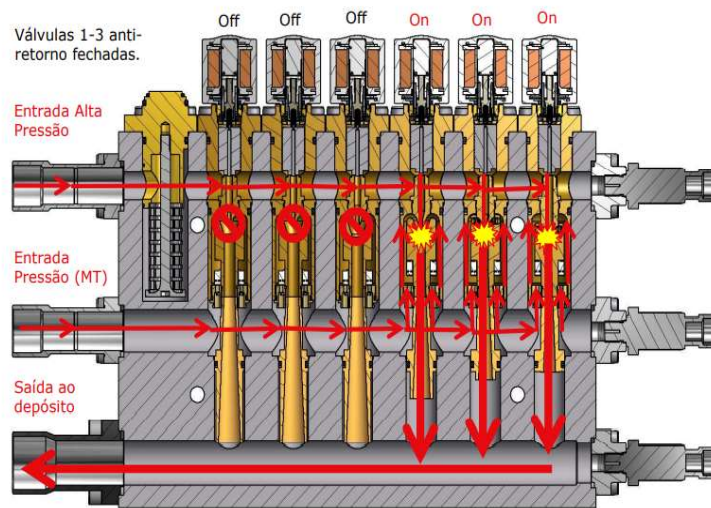
### Funcionamento do injetor



Fonte: coolselector2

- 1) O  $\text{CO}_2$ , ao sair do arrefecedor de gás, entra na boquilla do injetor donde o resultado é a expansão do fluido
- 2) Na saída da garganta do injetor, a velocidade é muito alta (próximo de 300 m/s), o que faz com que se diminua a pressão de forma mecânica. Parte do gás da aspiração MT/descarga é sugado.
- 3) Os gases encontram-se na câmara de mistura, onde a pressão é maior do que na saída da boquilla, devido ao gás procedente de alta pressão.
- 4) Depois da mistura, o fluido entra no difusor e baixa a velocidade. A forma do difusor facilita a conversão da energia cinética (velocidade) em energia potencial (pressão), produzindo-se uma pré-compressão do gás antes de chegar ao depósito/separador.

Figura 6. 28 - Explicação do funcionamento do injetor



Fonte: Danfoss, 2021

Figura 6. 29 - Imagem de um injetor



Fonte: Danfoss, 2021

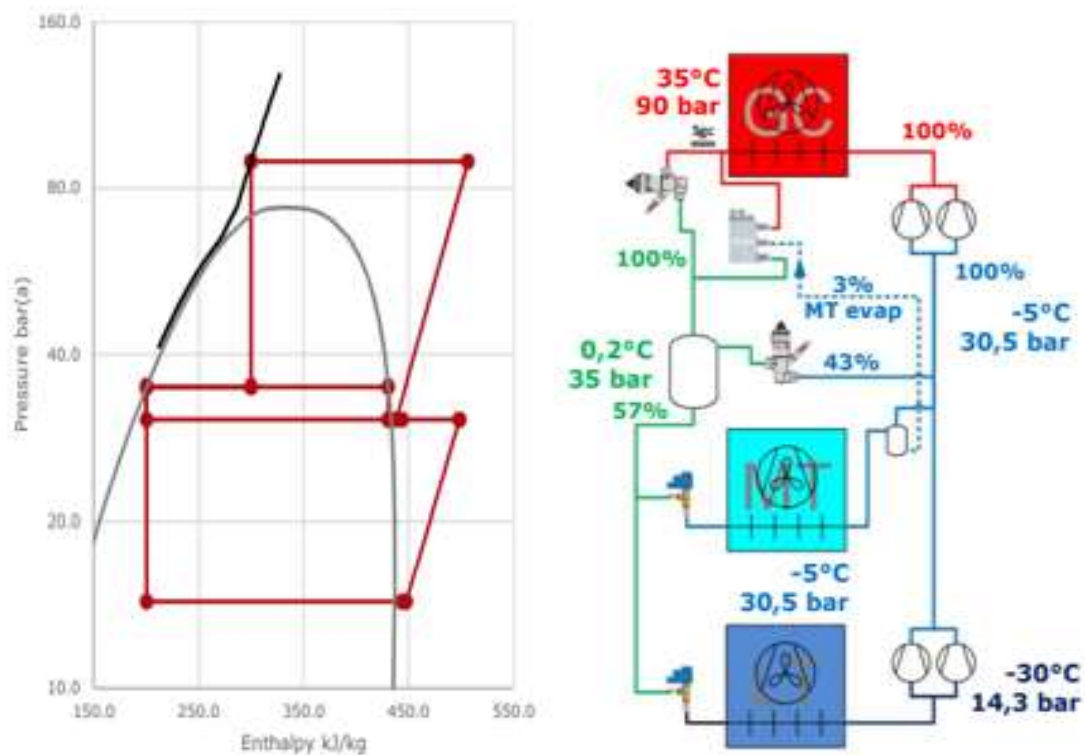
Existem vários tipos de sistemas Multi Injetores, mas para o nosso caso o tipo de sistema multi-injetor seria o de Injetor Líquido, porque este funciona em climas quentes para todos os sistemas transcíticos de CO<sub>2</sub> e para potências entre (25 KW-480 KW). Nesta investigação, a potência frigorífica é de 126,9 KW.

Tabela 6. 6 - Dados técnicos de vários tipos de sistemas de injetores

	<b>Alta Pressão</b>	<b>Baixa pressão (LP)</b>	<b>Injetor Líquido (LE)</b>	<b>Combi (HP+LE)</b>	
Temperatura ambiente	Quente	Quente	Quente e frio	Quente e frio	
Sistema de CO <sub>2</sub>	Compressão paralela	Booster	Todos os sistemas transcíticos de CO <sub>2</sub>	Todos os sistemas transcíticos de CO <sub>2</sub> com compressão paralela	
Tamanho do sistema Min/Max por blocos de injetores	35 – 140 kW	18 – 72 kW	25 – 480 kW	35 – 120 kW	
Sucção de frigoriféneo	Principalmente gás	Principalmente gás	Principalmente líquido	Gás	Líquido
Elevação/arraste – Temperaturas ambiente baixas	8bar/24% @ 23°C	3,6 bar/59% @ 23°C	5 bar&27% @ 5°C (Pgc 50bar)	8 bar / 24% @ 23°C	5 bar / 27% @ 5°C (Pgc 50bar)
Elevação/arraste – Temperaturas ambiente altas	11bar/26% @ 36°C	6bar/44% @ 36°C	8bar/62% @ 36°C	11bar/26% @ 36°C	8bar/62% @ 36°C
Temperatura ambiente / Temperatura á saída do Gas Cooler (GC): 5°C/13°C; 23°C/28°C; 36°C/38°C					

A figura 6.30 explica como o injetor de líquido (LE-Multi-injetor de líquido para temperaturas ambientais quentes) faz o seu controlo.

Figura 6. 30 - Funcionamento dum multi-injetor de líquido



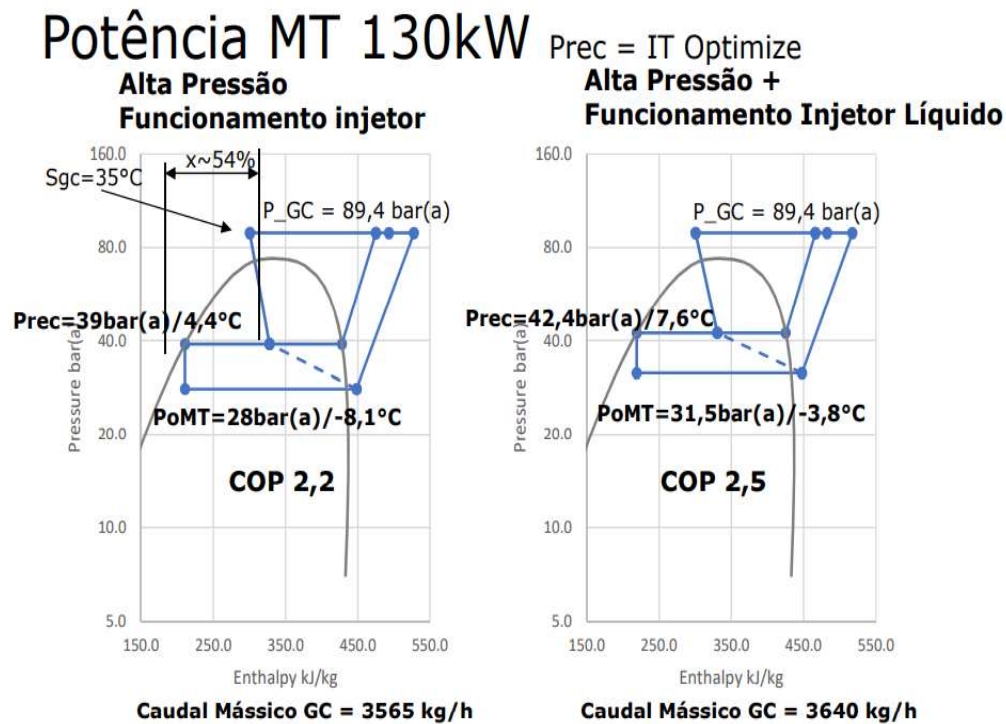
Fonte: Danfoss, 2021

Solução disponível para todos os tamanhos de sistemas e incluindo todas as tecnologias:

- Sistema Booster
- Sistema com compressão paralela
- Sistema com injetores de gás

A figura 6.31 explica como o injetor de líquido faz o seu controlo:

Figura 6. 31 - Comparação do COP entre um injetor de alta pressão vs de alta pressão + funcionamento injetor líquido



Fonte: coolselector 2

A redução anual de energia do sistema de injetor de líquido vs o sistema convencional de refrigeração a CO<sub>2</sub> (booster) varia entre 10% a 15%, cuja redução de energia é independente das condições climáticas (Danfoss, 2021).

É de salientar também que um componente importante na redução de energia é a relação entre a carga de baixa temperatura (LT) e média temperatura (MT).

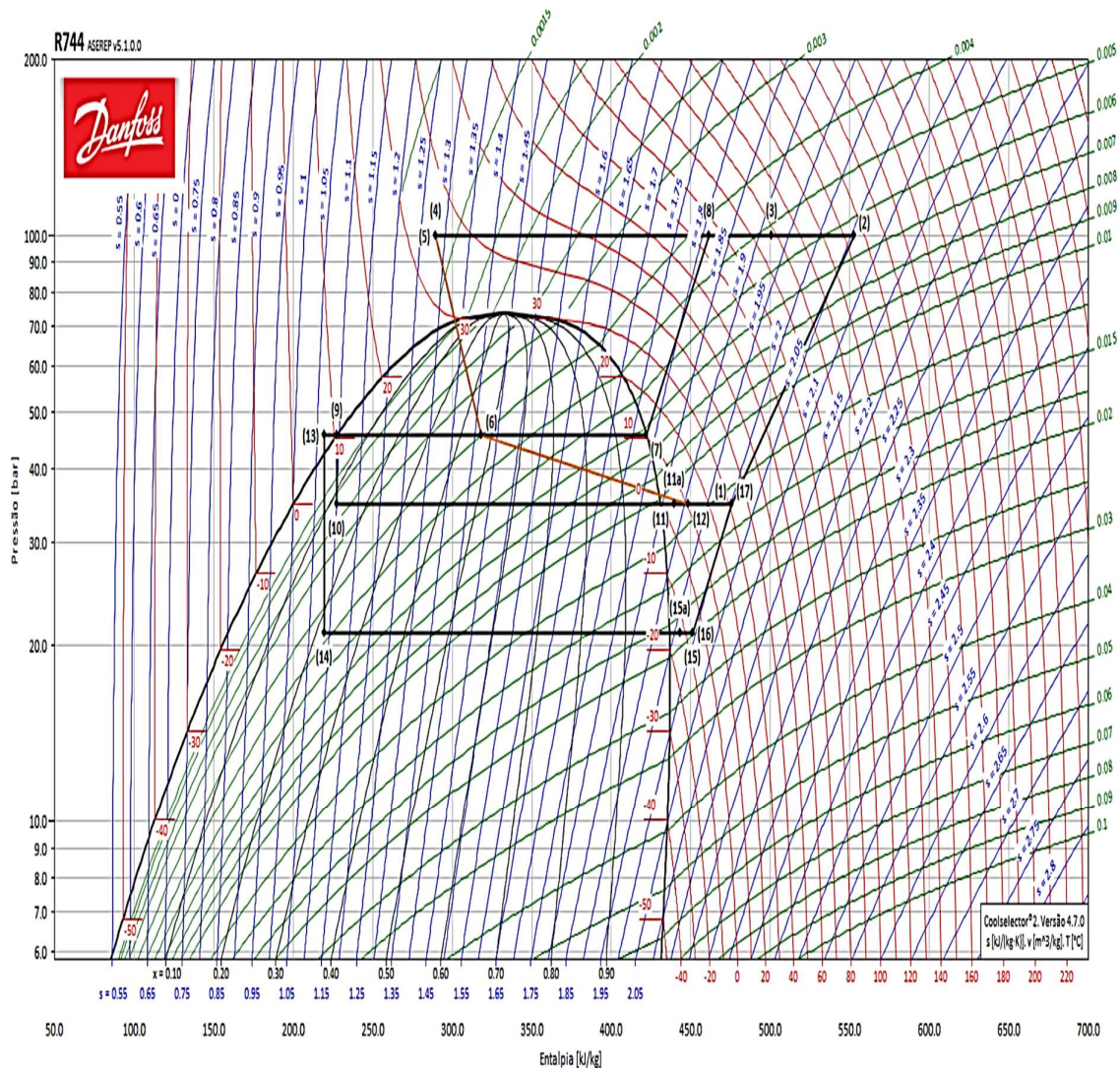
O nosso modelo para o nosso caso prático é o seguinte:

Tabela 6. 7 - Tabela com dados técnicos do injetor dimensionado

Modelo	Quantidade	Capacidade [%]	m_evap_LT [Kg/h]	m_evap_M T [Kg/h]	Taxa de arraste
MultiEjector-HP 3875	2	66	2035	1979	0,22

Nota: A taxa de arraste é a percentagem de gás que é sugada para o depósito de líquido.

Figura 6. 32 - Simulação com base na presente dissertação de mestrado com o uso do injetor (diagrama de Mollier calculado pelo software coolselector 2)



Fonte: Coolselector 2

### 6.1.6 Arrefecedor de Gás

Quando o compressor de um ciclo de refrigeração a CO<sub>2</sub> descarrega o fluido frigorígeno CO<sub>2</sub> acima dos 72,69 bar, o vapor de descarga está na fase supercrítica.

A remoção do calor desse vapor na fase supercrítica não resultará na condensação constante de temperatura, como num ciclo subcrítico normal. Em vez disso, o vapor supercrítico

não muda de estado, mas é arrefecido para uma temperatura e uma pressão onde as propriedades termofísicas passam mais facilmente de vapor para as propriedades de líquido (IIAR, 2018).

Outro aspeto interessante da fase supercrítica é o calor específico não ser uniforme à medida que o processo de arrefecimento de gás se move para a esquerda do diagrama PH (Pressão entalpia, ordenada-pressão, entalpia-abcissa/ Diagrama de Molière).

Têm havido alguns estudos de investigação na operação e no desempenho de um arrefecedor de gás. Um método que tem sido sugerido para melhorar o seu desempenho, realizado pelo Instituto Dinamarquês de Tecnologia (Danish Teknologisk Institut, 2019), está no dimensionamento da configuração do feixe de tubos do permutador de calor. A pressão admissível do permutador de calor é uma regra prática que ajuda a orientar o projetista que vai dimensionar a configuração do feixe de tubos.

Uma das formas de melhorar a eficiência energética de sistemas de refrigeração transcrito a CO<sub>2</sub> é de acoplar no arrefecedor de gás sistemas de arrefecimento sistema evaporativo. Um estudo comparativo, entre usar um sistema de arrefecimento evaporativo efetuado em diferentes áreas climáticas europeias, demonstrou que houve uma poupança energética de 5% em Paris e de 9% em Trapani (Filippini, Mariani & Ferrota, 2018).

É de salientar que as Ilhas de Seicheles, o local cujos valores de referência são os definidos para esta dissertação, têm valores muito altos de ratios de humidade [g\_água/Kg\_ar seco]. Neste caso, o uso de arrefecimento evaporativo no arrefecedor de gás não adicionará grandes benefícios.

É de sensibilizar que, no arrefecedor de calor, o calor transferido através das alhetas de alumínio de tubo para tubo é muitas vezes negligenciado quando esse fenómeno contribui para perdas superiores para aplicações transcíticas de CO<sub>2</sub> do que para outros fluidos frigorigéneos (Heerup & Burup, 2018).

Fórmulas para o cálculo da potência do arrefecedor de gás:

$$Q_{Arrefecedor\ de\ gás} = m\Delta h \text{ [KW]} \quad (5)$$

$Q_{Arrefecedor\ de\ gás}$  – Potência do Arrefecedor de gás [KW]

$m$  – Caudal mássico do fluido frigorigéneo [Kg/s]

$\Delta h$  – Diferença de entalpia do fluido frigorigéneo entre a entrada e saída do arrefecedor de gás[kJ/kg]

$$Q = UA_s\Delta T_{lm} \text{ [KW]} \quad (6)$$

Q – Potência do Permutador de Calor [KW]

U- Coeficiente global de Transmissão de Calor [W/(m<sup>2</sup>\*K)]

A<sub>S</sub>- Área de superfície dos tubos [m<sup>2</sup>]

$\Delta T_{lm}$  – Média logarítmica da diferença de Temperatura[°C]

Através do EES, calculou-se o arrefecedor de gás. Abaixo encontram-se os dados técnicos do arrefecedor de gás de 350 [KW], propostos pela marca LUVE.

A potência do arrefecedor de gás terá o seguinte valor:

Tabela 6. 8 - Potência do arrefecedor de gás

Equipamento	Potência [KW]
Arrefecedor de Gás	360

Tabela 6. 9 - Dados técnicos da marca do arrefecedor de gás dimensionado LUVE modelo EAV5N

Modelo: EAV5N 5366-4 H (2X3) CO <sub>2</sub> - SUMMER
Refriger (u) 2021 Ver. 2.2.2.383 - PRICE LIST 1/1/2022
Temperatura de entrada de ar [°C] 33,0
Temperatura de entrada do CO <sub>2</sub> [°C] 136,0
Temperatura de saída do CO <sub>2</sub> [°C] 38,5
Pressão [bar] 100
Fluido frigorígeno CO <sub>2</sub>
Caudal mássico de CO <sub>2</sub> [kg/h] 5,019
Queda de pressão CO <sub>2</sub> [kPa] 199,3
Altitude [m] 0
Versão Horizontal
Power supply 400V-3PH-50Hz
Capacidade [kW] 343,15 332,11
Caudal Volúmico do Ar [m <sup>3</sup> /h] 40,510.0 34,130.0

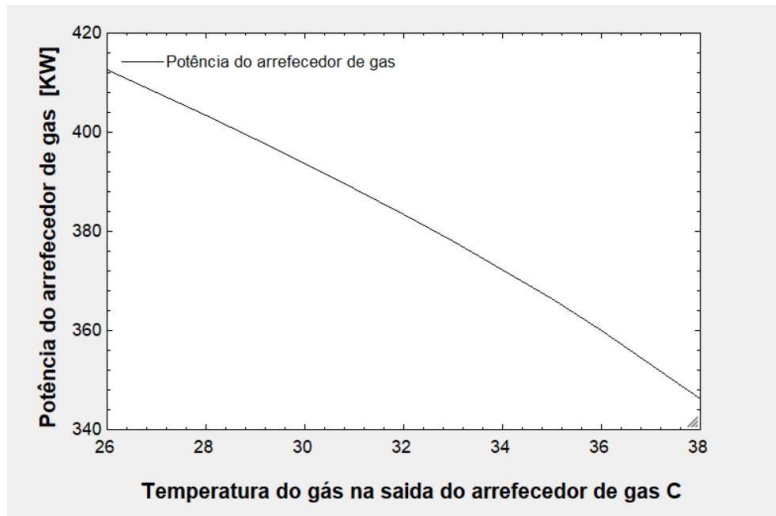
Potência de Consumo [W]	3,840 3,000	
Amperagem do Motor [A]	8,4 4,8	
Absorção máxima de amperagem (indicativo*) [A]	8,46 5,7	
Velocidade do ventilador [1/min]	1390 1180	
Nível de ruído (à distância 3 [m] ) [dB(A)]	65 61	
Nível do ruído máximo [dB(A)]	88 84	
Ventiladores: [mm] 6 x 500 Surface [m2]	464,7	
Poles [n] 4 Volume [dm3]	42,0	
Peso [kg]	501	
Pressão de trabalho máxima[bar]	130,0 Circuit [n]	32
Temperatura máxima operativa [°C]	150,0	

Figura 6. 33 - Arrefecedor de Gás (Marca: LU-VE, Modelo: EAV5N)



Fonte: Lu-ve Group, s/d

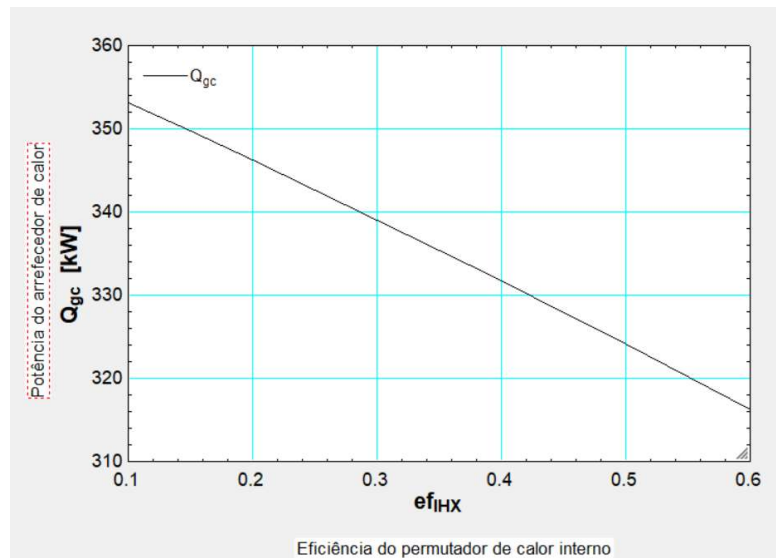
Figura 6. 34 - Comparação entre a temperatura do fluido frigorífero de saída do arrefecedor de gás e a sua potência



Fonte: simulação EES com os polinômios fornecidos pela Bitzer

Como se pode analisar na figura 6.34, à medida em que a temperatura do fluido frigorígeno sobe na saída do arrefecedor de gás, maior é a potência necessária para o arrefecedor de gás.

Figura 6. 35 - comparação entre a eficiência do PCI e a potência do arrefecedor de gás frigorígeno



Fonte: simulação EES com os polinômios fornecidos pela Bitzer

A figura acima demonstra que o aumento da eficiência do permutador de calor interno é proporcional à diminuição da potência do arrefecedor de gás.

Tabela 6. 10 - Resultados das potências dos arrefecedores de gás das diversas simulações efetuadas.

	Potência do arrefecedor de gás [KW]
Software da Bitzer	345
Simulação do EES que usa polinómios da Bitzer	324.1 Nota: considerando que existe um permutador de calor interno no estágio de média temperatura com uma eficiência de 50%
Simulação do EES que considera as potências frigoríficas como variáveis independentes.	483

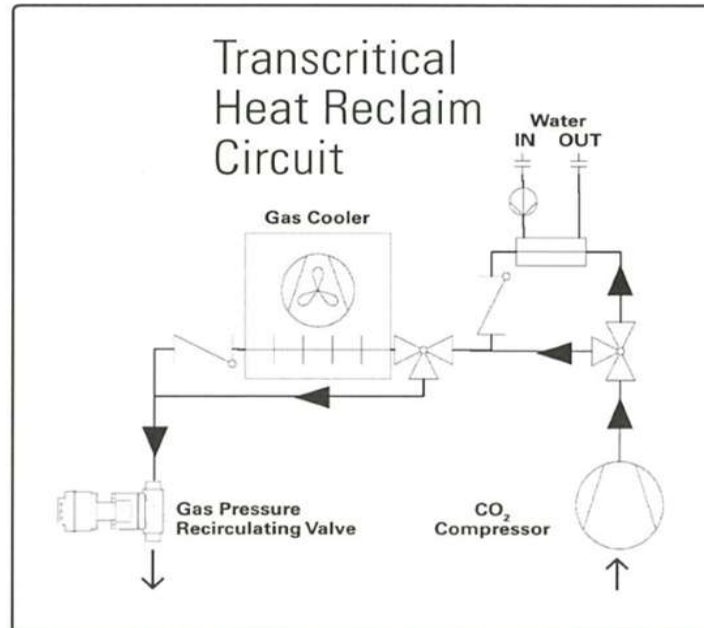
Os resultados da tabela 6.10 constataam que a potência da simulação do EES que usa os polinómios da Bitzer é próximo do software da Bitzer, sendo a diferença só de 6%. Já a potência do arrefecedor de gás calculado na simulação em que as potências frigoríficas são variáveis independentes, o resultado é muito superior, 483 KW.

Nota: Todos os cálculos podem ser verificados no código do EES que está nos anexos 1, 2 e 3.

#### 6.1.7 Recuperação de calor para aquecimento de águas para lavagem industrial

No nosso caso em estudo, o arrefecedor de gás também vai aquecer as águas quentes sanitárias (CIP) através de um permutador de calor por placas em contra corrente.

Figura 6. 36 - Esquema de princípio de rejeição de calor para um sistema de refrigeração a CO<sub>2</sub> transcrito



Fonte: IIAR, 2018

A seguinte fórmula matemática (7) é necessária para calcular a potência das águas quentes sanitárias.

$$Q_{aqs} = m_{aqs} C P_{aqs} (T_{out} - T_{in}) \text{ [KW]} \quad (7)$$

$Q_{aqs}$  – Potência de aquecimento das águas quentes sanitárias [KW]

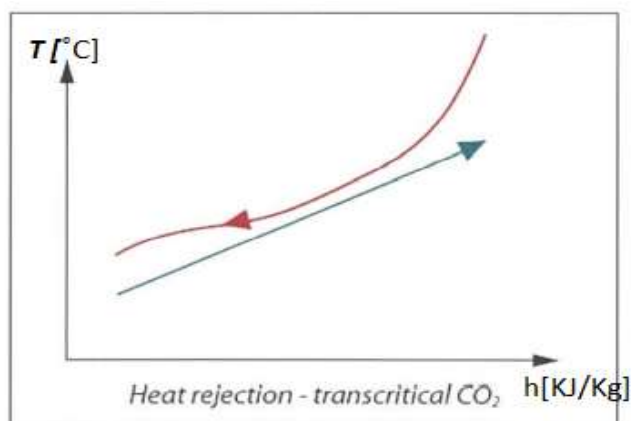
$M_{aqs}$  – Caudal mássico da água que vai ser aquecida [Kg/s]

$CP_{aqs}$ · Calor específico a pressão constante da água sanitária a ser aquecida [Kj/(KgK)]

$T_{out}$  – Temperatura de água sanitária à saída do permutador de Calor

$T_{in}$  – Temperatura da água à entrada do permutador de Calor

Figura 6. 37 - Processo de permuta de calor na rejeição de calor – transcrito CO<sub>2</sub>



Fonte: IJAR, 2018

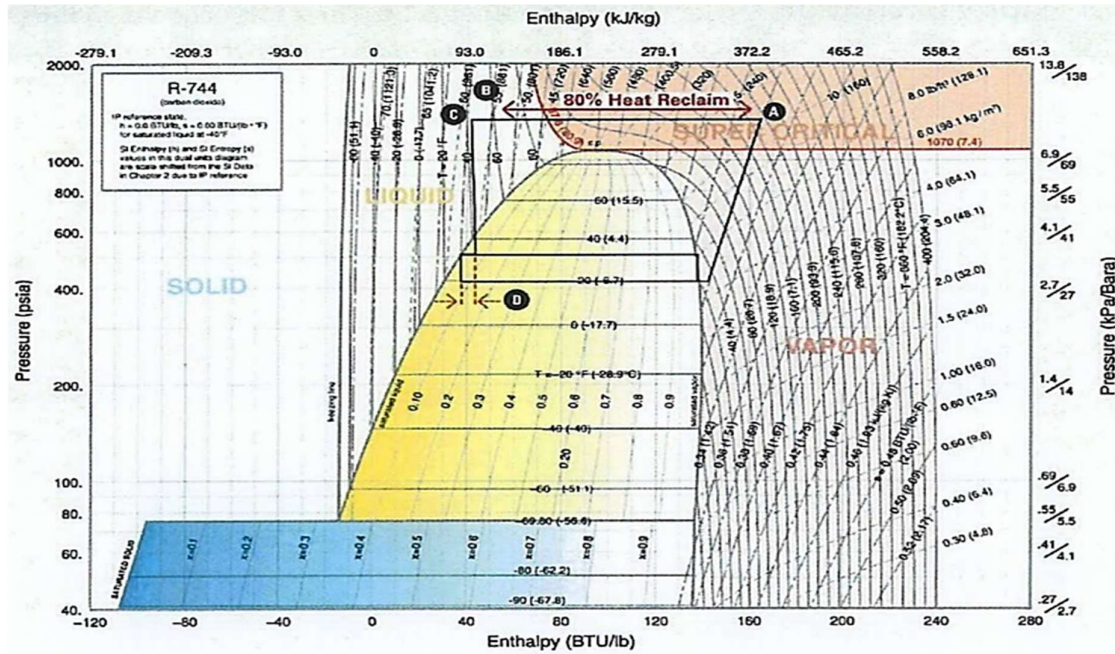
Os benefícios do aquecimento de água por via do aproveitamento da rejeição de calor para uma instalação fabril de processamento de alimentos com grandes necessidades de água quente devem ser óbvios. Um sistema de CO<sub>2</sub> operando transcriticamente pode produzir águas quentes sanitárias com temperaturas superiores a 60 °C.

A Figura 6.37 mostra um exemplo de troca de calor num permutador de calor de um sistema de recuperação de calor, operando a uma temperatura ambiente de -5°C com uma pressão de descarga de 81 bar.

Aproximadamente 80% do calor disponível está sendo recuperado para aquecimento de água (A-B) com o sistema de refrigeração conseguir obter um COP de 3,13. O arrefecimento de gás adicional (B-C) no arrefecedor de gás melhora a eficiência do ciclo frigorífico, diminuindo a quantidade de vapor flash (D).

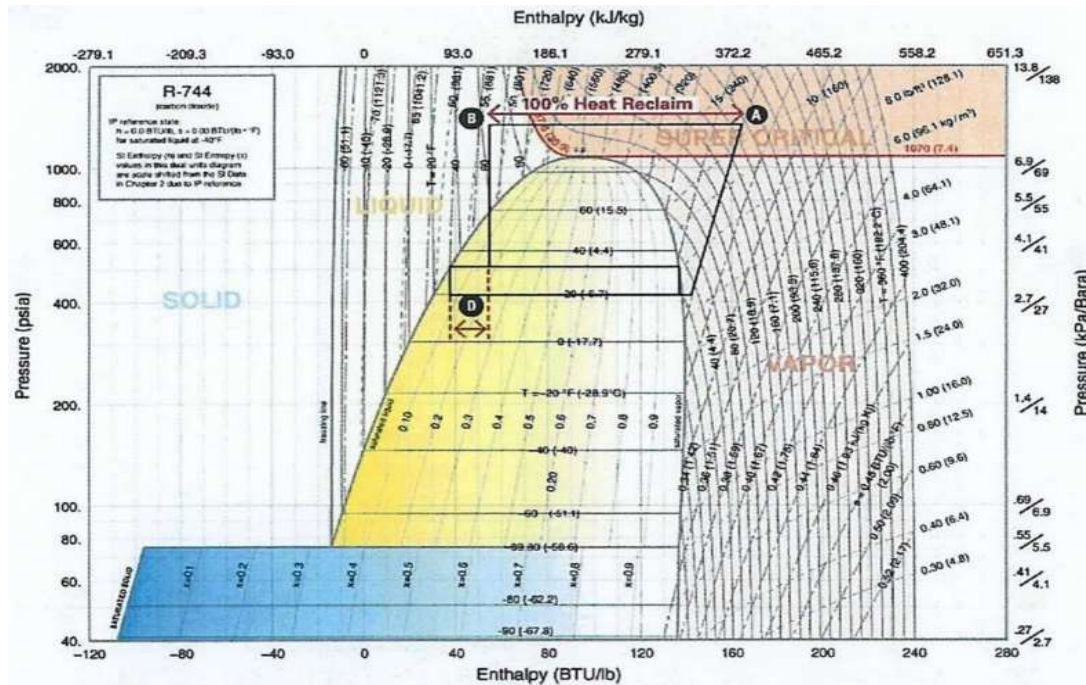
A figura 6.38 mostra o mesmo sistema operando sem recuperação de calor para o arrefecedor de gás e, subsequentemente, 100% de recuperação de calor (A-B). Consequentemente, o ciclo de fluido frigorígeno é menos eficiente devido à maior geração de vapor flash.

Figura 6. 38 - Ciclo de refrigeração transcrito CO<sub>2</sub> com 80% de recuperação de calor



Fonte: IAR, 2018

Figura 6. 39 - Ciclo de refrigeração transcrito CO<sub>2</sub> com 100% de recuperação de calor



Fonte: IAR, 2018

O COP de aquecimento varia com a temperatura ambiente. Em temperaturas mais altas, o trabalho do compressor usado para refrigeração é maior e o trabalho do compressor para o aquecimento é menor. Em temperaturas ambientes mais baixas, a pressão não pode ser diminuída, o que não afeta o COP de aquecimento.

Na presente dissertação as necessidades de águas quentes sanitárias são apresentadas em baixo. Pretende-se usar o calor de rejeição do sistema de refrigeração para a águas sanitárias usadas para fins industriais:

A potência necessária é 240 KW

$$Q_{Potência\ do\ recuperador\ de\ calor} = m_1 C_p \Delta T \quad [KW] \quad (8)$$

$$Q_{Potência\ do\ recuperador\ de\ calor} = - Potência\ do\ recuperador\ de\ calor \quad [KW]$$

$m_1$  = Caudal mássico da água [Kg/s]

$C_p$  = Calor específico da água [kJ/(kg°C)]

$\Delta T$  = Diferença de temperatura entre a saída e entrada da água do recuperador de calor

Tabela 6. 11 – Valores termodinâmicos referentes ao recuperador de calor

$m_1$ [Kg/s]	$C_p$ [kJ/(kg°C)]	Temperatura à entrada de água no recuperador de calor [°C]	Temperatura à saída de água no recuperador de calor [°C]	Q [KW]
0,95	4,1965	20	80	240

Considera-se nesta investigação a massa específica da água a 60°C, que é aproximadamente igual a 983,2 [Kg/m<sup>3</sup>]. Logo, a divisão 0,95/983,2 ([Kg/s]/ [Kg/m<sup>3</sup>]) é igual a 3,48 [m<sup>3</sup>/h], o que, convertido em litros, resulta num volume de 3478 [l/h].

Nota: optou-se pelo resultado da simulação do software da Bitzer.

Considera-se a massa específica da água a 60 °C que é aproximadamente igual a 983,2 [Kg/m<sup>3</sup>]. Logo, a divisão 3175/983,2 ([Kg/s]/ [Kg/m<sup>3</sup>]) é igual a 3,229 [m<sup>3</sup>/h], convertido em litros, resulta num volume de 3229 [l/h].

Tabela 6. 12 - Caudal necessário para a produção de águas quentes para lavagem industrial

Fluido	Volume / tempo [l/h]
Água	3229

A seguir apresentamos cálculos necessários efetuados pelo software da Bitzer para poder dimensionar o permutador de calor necessário para a recuperação de calor na produção de águas quentes sanitárias:

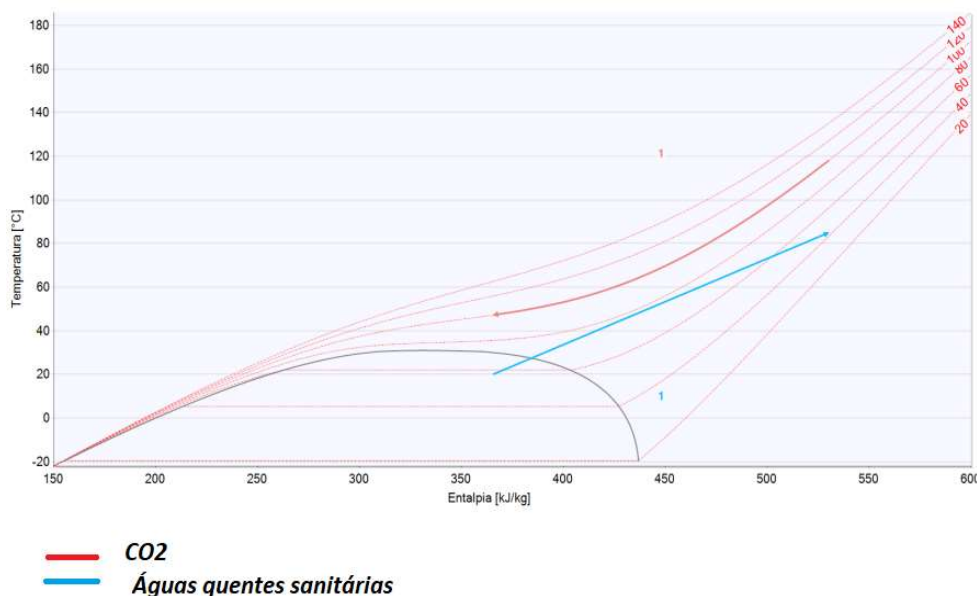
Tabela 6. 13 - Output do software da Bitzer para o cálculo do permutador de calor que será necessário para a recuperação de calor

Recuperador de Calor	Resultados
Caudal mássico da água	3175 Kg/h
$\Delta T$ Entrada do fluido (diferença de temperatura entre a água e o CO <sub>2</sub> )	27,2 K
$\Delta T$ Saída do fluido (diferença de temperatura entre a água e o CO <sub>2</sub> )	33,1 K
Ponto Pich	16,08 K
CO <sub>2</sub> saída	47,2 K

A análise da tabela 6.13, em que o CO<sub>2</sub> que sai do recuperador de calor, indica que a temperatura de 47,2 °C, e que o ponto “pinch” no caso da recuperação de calor é de 16,08 K, superior ao mínimo necessário de 2 K para que haja transferência de calor, logo podemos concluir que, caso fosse necessário, seria possível aquecer as águas quentes sanitárias para temperatura superiores, até que o ponto pinch fosse igual aos 2 K.

Figura 6. 40 - Diagrama de temperatura e de entalpia (t.h) para visualizar o comportamento termodinâmico do recuperador de calor para o aquecimento das águas quentes sanitárias

diagrama t,h



Fonte: Bitzer, s/d

O ponto de aperto “Pinch Point” é o ponto da reta das águas quentes sanitárias que mais se aproxima de um ponto da reta do CO<sub>2</sub> no diagrama t-h de mollier.

Seriam necessários pelo menos 2 °C ou 3 °C de diferença no ponto de aperto (o ponto em que a reta das águas quentes sanitárias se aproxima da reta do CO<sub>2</sub> “Pinch Point”). Este ponto pode estar localizado na entrada ou na saída do recuperador de calor, mas também pode estar dentro do recuperador de calor.

Começamos com um processo iterativo, ao dimensionar o recuperador de calor para verificar que em qualquer ponto da reta das águas quentes sanitárias existe sempre uma diferença de pelo menos 2°C em relação à reta do CO<sub>2</sub>.

Como se pode verificar na figura acima, do nosso dimensionamento do recuperador de calor, não se é preciso preocupar, porque o distanciamento entre as duas retas (águas quentes sanitárias e CO<sub>2</sub>) é sempre superior a 2°C.

Após fornecer à SWEP (Fabricante de permutadores de calor) as necessidades térmicas e os cálculos efetuados com o software da bitzer (demonstrados anteriormente), o recuperador

de calor que se dimensionou é do fabricante SWEP e o modelo escolhido é (modelo: B185Hx97/2P) para a recuperação de calor.

Tabela 6. 14 - Características técnicas do permutador selecionado da SWEP modelo: B185Hx97/2P para a recuperação de calor

HEAT EXCHANGER MODEL: B185Hx97/2P

Fluído	CO <sub>2</sub>	Água
Potência Frigorífica [KW]	240	
Fluído	CO <sub>2</sub>	Água
Temperatura de entrada [°C]	125,00	20,00
Temperatura de saída [°C]	35,00	80,00
Área total de transferência [m <sup>2</sup> ]	7,19	
Fluxo de calor [kW/m <sup>2</sup> ]	31,1	
Diferença média de temperatura [K]	27,31	
O.H.T.C. (disponível/requeridor) [W/m <sup>2</sup> , °C]	2720/2750	

Figura 6. 41 - Exemplo de um recuperador de calor por placas, com objetivo de aquecer águas quentes de lavagem para fins industriais



Fonte: Alliance Fluid Handling, s/d

Segundo Leighton, Hwang e Radermacher (2010), o permutador de calor do tipo de placas é adequado para a aplicação de um sistema de refrigeração a CO<sub>2</sub> transcrito para aquecimento de águas quentes sanitárias.

#### 6.1.8 Vaso de pressão controlada (separador de líquido)

Nos sistemas de refrigeração CO<sub>2</sub>, o gás flash é o fluido frigorífico que se apresenta na forma de gás produzido espontaneamente, quando o líquido do arrefecedor de gás é submetido à ebulição.

A presença de gás flash nas linhas de líquido reduz a eficiência do ciclo de refrigeração. Também pode levar vários sistemas de expansão a funcionar de forma inadequada e aumentar o superaquecimento no evaporador.

Isso normalmente é percebido como uma condição indesejada causada pela dissociação entre o volume do sistema e as pressões e temperaturas que permitem que o fluido frigorígeno seja líquido.

O Flash-gás é um fluido frigorígeno produzido espontaneamente quando o fluido frigorígeno em estado líquido condensado é submetido à ebulição. Se nas linhas de líquido ocorrer espontaneamente o fenómeno de flash gás, a eficiência do ciclo de refrigeração é reduzida significativamente. Equipamentos especiais, como separadores de líquido, podem melhorar a condensação e evitar que haja gás nas linhas de líquido.

Os separadores de líquido num sistema CO<sub>2</sub> desempenham as mesmas funções que os vasos num sistema de amoníaco. No entanto, existem considerações adicionais necessárias num sistema de CO<sub>2</sub> que, dependendo da função e da aplicação, pode ser necessária a aplicação de electro válvulas para controlar a pressão do VPC (válvula de bypass). (IIAR, 2018).

No dimensionamento de separadores de líquido, deve ter-se em conta que a velocidade de separação (vapor/líquido) se baseia em velocidades máximas admissíveis do CO<sub>2</sub> e no diâmetro crítico da gota de CO<sub>2</sub> (os diâmetros das gotas do fluido frigorígeno são já pré-estabelecidos por normas da indústria e podem ser usados como guias no dimensionamento do VPC). Também há que ter em consideração a configuração do bocal “*nozzle*”, porque uma configuração correta deste bocal interno melhora a separação do líquido após a entrada do gás/líquido no vaso de pressão controlada, ao mesmo tempo em que ajuda o fluxo de vapor do fluido frigorígeno a se aproximar de um estado de desenvolvimento completo (Wiencke, 2011).

Dimensionamento de vasos de separação de líquido:

A velocidade máxima média de vapor para a separação de líquido é produzida pela equação matemática de Souders & Brown (Surhone, Tennoe, & Henssonow, 2010).

$$Velocidade = K \frac{\sqrt{(\rho_l - \rho_v)}}{\rho_v} \quad (9) \text{ onde,}$$

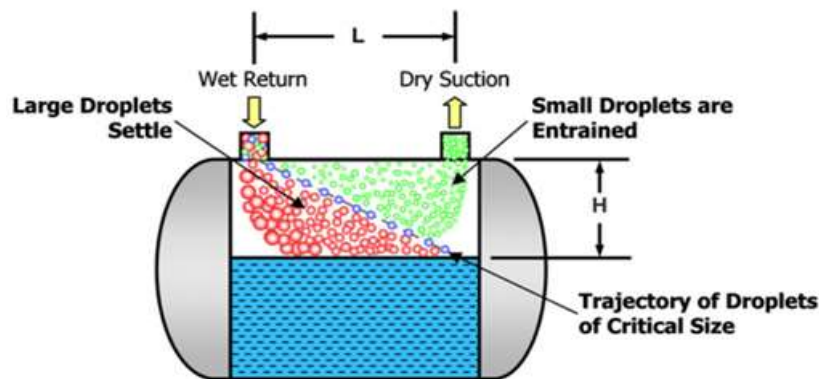
Velocidade é a velocidade média máxima de separação (m/s)

K = constante empírica, 0,03 tem sido provado bem-sucedido para CO<sub>2</sub>

$\rho_l$  = Massa específica do líquido à temperatura e pressão operacional (Kg/m<sup>3</sup>)

$\rho_v$  = Massa específica do vapor (Kg/m<sup>3</sup>)

Figura 6. 42 - Separador de líquido horizontal



Fonte: Wiencke, 2011

Abaixo encontram-se os dados técnicos do separador de líquido dimensionado para o efeito (Fabricante Tecnac, Modelo: RV45).

Tabela 6. 15 - Dados técnicos do Separador de líquido (Marca: Tecnac, Modelo:RV45)

Marca/Modelo	Código	Volume (l)	Diâmetro(mm)	L(mm)	Pressão de Trabalho (bar)
RV45	91.030	45	273	925	130

Figura 6. 43 - Separador de líquido (Marca: Tecnac Modelo: RV45)



Fonte: Tecnac, 2019

## 7 CÁLCULOS DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE REFRIGERAÇÃO

Foi efetuada uma análise da eficiência energética de refrigeração (EER) para o estágio de média temperatura, o estágio de baixa temperatura, e de EER total do sistema de refrigeração, incluindo a recuperação de calor para a lavagem industrial, através do EES.

Nota: Nos anexos 1, 2 e 3 estão os resultados do EES para comprovar os resultados abaixo.

O EER de baixa temperatura do sistema de refrigeração será a potência do arrefecedor de baixa temperatura a dividir pelo compressor de baixa temperatura.

$$EER_{\text{Baixa temperatura}} = \frac{Q_{\text{Evaporador\_BT}}}{W_{\text{compressor\_BT}}} \quad (10)$$

$EER_{\text{Baixa temperatura}}$  = Eficiência energética de refrigeração do sistema de refrigeração de baixa temperatura

$Q_{\text{evaporador\_BT}}$  – Potência do Evaporador de Baixa Temperatura [KW]

$W_{\text{compressor\_BT}}$  – Potência do Compressor de Baixa Temperatura [KW]

Tabela 7. 1 – EER do estágio de baixa temperatura para várias simulações

Estágio de baixa temperatura	Potência Frigorífica [KW]	Potência do Compressor [KW]	EER (estágio de baixa temperatura)
Software Bitzer	124	17,87	6,94
Simulação do EES com os polinómios (calculada com potência do compressor) fornecidos pela Bitzer	$Q_{\text{Potfrig\_bt}}=124,5$	$Q_{\text{conselect1}}=19,35$	6,43

Simulação do EES sem os polinómios da Bitzer	Q_evap_BT=126,9	Q_comp1=19,88	6,382
--	-----------------	---------------	-------

Como se pode verificar pela tabela 7.1, o software da Bitzer apresenta EER do estágio de baixa temperatura mais alto, comparado com a simulação do EES em que os polinómios são fornecidos pela Bitzer, a diferença também é mínima, como se pode verificar.

O EER de média temperatura do sistema de refrigeração será a potência do arrefecedor de média temperatura a dividir pelo compressor de média temperatura.

$$EER_{\text{média temperatura}} = \frac{Q_{\text{Evaporador\_MT}}}{W_{\text{compressor\_MT}}} \quad (11)$$

$EER_{\text{média temperatura}}$  = Ratio de Eficiência Energética do sistema de refrigeração de média temperatura.

$Q_{\text{evaporador\_MT}}$  – Potência do Evaporador de Média Temperatura [KW]

$W_{\text{compressor\_MT}}$  – Potência do Compressor de Média Temperatura [KW]

Tabela 7. 2 – EER do estágio de média temperatura para várias simulações

Estágio de média temperatura	Potência Frigorífica [KW]	Potência do Compressor [KW]	EER (estágio de média temperatura)
Software Bitzer	94,2	108,7	0,87
Simulação do EES com os polinómios (que calcula o caudal mássico do compressor), fornecidos pela Bitzer	Q_Evap_MT =116,5	Q_conselect2 =108,6	1,07
Simulação do EES sem os polinómios da Bitzer	Q_Evap_MT =116,5	Q_comp1=154,9	0,75

Como se pode verificar pela tabela 7.2, a simulação do EES com os polinómios fornecidos pela Bitzer apresenta o EER do estágio de média temperatura mais alto, comparado com as outras duas simulações. No caso da simulação do EES em que as potências frigoríficas

são consideradas variáveis independentes, o EER do estágio de média temperatura aproxima-se mais do resultado do software da Bitzer.

A eficiência energética de refrigeração total do sistema de refrigeração será a soma da potência dos arrefecedores de baixa temperatura e média temperatura, a dividir pela soma das potências do compressor de média temperatura mais o compressor de baixa temperatura.

$$EER_{Total\_Refrigeração} = \frac{Q_{Evaporador_{MT}} + Q_{Evaporador_{BT}}}{W_{compressor_{MT}} + W_{compressor_{BT}}} \quad (12)$$

Tabela 7. 3 – Demonstração como é calculado o EER da refrigeração

	Potência Frigorífica (estágio de baixa temperatura) [KW]	Potência do Compressor (estágio de baixa temperatura) [KW]	Potência Frigorífica (estágio de média temperatura) [KW]	Potência do Compressor (estágio de média temperatura) [KW]	EER total de refrigeração:
Software Bitzer	124	17.87	94.2	108.7	$\frac{=(124+94.2)}{(17.87+108.7)}$ =1.72
Simulação do EES com os polinómios (que calcula o caudal mássico do compressor e a potencia do compressor) fornecidos pela Bitzer	Q_Potfrig_bt =124.5	Q_conselect1 =19.35	Q_Evap_MT =116.5	Q_conselect2 =108.6	$\frac{(124.5+116.5)}{(19.35+108.6)}$ =1.88
Simulação do EES sem os polinómios da Bitzer	Q_evap_BT=126.9	Q_comp1=19.88	Q_Evap_MT =116.5	Q_comp2=155.9	$\frac{(126.9+116.5)}{(19.88+155.9)}$ =1.38

Como se verifica na tabela 7.3, o EER da refrigeração da simulação do EES com os polinómios da Bitzer apresenta o valor mais alto (1,88), e não se distancia muito do EER da simulação efetuada pelo software da Bitzer (1,72), uma variação de só 8,5%. Quanto ao EER total de refrigeração da simulação do EES, sem os polinómios fornecidos pela Bitzer, o resultado é de 1,38, o mais baixo comparado com as outras duas simulações.

Tabela 7. 4 – Cálculo do EER total, onde são consideradas a componente de refrigeração mais a componente da recuperação de calor para o aquecimento das águas quentes sanitárias

	Potência Frigorífica (estágio de baixa temperatura) [KW]	Potência do Compressor (estágio de baixa temperatura) [KW]	Potência Frigorífica (estágio de média temperatura) [KW]	Potência do Compressor (estágio de média temperatura) [KW]	Potência do aquecimento das águas sanitárias [KW]	EER total de refrigeração:
Software Bitzer	124	17.87	94.2	108.7	240	$\frac{=(124+94.2+240)}{=(17.87+108.7)}$ =3.62
Simulação do EES com os polinómios (que calcula o caudal mássico do compressor e a potencia do compressor) fornecidos pela Bitzer	Q_Potfrig_bt=124.5	Q_conselect1=19.35	Q_Evap_MT=116.5	Q_conselect2=108.6	240	$\frac{=(124.5+116.5+240)}{=(19.35+108.6)}$ =3.75
Simulação do EES sem os polinómios da Bitzer	Q_evap_BT=126.9	Q_comp1=19.88	Q_Evap_MT=116.5	Q_comp2=154.9	240	$\frac{=(126.9+116.5+240)}{=(19.88+175.6)}$ =2.77

$EER_{Total\_Refrigeração}$  = A eficiência energética de refrigeração total do sistema de refrigeração

A eficiência energética de refrigeração total do sistema será a soma da potência frigoríficas mais a potência de recuperação de calor para as águas quentes sanitárias a dividir pela soma das potências do compressor de média temperatura mais o de compressor de baixa temperatura.

$$EER_{Total} = \frac{Q_{Potência\ de\ recuperador\ de\ calor} + Q_{Evap_{MT}} + Q_{Evap_{BT}}}{W_{compressor_{MT}} + W_{compressor_{BT}}}$$

$EER_{Total}$  = Eficiência energética de refrigeração total do sistema de refrigeração, incluindo a recuperação de calor para o aquecimento das águas quentes sanitárias.

$Q_{Potência\ de\ recuperação\ de\ calor}$  – Recuperação de calor para o aquecimento das águas quentes sanitárias no caso será igual a 240 KW.

Tal como na tabela 7.3, que demonstra os resultados do EER da refrigeração, o mesmo se verifica na tabela 7.4: o ratio de eficiência energética que inclui a componente da recuperação

de calor e a simulação do EES com os polinómios da Bitzer, que apresenta o valor mais alto (3,75), e não se distancia muito do EER da simulação efetuado pelo software da Bitzer (3,62) uma variação de só 3,46%.

Quanto ao EER total de refrigeração da simulação do EES sem os polinómios fornecidos pela Bitzer, o resultado é de 2,77, um valor baixo comparado com as outras duas simulações.

Na tabela abaixo pode-se analisar comparativamente os resultados calculados para os diversos valores de eficiência para o software do EES e para o software da Bitzer:

Tabela 7. 5 – Análise comparativa dos diversos valores do ratio de eficiência energética entre a simulação efetuada pelo EES e o software da Bitzer

	Valores calculados através da simulação do EES com as Potências frigoríficas como variáveis independentes	Valores calculados através da simulação do EES com polinómios fornecidos pela Bitzer	Valores calculados através da simulação com o software da Bitzer
$EER_{média\ temperatura}$	0,75	1,07	0,87
$EER_{Baixa\ temperatura}$	6,382	6,43	6,94
$EER_{Total\_Refrigeração}$	1,39	1,88	1,72
$EER_{Total}$	2,77	3,75	3,62

Como se pode verificar na tabela 7.5, dos diversos ratios de eficiências energética calculados, exceto no caso do  $EER_{Baixa\ temperatura}$ , a simulação do EES que utiliza polinómios da Bitzer é o que apresenta valores superiores de EER, exceto no caso do  $EER_{Baixa\ temperatura}$ , comparado com o software da Bitzer.

## 8 RESULTADOS

Neste capítulo comparam-se os resultados entre as simulações efetuadas no EES com os polinómios fornecidos pela Bitzer e a simulação do EES em que as potências frigoríficas são variáveis dependentes, além da simulação efetuada no software da Bitzer.

Tabela 8. 1 – Pressão intermédia do sistema de refrigeração a dois estágios usando CO<sub>2</sub> transcrito

	EES com pressão intermédia	EES sem pressão intermédia
EER <sub>BT,2</sub>	6,382	7,222
EER <sub>MT</sub> (usando polinómios da Bitzer)	1,117	1,034
EER <sub>MT,2</sub>	1,073	0,9872
EER <sub>Refrig</sub> (Usando Polinómios da Bitzer)	1,884	1,811
EER <sub>Refrig,2</sub>	1,96	2,03
EER <sub>Total</sub>	3,76	3,688
EERT <sub>Total,2</sub>	3,779	3,837
m <sub>2</sub> Kg/s	0,5728	0,4641
m <sub>3</sub> Kg/s	1,179	1,071
m <sub>4</sub> Kg/s	0,3533	0,462
Q <sub>evap,MT</sub> KW	116,5	107,2
Q <sub>gc</sub> KW	324,1	322,1
Q <sub>evap,BT</sub> KW	126,9	143,5

Destaca-se neste ponto a importância do uso do vaso de pressão intermediário (VPI). Este vaso é necessário para diminuir a pressão que entra nos evaporadores. Os evaporadores e tubos e válvulas de expansão não suportam a alta pressão de 100 bar. Reduz-se a pressão do fluido frigorígeno no VPI. A pressão intermédia do fluido frigorígeno deve estar no estado de saturação (IIAR, 2018).

O estágio de baixa representa uma potência frigorífica de 126,9 KW e a temperatura de evaporação é de -18°C. Já o estágio de média temperatura representa uma potência frigorífica de 116,5 KW e a temperatura de evaporação é de 0°C. A componente de compressão (o

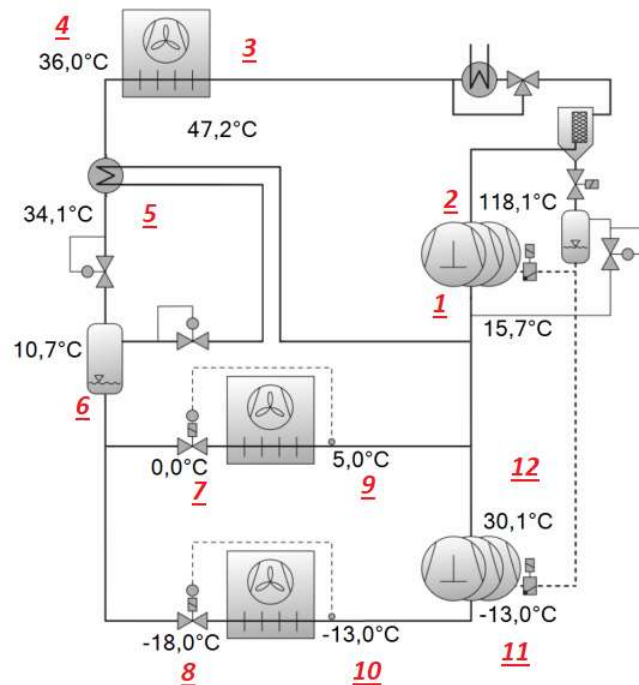
compressor de baixa e o compressor de média temperatura) absorvem cada um 19,35 [KW] e 108,6 [kW], respetivamente, sendo o arrefecimento do fluido frigorigéneo composto por dois permutadores: um tem a função de recuperar o calor e que serviria para aquecer a água até a uma temperatura de 80 [°C], tendo em conta que a eficiência isentrópica do compressor considerado nesta investigação é de 0,65

Os dados que foram considerados para o cálculo do sistema de refrigeração no software do EES encontram-se na tabela abaixo.

Tabela 8. 2 – Valores termofísicos considerados no início do dimensionamento efetuados no EES do sistema de refrigeração

Fluído usado no ciclo de refrigeração	CO <sub>2</sub>	Unidades
Pressão do evaporador de baixa temperatura	2,094	[Mpa]
Temperatura de evaporação do evaporador de baixa temperatura	-18	[°C]
Temperatura de evaporação do evaporador de Média temperatura	0	[°C]
Temperatura Ambiente	33	[°C]
Potência do evaporador de Baixa Temperatura	126,9	[KW]
Potência do evaporador de Média Temperatura	116,5	[KW]
Sobreaquecimento na linha de sucção do Compressor de baixa temperatura e de média temperatura	5	[°C]
Pressão do arrefecedor de gás	10	[Mpa]
Pressão intermédia entre os estágios de Baixa temperatura e de Média temperatura	4,576	[Mpa]
Rendimento isentrópico do Compressor de Baixa temperatura	0,65	
Rendimento isentrópico do Compressor de Média temperatura	0,65	
Eficiência do Permutador de calor interno	0,5	

Figura 8. 1 – Simulação do circuito frigorífico de um sistema a CO<sub>2</sub> com o software da Bitzer



Para dimensionar o ciclo frigorífico, foi utilizado o software EES. Numa fase posterior, comparamos os resultados obtidos através das duas simulações do EES (uma usando os polinómios fornecidos pela Bitzer e a outra considerando as potências frigoríficas variáveis independentes) com o software da Bitzer.

Tabela 8. 3 – Resultados dos cálculos da simulação do circuito frigorífico via software Bitzer

Ponto do Circuito de Refrigeração (Software Bitzer)	Componente	Temperatura [°C]
1	Entrada de Compressor (estágio alta temperatura)	15,7
2	Saída de Compressor (estágio de média temperatura)	18,1
3	Entrada de Arrefecedor de Gás	47,2
4	Saída de Arrefecedor de Gás	36
5	Saída de permutador de calor interno (circuito de alta pressão)	34,1

6	Permutador de calor Intermédio (PCI)	10,7
7	Entrada do Evaporador de média Temperatura	0
9	Saída do Evaporador de Média Temperatura	5
8	Entrada no Evaporador de baixa Temperatura	-18
10	Saída do Evaporador de baixa Temperatura	-13
11	Entrada de Compressor (Baixa de temperatura)	-13
12	Saída do Compressor (Baixa temperatura)	30,1

Figura 8. 2 – Esquema do circuito de refrigeração baseado na simulação do EES

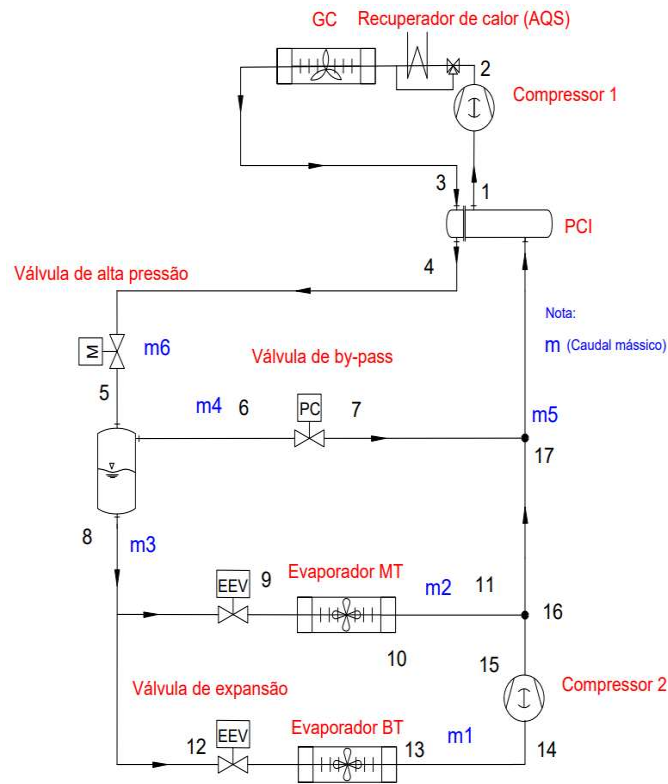


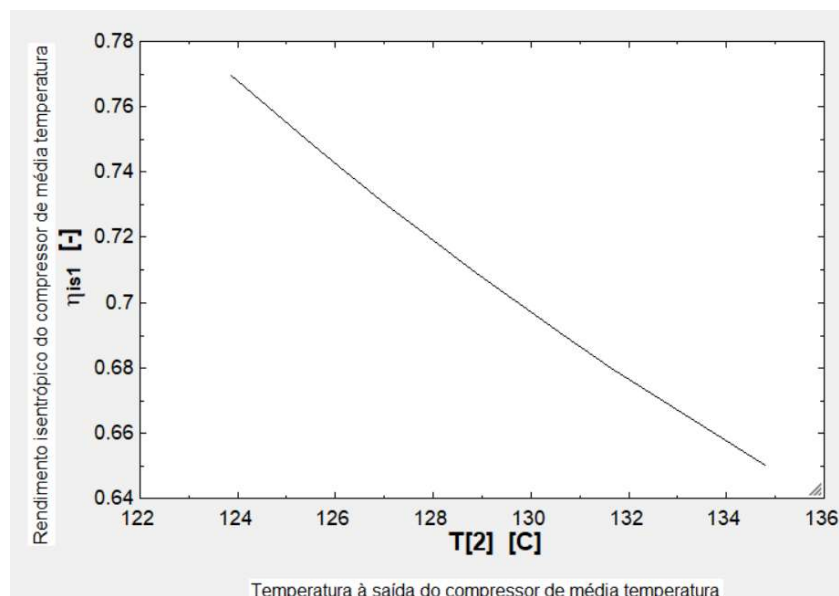
Tabela 8. 4 – Resultados dos cálculos obtidos da simulação do circuito frigorífico via o software EES

Ponto do Circuito de Refrigeração (software EES)	Componente	Simulação do EES que usa os polinómios da Bitzer	Simulação do EES que usa as potências frigoríficas como variáveis independentes	Simulação com o software da Bitzer
		Temperatura [°C]	Temperatura [°C]	Temperatura [°C]
1	Entrada de Compressor (Estágio de Média Temperatura)	3.476	23.76	15.7
2	Saída de Compressor (Estágio de Alta Temperatura)	100.6	131	18.1
3	Saída de Arrefecedor de Gás	36	36	36
4	Saída de permutador de calor interno (circuito de alta pressão)	30.24	37.79	34.1
8	Vaso de pressão intermédia (VPI)	10.66	10.66	10.7
9	Entrada do Evaporador de média Temperatura	6.52E-11	6.52E-11	0
11	Sobreaquecimento do Evaporador de Média Temperatura	5	5	5
12	Entrada no Evaporador de baixa Temperatura	-18	-18	-18
14	Entrada do Compressor (Baixa Temperatura)	-13	-13	-13
15	Saída de Compressor (Estágio de Baixa Temperatura)	31.46	31.46	30.1
17	Ponto de mistura do fluido frigorigéneo entre os vários circuitos	14.32	11.52	15.7

Como se pode verificar entre as duas simulações do EES, uma com polinómios fornecidos pela Bitzer, e a outra considerando as potências frigoríficas como variáveis independentes, há grandes diferenças de temperaturas na entrada e saída do compressor de média temperatura e no ponto 17, onde há a mistura do fluido frigorigéneo vindo dos vários circuitos. Os resultados obtidos via a simulação do EES (com os polinómios fornecidos pela Bitzer) e as obtidas através do software da Bitzer, as diferenças podem ocorrer por causa da variação isentrópica ( $\eta_{is1}=0,65$ ) entre o que consideramos na simulação que fizemos no EES e o que o software da Bitzer considera como rendimento isentrópico. Outro aspeto também a ser considerado é se o software da Bitzer está a considerar o PCI e qual a eficiência que está a atribuir.

É de referir que nos anexos está o código que programamos no EES do ciclo frigorífico da presente dissertação (anexos 1 2), além das considerações que optamos e os respetivos outputs (resultados) dos softwares que usamos para comparar os resultados que obtivemos a partir das duas simulações do EES, do software da Bitzer e da coolselector2 (anexo 3).

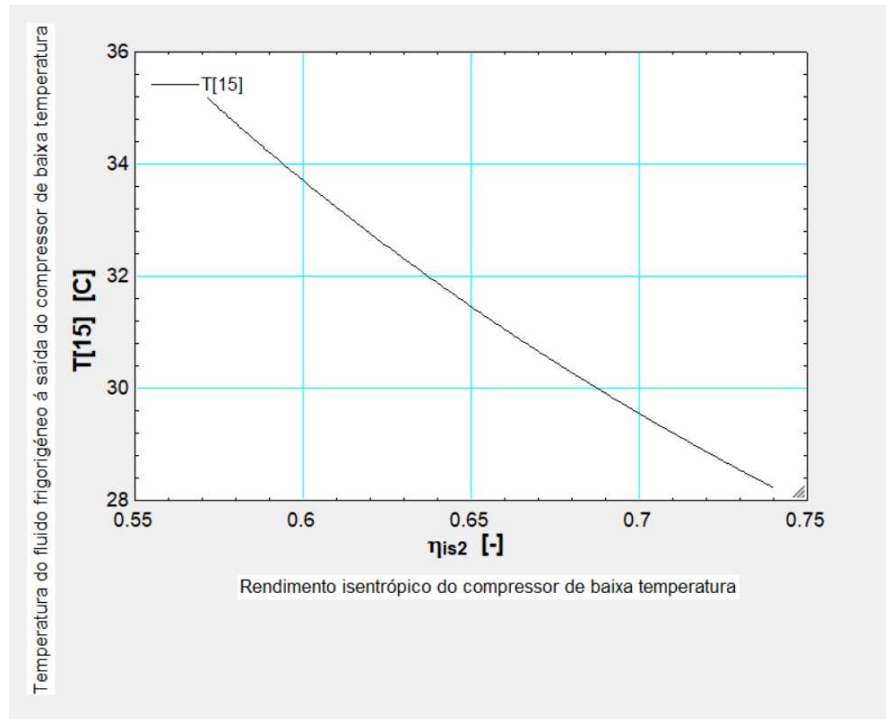
Figura 8. 3 - Evolução da temperatura do fluido frigorígeno à saída do compressor de média temperatura vs a eficiência isentrópica do compressor de média temperatura



Fonte: simulação EES com os polinómios fornecidos pela Bitzer

Como se pode observar na figura acima, à medida que a eficiência isentrópica do compressor de média temperatura decresce, a temperatura de saída do compressor também decresce.

Figura 8. 4 - evolução da temperatura do fluido frigorigéneo à saída do compressor de baixa temperatura vs a eficiência isentrópica do compressor de baixa temperatura



Fonte: simulação EES com os polinómios fornecidos pela Bitzer

Como se pode verificar na figura 8.4, à medida em que o rendimento isentrópico vai diminuindo do compressor de baixa temperatura, a temperatura do fluido frigorigéneo na saída do compressor de baixa temperatura vai aumentando.

Tabela 8. 5 - Tabela dos cálculos dos diversos pontos do ciclo de refrigeração da presente dissertação criada pela simulação do EES, que toma como referência as potências frigoríficas como variáveis independentes.

Sort	1 $P_i$ [Mpa]	2 $T_i$ [C]	3 $h_i$ [Kj/Kg]	4 $s_i$ [kJ/(kg°C)]	5 $x_i$
[0]			12.35		
[1]	3.485	23.76	-40.5	-0.7691	
[2]	10	131	40.81	-0.6968	
[3]	10	36	-213.2		
[4]	10	37.79	-205.1		
[5]	4.576	10.66	-205.1		
[6]	4.576	10.66	-84.61		1
[7]	3.485	6.524E-11	-84.61		1
[8]	4.576	10.66	-279.2		0
[9]	3.485	6.524E-11	-279.2		
[10]	3.485	0	-75.88		1
[11]	3.485	5	-67.19		
[12]	2.094	-18	-279.2	-0.8003	
[13]	2.094	-18	-70.08		1
[14]	2.094	-13	-63.64	-0.7754	
[15]	3.485	31.46	-30.87	-1.854	
[16]	3.485	18.61	-48.51		
[17]	3.485	11.52	-57.15		
[18]			-42.34		

Tabela 8. 6 - Tabela dos cálculos dos diversos pontos do ciclo de refrigeração da presente dissertação criada pela simulação do EES que toma como referência os polinômios fornecidos pela Bitzer

Sort	1 $P_i$ [Mpa]	2 $T_i$ [C]	3 $h_i$ [Kj/Kg]	4 $s_i$ [kJ/(kg°C)]	5 $x_i$
[0]			-25.5		
[1]	3.485	3.476	-69.72	-0.8713	
[2]	10	100.6	-1.687	-0.8062	
[3]	10	36	-213.2		
[4]	10	30.24	-234.4		
[5]	4.576	10.66	-234.4		
[6]	4.576	10.66	-84.61		1
[7]	3.485	6.524E-11	-84.61		1
[8]	4.576	10.66	-279.2		0
[9]	3.485	6.524E-11	-279.2		
[10]	3.485	0	-75.88		1
[11]	3.485	5	-67.19		
[12]	2.094	-18	-279.2	-0.8003	
[13]	2.094	-18	-70.08		1
[14]	2.094	-13	-63.64	-0.7754	
[15]	3.485	31.46	-30.87	-1.854	
[16]	3.485	18.61	-48.51		
[17]	3.485	14.32	-53.15		
[18]			-42.34		

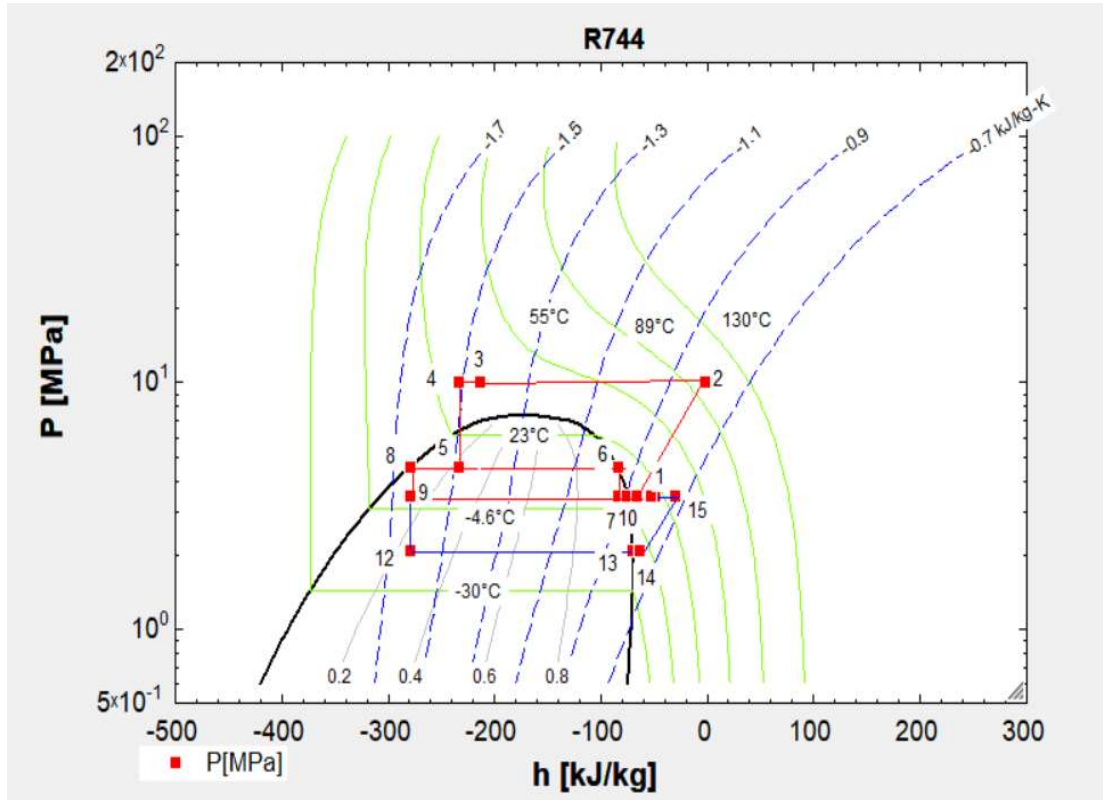
Tabela 8. 7 - Resultados dos cálculos dos diversos pontos do ciclo de refrigeração da presente dissertação criada pelo EES

Solução do EES	Resultado da simulação do EES em que foram utilizados os polinômios fornecidos pelo EES	Resultado da simulação do EES em que as potências frigoríficas são consideradas variáveis independentes
EER <sub>BT</sub>	6,4343	6,382
EER <sub>BT2</sub>	6,382	
EER <sub>MT</sub>	1,117	0,7523

EER <sub>MT2</sub>	1,073	
EER <sub>Refrigerig</sub>	1,884	1,393
EER <sub>Refrigerig2</sub>	1,96	
EER <sub>Total</sub>	3,76	2,766
EER <sub>Total2</sub>	3,779	
ef <sub>IHX</sub>	0,5	0,5
η <sub>1</sub>	0,65	0,65
η <sub>2</sub>	0,65	0,65
Fluid\$	R744	R744
m <sub>1</sub> (Kg/s)	0,6065	0,6067
m <sub>2</sub> (Kg/s)	0,5728	0,5729
m <sub>3</sub> (Kg/s)	1,179	1,18
m <sub>4</sub> (Kg/s)	0,3533	0,7251
m <sub>5</sub> (Kg/s)	1,533	1,905
m <sub>6</sub> (Kg/s)	1,533	1,905
Potência <sub>aqs</sub> (KW)	240	240
P <sub>cond</sub> (MPa)	10	10
P <sub>i</sub> (MPa)	4,576	4,576
P <sub>sat,BT</sub> (MPa)	2,094	2,094
Q <sub>comp1</sub> (KW)	19,88	19,88
Q <sub>comp2</sub> (KW)	104,3	154,9
Q <sub>conselect1</sub> (KW)	19,35	
Q <sub>conselect2</sub> (KW)	108,6	
Q <sub>evap,BT</sub> (KW)	126,9	126,9
Q <sub>evap,MT</sub> (KW)	116,5	116,5
Q <sub>gc</sub> (KW)	324	483,7
Q <sub>Potfrig,bt</sub> (KW)	124,5	
T <sub>amb</sub> (°C)	33	33

$T_{\text{evap,BT}} (^{\circ}\text{C})$	-18	-18
$T_{\text{evap,MT}} (^{\circ}\text{C})$	0	0
$T_{\text{sh}} (^{\circ}\text{C})$	5	5

Figura 8. 5 - Diagrama Mollier produzido pelo EES com referência ao ciclo de refrigeração da presente dissertação



Nota: O código usado para simular o ciclo frigorífico da presente dissertação encontra-se no anexo 1.

## 9 ANÁLISE FINANCEIRA

Devido ao facto de que, normalmente, as soluções de engenharia dependem muito da autorização dos departamentos financeiros, estudos financeiros por parte do gabinete de engenharia são necessários para complementar as soluções de engenharia.

O estudo de viabilidade de investimentos no setor das águas quentes para lavagem industrial deve considerar a adoção de diferentes soluções tecnológicas e o respetivo impacto económico-financeiro. Neste âmbito, pretende-se aferir a competitividade de duas tecnologias alternativas de produção de calor:

**Opção A - Caldeira de aquecimento a gás natural**, com potência de 240 KW e operação anual de 1.980 horas (6 horas diárias durante 11 meses por ano);

**Opção B - Instalação de recuperador de calor em sistema de refrigeração**, sem consumo energético específico, mas suportado em permutador de calor para o aquecimento da água.

A opção A constitui o modelo tradicional de investimento em soluções de aquecimento de águas sanitárias. No entanto, a opção B é uma alternativa emergente e viável para os casos em que existe um sistema de refrigeração no mesmo edifício ou local de instalação.

Para avaliar a viabilidade da opção B versus a opção A, considerou-se a metodologia do custo de investimento incremental e as poupanças associadas, ou seja, o custo de investimento na opção B é recuperado através das poupanças geradas pelos custos evitados (associados à opção A, em particular os encargos com gás natural).

Os cálculos de viabilidade baseiam-se no conceito do “*Net Present Value*”, ou seja, o valor atualizado dos *cash-flows* futuros (descontados a um custo de capital, neste caso de 10%). Os *cash-flows* futuros correspondem ao referido investimento inicial e às poupanças subjacentes à Opção B.

**NPV (VAL) = Valor Atualizado Benefícios Futuros – Valor Atualizado dos Investimentos**

As regras de investimento indicam que se  $VAL \geq 0$ , o projeto tem viabilidade. Caso contrário, o investimento proposto não observa viabilidade económico-financeira.

Tabela 9. 1 - Parâmetros de investimento

Parâmetros	Opção B	Resultados	
VAL @ taxa 10%	Euro	51 045 €	Ganho económico da alternativa B face à A
Simple Payback Period	Meses	12	Prazo de recuperação do investimento inicial
Taxa interna de rentabilidade	%	87%	Taxa de rentabilidade Opção B vs Opção A

No caso em apreço, o VAL é de 51.045 €, ou seja, o projeto tem viabilidade económica, sendo possível ao investidor ou promotor recuperar o seu investimento no prazo de 12 meses (período de retorno simples). A taxa interna de rentabilidade (de 92%) é superior ao custo de capital (de 10%), o que demonstra a capacidade de geração de benefícios económicos e financeiros.

### 9.1 Opção A: Modelização económico-financeira

Tabela 9. 2 - Modelização económico-financeira – Opção A

Ano	-	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Opção A	Capex	- 25,000												
	O&M	- 15,355	- 15,586	- 15,819	- 16,057	- 16,297	- 16,542	- 16,790	- 17,042	- 17,298	- 17,557	- 17,820	- 18,088	
	Gasto Energia	- 12,355	- 12,541	- 12,729	- 12,920	- 13,113	- 13,310	- 13,510	- 13,712	- 13,918	- 14,127	- 14,339	- 14,554	
	Potência KW	240	240	240	240	240	240	240	240	240	240	240	240	
	Horas anuais	1,980	1,980	1,980	1,980	1,980	1,980	1,980	1,980	1,980	1,980	1,980	1,980	
	Custo KWh	- 0,0260	- 0,0264	- 0,0268	- 0,0272	- 0,0276	- 0,0280	- 0,0284	- 0,0289	- 0,0293	- 0,0297	- 0,0302	- 0,0306	
	Manutenção anual	- 3,000	- 3,045	- 3,091	- 3,137	- 3,184	- 3,232	- 3,280	- 3,330	- 3,379	- 3,430	- 3,482	- 3,534	
	Cash-Flow	- 25,000	- 15,355	- 15,586	- 15,819	- 16,057	- 16,297	- 16,542	- 16,790	- 17,042	- 17,298	- 17,557	- 17,820	- 18,088
	Taxa atualização													
	Valor Atualizado Líquido												-124,390 €	

O custo de instalação de uma caldeira com potência de 240 KW é de 25.000€ (mais IVA), sendo o encargo anual de manutenção estimado em 1500€. Os custos de operação e manutenção (O&M) foram atualizados à taxa de inflação de 1,5%, de modo a refletir o

expectável agravamento de preços. **O VAL dos custos de investimento e O&M da Opção A ascende a 89.484€.**

## 9.2 Opção B: Modelização económico-financeira

Tabela 9. 3 - Modelização económico-financeira – Opção B

Opção B	Capex	-	10,000																								
	O&M	-	1,000	-	1,015	-	1,030	-	1,046	-	1,061	-	1,077	-	1,093	-	1,110	-	1,126	-	1,143	-	1,161	-	1,178		
	Gasto Energia	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	Potência KW	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	Horas anuais	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	Custo KWh	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Manutenção anual	-	1,000	-	1,015	-	1,030	-	1,046	-	1,061	-	1,077	-	1,093	-	1,110	-	1,126	-	1,143	-	1,161	-	1,178			
Cash-Flow	-	10,000	-	1,000	-	1,015	-	1,030	-	1,046	-	1,061	-	1,077	-	1,093	-	1,110	-	1,126	-	1,143	-	1,161	-	1,178	
Taxa actualização		10%																									
Valor Atualizado Líquido		-15,712 €																									

Tabela 9. 4 - Resultados de rentabilidade económica entre as opções A & B

Ótica do estudo de viabilidade														
Cash-Flow incremental	-	10,000	14,355	14,571	14,789	15,011	15,236	15,465	15,697	15,932	16,171	16,414	16,660	16,910
<b>DASHBOARD</b>		<b>OPÇÃO A</b>	<b>OPÇÃO B</b>	<b>Variação</b>	<b>Nota</b>									
Custo Global		-124,390 €	-15,712 €	-87%	Poupança no custo global do projecto em 85%									
Simple Payback Period (mont)		n.a.	8		Prazo de recuperação do investimento inicial									
NPV investimento		85,951.14 €			Ganho económico da alternativa B face à A									
TIR investimento		145%			Taxa de rentabilidade Opção B vs Opção A									

O custo de instalação de um permutador de calor a água corresponde a 10.000€ (mais IVA), sendo os custos anuais de manutenção de aproximadamente 1.000€. Este equipamento não consome energia eléctrica ou gás natural, operando através do sistema de refrigeração ao qual está acoplado. **O VAL dos custos de investimento e O&M da Opção B ascende a 15.712€.**

Face ao exposto, a Opção B afigura-se economicamente mais vantajosa, gerando poupanças de 87% face à Opção A.

A presente conclusão torna necessária uma maior consciencialização, por parte dos projetistas e engenheiros mecânicos, sobre os benefícios das soluções de baixo consumo energético disponíveis no mercado, face aos seus benefícios: vantagens económicas para o

investidor ou promotor, que observa uma redução significativa do custo anual energético através de um investimento com rápido prazo de retorno (aproximadamente 8 meses); e vantagens ambientais pela redução da emissão de carbono para a atmosfera, associada à geração de energia elétrica ou à combustão de gás natural.

## 10 CONCLUSÃO

Esta investigação iniciou-se por sensibilizar a necessidade de mudar a utilização dos fluidos frigoríficos ditos HCFCs para os fluidos naturais, em que se deu especial ênfase ao uso do CO<sub>2</sub>. Foram apresentados os prós e contras no uso do CO<sub>2</sub> e comparados o fluido frigorífico CO<sub>2</sub> com outro fluido frigorífico natural, o amoníaco.

Chegou-se à conclusão de que, em países de climas tropicais, a eficiência energética de um sistema de refrigeração a amoníaco é superior, comparativamente com um sistema a CO<sub>2</sub>.

Após apresentados os argumentos acima, a finalidade da presente dissertação foi expor três simulações: duas delas com o software EES e uma com o software da Bitzer de um sistema de refrigeração a dois estágios (um subcrítico e outro transcrito) com recuperação de calor a serem usados em países tropicais numa instalação fictícia de um matadouro de frangos.

No caso das simulações efetuadas no EES, a diferenciação é que, num caso as potências frigoríficas são variáveis independentes, e, no caso da outra simulação, são utilizados polinómios para o cálculo da potência frigorífica do compressor de média temperatura, e as potências e caudais dos compressores de baixa e média temperatura.

A potência frigorífica da instalação comporta-se de seguinte forma:

Tabela 10. 1 - Resultados das potências frigoríficas das várias simulações efetuadas pelo EES e pela Bitzer

<b>Estágio</b>	Potência frigorífica para a simulação do EES em que as potências frigoríficas são variáveis independentes [KW]	Potência frigorífica para a simulação do EES em que é usado polinómios fornecidos pela Bitzer [KW]	Software da Bitzer
<b>Baixa temperatura (Subcrítico)</b>	126,9	124,5	124
<b>Média temperatura (transcrítico)</b>	116,5	116,5	94,2
<b>Recuperação de Calor (Transcrítico)</b>	240	240	240

Foi utilizado um código para programar no EES o ciclo frigorífico, de onde também se utilizou o software da Bitzer para simular o ciclo frigorífico que foi proposto na dissertação.

Abaixo está uma tabela comparativa entre os resultados diferentes entre a simulações do EES e a simulação usando o software da Bitzer.

A diferença de entrada de temperatura do compressor de média temperatura deve-se à eficiência do permutador de calor interno considerado na dissertação. No caso do software do EES, consideramos a eficiência do permutador de calor interno ( $\eta$ ) igual a 0,5. Já a Bitzer considera outro valor para a eficiência do permutador interno.

A diferença na saída de temperatura do compressor de média temperatura deve-se à eficiência isentrópica considerada. No caso da presente dissertação, foi considerada uma eficiência isentrópica ( $\eta_{isent}$ ) do compressor igual a 0,65. O valor que a Bitzer considera para a eficiência isentrópica dos compressores não é revelado no software.

Os caudais mássicos para os evaporadores de baixa e média temperatura não diferem muito entre as duas simulações do EES.

Como se pode ver a partir das tabelas 6.2, os valores de caudais e potências dos compressores são muito similares entre a simulação do EES que utiliza os polinómios fornecidos pela Bitzer e o software da Bitzer. As variações em termos de caudais mássicos do fluido frigorígeno entre as duas simulações é de 5,5 % no caso do estágio de baixa temperatura, e de aproximadamente 5,3% no caso do estágio de média temperatura.

Como se pode verificar na figura 6.13, à medida que a eficiência do permutador de calor interno aumenta, também a potência frigorífica do estágio de média temperatura aumenta.

O gráfico da figura 6.35 demonstra que o aumento da eficiência do permutador de calor interno é proporcional à diminuição da potência do arrefecedor de gás.

Ter um estágio de pressão intermédia é fulcral para proteger os equipamentos de média pressão e baixa pressão, nomeadamente (ex: válvulas de expansão, evaporadores).

Esta dissertação foi capaz demonstrar que a simulação numérica efetuada no EES que utilizou os polinómios fornecidos pelo EES não foge muito do resultado do *software* oferecido pela Bitzer. No caso da simulação do EES em que as varáveis independentes são as potências frigoríficas do estágio de baixa e média temperatura, apresentaram-se resultados diferentes na

potência do compressor, sendo este valor aproximadamente 155 KW e o  $EER_{Total}$  apresenta um valor de 2,766, que é baixo comparado com as outras duas soluções.

Também aqui se demonstrou que o sistema de refrigeração a dois estágios aumenta consideravelmente a rentabilidade, se considerarmos o aquecimento das águas sanitárias. No nosso caso consideramos uma potência de 240 KW, como se pode observar na análise financeira devido ao aproveitamento energético.

Além dos resultados que obtivemos desta investigação, apresentamos algumas sugestões para trabalhos futuros. Na presente dissertação, não foi incorporado na simulação do EES um sistema multi-injetor. Seria interessante ser realizado um estudo envolvendo a simulação com o EES do sistema multi-injetor, e também englobar na simulação a introdução da compressão em paralelo, em vez de um sistema *standard*, como foi feito nesta investigação.

Adicionalmente, poderia ser realizado o mesmo trabalho que foi feito nesta dissertação, mas em vez de usar o fluido frigorífero  $CO_2$ , usar o amoníaco para depois comparar os resultados.

## REFERÊNCIAS

Ahammed, M. E.; Bhattacharyya, S. & Ramgopal, M. (2018). Analysis of CO<sub>2</sub> based refrigeration systems with and without ejector for simultaneous pasteurization and chilling of milk, *International Journal of Refrigeration* 95, 61–72

Alliance Fluid Handling. (s/d). Heat Exchange Service. Disponível em: <https://www.alliancefluidhandling.com/mechanical-service/heat-exchanger-service/>. Acesso em 29 jul 2022.

Bellos, E., & Tzivanidis, C. (2019). A Theoretical Comparative Study of CO<sub>2</sub> Cascade Refrigeration Systems. *Applied Sciences*, 9(4), 790. MDPI AG. Retrieved from <http://dx.doi.org/10.3390/app9040790>

Bitzer (s/d). Industrial refrigeration. Disponível em: <https://www.bitzer.de/gb/en/industrial-refrigeration/>. Acesso em 29 jul 2022.

Danfoss. (2021). Electric regulating valves. Disponível em: <https://www.borresen.no/media/pdf/1a/75/33/CCMT-L-Datablad.pdf> Acesso em: 29 Jul 2022.

Danish Teknologisk Institut. (2019). Optimering af Condensing units. Disponível : [https://www.teknologisk.dk/\\_/media/76384\\_Slutrapport%20348-051.pdf](https://www.teknologisk.dk/_/media/76384_Slutrapport%20348-051.pdf) Acesso em 29 jul 2022.

Dokandari, D. A.; Hagh, A. S. & Mahmoudi, S.M.S. (2014). Thermodynamic Investigation and Optimization of Novel Ejector-Expansion CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> Cascade Refrigeration Cycles (novel CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cycle), *International Journal of Refrigeration* 46, 26-36.

Emerson. (s/d). Climate Conversations Archives. Disponível em: <https://emersonclimateconversations.com/archives/>. Acesso em: 10 Fev 2022.

Filippini, S.; Mariani, G.; Ferrotta, L. (2018). New CO<sub>2</sub> Cooler for Dry and Wet Operation, U.Merlo, 13th IIR Gustav Lorentzen Conference, Valencia.

Heerup, C.; Burup, R. (2018). Gas Cooler with Reduced Pipe to Pipe Heat Conduction. 13th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants (GL2018). Proceedings. Valencia, Spain.

IIR. (2018). The CO<sub>2</sub> handbook 2018 edition. International Institute Of Ammonia Refrigeration.

Klein, S., & Nellis, G. (2011). *Thermodynamics*. Cambridge: Cambridge University Press.

Klejin Energy Consultants & Engineers. (s/d). Industrial Heat Pumps. Disponível em: <https://industrialheatpumps.nl/english/>. Acesso em: 04 Fev 2022.

Leighton, D.; Hwang, Y. & Radermacher, R. (2010). Compact Brazed Plate Heat exchangers For CO<sub>2</sub> Heat Pump Water heaters. 9th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids (GL2010). Proceedings. Sydney, Australia.

- Lu-ve Group. (s/d). Alfa-V VXD: Air-cooled CO<sub>2</sub> gas coolers - Industrial V-type. Disponível em: [https://alfa.luvegroup.com/media/docs/28/ahe00017en\\_alfav-vxd.pdf](https://alfa.luvegroup.com/media/docs/28/ahe00017en_alfav-vxd.pdf) Acesso em 29 jul 2022.
- Ma, Y. ; Zhongyan, L. & Tian, H. (2013). A review of transcritical carbon dioxide heat pump and refrigeration cycles. *Energy*. 55. 156–172. 10.1016/j.energy.2013.03.030.
- Mitchell, J.W. & Braun, J. E. (2012). *Principles of Heating, Ventilation, and Air Conditioning in Buildings*, Wiley, Hoboken.
- Shin, E.; Park, C. & Cho, H. (2014). Theoretical analysis of performance of a two-stage compression CO<sub>2</sub> cycle with two different evaporating temperatures. *International Journal of Refrigeration*. 47. 10.1016/j.ijrefrig.2014.07.024.
- Purohit, N.; Gupta, D. K.; Dasgupta, M. S. (2018). Experimental Investigation of CO<sub>2</sub> Transcritical Refrigeration System with and without Internal Heat Exchanger for Warm Climate, , 13th IIR Gustav Lorentzen Conference, Valencia.
- Rony, R. U.; Yang. H.; Krishnan, S. & Song, J. (2019). Important Recent Advances in Transcritical CO<sub>2</sub> Heat Pump System: A review.
- Santosa et al (2018). Simulation of Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration System with Booster Hot Gas Bypass in Tropical Climate, I.D.M.C. J. Phys.: Conf. Ser. 953 012044.
- Santosa, I. D.; Waisnawa, I. S.; Temaja, I. W. (2018). Effectiveness Simulation of Internal Heat Exchanger (IHX) Combination. Investigation on CO<sub>2</sub> Refrigeration. *Mechanical Engineering*
- Sarkar, J.; Bhattacharyya, S. & Rampgopal, M. (2004). Transcritical carbon dioxide based heat pumps: process heat applications, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*.
- Schurt, L., Hermes, C., Trofino, A. (2009). A model-driven multivariable controller for vapor compression refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration-revue Internationale Du Froid - INT J REFRIG*. 32. 1672-1682.
- Surhone, L. M., Tennoe, M. T., Henssonow, S. F. (2010). *Souders-Brown Equation: Velocity, Vapor- Liquid Separator, Fractionating Column*. Betascript Publishing.
- Tecnac. (2019). Catalogue CO<sub>2</sub>: Components for Refrigeration and Air Conditioning. Disponível em: <https://www.tecnac.net/wp-content/uploads/2018/10/CATALOGUE-2018-CO2-EN-GR.pdf> . Acesso em 29 jul 2022.
- Tripathy, S.; Jena, J.; Padhiary, D. K. & Roul, M. K. (2014). Thermodynamic Analysis of a Cascade Refrigeration System Based On Carbon Dioxide and Ammonia, *Int. Journal of Engineering Research and Applications* ISSN: 2248-9622, Vol. 4, Issue 7 (Version 1), pp.24-29
- Visser, K. (2018). Improving the Energy Efficiency and Milk Quality with CO<sub>2</sub> Refrigeration Systems with Heat Recovery on New Zealand Dairy Farms, 4th IIR international Conference.
- Wiencke, B. (2011). Fundamental principles for sizing and design of gravity separators for industrial refrigeration. *International Journal of Refrigeration*, Volume 34, Issue 8, pp.2092-2108,

Wyglen, V.; Borgnakke, C.; Sonntag, R. (2013). Fundamentos da termodinâmica. São Paulo: Blucher.

Zhang Z., Tong, L., Wang, X. (2015). Thermodynamic Analysis of Double-Stage Compression Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration Cycles with an Expander, Entropy, 17, 2544-2555.

# ANEXOS

## Anexo 1 - Simulação do EES com os polinómios fornecidos pela Bitzer

File:Function\_Final5.EES 7/23/2022 4:04:51 PM Page 1  
EES Ver. 11.091: #4617: For use only by Pedro Miguel Caldeira Renda Profitec Engineering Seychelles. Africa

*"Tese de Mestrado"*

**{!.. Função que calcula a potência frigorífica do estágio de baixa temperatura..!}**

Function potfrig(to,tc)

c1=92083.59054

c2=2800.793206

c3=-1296.027129

c4=28.69985139

c5=-30.34751977

c6=-3.558636843

c7=0.102210946

c8=-0.190297562

c9=-0.093282518

c10=0.014655413

*{tc- Temperatura de Condensação, neste caso vamos considerar a temperatura intermedia que é 10,7 C ou 0 C (depend)}*

*{tc- Temperatura de evaporação, no caso do estágio de baixa temperatura a temperatura de evaporação de média temperatura -18 C}*

potfrig= c1 + c2\*to + c3\*tc + c4\*to^2 + c5\*to\*tc + c6\*tc^2 + c7\*to^3 + c8\*tc\*to^2 + c9\*to\*tc^2 + c10\*tc^3

End

**{!.. Função que calcula a potência do compressor do estágio de baixa temperatura..!}**

Function potelet(to,tc)

c1=1434.069489

c2=-417.2932553

c3=444.2264254

c4=-8.433919071

c5=9.439459041

c6=0.285233451

c7=-0.040422192

c8=0.043180399

c9=0.019030146

c10=-0.00889289

*{tc- Temperatura de Condensação, no caso do estágio de baixa temperatura a temperatura de condensação é a temperatura de evaporação de média temperatura 10.7 C ou 0 C (depend)}*

*{to- Temperatura de evaporação, no caso do estágio de baixa temperatura a temperatura de evaporação de média temperatura -18 C}*

potelet= c1 + c2\*to + c3\*tc + c4\*to^2 + c5\*to\*tc + c6\*tc^2 + c7\*to^3 + c8\*tc\*to^2 + c9\*to\*tc^2 + c10\*tc^3

End

**{!.. Função que calcula o caudal mássico do compressor do estágio de baixa temperatura..!}**

Function caumass (to,tc)

c1=1332.184644

c2=40.83910972

c3=-6.07656041

c4=0.43365386

c5=-0.084318967

c6=-0.063928854

c7=0.001681139

c8=-9.32019E-05

c9=-0.001313235

c10=0.000204783

*{tc- Temperatura de Condensação, no caso do estágio de baixa temperatura a temperatura de condensação é a temperatura de evaporação de média temperatura 10.7 C ou 0 C (depend)}*

*{to- Temperatura de evaporação, no caso do estágio de baixa temperatura a temperatura de evaporação de média temperatura -18 C}*

caumass= c1 + c2\*to + c3\*tc + c4\*to^2 + c5\*to\*tc + c6\*tc^2 + c7\*to^3 + c8\*tc\*to^2 + c9\*to\*tc^2 + c10\*tc^3

End

**{!..Função que Calcula a Potencia do compressor de média temperatura do estágio de baixa temperatura..!}**

Function potelet\_mt(to,p\_HP)

c1=-10663.426

c2=-658.20032

c3=593.15907

c4=-4.2545528

c5=8.760477

c6=-0.92953647

c7=0.050642946

c8=-0.00029885

c9=-0.003126253

c10=-0.00317219

*{p\_HP- Pressão de Condensação no estágio de alta temperatura, no caso do estágio de alta temperatura a pressão de condensação é 100 bar}*

*{to- Temperatura de evaporação, no caso do estágio de baixa temperatura a temperatura de evaporação de média temperatura -18 C}*

potelet\_mt= c1 + c2\*to + c3\*p\_HP + c4\*to^2 + c5\*to\*p\_HP + c6\*p\_HP^2 + c7\*to^3 + c8\*p\_HP\*to^2 + c9\*to\*p\_HP^2 + c10\*p\_HP^3

End

**{!.. Função que calcula o caudal mássico do compressor do estágio de média temperatura..!}**

Function caumass\_mt(to,p\_HP)

c1=2673.941036

c2=81.54679558

c3=-12.47357102

c4=1.086422743

c5=-0.239671014

c6=0.055703649

c7=0.00709617

c8=-0.00130906

c9=0.000590863

c10=-0.000144511

*{p\_HP- Pressão de Condensação no estágio de alta temperatura, no caso do estágio de alta temperatura a pressão de condensação é 100 bar, as unidades a utilizar tem que sempre ser em bar}*

*{to- Temperatura de evaporação, no caso do estágio de baixa temperatura a temperatura de evaporação de média temperatura -18 C}*

caumass\_mt= c1 + c2\*to + c3\*p\_HP + c4\*to^2 + c5\*to\*p\_HP + c6\*p\_HP^2 + c7\*to^3 + c8\*p\_HP\*to^2 + c9\*to\*p\_HP^2 + c10\*p\_HP^3  
End

\$Unitsystem

"Input data"

**{!..Variáveis Independentes..!}**

Fluid\$='R744' "Fluído a usar no sistema de refrigeração "

T\_evap\_BT=-18 [C] " Temperatura de evaporação de baixa tempertura"

T\_evap\_MT= 0 [C] " Temperatura de evaporação de média tempertura"

T\_amb= 33 [C] "Temperatura do ar ambiente "

P\_cond= 10 [Mpa] "Pressão do Gas cooler "

eta\_is1=0.65 "Eficiencia isentropica do compressor de alta pressão"

$\eta_{is2}=0.65$  "Eficiência isentrópica do compressor de baixa temperatura"

$\eta_{IHX}=0.5$  "Eficiência do permutador de calor interno (PCI) "

$T_{sh}=5$  [C] "Sobreaquecimento do compressor de baixa e de média temperatura"

### {!..Variáveis Dependentes..!}

$P_{sat\_BT}=p_{sat}(R744', T=T_{evap\_BT})$  "Pressão do evaporador de baixa temperatura"

$P_i=\sqrt{P_{sat\_BT}P_{cond}}$  "Pressão intermédia "

### {!..Point 1..!}

$P[1]=P[10]$  { Pressão no ponto 1 é igual à pressão do estágio de média temperatura}

$\eta_{IHX}=(T[1]-T[17])/((T[17]-T[3]))$  "ef\_IHX effectiveness/efficiency = 0.5"

$s[1]=\text{entropy}(\text{Fluid}\$, T=T[1], P=P[1])$  "Propriedade de entropia no ponto 1"

$h[1]=\text{enthalpy}(\text{Fluid}\$, T=T[1], P=P[1])$  "Propriedades de entalpia no ponto 1"

### {!..Arrefecedor de Gás..!}

$P[2]=P_{cond}$  " Pressão no ponto 2 é igual à pressão de condensação "

$\eta_{is1}*(h[2]-h[1])=(h[0]-h[1])$  "eficiência isentrópica 1->2 non isentropic,->h[2]"

$h[0]=\text{enthalpy}(\text{Fluid}\$, P=P[2], s=s[1])$  "Ponto 0= ponto teorico de uma compressão isentrópica teorico  $s[0] = s[1]$ "

$T[2]=\text{temperature}(\text{Fluid}\$, P=P[2], h=h[2])$  "Temperatura do fluido refrigerante na descarga do compressor"

$s[2]=\text{entropy}(\text{Fluid}\$, T=T[2], P=P[2])$  "entropia do fluido refrigerante na descarga do compressor"

### {!..Arrefecedor de Gás..!}

$P[3]=P[2]$  "Pressão do arrefecedor de gás"

$T[3]=T_{amb} + 3$  [C] "Assumo que o fluido refrigerante que sai do arrefecedor de gas cooler outlet tem um aumento de  $T=3$  C da temperatura ambiente, não deve ser superior a 40 C na saída do gas cooler, e na entrada não deve ser superior a 140 C "

$h[3]=\text{enthalpy}(\text{Fluid}\$, T=T[3], P=P[3])$  "Propriedades de entalpia no ponto 3 arrefecedor de gas"

### {!..PCI- Permutador de calor interno..!}

$P[4]=P[2]$  " Pressão no ponto 4 nota:desprezar queda de pressão"

$h[1]-h[16] = h[4]-h[3]$  " Balanço energético no permutador de calor interno"

$T[4]= \text{temperature}(\text{Fluid}\$, P=P[4], h=h[4])$  "Tempertura do fluido refrigerante na saída do permutador de calor interno"

{.. Condição intermédia }

**{!..Válvula de alta pressão..!}**

$h[5]=h[4]$  "expansão isentálpica"

$P[5]=P_i$  "Pressão intermédia"

$T[5]=\text{temperature}(\text{Fluid}\$,P=P[5],h=h[5])$  "Temperatura intermédia"

**{!..VPC-Vaso de pressão controlada..!}****{!..Seperador de liquido..!}**

$P[8]=P[5]$  " Pressão no ponto 8 (saida do VPC) nota:desprezar queda de pressão"

$X[8]=0$  "Líquido saturado na saída do VPC"

$h[8]=\text{enthalpy}(\text{Fluid}\$,x=x[8],P=P[8])$  "Propriedades de entalpia na saída arrefecedor de gas "

$T[8]=\text{temperature}(\text{Fluid}\$,P=P[8],x=X[8])$ "Temperatura de entalpia na saída arrefecedor de gas "

**{!..Válvula de Expansão do evaporador de média temperatura..!}**

$h[9]=h[8]$  "expansão isentálpica"

$P[9]=P[10]$  "Pressão do evaporador de média temperatura "

$T[9]=\text{temperature}(\text{Fluid}\$,P=P[9],h=h[9])$  "Temperatura de entrada do evaporador de média temperatura "

**{!..Evaporador de média temperatura..!}**

$x[10]=1$  "assumir vapor saturado na saída do evaporador"

$T[10]=T_{\text{evap\_MT}}$  "Temperatura de evaporação do evaporador de média temperatura "

$P[10]=\text{pressure}(\text{Fluid}\$,T=T[10],x=X[10])$  "Pressão do evaporador de média temperatura "

$h[10]=\text{enthalpy}(\text{Fluid}\$,T=T[10],x=x[10])$  "Propriedades de entalpia na saída do evaporador de média temperatura"

**{!..Sobreaquecimento no estágio de temperatura média, depois do evaporador de média temperatura..!}**

$T[11]=T[10]+T_{\text{sh}}$  "Temperatura de sobreaquecimento no ponto 11"

$P[11]=P[10]$  "Pressão no ponto 11"

$h[11]=\text{enthalpy}(\text{Fluid}\$,T=T[11],P=P[11])$  "Propriedades de entalpia no ponto 11"

**{!..Válvula de Expansão do evaporador de baixa temperatura..!}**

$h[12]=h[8]$  "Expansão isentálpica"

$P[12]=P[13]$  "Desprezar queda de pressão"

$T[12]=\text{temperature}(\text{Fluid}\$,P=P[12],h=h[12])$  "Temperatura de evaporação de baixa temperatura"

**{!..Evaporador de baixa temperatura..!}**

X[13]=1 "assumir vapor saturado na saída do evaporador de baixa temperatura"

T[13]=T\_evap\_BT "Temperatura de evaporação do evaporador de baixa temperatura"

P[13]=pressure(Fluid\$,T=T[13],x=X[13]) "Pressão do evaporador de baixa temperatura"

h[13]=enthalpy(Fluid\$,T=T[13],x=X[13]) "Propriedades de entalpia no ponto 13"

s[12]=entropy(Fluid\$,T=T[13],x=X[13]) "Entropia do fluido frigorífero no ponto 12"

"FChart ->As a result, it is NOT POSSIBLE to determine the specific enthalpy or entropy of a saturated state as you try to do with your equation for s[12].

The saturation pressure for R744 at -10°C is P=2.64858327 [MPa]. It displays as 2.649 because you are using the default display options that provide 4 significant figures. Note that 2.649 [MPa] is greater than the saturation pressure so that the state is then compressed liquid. This is the same result you would get if you were to use

s[12]=entropy(R744m, T=T[12],x=0)"

**{!..Ponto 14 - entrada do compressor de baixa temperatura..!}**

P[14]=P[13] "Pressão a entrada do compressor de baixa temperatura"

T[14]=T[13]+T\_sh "Temperatura de sobreaquecimento no ponto 14"

h[14]=enthalpy(Fluid\$,T=T[14],P=P[14]) "Propriedades de entalpia no ponto 14"

s[14]=entropy(Fluid\$,T=T[14],h=h[14]) "entropia do fluido frigorífero no ponto 12"

**{!..Compressor de baixa temperatura..!}**

P[15]=P[11] "Pressão a saída do compressor, igual a pressão do estágio de média temperatura"

eta\_is2\*(h[15]-h[14])=(h[18]-h[14]) "isentropic efficiency 14-> 17 non isentropic, 14->15"

h[18]=enthalpy(Fluid\$,P=P[15],s=S[14]) "Point 18 = theoretical point of an isentropic compression,s[17]=s[14]"

T[15]=temperature(Fluid\$,P=P[15],h=h[15])

s[15]=entropy(Fluid\$,T=T[14],P=P[15])

**{!..Ponto 16 (Balanço energético)..!}**

m\_3\*h[16]=m\_1\*h[15] + m\_2\*h[11] "Cálculo do caudal mássico m\_3"

T[16]=(m\_1/m\_3)\*T[15] + (m\_2/m\_3)\*T[11] "Temperatura no ponto 16"

{h=enthalpy(R744,T=T[16],P=P[15])}

P[16]=P[15] "Pressão no ponto 16 é igual á pressão do estágio de média temperatura"

**{!..Válvula by-pass..!}**

T[6]=T[5]

$h[7]=h[6]$  "expansão isentálpica"

$P[7]=P[10]$  "Desprezar queda de pressão, pressão igual ao estágio de média pressão"

$T[7]=\text{temperature}(\text{Fluid}\$,P=P[7],x=x[7])$

$X[7]=1$  "assumir vapor saturado na saída da válvula by-pass"

**{!.. Mix entre estágio de média temperatura e o estágio de baixa temperatura MT/BT (Ponto 17)..!}**

$P[17]=P[11]$  "Desprezar queda de pressão, pressão igual ao estágio de média pressão"

$T[17]=((m\_3/m\_5)*T[16] + (m\_4/m\_5)*T[7])$

$h[17]=\text{enthalpy}(\text{Fluid}\$,P=P[17],T=T[17])$

**{!..Caudal mássico/balanco energético..!}**

$x[6]=1$  "assumir vapor saturado na saída do VPC"

$P[6]=P[5]$  "Desprezar queda de pressão, pressão igual a pressão intermédia"

$h[6]=\text{enthalpy}(\text{Fluid}\$,x=X[6],P=P[6])$

$m\_6*h[5]=m\_4*h[6] + m\_3*h[8]$  "Balanco energético no VPC"

$m\_3=m\_2+m\_1$

$m\_5=m\_3+m\_4$

$m\_5=m\_6$

**{!... Cálculo do caudal do m\_1 e do m\_5 com as funções caumass e caumass\_mt ...!}**

$m\_1=(\text{caumass}(-18,0)/3600)*3$  "Cálculo do caudal mássico m\_1 "

$m\_5=(\text{caumass\_mt}(0,100)/3600)*3$  " Cálculo do caudal mássico m\_5"

**{!... Cálculo das potências frigoríficas do estágio de baixa temperatura e média temperatura...!}**

$Q\_evap\_BT=m\_1*(h[13]-h[12])$  "Cálculo da potência do evaporador de baixa Temperatura"

$Q\_evap\_MT=m\_2*(h[10]-h[9])$  "Cálculo do Q\_evap\_MT, Potência do evaporador de média temperatura"

**{!..Arrefecedor de gás..!}**

$Q\_gc=m\_6*(h[2]-h[3])$  " Potência do arrefecedor de gas"

**{!... Calculo das potencias frigorífica do estágio de baixa temperatura com a função potfrig...!}**

$Q\_Potfrig\_bt=(\text{potfrig}(-18,10.7)/1000)*3$  "Cálculo com a função potfrig para calcular a potencia frigorífica do estágio de baixa temperatura"

**{!... Calculo das potencias dos compressores do estágio de baixa temperatura e média temperatura com as funções : potelet,potelet\_mt...!}**

$Q\_conselect1=(potelet(-18,0)/1000)^3$  "Funcao que calcula a potência do compressor do estágio de baixa temperatura"

$Q\_conselect2=(potelet\_mt(0,100)/1000)^3$  "Funcao que calcula a potência do compressor do estágio de média temperatura"

$Q\_comp1=m\_1*(h[15]-h[14])$  "Cálculo da potência do compressor do estágio de baixa temperatura para comparar com a função potelet"

$Q\_comp2=m\_5*(h[2]-h[1])$  "Cálculo da potência do compressor do estágio de média temperatura para comparar com a função potelet\_mt"

**{!..Cálculos de performance do sistema de refrigeração com recuperação de calor..!}**

**{!.. O COP real nunca pode ser superior ao do COP calculado pelo método de carnot ..!}**

$EER\_MT=Q\_evap\_MT/Q\_comp2$  "EER-Rácio de eficiência energética do estágio de média temperatura usando a função para o cálculo do caudal mássico"

$EER\_MT\_2=Q\_evap\_MT/Q\_conselect2$  "EER-Rácio de eficiência energética do estágio de média temperatura usando a função para o cálculo da potencia do compressor"

$EER\_BT=Q\_Potfrig\_bt/Q\_conselect1$  "EER-Rácio de eficiência energética do estágio de baixa temperatura usando a função para o cálculo da potencia do compressor"

$EER\_BT\_2=Q\_evap\_BT/Q\_comp1$  "EER-Rácio de eficiência energética do estágio de baixa temperatura usando a função para o cálculo do caudal mássico"

$Potencia\_aqs=240$  [KW] "Potência necessária para a recuperação de calor no AQS, disponibilizado pelo software da Bitzer"

$EER\_Refrig=(Q\_evap\_MT+Q\_Potfrig\_bt)/(Q\_conselect1+Q\_conselect2)$  "EER total da componente de refrigeração -Rácio de eficiência energética usando a função para o cálculo do caudal mássico"

$EER\_Refrig\_2=(Q\_evap\_MT+Q\_evap\_BT)/(Q\_comp1+Q\_comp2)$  "EER total da componente de refrigeração -Rácio de eficiência energética usando a função para o cálculo da potencia do compressor"

$EER\_Total=(Q\_evap\_MT+Q\_Potfrig\_bt + Potencia\_aqs)/(Q\_conselect1+Q\_conselect2)$  "EER total da componente de refrigeração mais a componente da recuperação das águas quentes sanitárias -Rácio de eficiência energética usando a função para o cálculo do caudal mássico"

$EER\_Total\_2=(Q\_evap\_MT+Q\_evap\_BT+ Potencia\_aqs)/(Q\_conselect1+Q\_conselect2)$  "EER total da componente de refrigeração mais a componente da recuperação das águas quentes sanitárias -Rácio de eficiência energética usando a função para o cálculo da potencia do compressor"

Tese de Mestrado

Function **potfrig** (to, tc)

c1 := 92084

c2 := 2801

c3 := - 1296

c4 := 28.7

c5 := - 30.35

c6 := - 3.559

c7 := 0.1022

c8 := - 0.1903

c9 := - 0.093282518

c10 := 0.014655413

potfrig := c1 + c2 · to + c3 · tc + c4 · to<sup>2</sup> + c5 · to · tc + c6 · tc<sup>2</sup> + c7 · to<sup>3</sup> + c8 · tc · to<sup>2</sup> + c9 · to  
· tc<sup>2</sup> + c10 · tc<sup>3</sup>

End **potfrig**

Function **potelet** (to, tc)

c1 := 1434

c2 := - 417.3

c3 := 444.2

c4 := - 8.434

c5 := 9.439

c6 := 0.2852

c7 := - 0.040422192

c8 := 0.043180399

c9 := 0.019030146

c10 := - 0.00889289

potelet := c1 + c2 · to + c3 · tc + c4 · to<sup>2</sup> + c5 · to · tc + c6 · tc<sup>2</sup> + c7 · to<sup>3</sup> + c8 · tc · to<sup>2</sup> + c9 · to  
· tc<sup>2</sup> + c10 · tc<sup>3</sup>

End **potelet**

Function **caumass** (to, tc)

c1 := 1332

c2 := 40.84

c3 := - 6.077

c4 := 0.43365386

c5 := - 0.084318967

c6 := - 0.063928854

c7 := 0.001681139

c8 := - 0.0000932019

c9 := - 0.001313235

c10 := 0.000204783

caumass := c1 + c2 · to + c3 · tc + c4 · to<sup>2</sup> + c5 · to · tc + c6 · tc<sup>2</sup> + c7 · to<sup>3</sup> + c8 · tc · to<sup>2</sup> + c9  
· to · tc<sup>2</sup> + c10 · tc<sup>3</sup>

End **caumass**

Function **potelet<sub>mt</sub>**(to, p<sub>HP</sub>)

c1 := - 10663.426

c2 := - 658.20032

c3 := 593.15907

c4 := - 4.2545528

c5 := 8.760477

c6 := - 0.92953647

c7 := 0.050642946

c8 := - 0.00029885

c9 := - 0.003126253

c10 := - 0.00317219

potelet<sub>mt</sub> := c1 + c2 · to + c3 · p<sub>HP</sub> + c4 · to<sup>2</sup> + c5 · to · p<sub>HP</sub> + c6 · p<sub>HP</sub><sup>2</sup> + c7 · to<sup>3</sup> + c8 · p<sub>HP</sub> · to<sup>2</sup>  
+ c9 · to · p<sub>HP</sub><sup>2</sup> + c10 · p<sub>HP</sub><sup>3</sup>

End **potelet<sub>mt</sub>**

Function **caumass<sub>mt</sub>**(to, p<sub>HP</sub>)

c1 := 2674

c2 := 81.55

c3 := - 12.47

c4 := 1.086

c5 := - 0.2397

c6 := 0.055703649

c7 := 0.00709617

$$c8 := -0.00130906$$

$$c9 := 0.000590863$$

$$c10 := -0.000144511$$

$$\text{caumass}_{\text{mt}} := c1 + c2 \cdot t_o + c3 \cdot p_{\text{HP}} + c4 \cdot t_o^2 + c5 \cdot t_o \cdot p_{\text{HP}} + c6 \cdot p_{\text{HP}}^2 + c7 \cdot t_o^3 + c8 \cdot p_{\text{HP}} \cdot t_o^2 + c9 \cdot t_o \cdot p_{\text{HP}}^2 + c10 \cdot p_{\text{HP}}^3$$

End **caumass**<sub>mt</sub>

#### Input data

Fluid\$ = 'R744' *Fluido a usar no sistema de refrigeração*

T<sub>evap,BT</sub> = -18 [C] *Temperatura de evaporação de baixa temperatura*

T<sub>evap,MT</sub> = 0 [C] *Temperatura de evaporação de média temperatura*

T<sub>amb</sub> = 33 [C] *Temperatura do ar ambiente*

P<sub>cond</sub> = 10 [MPa] *Pressão do Gas cooler*

η<sub>is1</sub> = 0.65 *Efficiencia isentropica do compressor de alta pressão*

η<sub>is2</sub> = 0.65 *Efficiencia isentropica do compressor de baixa temperatura*

ef<sub>IHX</sub> = 0.5 *Efficiencia do permutador de calor interno (PCI)*

T<sub>sh</sub> = 5 [C] *Sobreaquecimento do compressor de baixa e de média temperatura*

P<sub>sat,BT</sub> = P<sub>sat</sub> (R744, T = T<sub>evap,BT</sub>) *Pressão do evaporador de baixa temperatura*

P<sub>i</sub> = √(P<sub>sat,BT</sub> · P<sub>cond</sub>) *Pressão intermédia*

P<sub>1</sub> = P<sub>10</sub>

ef<sub>IHX</sub> =  $\frac{T_1 - T_{17}}{T_{17} - T_3}$  *ef<sub>IHX</sub> effectiveness/efficiency = 0.5*

s<sub>1</sub> = s (Fluid\$, T = T<sub>1</sub>, P = P<sub>1</sub>) *Propriedade de entropia no ponto 1*

h<sub>1</sub> = h (Fluid\$, T = T<sub>1</sub>, P = P<sub>1</sub>) *Propriedades de entalpia no ponto 1*

P<sub>2</sub> = P<sub>cond</sub> *Pressão no ponto 2 é igual à pressão de condensação*

η<sub>is1</sub> · (h<sub>2</sub> - h<sub>1</sub>) = h<sub>0</sub> - h<sub>1</sub> *eficiência isentrópica 1->2 non isentropic,->h<sub>2</sub>*

h<sub>0</sub> = h (Fluid\$, P = P<sub>2</sub>, s = s<sub>1</sub>) *Ponto 0= ponto teorico de uma compressão isentrópica teorico s<sub>0</sub> = s<sub>1</sub>*

T<sub>2</sub> = T (Fluid\$, P = P<sub>2</sub>, h = h<sub>2</sub>) *Temperatura do fluido frigorígeno na descarga do compressor*

s<sub>2</sub> = s (Fluid\$, T = T<sub>2</sub>, P = P<sub>2</sub>) *entropia do fluido frigorígeno na descarga do compressor*

P<sub>3</sub> = P<sub>2</sub> *Pressão do arrefecedor de gás*

T<sub>3</sub> = T<sub>amb</sub> + 3 [C]

*Assumo que o fluido frigorígeno que sai do arrefecedor de gas cooler outlet tem um aumento de T=3 C da*

temperatura ambiente, não deve ser superior a 40 C na saída do gas cooler, e na entrada não deve ser superior a 140 C

$$h_3 = h(\text{Fluid}\$, T = T_3, P = P_3) \text{ Propriedades de entalpia no ponto 3 arrefecedor de gas}$$

$$P_4 = P_2 \text{ Pressão no ponto 4 nota:desprezar queda de pressão}$$

$$h_1 - h_{16} = h_4 - h_3 \text{ Balanço energético no permutador de calor interno}$$

$$T_4 = T(\text{Fluid}\$, P = P_4, h = h_4) \text{ Temperatura do fluido frigorígeno na saída do permutador de calor interno}$$

$$h_5 = h_4 \text{ expansão isentálpica}$$

$$P_5 = P_i \text{ Pressão intermédia}$$

$$T_5 = T(\text{Fluid}\$, P = P_5, h = h_5) \text{ Temperatura intermédia}$$

$$P_8 = P_5 \text{ Pressão no ponto 8 (saída do VPC) nota:desprezar queda de pressão}$$

$$X_8 = 0 \text{ Líquido saturado na saída do VPC}$$

$$h_8 = h(\text{Fluid}\$, x = X_8, P = P_8) \text{ Propriedades de entalpia na saída arrefecedor de gas}$$

$$T_8 = T(\text{Fluid}\$, P = P_8, x = X_8) \text{ Temperatura de entalpia na saída arrefecedor de gas}$$

$$h_9 = h_8 \text{ expansão isentálpica}$$

$$P_9 = P_{10} \text{ Pressão do evaporador de média temperatura}$$

$$T_9 = T(\text{Fluid}\$, P = P_9, h = h_9) \text{ Temperatura de entrada do evaporador de média temperatura}$$

$$X_{10} = 1 \text{ assumir vapor saturado na saída do evaporador}$$

$$T_{10} = T_{\text{evap,MT}} \text{ Temperatura de evaporação do evaporador de média temperatura}$$

$$P_{10} = P(\text{Fluid}\$, T = T_{10}, x = X_{10}) \text{ Pressão do evaporador de média temperatura}$$

$$h_{10} = h(\text{Fluid}\$, T = T_{10}, x = X_{10}) \text{ Propriedades de entalpia na saída do evaporador de média temperatura}$$

$$T_{11} = T_{10} + T_{\text{sh}} \text{ Temperatura de sobreaquecimento no ponto 11}$$

$$P_{11} = P_{10} \text{ Pressão no ponto 11}$$

$$h_{11} = h(\text{Fluid}\$, T = T_{11}, P = P_{11}) \text{ Propriedades de entalpia no ponto 11}$$

$$h_{12} = h_8 \text{ Expansão isentálpica}$$

$$P_{12} = P_{13} \text{ Desprezar queda de pressão}$$

$$T_{12} = T(\text{Fluid}\$, P = P_{12}, h = h_{12}) \text{ Temperatura de evaporação de baixa temperatura}$$

$$X_{13} = 1 \text{ assumir vapor saturado na saída do evaporador de baixa temperatura}$$

$$T_{13} = T_{\text{evap,BT}} \text{ Temperatura de evaporação do evaporador de baixa temperatura}$$

$$P_{13} = P(\text{Fluid}\$, T = T_{13}, x = X_{13}) \text{ Pressão do evaporador de baixa temperatura}$$

$$h_{13} = h(\text{Fluid}\$, T = T_{13}, x = X_{13}) \text{ Propriedades de entalpia no ponto 13}$$

$$s_{12} = s(\text{Fluid}\$, T = T_{13}, x = X_{13})$$

*Entropia do fluido frigorífero no ponto 12*

*FChart ->As a result, it is NOT POSSIBLE to determine the specific enthalpy or entropy of a saturated state as you try to do with your equation for  $s_{12}$ .*

*The saturation pressure for R744 at -10°C is  $P=2.64858327$  [MPa]. It displays as 2.649 because you are using the default display options that provide 4 significant figures. Note that 2.649 [MPa] is greater than the saturation pressure so that the state is then compressed liquid. This is the same result you would get if you were to use  $s_{12}=entropy(R744m, T=T_{12}, x=0)$*

$$P_{14} = P_{13} \quad \text{Pressão a entrada do compressor de baixa temperatura}$$

$$T_{14} = T_{13} + T_{sh} \quad \text{Temperatura de sobreaquecimento no ponto 14}$$

$$h_{14} = h(\text{Fluid}\$, T = T_{14}, P = P_{14}) \quad \text{Propriedades de entalpia no ponto 14}$$

$$s_{14} = s(\text{Fluid}\$, T = T_{14}, h = h_{14}) \quad \text{entropia do fluido frigorífero no ponto 12}$$

$$P_{15} = P_{11} \quad \text{Pressão a saída do compressor, igual a pressão do estágio de média temperatura}$$

$$\eta_{is2} \cdot (h_{15} - h_{14}) = h_{18} - h_{14} \quad \text{isentropic efficiency 14-> 17 non isentropic, 14->15}$$

$$h_{18} = h(\text{Fluid}\$, P = P_{15}, s = s_{14}) \quad \text{Point 18 = theoretical point of an isentropic compression, } s_{17}=s_{14}$$

$$T_{15} = T(\text{Fluid}\$, P = P_{15}, h = h_{15})$$

$$s_{15} = s(\text{Fluid}\$, T = T_{14}, P = P_{15})$$

$$m_3 \cdot h_{16} = m_1 \cdot h_{15} + m_2 \cdot h_{11} \quad \text{Cálculo do caudal mássico } m_3$$

$$T_{16} = \frac{m_1}{m_3} \cdot T_{15} + \frac{m_2}{m_3} \cdot T_{11} \quad \text{Temperatura no ponto 16}$$

$$P_{16} = P_{15} \quad \text{Pressão no ponto 16 é igual à pressão do estágio de média temperatura}$$

$$T_6 = T_5$$

$$h_7 = h_6 \quad \text{expansão isentálpica}$$

$$P_7 = P_{10} \quad \text{Desprezar queda de pressão, pressão igual ao estágio de média pressão}$$

$$T_7 = T(\text{Fluid}\$, P = P_7, x = x_7)$$

$$x_7 = 1 \quad \text{assumir vapor saturado na saída da válvula by-pass}$$

$$P_{17} = P_{11} \quad \text{Desprezar queda de pressão, pressão igual ao estágio de média pressão}$$

$$T_{17} = \frac{m_3}{m_5} \cdot T_{16} + \frac{m_4}{m_5} \cdot T_7$$

$$h_{17} = h(\text{Fluid}\$, P = P_{17}, T = T_{17})$$

$$x_6 = 1 \quad \text{assumir vapor saturado na saída do VPC}$$

$$P_6 = P_5 \quad \text{Desprezar queda de pressão, pressão igual a pressão intermédia}$$

$$h_6 = h(\text{Fluid}\$, x = x_6, P = P_6)$$

$$m_6 \cdot h_5 = m_4 \cdot h_6 + m_3 \cdot h_8 \quad \text{Balanço energético no VPC}$$

$$m_3 = m_2 + m_1$$

$$m_5 = m_3 + m_4$$

$$m_5 = m_6$$

$$m_1 = \frac{\text{caumass}(-18, 0)}{3600} \cdot 3 \quad \text{Cálculo do caudal mássico } m_1$$

$$m_5 = \frac{\text{caumass}_{mt}(0, 100)}{3600} \cdot 3 \quad \text{Cálculo do caudal mássico } m_5$$

$$Q_{\text{evap,BT}} = m_1 \cdot (h_{13} - h_{12}) \quad \text{Cálculo da potência do evaporador de baixa Temperatura}$$

$$Q_{\text{evap,MT}} = m_2 \cdot (h_{10} - h_9) \quad \text{Cálculo do } Q_{\text{evap,MT}}, \text{ Potência do evaporador de média temperatura}$$

$$Q_{\text{gc}} = m_6 \cdot (h_2 - h_3) \quad \text{Potência do arrefecedor de gas}$$

$$Q_{\text{Potfrig,bt}} = \frac{\text{potfrig}(-18, 10.7)}{1000} \cdot 3 \quad \text{Cálculo com a função potfrig para calcular a potencia frigorifica do estágio de baixa temperatura}$$

$$Q_{\text{conselect1}} = \frac{\text{potelet}(-18, 0)}{1000} \cdot 3 \quad \text{Funcao que calcula a potência do compressor do estágio de baixa temperatura}$$

$$Q_{\text{conselect2}} = \frac{\text{potelet}_{mt}(0, 100)}{1000} \cdot 3 \quad \text{Funcao que calcula a potência do compressor do estágio de média temperatura}$$

$$Q_{\text{comp1}} = m_1 \cdot (h_{15} - h_{14}) \quad \text{Cálculo da potência do compressor do estágio de baixa temperatura para comparar com a função potelet}$$

$$Q_{\text{comp2}} = m_5 \cdot (h_2 - h_1) \quad \text{Cálculo da potência do compressor do estágio de média temperatura para comparar com a função potelet}_{mt}$$

$$\text{EER}_{\text{MT}} = \frac{Q_{\text{evap,MT}}}{Q_{\text{comp2}}} \quad \text{EER-Rácio de eficiência energética do estágio de média temperatura usando a função para o cálculo do caudal mássico}$$

$$\text{EER}_{\text{MT},2} = \frac{Q_{\text{evap,MT}}}{Q_{\text{conselect2}}} \quad \text{EER-Rácio de eficiência energética do estágio de média temperatura usando a função para o calculo da potencia do compressor}$$

$$\text{EER}_{\text{BT}} = \frac{Q_{\text{Potfrig,bt}}}{Q_{\text{conselect1}}} \quad \text{EER-Rácio de eficiência energética do estágio de baixa temperatura usando a função para o calculo da potencia do compressor}$$

$$\text{EER}_{\text{BT},2} = \frac{Q_{\text{evap,BT}}}{Q_{\text{comp1}}} \quad \text{EER-Rácio de eficiência energética do estágio de baixa temperatura usando a função para o cálculo do caudal mássico}$$

$$\text{Potencia}_{\text{ags}} = 240 \quad [\text{kW}] \quad \text{Potência necessária para a recuperação de calor no AQS, disponibilizado pelo software da Bitzer}$$

$$\text{EER}_{\text{Referig}} = \frac{Q_{\text{evap,MT}} + Q_{\text{Potfrig,bt}}}{Q_{\text{conselect1}} + Q_{\text{conselect2}}} \quad \text{EER total da componente de refrigeração -Rácio de eficiência energética usando a função para o cálculo do caudal mássico}$$

$$\text{EER}_{\text{Referig},2} = \frac{Q_{\text{evap,MT}} + Q_{\text{evap,BT}}}{Q_{\text{comp1}} + Q_{\text{comp2}}} \quad \text{EER total da componente de refrigeração -Rácio de eficiência energética usando a função para o calculo da potencia do compressor}$$

$$EER_{Total} = \frac{Q_{evap,MT} + Q_{Potfrig,bt} + Potencia_{aqs}}{Q_{conselect1} + Q_{conselect2}}$$

*EER total da componente de refrigeração mais a componente da recuperação das águas quentes sanitárias  
-Rácio de eficiência energética usando a função para o cálculo do caudal mássico*

$$EER_{Total,2} = \frac{Q_{evap,MT} + Q_{evap,BT} + Potencia_{aqs}}{Q_{conselect1} + Q_{conselect2}}$$

*EER total da componente de refrigeração mais a componente da recuperação das águas quentes sanitárias  
-Rácio de eficiência energética usando a função para o calculo da potencia do compressor*

## SOLUTION

**Unit Settings: SI C MPa kJ mass deg**EER<sub>BT</sub> = 6.434EER<sub>MT,2</sub> = 1.073EER<sub>Total</sub> = 3.76η<sub>is1</sub> = 0.65 [-]m<sub>1</sub> = 0.6065 [Kg/s]m<sub>4</sub> = 0.3533 [Kg/s]Potencia<sub>aqs</sub> = 240 [kW]P<sub>sat,BT</sub> = 2.094 [Mpa]Q<sub>conselect1</sub> = 19.35 [KW]Q<sub>evap,MT</sub> = 116.5 [KW]T<sub>amb</sub> = 33 [C]T<sub>sh</sub> = 5 [C]EER<sub>BT,2</sub> = 6.382EER<sub>Referig</sub> = 1.884EER<sub>Total,2</sub> = 3.779η<sub>is2</sub> = 0.65 [-]m<sub>2</sub> = 0.5728 [Kg/s]m<sub>5</sub> = 1.533 [Kg/s]P<sub>cond</sub> = 10 [MPa]Q<sub>comp1</sub> = 19.88 [KW]Q<sub>conselect2</sub> = 108.6 [KW]Q<sub>gc</sub> = 324.1 [kW]T<sub>evap,BT</sub> = -18 [C]EER<sub>MT</sub> = 1.117EER<sub>Referig,2</sub> = 1.96ef<sub>HX</sub> = 0.5

Fluid\$ = 'R744'

m<sub>3</sub> = 1.179 [Kg/s]m<sub>6</sub> = 1.533 [Kg/s]P<sub>i</sub> = 4.576 [MPa]Q<sub>comp2</sub> = 104.3 [KW]Q<sub>evap,BT</sub> = 126.9 [kW]Q<sub>Potfrig,bt</sub> = 124.5 [KW]T<sub>evap,MT</sub> = 0 [C]

5 potential unit problems were detected.

**Function potfrig (1 call, 0 ms)**

c1 = 92084

c3 = -1296

c6 = -3.559

c9 = -0.09328

to = -18

c10 = 0.01466

c4 = 28.7

c7 = 0.1022

potfrig = 41492

c2 = 2801

c5 = -30.35

c8 = -0.1903

tc = 10.7

**Function potelet (1 call, 0 ms)**

c1 = 1434

c3 = 444.2

c6 = 0.2852

c9 = 0.01903

to = -18

c10 = -0.008893

c4 = -8.434

c7 = -0.04042

potelet = 6449

c2 = -417.3

c5 = 9.439

c8 = 0.04318

tc = 0

**Function caumass (1 call, 0 ms)**

c1 = 1332

c3 = -6.077

c6 = -0.06393

c9 = -0.001313

to = -18

c10 = 0.0002048

c4 = 0.4337

c7 = 0.001681

caumass = 727.8

c2 = 40.84

c5 = -0.08432

c8 = -0.0000932

tc = 0

**Function potelet\_mt (1 call, 0 ms)**

c1 = -10663

c3 = 593.2

c6 = -0.9295

c9 = -0.003126

to = 0

c10 = -0.003172

c4 = -4.255

c7 = 0.05064

potelet<sub>mt</sub> = 36185

c2 = -658.2

c5 = 8.76

c8 = -0.0002989

pHP = 100

**Function caumass\_mt (1 call, 0 ms)**

c1 =2674  
 c3 =-12.47  
 c6 =0.0557  
 c9 =0.0005909  
 to=0

c10=-0.0001445  
 c4 =1.086  
 c7 =0.007096  
 caumassmi=1839

c2 =81.55  
 c5 =-0.2397  
 c8 =-0.001309  
 pHP =100

**Arrays Table: Main**

	$P_i$ [Mpa]	$T_i$ [C]	$h_i$ [Kj/Kg]	$s_i$ [kJ/(kg°C)]	$x_i$
0			-25.5		
1	3.485	3.476	-69.72	-0.8713	
2	10	100.6	-1.687	-0.8062	
3	10	36	-213.2		
4	10	30.24	-234.4		
5	4.576	10.66	-234.4		
6	4.576	10.66	-84.61		1
7	3.485	6.524E-11	-84.61		1
8	4.576	10.66	-279.2		0
9	3.485	6.524E-11	-279.2		
10	3.485	0	-75.88		1
11	3.485	5	-67.19		
12	2.094	-18	-279.2	-0.8003	
13	2.094	-18	-70.08		1
14	2.094	-13	-63.64	-0.7754	
15	3.485	31.46	-30.87	-1.854	
16	3.485	18.61	-48.51		
17	3.485	14.32	-53.15		
18			-42.34		

**Parametric Table: Rendimento isentropico do compressor de média temperatura Vs compressor de MT**

	$\eta_{is1}$ [-]	EER <sub>MT</sub>
Run 1	0.57	0.9796
Run 2	0.58	0.9968
Run 3	0.59	1.014
Run 4	0.61	1.048
Run 5	0.63	1.083
Run 6	0.65	1.117
Run 7	0.67	1.151
Run 8	0.7	1.203
Run 9	0.74	1.272
Run 10	0.75	1.289

**Parametric Table: Rendimento isentropico do compressor BT Vs EER\_bt2**

	$\eta_{is2}$ [-]	EER <sub>BT,2</sub>
Run 1	0.55	5.4
Run 2	0.57	5.597
Run 3	0.59	5.793
Run 4	0.61	5.989
Run 5	0.63	6.186
Run 6	0.65	6.382
Run 7	0.68	6.677
Run 8	0.7	6.873

**Parametric Table: Rendimento isentropico do compressor BT Vs EER\_bt2**

	$\eta_{is2}$ [-]	EER <sub>BT,2</sub>
Run 9	0.75	7.364
Run 10	0.8	7.855

**Parametric Table: T\_amb Vs Potência do Compressor do estágio de média temperatura**

	T <sub>amb</sub> [C]	Q <sub>comp2</sub> [KW]
Run 1	24	110.2
Run 2	25	109.6
Run 3	26	109
Run 4	27	108.3
Run 5	28	107.7
Run 6	29	107
Run 7	31	105.7
Run 8	32	105
Run 9	33	104.3
Run 10	35	102.8

**Parametric Table: eficiência PCI vs gas cooler**

	ef <sub>IHX</sub>	Q <sub>gc</sub> [kW]
Run 1	0.1	353.1
Run 2	0.15	349.7
Run 3	0.2	346.2
Run 4	0.25	342.6
Run 5	0.3	339.1
Run 6	0.35	335.4
Run 7	0.4	331.7
Run 8	0.45	327.9
Run 9	0.5	324.1
Run 10	0.6	316.2

**Parametric Table: Temperatura Evap Vs Potência frigorífica de média temperatura**

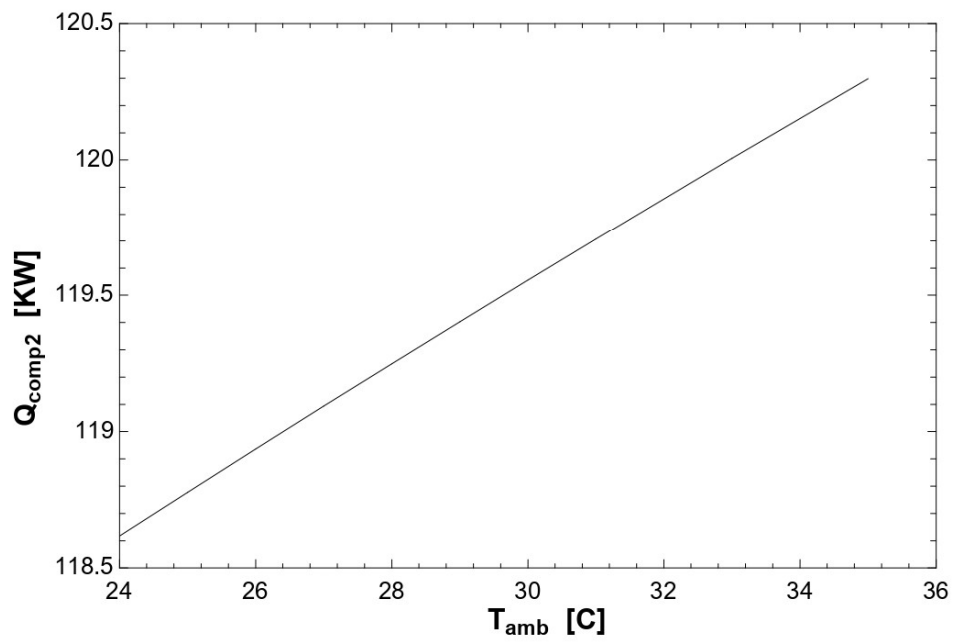
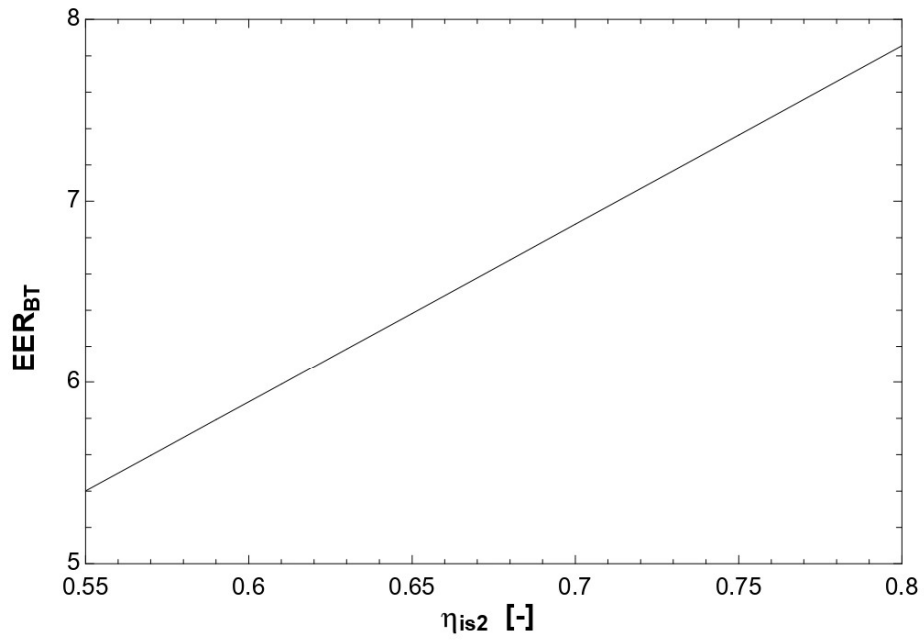
	T <sub>evap,MT</sub> [C]	Q <sub>evap,MT</sub> [KW]
Run 1	-2	120.2
Run 2	-1.5	119.2
Run 3	-1	118.3
Run 4	-0.5	117.4
Run 5	0	116.5
Run 6	0.5	115.6
Run 7	1	114.7
Run 8	1.5	113.8
Run 9	2	112.8
Run 10	2.5	111.9

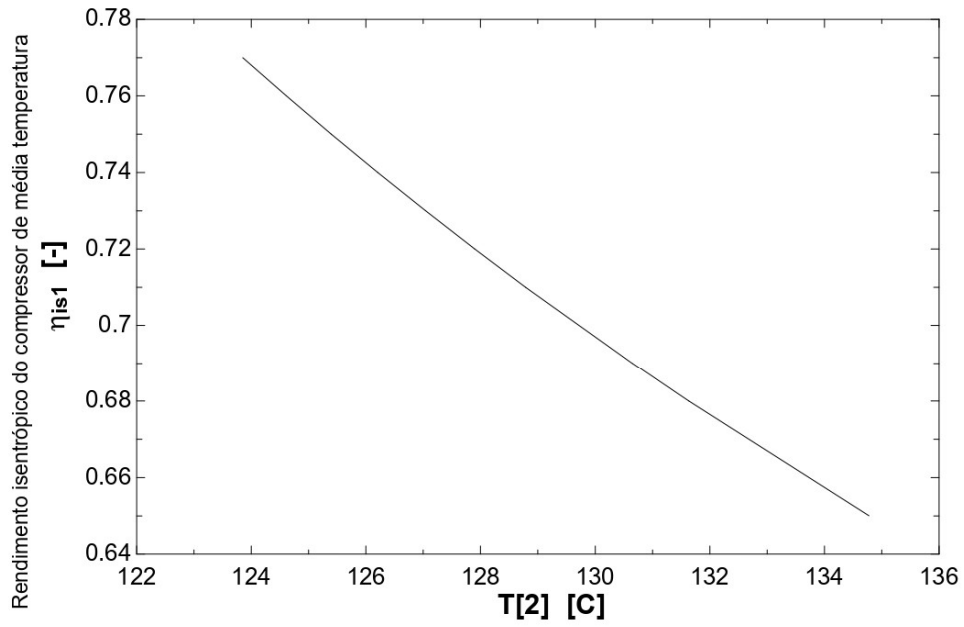
**Parametric Table: rendimento isentropico do compressor de baixa temperatura Vs T15**

	$\eta_{is2}$	$T_{15}$
	[ ]	[C]
Run 1	0.57	35.26
Run 2	0.6	33.71
Run 3	0.63	32.31
Run 4	0.64	31.88
Run 5	0.67	30.66
Run 6	0.68	30.28
Run 7	0.69	29.91
Run 8	0.7	29.55
Run 9	0.72	28.87
Run 10	0.74	28.22

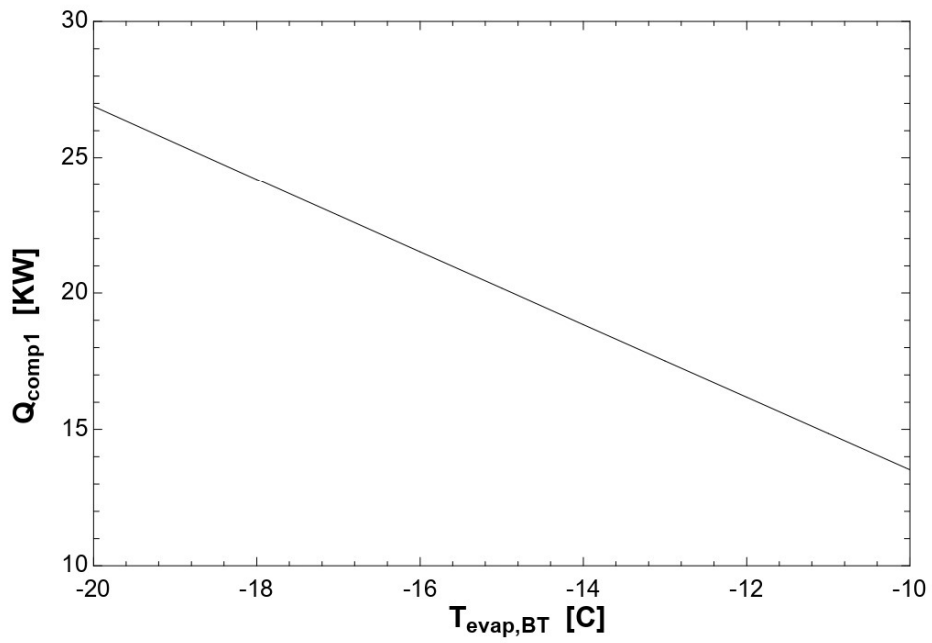
**Lookup Table: compressor\_mtz100**

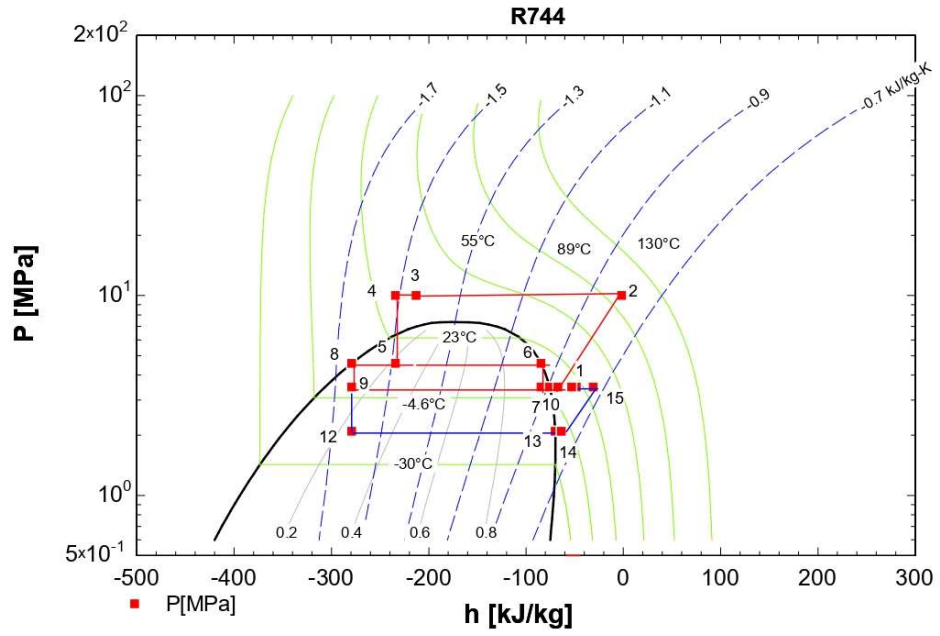
	TC	TE	PF	PA
	[°C]	[°C]	[W]	[kW]
Row 1	40	-5	10560	3.85
Row 2	50	-5	8820	4.16
Row 3	60	-5	7270	4.39
Row 4	40	0	13790	4.14
Row 5	50	0	11660	4.55
Row 6	60	0	9630	4.91
Row 7	40	5	17650	4.36
Row 8	50	5	15070	4.89
Row 9	60	5	12520	5.39
Row 10	40	10	22210	4.5
Row 11	50	10	19110	5.17
Row 12	60	10	15980	5.83
Row 13	40	15	27520	4.55
Row 14	50	15	23860	5.37
Row 15	60	15	20090	6.2
Row 16	40	20	33670	4.49
Row 17	50	20	29320	5.48
Row 18	60	20	24920	6.49

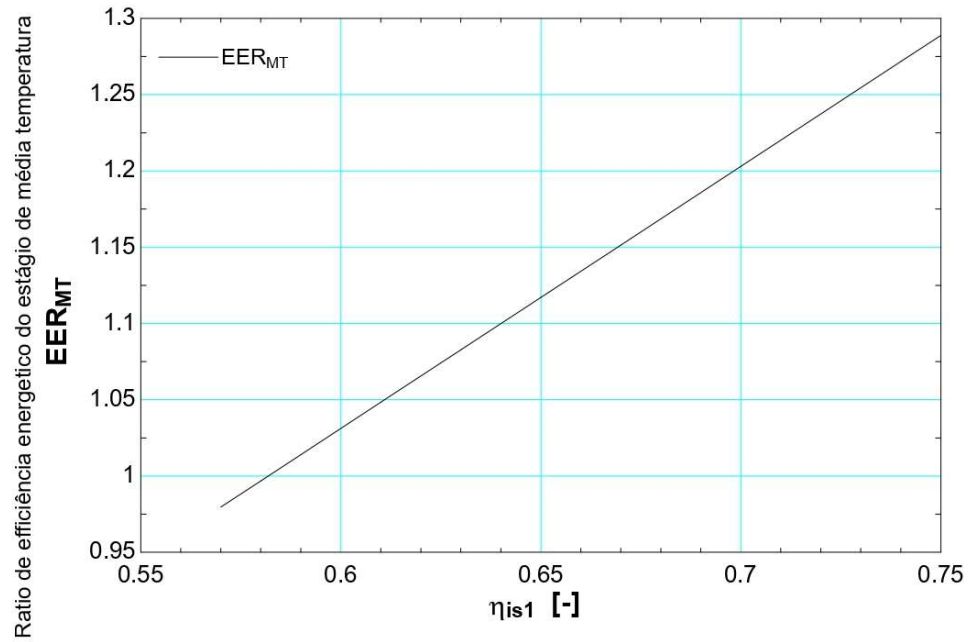




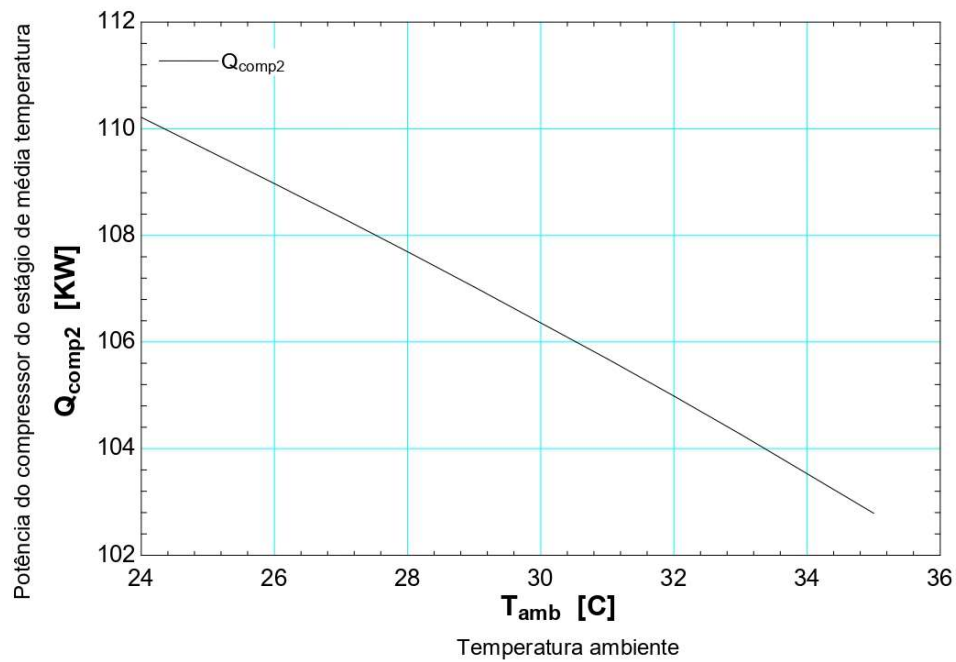
Temperatura à saída do compressor de média temperatura

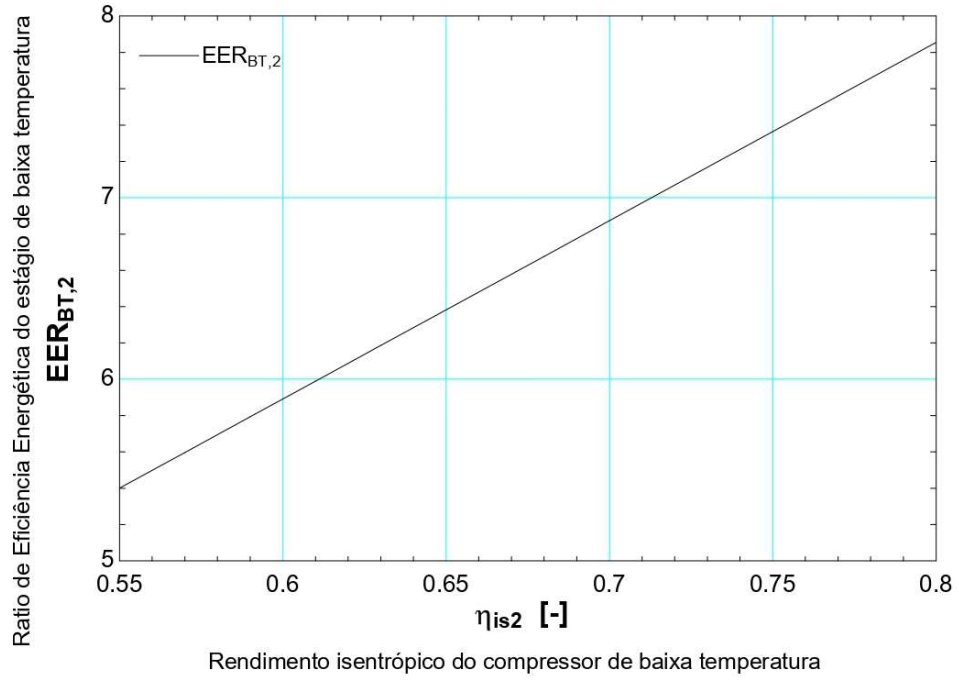


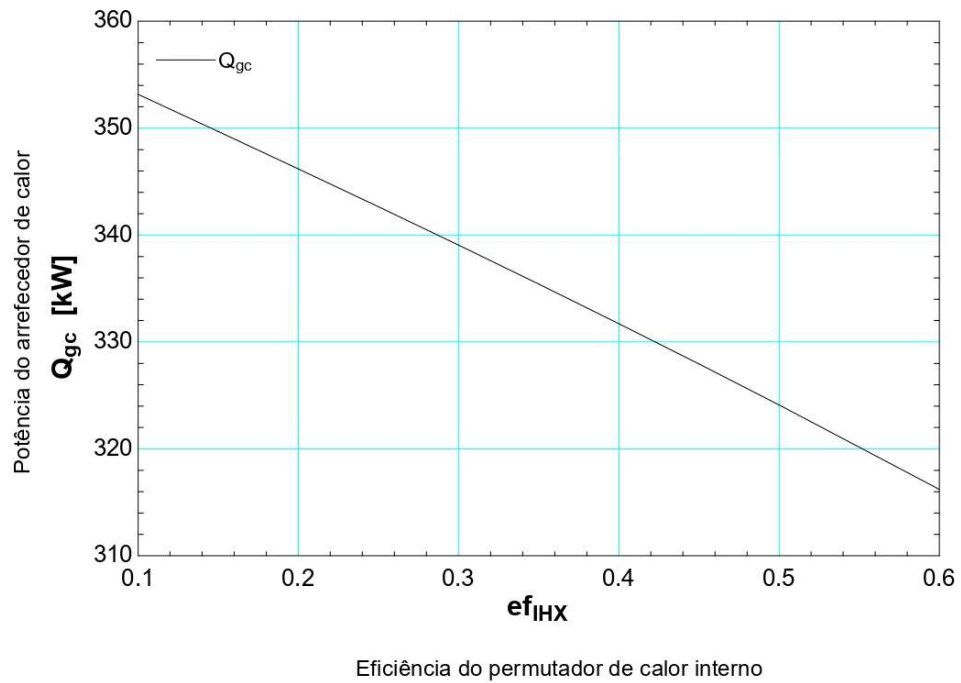


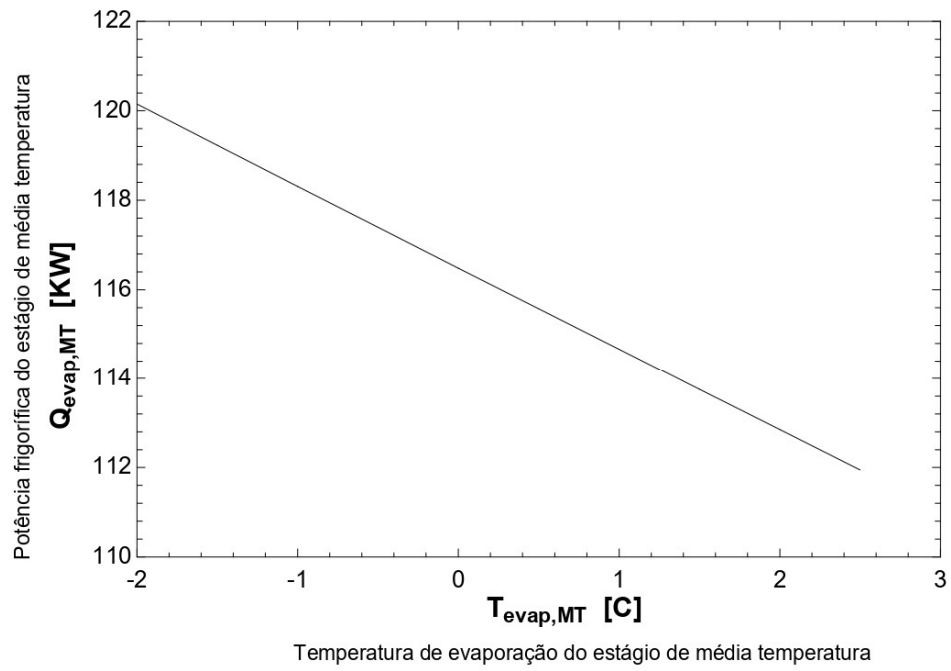


Rendimento isentropico do compressor de temperatura média

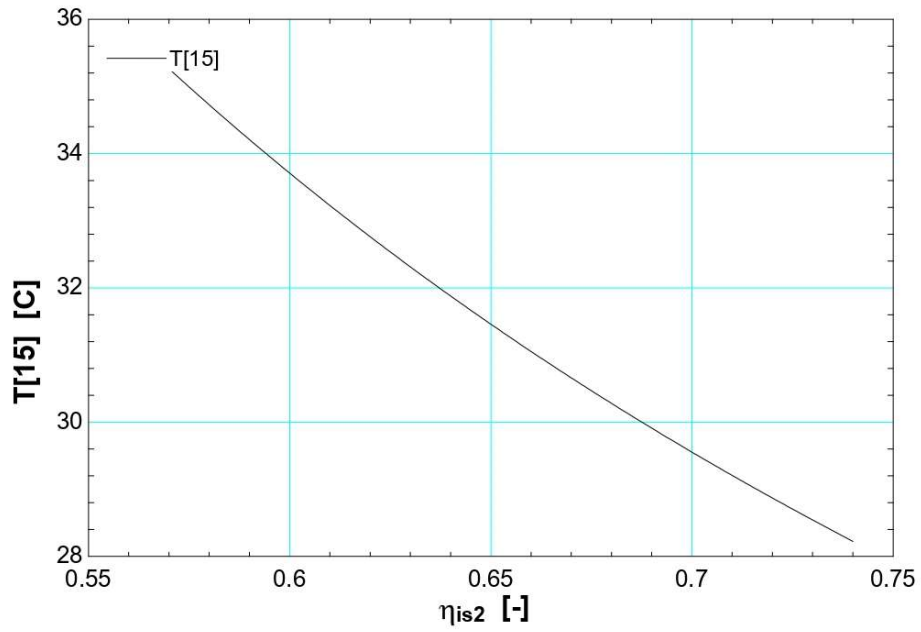








Temperatura do fluido frigorigéneo á saída do compressor de baixa temperatura



Rendimento isentrópico do compressor de baixa temperatura

## Anexo 2 - Simulação do EES em que as potências frigoríficas são variáveis independentes

File:aFinal2.EES 7/23/2022 4:09:23 PM Page 1  
EES Ver. 11.091: #4617: For use only by Pedro Miguel Caldeira Renda Profitec Engineering Seychelles. Africa

"Tese de Mestrado"

\$Unitsystem

"Input data"

{!..Variáveis Independentes..!}

Fluid\$='R744' "Fluido a usar no sistema de refrigeração "

T\_evap\_BT=-18 [C] " Temperatura de evaporação de baixa temperatura "

T\_evap\_MT= 0 [C] " Temperatura de evaporação de média temperatura "

T\_amb= 33 [C] "Temperatura do ar ambiente "

Q\_evap\_BT = 126.9 [KW] "Potência do evaporador de baixa Temperatura "

Q\_evap\_MT = 116.5 [KW] "Potência do evaporador de baixa Temperatura "

P\_cond= 10 [Mpa] "Pressão do Gas cooler "

eta\_is1=0.65 "Eficiência isentrópica do compressor de alta pressão"

eta\_is2=0.65 "Eficiência isentrópica do compressor"

ef\_IHX= 0.5 "Eficiência do permutador de calor interno"

T\_sh= 5 [C] "Sobreaquecimento do compressor de baixa e de média temperatura"

{!..Variáveis dependentes..!}

P\_sat\_BT=p\_sat('R744',T=T\_evap\_BT) "Pressão do evaporador de baixa temperatura"

P\_i=sqrt(P\_sat\_BT\*P\_cond) "Pressão intermédia "

{!..Point 1..!}

P[1]=P[10] { Pressão no ponto 1 é igual à pressão do estágio de média temperatura }

ef\_IHX=(T[1]-T[17])/(T[3]-T[17]) "ef\_IHX effectiveness/efficiency = 0.8"

s[1]=entropy(Fluid\$,T=T[1],P=P[1]) "Propriedade de entropia no ponto 1"

h[1]=enthalpy(Fluid\$,T=T[1],P=P[1]) "Propriedades de entalpia no ponto 1"

**{!..Compressor de média temperatura..!}**

P[2]=P\_cond "Pressão no ponto 2 é igual á pressão de condensação "

eta\_is1\*(h[2]-h[1])=(h[0]-h[1]) "eficiência isentrópica 1->2 non isentropic,->h[2]"

h[0]=enthalpy(Fluid\$,P=P[2],s=s[1]) "Ponto 0= ponto teorico de uma compressão isentrópica teorico s[0] = s[1]"

T[2]=temperature(Fluid\$,P=P[2],h=h[2]) "Temperatura do fluido frigorígeno na descarga do compressor"

s[2]=entropy(Fluid\$,T=T[2],P=P[2]) "entropia do fluido frigorígeno na descarga do compressor"

**{!..Arrefecedor de Gás..!}**

P[3]=P[2] "Pressão do arrefecedor de gás"

T[3]=T\_amb + 3[C] "Assumo que o fluido frigorígeno que sai do arrefecedor de gas cooler outlet tem um aumento de T=3 C da temperatura ambiente, não deve ser superior a 40 C na saída do gas cooler, e na entrada nao deve ser superior a 140 C "

h[3]=enthalpy(Fluid\$,T=T[3],P=P[3]) "Propriedades de entalpia no ponto 3 arrefecedor de gas "

**{!..PCI- Permutador de calor interno..!}**

P[4]=P[2] "Pressão no ponto 4 nota:desprezar queda de pressão"

h[1]-h[16] = h[4]-h[3] "Balanço energético no permutador de calor interno"

T[4]= temperature(Fluid\$,P=P[4],h=h[4]) "Temperatura do fluido frigorígeno na saída do permutador de calor interno"

{. Condição intermédia }

**{!..Válvula de alta pressão..!}**

h[5]=h[4] "expansão isentálpica"

P[5]=P\_i "Pressão intermédia"

T[5]= temperature(Fluid\$,P=P[5],h=h[5]) "Temperatura intermédia"

**{!..VPC-Vaso de pressão controlada..!}****{!..Seperador de liquido..!}**

P[8]=P[5] " Pressão no ponto 8 (saída do VPC) nota:desprezar queda de pressão"

X[8]=0 "Líquido saturado na saída do VPC"

h[8]=enthalpy(Fluid\$,x=x[8],P=P[8]) "Propriedades de entalpia na saída arrefecedor de gas "

T[8]=temperature(Fluid\$,P=P[8],x=X[8]) "Temperatura de entalpia na saída arrefecedor de gas "

**{!..Válvula de Expansão do evaporador de média temperatura..!}**

$h[9]=h[8]$  "expansão isentálpica"

$P[9]=P[10]$  "Pressão do evaporador de média temperatura "

$T[9]=\text{temperature}(\text{Fluid}\$,P=P[9],h=h[9])$  "Temperatura de entrada do evaporador de média temperatura "

**{!..Evaporador de média temperatura..!}**

$x[10]=1$  "assumir vapor saturado na saída do evaporador"

$T[10]=T_{\text{evap\_MT}}$  "Temperatura de evaporação do evaporador de média temperatura "

$P[10]=\text{pressure}(\text{Fluid}\$,T=T[10],x=X[10])$  "Pressão do evaporador de média temperatura "

$h[10]=\text{enthalpy}(\text{Fluid}\$,T=T[10],x=X[10])$  "Propriedades de entalpia na saída do evaporador de média temperatura "

**{!..Sobreaquecimento no estágio de temperatura média, depois do evaporador de média temperatura..!}**

$T[11]=T[10]+T_{\text{sh}}$  "Temperatura de sobreaquecimento no ponto 11"

$P[11]=P[10]$  "Pressão no ponto 11"

$h[11]=\text{enthalpy}(\text{Fluid}\$,T=T[11],P=P[11])$  "Propriedades de entalpia no ponto 11"

**{!..Válvula de Expansão do evaporador de baixa temperatura..!}**

$h[12]=h[8]$  "expansão isentálpica"

$P[12]=P[13]$  "Desprezar queda de pressão"

$T[12]=\text{temperature}(\text{Fluid}\$,P=P[12],h=h[12])$  "Temperatura de evaporação de baixa temperatura"

**{!..Evaporador de baixa temperatura..!}**

$X[13]=1$  "assumir vapor saturado na saída do evaporador de baixa temperatura"

$T[13]=T_{\text{evap\_BT}}$  "Temperatura de evaporação do evaporador de baixa temperatura"

$P[13]=\text{pressure}(\text{Fluid}\$,T=T[13],x=X[13])$  "Pressão do evaporador de baixa temperatura"

$h[13]=\text{enthalpy}(\text{Fluid}\$,T=T[13],x=X[13])$  "Propriedades de entalpia no ponto 13"

$s[12]=\text{entropy}(\text{Fluid}\$,T=T[13],x=X[13])$  "entropia do fluido frigorigéneo no ponto 12"

"FChart -->As a result, it is NOT POSSIBLE to determine the specific enthalpy or entropy of a saturated state as you try to do with your equation for s[12].

The saturation pressure for R744 at -10°C is P=2.64858327 [MPa]. It displays as 2.649 because you are using the default display

options that provide 4 significant figures. Note that 2.649 [MPa] is greater than the saturation pressure so that the state is then compressed liquid. This is the same result you would get if you were to use

$s[12]=\text{entropy}(R744m, T=T[12], x=0)$

#### **{!..Ponto 14 - entrada do compressor de baixa temperatura..!}**

$P[14]=P[13]$  "Pressão a entrada do compressor"

$T[14]=T[13]+T\_sh$  "Temperatura de sobreaquecimento no ponto 14"

$h[14]=\text{enthalpy}(\text{Fluid}\$, T=T[14], P=p[14])$  "Propriedades de entalpia no ponto 14"

$s[14]=\text{entropy}(\text{Fluid}\$, T=T[14], h=h[14])$  "entropia do fluido frigorígeno no ponto 12"

#### **{!..Compressor de baixa temperatura..!}**

$P[15]=P[11]$  "Pressão a saída do compressor, igual a pressão do estágio de média temperatura"

$\text{eta\_is}2*(h[15]-h[14])=(h[18]-h[14])$  "isentropic efficiency 14-> 17 non isentropic, 14->15"

$h[18]=\text{enthalpy}(\text{Fluid}\$, P=P[15], s=S[14])$  "Point 18 = theoretical point of an isentropic compression,  $s[17]=s[14]$ "

$T[15]=\text{temperature}(\text{Fluid}\$, P=P[15], h=h[15])$

$s[15]=\text{entropy}(\text{Fluid}\$, T=T[14], P=P[15])$

#### **{!..Ponto 16 (Balanço energético)..!}**

$m\_3*h[16]=m\_1*h[15] + m\_2*h[11]$  "Cálculo do caudal mássico  $m\_3$ "

$T[16]=(m\_1/m\_3)*T[15] + (m\_2/m\_3)*T[11]$  "Temperatura no ponto 16"

$\{h[16]=\text{enthalpy}(R744, T=T[16], P=P)\}$

$P[16]=P[15]$  "Pressão no ponto 16 é igual à pressão do estágio de média temperatura"

#### **{!..Válvula by-pass..!}**

$T[6]=T[5]$

$h[7]=h[6]$  "expansão isentálpica"

$P[7]=P[17]$  "Desprezar queda de pressão, pressão igual ao estágio de média pressão"

$T[7]=\text{temperature}(\text{Fluid}\$, P=P[7], x=x[7])$

$X[7]=1$  "assumir vapor saturado na saída da válvula by-pass"

#### **{!.. Mix entre estágio de média temperatura e o estágio de baixa temperatura MT/BT (Ponto 17)..!}**

$P[17]=P[11]$  "Desprezar queda de pressão, pressão igual ao estágio de média pressão"

$$T[17]=((m_3/m_5)*T[16] + (m_4/m_5)*T[7])$$

$$h[17]=enthalpy(Fluid$,T=T[17],P=P[17])$$

**{!..Caudal mássico/balanzo energético..!}**

$$x[6]=1 \text{ "assumir vapor saturado na saída do VPC"}$$

$$P[6]=P[5] \text{ "Desprezar queda de pressão, pressão igual a pressão intermédia"}$$

$$h[6]=enthalpy(Fluid$,x=X[6],P=P[6])$$

$$m_6*h[5]=m_4*h[6] + m_3*h[8] \text{ "Balanzo energético no VPC"}$$

$$m_3=m_2+m_1$$

$$m_5=m_3+m_4$$

$$m_5=m_6$$

**{!.. Cálculo do caudal do m\_1 e do m\_2...!}**

$$Q_{\text{evap\_BT}}=m_1*(h[13]-h[12]) \text{ { Cálculo do caudal mássico } m_1}$$

$$Q_{\text{evap\_MT}}=m_2*(h[10]-h[9]) \text{ { Cálculo do caudal mássico } m_2}$$

**{!..Arrefecedor de gás..!}**

$$Q_{\text{gc}}=m_6*(h[2]-h[3]) \text{ "Potência do arrefecedor de gas"}$$

**{!..Potência dos compressores do estágio de baixa temperatura e de média temperatura..!}**

$$Q_{\text{comp1}}=m_1*(h[15]-h[14]) \text{ "Potência do compressor de baixa"}$$

$$Q_{\text{comp2}}=m_5*(h[2]-h[1]) \text{ "Potência do compressor de alta"}$$

**{!..Cálculos de performance do sistema de refrigeração com recuperação de calor..!}**

**{!.. O cop real nunca pode ser superior ao do COP calculado pelo método de carnot ..!}**

$$EER_{\text{MT}}=Q_{\text{evap\_MT}}/Q_{\text{comp2}} \text{ "Rácio de eficiência energética do estágio de média temperatura"}$$

$$EER_{\text{BT}}=Q_{\text{evap\_BT}}/Q_{\text{comp1}} \text{ "Rácio de eficiência energética do estágio de baixa temperatura"}$$

$$\text{Potencia\_aqc} = 240 \text{ [KW]} \text{ "Potência necessária para a recuperação de calor no AQS, disponibilizado pelo software da Bitzer"}$$

$$EER_{\text{Refrig}}=(Q_{\text{evap\_MT}}+Q_{\text{evap\_BT}})/(Q_{\text{comp1}}+Q_{\text{comp2}}) \text{ "EER total da componente de refrigeração -Rácio de eficiência"}$$

energética "

$EER\_Total = (Q\_evap\_MT + Q\_evap\_BT + Potencia\_aq) / (Q\_comp1 + Q\_comp2)$  "EER total da componente de refrigeração mais a componente da recuperação de calor para as águas quentes sanitárias -Rácio de eficiência energética "

Tese de Mestrado

Input data

Fluid\$ = 'R744' *Fluido a usar no sistema de refrigeração*

$T_{evap,BT} = -18$  [C] *Temperatura de evaporação de baixa temperatura*

$T_{evap,MT} = 0$  [C] *Temperatura de evaporação de média temperatura*

$T_{amb} = 33$  [C] *Temperatura do ar ambiente*

$Q_{evap,BT} = 126.9$  [kW] *Potência do evaporador de baixa temperatura*

$Q_{evap,MT} = 116.5$  [kW] *Potência do evaporador de média temperatura*

$P_{cond} = 10$  [MPa] *Pressão do Gas cooler*

$\eta_{is1} = 0.65$  *Efficiencia isentropica do compressor de alta pressão*

$\eta_{is2} = 0.65$  *Efficiencia isentropica do compressor*

$ef_{HX} = 0.5$  *Efficiencia do permutador de calor interno*

$T_{sh} = 5$  [C] *Sobreaquecimento do compressor de baixa e de média temperatura*

$P_{sat,BT} = P_{sat}(R744, T = T_{evap,BT})$  *Pressão do evaporador de baixa temperatura*

$P_1 = \sqrt{P_{sat,BT} \cdot P_{cond}}$  *Pressão intermédia*

$P_1 = P_{10}$

$ef_{HX} = \frac{T_1 - T_{17}}{T_3 - T_{17}}$  *ef<sub>HX</sub> effectiveness/efficiency = 0.8*

$s_1 = s(\text{Fluid}\$, T = T_1, P = P_1)$  *Propriedade de entropia no ponto 1*

$h_1 = h(\text{Fluid}\$, T = T_1, P = P_1)$  *Propriedades de entalpia no ponto 1*

$P_2 = P_{cond}$  *Pressão no ponto 2 é igual á pressão de condensação*

$\eta_{is1} \cdot (h_2 - h_1) = h_0 - h_1$  *eficiência isentrópica 1->2 non isentropic,->h<sub>2</sub>*

$h_0 = h(\text{Fluid}\$, P = P_2, s = s_1)$  *Ponto 0= ponto teorico de uma compressão isentrópica teorico s<sub>0</sub> = s<sub>1</sub>*

$T_2 = T(\text{Fluid}\$, P = P_2, h = h_2)$  *Temperatura do fluido frigorígeno na descarga do compressor*

$s_2 = s(\text{Fluid}\$, T = T_2, P = P_2)$  *entropia do fluido frigorígeno na descarga do compressor*

$P_3 = P_2$

*Pressão do arrefecedor de gás*

$$T_3 = T_{amb} + 3 \text{ [C]}$$

*Assumo que o fluido frigorigéneo que sai do arrefecedor de gas cooler outlet tem um aumento de  $T=3$  C da temperatura ambiente, não deve ser superior a 40 C na saída do gas cooler, e na entrada não deve ser superior a 140 C*

$$h_3 = h(\text{Fluid\$}, T = T_3, P = P_3) \text{ Propriedades de entalpia no ponto 3 arrefecedor de gas}$$

$$P_4 = P_2 \text{ Pressão no ponto 4 nota:desprezar queda de pressão}$$

$$h_1 - h_{16} = h_4 - h_3 \text{ Balanço energético no permutador de calor interno}$$

$$T_4 = T(\text{Fluid\$}, P = P_4, h = h_4) \text{ Temperatura do fluido frigorigéneo na saída do permutador de calor interno}$$

$$h_5 = h_4 \text{ expansão isentálpica}$$

$$P_5 = P_i \text{ Pressão intermédia}$$

$$T_5 = T(\text{Fluid\$}, P = P_5, h = h_5) \text{ Temperatura intermédia}$$

$$P_8 = P_5 \text{ Pressão no ponto 8 (saída do VPC) nota:desprezar queda de pressão}$$

$$X_8 = 0 \text{ Líquido saturado na saída do VPC}$$

$$h_8 = h(\text{Fluid\$}, x = X_8, P = P_8) \text{ Propriedades de entalpia na saída arrefecedor de gas}$$

$$T_8 = T(\text{Fluid\$}, P = P_8, x = X_8) \text{ Temperatura de entalpia na saída arrefecedor de gas}$$

$$h_9 = h_8 \text{ expansão isentálpica}$$

$$P_9 = P_{10} \text{ Pressão do evaporador de média temperatura}$$

$$T_9 = T(\text{Fluid\$}, P = P_9, h = h_9) \text{ Temperatura de entrada do evaporador de média temperatura}$$

$$x_{10} = 1 \text{ assumir vapor saturado na saída do evaporador}$$

$$T_{10} = T_{\text{evap,MT}} \text{ Temperatura de evaporação do evaporador de média temperatura}$$

$$P_{10} = P(\text{Fluid\$}, T = T_{10}, x = x_{10}) \text{ Pressão do evaporador de média temperatura}$$

$$h_{10} = h(\text{Fluid\$}, T = T_{10}, x = x_{10}) \text{ Propriedades de entalpia na saída do evaporador de média temperatura}$$

$$T_{11} = T_{10} + T_{sh} \text{ Temperatura de sobreaquecimento no ponto 11}$$

$$P_{11} = P_{10} \text{ Pressão no ponto 11}$$

$$h_{11} = h(\text{Fluid\$}, T = T_{11}, P = P_{11}) \text{ Propriedades de entalpia no ponto 11}$$

$$h_{12} = h_8 \text{ expansão isentálpica}$$

$$P_{12} = P_{13} \text{ Desprezar queda de pressão}$$

$$T_{12} = T(\text{Fluid\$}, P = P_{12}, h = h_{12}) \text{ Temperatura de evaporação de baixa temperatura}$$

$$X_{13} = 1 \quad \text{assumir vapor saturado na saída do evaporador de baixa temperatura}$$

$$T_{13} = T_{\text{evap,BT}} \quad \text{Temperatura de evaporação do evaporador de baixa temperatura}$$

$$P_{13} = P(\text{Fluid}\$, T = T_{13}, x = X_{13}) \quad \text{Pressão do evaporador de baixa temperatura}$$

$$h_{13} = h(\text{Fluid}\$, T = T_{13}, x = X_{13}) \quad \text{Propriedades de entalpia no ponto 13}$$

$$s_{12} = s(\text{Fluid}\$, T = T_{13}, x = X_{13}) \quad \text{entropia do fluido frigorígeno no ponto 12}$$

*FChart ->As a result, it is NOT POSSIBLE to determine the specific enthalpy or entropy of a saturated state as you try to do with your equation for  $s_{12}$ .*

*The saturation pressure for R744 at  $-10^\circ\text{C}$  is  $P=2.64858327$  [MPa]. It displays as 2.649 because you are using the default display options that provide 4 significant figures. Note that 2.649 [MPa] is greater than the saturation pressure so that the state is then compressed liquid. This is the same result you would get if you were to use  $s_{12}=\text{entropy}(R744m, T=T_{12},x=0)$*

$$P_{14} = P_{13} \quad \text{Pressão a entrada do compressor}$$

$$T_{14} = T_{13} + T_{\text{sh}} \quad \text{Temperatura de sobreaquecimento no ponto 14}$$

$$h_{14} = h(\text{Fluid}\$, T = T_{14}, P = P_{14}) \quad \text{Propriedades de entalpia no ponto 14}$$

$$s_{14} = s(\text{Fluid}\$, T = T_{14}, h = h_{14}) \quad \text{entropia do fluido frigorígeno no ponto 12}$$

$$P_{15} = P_{11} \quad \text{Pressão a saída do compressor, igual a pressão do estágio de média temperatura}$$

$$\eta_{\text{is2}} \cdot (h_{15} - h_{14}) = h_{18} - h_{14} \quad \text{isentropic efficiency 14-> 17 non isentropic, 14->15}$$

$$h_{18} = h(\text{Fluid}\$, P = P_{15}, s = s_{14}) \quad \text{Point 18 = theoretical point of an isentropic compression, } s_{17}=s_{14}$$

$$T_{15} = T(\text{Fluid}\$, P = P_{15}, h = h_{15})$$

$$s_{15} = s(\text{Fluid}\$, T = T_{14}, P = P_{15})$$

$$m_3 \cdot h_{16} = m_1 \cdot h_{15} + m_2 \cdot h_{11} \quad \text{Cálculo do caudal mássico } m_3$$

$$T_{16} = \frac{m_1}{m_3} \cdot T_{15} + \frac{m_2}{m_3} \cdot T_{11} \quad \text{Temperatura no ponto 16}$$

$$P_{16} = P_{15} \quad \text{Pressão no ponto 16 é igual à pressão do estágio de média temperatura}$$

$$T_6 = T_5$$

$$h_7 = h_6 \quad \text{expansão isentálpica}$$

$$P_7 = P_{17} \quad \text{Desprezar queda de pressão, pressão igual ao estágio de média pressão}$$

$$T_7 = T(\text{Fluid}\$, P = P_7, x = x_7)$$

$$x_7 = 1 \quad \text{assumir vapor saturado na saída da válvula by-pass}$$

$$P_{17} = P_{11} \quad \text{Desprezar queda de pressão, pressão igual ao estágio de média pressão}$$

$$T_{17} = \frac{m_3}{m_5} \cdot T_{16} + \frac{m_4}{m_5} \cdot T_7$$

$$h_{17} = h(\text{Fluid}\$, T = T_{17}, P = P_{17})$$

$$x_6 = 1 \quad \text{assumir vapor saturado na saída do VPC}$$

$$P_6 = P_5 \quad \text{Desprezar queda de pressão, pressão igual a pressão intermédia}$$

$$h_6 = h(\text{Fluid}\$, x = x_6, P = P_6)$$

$$m_6 \cdot h_5 = m_4 \cdot h_6 + m_3 \cdot h_8 \quad \text{Balanço energético no VPC}$$

$$m_3 = m_2 + m_1$$

$$m_5 = m_3 + m_4$$

$$m_5 = m_6$$

$$Q_{\text{evap,BT}} = m_1 \cdot (h_{13} - h_{12})$$

$$Q_{\text{evap,MT}} = m_2 \cdot (h_{10} - h_9)$$

$$Q_{\text{gc}} = m_6 \cdot (h_2 - h_3) \quad \text{Potência do arrefecedor de gas}$$

$$Q_{\text{comp1}} = m_1 \cdot (h_{15} - h_{14}) \quad \text{Potência do compressor de baixa}$$

$$Q_{\text{comp2}} = m_5 \cdot (h_2 - h_1) \quad \text{Potência do compressor de alta}$$

$$EER_{\text{MT}} = \frac{Q_{\text{evap,MT}}}{Q_{\text{comp2}}} \quad \text{Rácio de eficiência energética do estágio de média temperatura}$$

$$EER_{\text{BT}} = \frac{Q_{\text{evap,BT}}}{Q_{\text{comp1}}} \quad \text{Rácio de eficiência energética do estágio de baixa temperatura}$$

$$\text{Potencia}_{\text{aqs}} = 240 \quad [\text{kW}] \quad \text{Potência necessária para a recuperação de calor no AQS, disponibilizado pelo software da Bitzer}$$

$$EER_{\text{Refrigerig}} = \frac{Q_{\text{evap,MT}} + Q_{\text{evap,BT}}}{Q_{\text{comp1}} + Q_{\text{comp2}}} \quad \text{EER total da componente de refrigeração -Rácio de eficiência energética}$$

$$EER_{\text{Total}} = \frac{Q_{\text{evap,MT}} + Q_{\text{evap,BT}} + \text{Potencia}_{\text{aqs}}}{Q_{\text{comp1}} + Q_{\text{comp2}}}$$

*EER total da componente de refrigeração mais a componente da recuperação de calor para as águas quentes sanitárias -Rácio de eficiência energética*

#### SOLUTION

**Unit Settings: SI C MPa kJ mass deg**

$$EER_{\text{BT}} = 6.382$$

$$EER_{\text{Total}} = 2.766$$

$$\eta_{\text{is2}} = 0.65 \quad [-]$$

$$m_2 = 0.5729 \quad [\text{Kg/s}]$$

$$m_5 = 1.905 \quad [\text{Kg/s}]$$

$$P_{\text{cond}} = 10 \quad [\text{MPa}]$$

$$Q_{\text{comp1}} = 19.88 \quad [\text{KW}]$$

$$Q_{\text{evap,MT}} = 116.5 \quad [\text{kW}]$$

$$EER_{\text{MT}} = 0.7523$$

$$\text{efitX} = 0.5$$

$$\text{Fluid}\$ = \text{'R744'}$$

$$m_3 = 1.18 \quad [\text{Kg/s}]$$

$$m_6 = 1.905 \quad [\text{Kg/s}]$$

$$P_1 = 4.576 \quad [\text{MPa}]$$

$$Q_{\text{comp2}} = 154.9 \quad [\text{KW}]$$

$$Q_{\text{gc}} = 483.7 \quad [\text{KW}]$$

$$EER_{\text{Refrigerig}} = 1.393$$

$$\eta_{\text{is1}} = 0.65 \quad [-]$$

$$m_1 = 0.6067 \quad [\text{Kg/s}]$$

$$m_4 = 0.7251 \quad [\text{Kg/s}]$$

$$\text{Potencia}_{\text{aqs}} = 240 \quad [\text{kW}]$$

$$P_{\text{sat,BT}} = 2.094 \quad [\text{Mpa}]$$

$$Q_{\text{evap,BT}} = 126.9 \quad [\text{kW}]$$

$$T_{\text{amb}} = 33 \quad [\text{C}]$$

T<sub>evap,BT</sub> = -18 [C]T<sub>evap,MT</sub> = 0 [C]T<sub>sh</sub> = 5 [C]

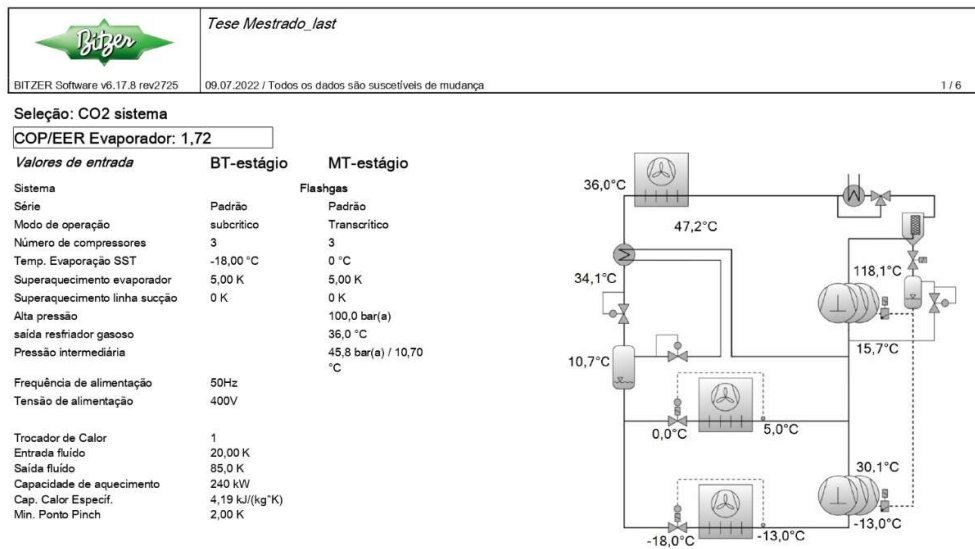
No unit problems were detected. (1 disabled)

**Arrays Table: Main**

	P <sub>i</sub> [Mpa]	T <sub>i</sub> [C]	h <sub>i</sub> [Kj/Kg]	s <sub>i</sub> [KJ/(kg°C)]	x <sub>i</sub>
0			12.35		
1	3.485	23.76	-40.5	-0.7691	
2	10	131	40.81	-0.6968	
3	10	36	-213.2		
4	10	37.79	-205.1		
5	4.576	10.66	-205.1		
6	4.576	10.66	-84.61		1
7	3.485	6.524E-11	-84.61		1
8	4.576	10.66	-279.2		0
9	3.485	6.524E-11	-279.2		
10	3.485	0	-75.88		1
11	3.485	5	-67.19		
12	2.094	-18	-279.2	-0.8003	
13	2.094	-18	-70.08		1
14	2.094	-13	-63.64	-0.7754	
15	3.485	31.46	-30.87	-1.854	
16	3.485	18.61	-48.51		
17	3.485	11.52	-57.15		
18			-42.34		

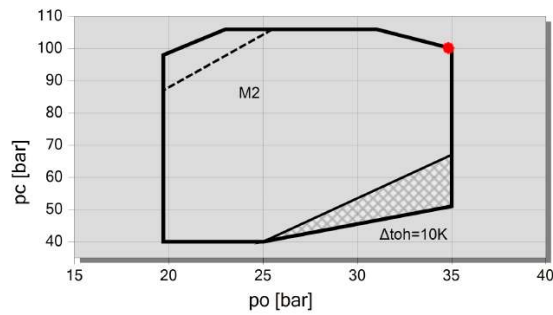
## Anexo 3 - Simulação através do software da Bitzer

BITZER Software v6.17.8 rev2725		Tese Mestrado_last			
		09.07.2022 / Todos os dados são suscetíveis de mudança			
		2 / 6			
<b>Resultado</b>					
<b>Compressor</b>	<b>BT-estágio</b>	<b>4ESL-9K</b>	<b>4ESL-9K</b>	<b>4ESL-9K</b>	<b>4ESL-9K</b>
Frequência do compressor	--	38,0 Hz	--	--	--
Capacidade Evaporador	124,0 kW	33,5 kW	45,3 kW	45,3 kW	45,3 kW
Relação	--	27,0 %	36,5 %	36,5 %	36,5 %
Potência absorvida	17,87 kW	4,97 kW	6,45 kW	6,45 kW	6,45 kW
Corrente	35,9 A	12,07 A	11,91 A	11,91 A	11,91 A
Faixa de Tensão	--	380-420V	380-420V	380-420V	380-420V
Vazão em massa	2071 kg/h	599 kg/h	756 kg/h	756 kg/h	756 kg/h
Superaquecimento total	5,00 K	5,00 K	5,00 K	5,00 K	5,00 K
Temp. gás de Descarga não resfriado	30,1 °C	30,8 °C	29,8 °C	29,8 °C	29,8 °C
<b>Compressor</b>	<b>MT-estágio</b>	<b>4CTE-30K</b>	<b>4CTE-30K</b>	<b>4CTE-30K</b>	<b>4CTE-30K</b>
Frequência do compressor	--	50,0 Hz	--	--	--
Capacidade Evaporador	94,2 kW	31,4 kW	31,4 kW	31,4 kW	31,4 kW
Relação	--	33,3 %	33,3 %	33,3 %	33,3 %
capacidade do resfriador gasoso	345 kW	114,8 kW	114,9 kW	114,9 kW	114,9 kW
Potência absorvida	108,7 kW	36,3 kW	36,2 kW	36,2 kW	36,2 kW
Corrente	180,8 A	59,6 A	60,6 A	60,6 A	60,6 A
Faixa de Tensão	--	380-420V	380-420V	380-420V	380-420V
Vazão em massa	5244 kg/h	1747 kg/h	1749 kg/h	1749 kg/h	1749 kg/h
fluxo massa flash gás	1575 kg/h	--	--	--	--
Superaquecimento total	15,70 K	15,70 K	15,70 K	15,70 K	15,70 K
Temp. gás de Descarga não resfriado	118,1 °C	118,2 °C	118,0 °C	118,0 °C	118,0 °C
alta pressão opcional	88,8 bar(a)	--	--	--	--
<b>Recuperador de calor</b>	<b>Trocador de Calor 1</b>				
Fluxo de massa	3175 kg/h				
ΔT Entrada fluido	27,2 K				
ΔT Saída fluido	33,1 K				
Ponto Pinch	16,08 K				
Log. ΔT	30,1 K				
CO2 saída	47,2 °C				
BT-estágio: Dados Provisórios					
BT-estágio: Temperatura de descarga mínima 50°C (122°F)					



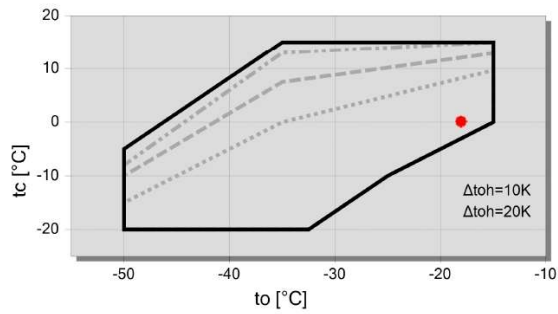
BT-estágio: Consumo de energia na entrada do compressor  
 BT-estágio: Superaquecimento total menor que 10K/18°F  
 MT-estágio: Dados Provisórios  
 MT-estágio: Consumo de energia na entrada do compressor

**Limites de aplicação 100%**



- Legenda**
- M2: motor 2
  - Operação acima da linha designada não permitida para os seguintes compressores: (%%)
  - ▨ depende dos parâmetros de operação
  - A

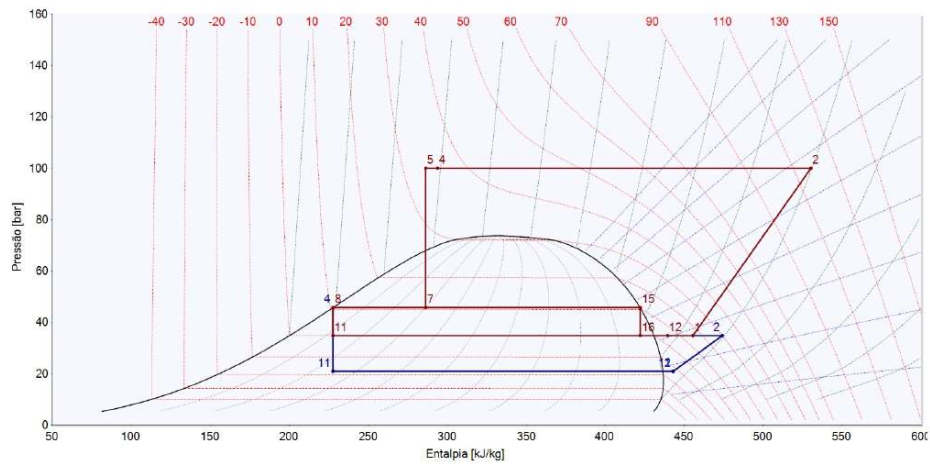
**Limites de aplicação 4ESL-9K**



- Legenda**
- max. tc para frequências = 40Hz
  - max. tc para frequências = 35Hz
  - max. tc para frequências = 25Hz
  - A



diagrama p,h



**BT-estágio**

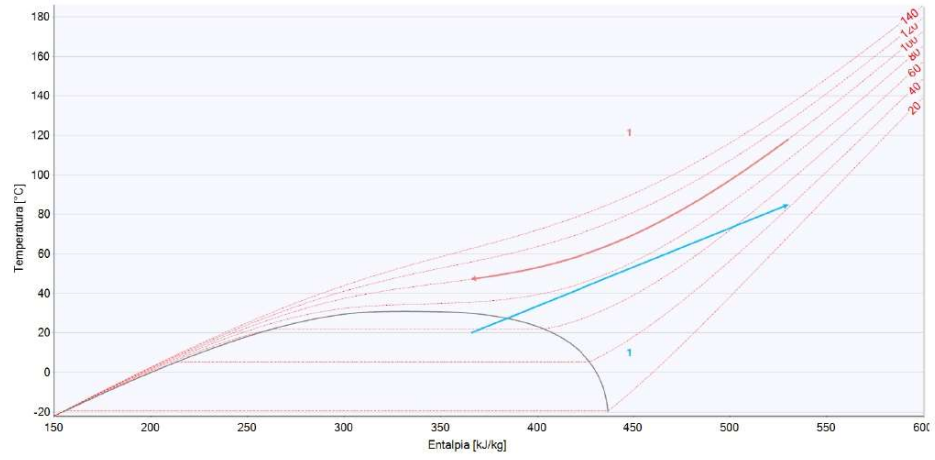
- 1 - 2    Compressão
- 4 - 11    Expansão
- 11-12    Evaporação
- 12 - 1    Superaquecimento na linha de sucção

**MT-estágio**

- 1 - 2    Compressão
- 2 - 4    Resfriador gasoso / Condensação
- 4 - 5    IHX sub-resfriamento
- 5 - 7    Expansão p/ pressão intermediária
- 7 - 8    Tanque intermediário : saída de líquido
- 8 - 11    Expansão p/ a pressão evaporação
- 11 - 12    Evaporação
- 12 - 1    Superaquecimento Total
- 7 - 15    Tanque intermediário: saída gás
- 15 - 16    Expansão p/ pressão de evaporação



diagrama t,h



## Anexo 4 - Cálculo no EES das tabelas lookup e impressões

File:calculos\_plot.EES

7/23/2022 4:13:58 PM Page 1

EES Ver. 11.091: #4617: For use only by Pedro Miguel Caldeira Renda Profitec Engineering Seychelles. Africa

```
{!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!}
```

```
{ Calculo da Potencia Frigorifica do estágio de Baixa temperatura}
```

```
$constant rown# =10
```

```
Duplicate i=1,rown#
```

```
tc[i] = lookup('Tese',i,'TC')
```

```
to[i] = lookup('Tese',i,'To')
```

```
c1[i]=92083.59054
```

```
c2[i]=2800.793206
```

```
c3[i]=-1296.027129
```

```
c4[i]=28.69985139
```

```
c5[i]=-30.34751977
```

```
c6[i]=-3.558636843
```

```
c7[i]=0.102210946
```

```
c8[i]=-0.190297562
```

```
c9[i]=-0.093282518
```

```
c10[i]=0.014655413
```

```
{tc- Temperatura de Condensação, no caso do estágio de baixa temperatura a temperatura de condensação é a temperatura de  
evaporação de média temperatura 0 C}
```

```
{to- Temperatura de evaporação, no caso do estágio de baixa temperatura a temperatura de evaporação de média temperatura -18  
C}
```

```
potfrig[i]= (c1[i] + c2[i]*to[i] + c3[i]*tc[i] + c4[i]*(to[i])^2 + c5[i]*to[i]*tc[i] + c6[i]*(tc[i])^2 + c7[i]*(to[i])^3 + c8[i]*tc[i]*(to[i])^2 + c9[i]*to[i]*(tc[i])  
^2 + c10[i]*(tc[i])^3)*3/1000
```

```
End
```

```
n$ = 'Potfrig_BE'
```

```
x$ = 'Tese'
```

```
$copytolookup x$ n$ 1,potfrig[1..rown#]
```

```
{!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!}
```

```
{ Cálculo do caudal mássico do fluido refrigerante R744 para o compressor de alta temperatura }
```

```
$constant rown# =10
```

```
Duplicate i=1,rown#
```

```
p_HP[i] = lookup('Tese',i,'p_HP')
```

```
to_mt[i] = lookup('Tese',i,'To_mt')
```

```
c11[i]=2673.941036
```

```
c12[i]=81.54679558
```

```
c13[i]=-12.47357102
```

```
c14[i]=1.086422743
```

```
c15[i]=-0.239671014
```

```
c16[i]=0.055703649
```

```
c17[i]=0.00709617
```

```
c18[i]=-0.00130906
```

```
c19[i]=0.000590863
```

```
c20[i]=-0.000144511
```

```
{p_HP- Pressão de Condensação no estágio de alta temperatura, no caso do estágio de alta temperatura a pressão de condensação é 100 bar}
```

```
{to_mt- Temperatura de evaporação, no caso do estágio de baixa temperatura a temperatura de evaporação de média temperatura -18 C}
```

```
caumass_mt[i]= ( c11[i] + c12[i]*to_mt[i] + c13[i]*p_HP[i] + c14[i]*(to_mt[i])^2 + c15[i]*to_mt[i]*p_HP[i] + c16[i]*(p_HP[i])^2 + c17[i]*(to_mt[i])^3 + c18[i]*p_HP[i]*(to_mt[i])^2 + c19[i]*to_mt[i]*(p_HP[i])^2 + c20[i]*(p_HP[i])^3)/3600*3
```

```
End
```

```
y$ = 'caudal_mt'
```

```
a$ = 'Tese'
```

```
$copytolookup a$ y$ 1,caumass_mt[1..rown#]
```

```
{!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!}
```

*{ Cálculo da caudal mássico do compressor BT}*

\$constant rown# =10

Duplicate i=1,rown#

tc\_mt[i] = lookup('Tese',i,'TC')

to\_mt\_evap[i] = lookup('Tese',i,'To')

c21[i]=1332.184644

c22[i]=40.83910972

c23[i]=-6.07656041

c24[i]=0.43365386

c25[i]=-0.084318967

c26[i]=-0.063928854

c27[i]=0.001681139

c28[i]=-9.32019E-05

c29[i]=-0.001313235

c30[i]=0.000204783

*{tc- Temperatura de Condensação, no caso do estágio de baixa temperatura a temperatura de condensação é a temperatura de evaporação de média temperatura 0 C}*

*{to- Temperatura de evaporação, no caso do estágio de baixa temperatura a temperatura de evaporação de média temperatura -18 C}*

caumass\_bt[i]= (c21[i] + c22[i]\*to\_mt\_evap[i] + c23[i]\*tc\_mt[i] + c24[i]\*(to\_mt\_evap[i])^2 + c25[i]\*to\_mt\_evap[i]\*tc\_mt[i] + c26[i]\*(tc\_mt[i])^2 + c27[i]\*(to\_mt\_evap[i])^3 + c28[i]\*tc\_mt[i]\*(to\_mt\_evap[i])^2 + c29[i]\*to\_mt\_evap[i]\*(tc\_mt[i])^2 + c30[i]\*(tc\_mt[i])^3)/3600\*3

End

b\$ = 'caudal\_bt'

c\$ = 'Tese'

\$copytolookup c\$ b\$ 1,caumass\_bt[1..rown#]

*{!!}*

*{ Cálculo da Potencia Frigorífica do estágio de temperatura Média}*

\$constant rown# =10

Duplicate i=1,rown#

m\_2[i] = lookup('Tese',i,'m\_2')

h10[i]=-75.88 [KJ/Kg]

h9[i]=-279.2 [KJ/Kg]

Q\_evap\_MT[i]=m\_2[i]\*(h10[i]-h9[i])

End

d\$ = 'Q\_evap\_mt'

e\$ = 'Tese'

\$copytolookup e\$ d\$ 1,Q\_evap\_MT[1..rown#]

{!!}

{ Cálculo da Potencia do consumo elétrico do compressor BT }

\$constant rown# =10

Duplicate i=1,rown#

tc\_potelect[i] = lookup('Tese',i,'TC')

to\_potelect[i] = lookup('Tese',i,'To')

c31[i]=1434.069489

c32[i]=-417.2932553

c33[i]=444.2264254

c34[i]=-8.433919071

c35[i]=9.439459041

c36[i]=0.285233451

c37[i]=-0.040422192

c38[i]=0.043180399

c39[i]=0.019030146

c40[i]=-0.00889289

*{tc- Temperatura de Condensação, no caso do estágio de baixa temperatura a temperatura de condensação é a temperatura de evaporação de média temperatura 0 C}*

*{to- Temperatura de evaporação, no caso do estágio de baixa temperatura a temperatura de evaporação de média temperatura -18 C}*

potelet\_bt[i]= (c31[i] + c32[i]\*to\_potelect[i] + c33[i]\*tc\_potelect[i] + c34[i]\*(to\_potelect[i])^2 + c35[i]\*to\_potelect[i]\*tc\_potelect[i] + c36[i]\*(tc\_potelect[i])^2 + c37[i]\*(to\_potelect[i])^3 + c38[i]\*tc\_potelect[i]\*(to\_potelect[i])^2 + c39[i]\*to\_potelect[i]\*(tc\_potelect[i])^2 + c40[i]\*(tc\_potelect[i])^3)/1000

End

f\$ = 'Pot\_elec\_bt'

g\$ = 'Tese'

\$copytolookup g\$ f\$ 1,potelet\_bt[1..rown#]

{!!}

*{ Cálculo da Potencia do consumo eletrico do compressor MT}*

\$constant rown# =10

Duplicate i=1,rown#

p\_HP\_elec\_mt[i] = lookup('Tese',i,'p\_HP')

to\_elec\_mt[i] = lookup('Tese',i,'To\_mt')

c41[i]=-10663.426

c42[i]=-658.20032

c43[i]=593.15907

c44[i]=-4.2545528

c45[i]=8.760477

c46[i]=-0.92953647

c47[i]=0.050642946

c48[i]=-0.00029885

c49[i]=-0.003126253

c50[i]=-0.00317219

*{p\_HP- Pressão de Condensação no estágio de alta temperatura, no caso do estágio de alta temperatura a pressão de condensação é 100 bar}*

*{to- Temperatura de evaporação, de média temperatura -18 C}*

potelet\_mt[i]= (c41[i] + c42[i]\*to\_elec\_mt[i] + c43[i]\*p\_HP\_elec\_mt[i] + c44[i]\*(to\_elec\_mt[i])^2 + c45[i]\*to\_elec\_mt[i]\*p\_HP\_elec\_mt[i] + c46[i]\*(p\_HP\_elec\_mt[i])^2 + c47[i]\*(to\_elec\_mt[i])^3 + c48[i]\*p\_HP\_elec\_mt[i]\*(to\_elec\_mt[i])^2 + c49[i]\*to\_elec\_mt[i]\*(p\_HP\_elec\_mt[i])^2 + c50[i]\*(p\_HP\_elec\_mt[i])^3)/1000  
End

h\$ = 'Pot\_elec\_mt'

I\$ = 'Tese'

\$copytolookup I\$ h\$ 1,potelet\_mt[1..rown#]

{!!}

*{Cálculo da Potência do arrefecedor de calor }*

\$constant rown#=10

Duplicate i=1,rown#

T1[i] = lookup('Tese',i,'T1')

T2[i] = lookup('Tese',i,'T2')

p[i]=100 [bar]

h2[i]=enthalpy(R744,T=T2[i],P=P[i])

End

j\$ = 'Tese'

K\$='h2'

\$copytolookup j\$ K\$ 1,h2[1..rown#]

\$constant rown#=10

Duplicate i=1,rown#

T3[i]= lookup('Tese',i,'Ambiente temperature')

```

p3[i]=100 [bar]
h_b3[i]=enthalpy(R744,T=T3[i]+3,P=P3[i])
End
L$ = 'Tese'
m$='h3'
$copytolookup L$ m$ 1,h_b3[1..rown#]

$constant rown#=10
Duplicate i=1,rown#
m[i]=1.533 [Kg/s]
h_2[i]=21.7 [KJ/Kg]
h_3[i]=lookup('Tese',i,'h3')
Pot_aref_gas[i]=m[i]*(h_2[i]-h_3[i])
End
o$ = 'Tese'
p$='Potência do arrefecedor de gas'
$copytolookup o$ p$ 1,Pot_aref_gas[1..rown#]

tc_i = Lookup ('Tese', i, 'TC' )    (for i = 1 to rown#)
to_i = Lookup ('Tese', i, 'To' )    (for i = 1 to rown#)

c1_i = 92084    (for i = 1 to rown#)
c2_i = 2801    (for i = 1 to rown#)
c3_i = - 1296    (for i = 1 to rown#)
c4_i = 28.7    (for i = 1 to rown#)
c5_i = - 30.35    (for i = 1 to rown#)
c6_i = - 3.559    (for i = 1 to rown#)
c7_i = 0.1022    (for i = 1 to rown#)
c8_i = - 0.1903    (for i = 1 to rown#)
c9_i = - 0.093282518    (for i = 1 to rown#)
c10_i = 0.014655413    (for i = 1 to rown#)

```

$$\text{potfrig}_i = (c1_i + c2_i \cdot \text{to}_i + c3_i \cdot \text{tc}_i + c4_i \cdot \text{to}_i^2 + c5_i \cdot \text{to}_i \cdot \text{tc}_i + c6_i \cdot \text{tc}_i^2 + c7_i \cdot \text{to}_i^3 + c8_i \cdot \text{tc}_i \cdot \text{to}_i^2 + c9_i \cdot \text{to}_i \cdot \text{tc}_i^2 + c10_i \cdot \text{tc}_i^3) \cdot \frac{3}{1000} \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

n\$ = 'Potfrig<sub>BE</sub>'

x\$ = 'Tese'

p<sub>HP,i</sub> = **Lookup** ('Tese', i, 'p<sub>HP</sub>') (for i = 1 to rown#)

to<sub>mt,i</sub> = **Lookup** ('Tese', i, 'To<sub>mt</sub>') (for i = 1 to rown#)

c11<sub>i</sub> = 2674 (for i = 1 to rown#)

c12<sub>i</sub> = 81.55 (for i = 1 to rown#)

c13<sub>i</sub> = - 12.47 (for i = 1 to rown#)

c14<sub>i</sub> = 1.086 (for i = 1 to rown#)

c15<sub>i</sub> = - 0.2397 (for i = 1 to rown#)

c16<sub>i</sub> = 0.055703649 (for i = 1 to rown#)

c17<sub>i</sub> = 0.00709617 (for i = 1 to rown#)

c18<sub>i</sub> = - 0.00130906 (for i = 1 to rown#)

c19<sub>i</sub> = 0.000590863 (for i = 1 to rown#)

c20<sub>i</sub> = - 0.000144511 (for i = 1 to rown#)

$$\text{caumass}_{\text{mt},i} = \left[ \frac{c11_i + c12_i \cdot \text{to}_{\text{mt},i} + c13_i \cdot p_{\text{HP},i} + c14_i \cdot \text{to}_{\text{mt},i}^2 + c15_i \cdot \text{to}_{\text{mt},i} \cdot p_{\text{HP},i} + c16_i \cdot p_{\text{HP},i}^2 + c17_i \cdot \text{to}_{\text{mt},i}^3 + c18_i \cdot p_{\text{HP},i} \cdot \text{to}_{\text{mt},i}}{3600} \right] \cdot 3 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

y\$ = 'caudal<sub>mt</sub>'

a\$ = 'Tese'

tc<sub>mt,i</sub> = **Lookup** ('Tese', i, 'TC') (for i = 1 to rown#)

to<sub>mt,evap,i</sub> = **Lookup** ('Tese', i, 'To') (for i = 1 to rown#)

c21<sub>i</sub> = 1332 (for i = 1 to rown#)

c22<sub>i</sub> = 40.84 (for i = 1 to rown#)

c23<sub>i</sub> = - 6.077 (for i = 1 to rown#)

c24<sub>i</sub> = 0.43365386 (for i = 1 to rown#)

c25<sub>i</sub> = - 0.084318967 (for i = 1 to rown#)

$$c26_i = -0.063928854 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$c27_i = 0.001681139 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$c28_i = -0.0000932019 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$c29_i = -0.001313235 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$c30_i = 0.000204783 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$caumass_{bt,i} = \frac{c21_i + c22_i \cdot to_{mt,evap,i} + c23_i \cdot tc_{mt,i} + c24_i \cdot to_{mt,evap,i}^2 + c25_i \cdot to_{mt,evap,i} \cdot tc_{mt,i} + c26_i \cdot tc_{mt,i}^2 + c27_i \cdot to_{mt,evap,i}^3 + c28_i \cdot tc_{mt,i}^3 + c29_i \cdot to_{mt,evap,i}^4 + c30_i \cdot tc_{mt,i}^4}{3600} \cdot 3 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$b\$ = 'caudal_{bt}'$$

$$c\$ = 'Tese'$$

$$m_{2,i} = \text{Lookup}('Tese', i, 'm_2') \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$h10_i = -75.88 \text{ [kJ/kg]} \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$h9_i = -279.2 \text{ [kJ/kg]} \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$Q_{evap,MT,i} = m_{2,i} \cdot (h10_i - h9_i) \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$d\$ = 'Q_{evap,mt}'$$

$$e\$ = 'Tese'$$

$$tc_{polelect,i} = \text{Lookup}('Tese', i, 'TC') \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$to_{polelect,i} = \text{Lookup}('Tese', i, 'To') \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$c31_i = 1434 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$c32_i = -417.3 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$c33_i = 444.2 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$c34_i = -8.434 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$c35_i = 9.439 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$c36_i = 0.2852 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$c37_i = -0.040422192 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$c38_i = 0.043180399 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$c39_i = 0.019030146 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$c40_i = -0.00889289 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$\text{potelet}_{bt,i} = (c31_i + c32_i \cdot \text{to}_{\text{potelect},i} + c33_i \cdot \text{tc}_{\text{potelect},i} + c34_i \cdot \text{to}_{\text{potelect},i}^2 + c35_i \cdot \text{to}_{\text{potelect},i} \cdot \text{tc}_{\text{potelect},i} + c36_i \cdot \text{tc}_{\text{potelect},i}^2 + c37_i \cdot \text{to}_{\text{potelect},i}^3 + c38_i \cdot \text{tc}_{\text{potelect},i} \cdot \text{to}_{\text{potelect},i}^2 + c39_i \cdot \text{to}_{\text{potelect},i} \cdot \text{tc}_{\text{potelect},i}^2 + c40_i \cdot \text{tc}_{\text{potelect},i}^3) \cdot \frac{3}{1000} \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$f\$ = \text{'Pot}_{\text{elec},bt}$$

$$g\$ = \text{'Tese'}$$

$$p_{\text{HP,elec},mt,i} = \text{Lookup}(\text{'Tese'}, i, \text{'p}_{\text{HP}}') \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$\text{to}_{\text{elec},mt,i} = \text{Lookup}(\text{'Tese'}, i, \text{'To}_{\text{mt}}') \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$c41_i = -10663.426 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$c42_i = -658.20032 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$c43_i = 593.15907 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$c44_i = -4.2545528 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$c45_i = 8.760477 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$c46_i = -0.92953647 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$c47_i = 0.050642946 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$c48_i = -0.00029885 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$c49_i = -0.003126253 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$c50_i = -0.00317219 \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$\text{potelet}_{mt,i} = (c41_i + c42_i \cdot \text{to}_{\text{elec},mt,i} + c43_i \cdot p_{\text{HP,elec},mt,i} + c44_i \cdot \text{to}_{\text{elec},mt,i}^2 + c45_i \cdot \text{to}_{\text{elec},mt,i} \cdot p_{\text{HP,elec},mt,i} + c46_i \cdot p_{\text{HP,elec},mt,i}^2 + c47_i \cdot \text{to}_{\text{elec},mt,i}^3 + c48_i \cdot p_{\text{HP,elec},mt,i} \cdot \text{to}_{\text{elec},mt,i}^2 + c49_i \cdot \text{to}_{\text{elec},mt,i} \cdot p_{\text{HP,elec},mt,i}^2 + c50_i \cdot p_{\text{HP},i}^3) \cdot \frac{3}{1000} \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$h\$ = \text{'Pot}_{\text{elec},mt}$$

$$i\$ = \text{'Tese'}$$

$$T1_i = \text{Lookup}(\text{'Tese'}, i, \text{'T1'}) \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$T2_i = \text{Lookup}(\text{'Tese'}, i, \text{'T2'}) \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$P_i = 100 \text{ [bar]} \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$h2_i = h(R744, T = T2_i, P = P_i) \quad (\text{for } i = 1 \text{ to rown\#})$$

$$j\$ = \text{'Tese'}$$

```

K$ = 'h2'

T3i = Lookup ('Tese', i, 'Ambiente temperature') (for i = 1 to rown#)

P3i = 100 [bar] (for i = 1 to rown#)

hb3,i = h (R744 , T = T3i + 3, P = P3i) (for i = 1 to rown#)

L$ = 'Tese'

m$ = 'h3'

mi = 1.533 [kg/s] (for i = 1 to rown#)

h2,i = 21.7 [kJ/kg] (for i = 1 to rown#)

h3,i = Lookup ('Tese', i, 'h3' ) (for i = 1 to rown#)

Potaref,gas,i = mi · (h2,i - h3,i) (for i = 1 to rown#)

o$ = 'Tese'

p$ = 'Potência do arrefecedor de ga

```

## SOLUTION

**Unit Settings: SI C bar kJ mass rad**

```

a$ = 'Tese'
c$ = 'Tese'
e$ = 'Tese'
g$ = 'Tese'
l$ = 'Tese'
K$ = 'h2'
m$ = 'h3'
o$ = 'Tese'
x$ = 'Tese'

b$ = 'caudal_bt'
d$ = 'Q_evap_mt'
f$ = 'Pot_elec_bt'
h$ = 'Pot_elec_mt'
j$ = 'Tese'
L$ = 'Tese'
n$ = 'Potfrig_BE'
p$ = 'Potência do arrefecedor de gas'
y$ = 'caudal_mt'

```

70 potential unit problems were detected.

EES suggested units (shown in purple) for c1[1] c1[2] c1[3] c1[4] c1[5] c1[6] .

**Arrays Table: Main**

	c1 <sub>i</sub>	c10 <sub>i</sub>	c2 <sub>i</sub>	c3 <sub>i</sub>	c4 <sub>i</sub>	c5 <sub>i</sub>	c6 <sub>i</sub>	c7 <sub>i</sub>	c8 <sub>i</sub>	c9 <sub>i</sub>	tc <sub>i</sub>
	[C]										[C]
1	92084	0.01466	2801	-1296	28.7	-30.35	-3.559	0.1022	-0.1903	-0.09328	4
2	92084	0.01466	2801	-1296	28.7	-30.35	-3.559	0.1022	-0.1903	-0.09328	5
3	92084	0.01466	2801	-1296	28.7	-30.35	-3.559	0.1022	-0.1903	-0.09328	6
4	92084	0.01466	2801	-1296	28.7	-30.35	-3.559	0.1022	-0.1903	-0.09328	7
5	92084	0.01466	2801	-1296	28.7	-30.35	-3.559	0.1022	-0.1903	-0.09328	8
6	92084	0.01466	2801	-1296	28.7	-30.35	-3.559	0.1022	-0.1903	-0.09328	9
7	92084	0.01466	2801	-1296	28.7	-30.35	-3.559	0.1022	-0.1903	-0.09328	9.5
8	92084	0.01466	2801	-1296	28.7	-30.35	-3.559	0.1022	-0.1903	-0.09328	10
9	92084	0.01466	2801	-1296	28.7	-30.35	-3.559	0.1022	-0.1903	-0.09328	10.7

**Arrays Table: Main**

	c1 <sub>i</sub>	c10 <sub>i</sub>	c2 <sub>i</sub>	c3 <sub>i</sub>	c4 <sub>i</sub>	c5 <sub>i</sub>	c6 <sub>i</sub>	c7 <sub>i</sub>	c8 <sub>i</sub>	c9 <sub>i</sub>	tc <sub>i</sub>
	[C]										[C]
10	92084	0.01466	2801	-1296	28.7	-30.35	-3.559	0.1022	-0.1903	-0.09328	11.7

**Arrays Table: Main**

	to <sub>i</sub>	potfrigi <sub>i</sub>	c11 <sub>i</sub>	c12 <sub>i</sub>	c13 <sub>i</sub>	c14 <sub>i</sub>	c15 <sub>i</sub>	c16 <sub>i</sub>	c17 <sub>i</sub>	c18 <sub>i</sub>
	[C]	[KW]	[C]							
1	-22	121.1	2674	81.55	-12.47	1.086	-0.2397	0.0557	0.007096	-0.001309
2	-21	123.7	2674	81.55	-12.47	1.086	-0.2397	0.0557	0.007096	-0.001309
3	-20	126.2	2674	81.55	-12.47	1.086	-0.2397	0.0557	0.007096	-0.001309
4	-19	128.8	2674	81.55	-12.47	1.086	-0.2397	0.0557	0.007096	-0.001309
5	-18	131.3	2674	81.55	-12.47	1.086	-0.2397	0.0557	0.007096	-0.001309
6	-17	133.8	2674	81.55	-12.47	1.086	-0.2397	0.0557	0.007096	-0.001309
7	-16.5	135	2674	81.55	-12.47	1.086	-0.2397	0.0557	0.007096	-0.001309
8	-16	136.2	2674	81.55	-12.47	1.086	-0.2397	0.0557	0.007096	-0.001309
9	-15.5	136.9	2674	81.55	-12.47	1.086	-0.2397	0.0557	0.007096	-0.001309
10	-15	136.7	2674	81.55	-12.47	1.086	-0.2397	0.0557	0.007096	-0.001309

**Arrays Table: Main**

	c19 <sub>i</sub>	c20 <sub>i</sub>	caumass <sub>mt,i</sub>	P <sub>HP,i</sub>	to <sub>mt,i</sub>	c21 <sub>i</sub>	c22 <sub>i</sub>	c23 <sub>i</sub>	c24 <sub>i</sub>
			[Kg/s]	[bar]	[C]	[C]			
1	0.0005909	-0.0001445	1.451	90	-2.5	1332	40.84	-6.077	0.4337
2	0.0005909	-0.0001445	1.467	92	-2	1332	40.84	-6.077	0.4337
3	0.0005909	-0.0001445	1.483	94	-1.5	1332	40.84	-6.077	0.4337
4	0.0005909	-0.0001445	1.499	96	-1	1332	40.84	-6.077	0.4337
5	0.0005909	-0.0001445	1.516	98	-0.5	1332	40.84	-6.077	0.4337
6	0.0005909	-0.0001445	1.533	100	0	1332	40.84	-6.077	0.4337
7	0.0005909	-0.0001445	1.545	103	0.5	1332	40.84	-6.077	0.4337
8	0.0005909	-0.0001445	1.558	106	1	1332	40.84	-6.077	0.4337
9	0.0005909	-0.0001445	1.571	109	1.5	1332	40.84	-6.077	0.4337
10	0.0005909	-0.0001445	1.584	112	2	1332	40.84	-6.077	0.4337

**Arrays Table: Main**

	c25 <sub>i</sub>	c26 <sub>i</sub>	c27 <sub>i</sub>	c28 <sub>i</sub>	c29 <sub>i</sub>	c30 <sub>i</sub>	caumass <sub>bt,i</sub>	tc <sub>mt,i</sub>
								[C]
1	-0.08432	-0.06393	0.001681	-0.0000932	-0.001313	0.0002048	0.5067	4
2	-0.08432	-0.06393	0.001681	-0.0000932	-0.001313	0.0002048	0.523	5
3	-0.08432	-0.06393	0.001681	-0.0000932	-0.001313	0.0002048	0.5396	6
4	-0.08432	-0.06393	0.001681	-0.0000932	-0.001313	0.0002048	0.5566	7
5	-0.08432	-0.06393	0.001681	-0.0000932	-0.001313	0.0002048	0.5738	8
6	-0.08432	-0.06393	0.001681	-0.0000932	-0.001313	0.0002048	0.5914	9
7	-0.08432	-0.06393	0.001681	-0.0000932	-0.001313	0.0002048	0.6004	9.5
8	-0.08432	-0.06393	0.001681	-0.0000932	-0.001313	0.0002048	0.6094	10
9	-0.08432	-0.06393	0.001681	-0.0000932	-0.001313	0.0002048	0.6176	10.7
10	-0.08432	-0.06393	0.001681	-0.0000932	-0.001313	0.0002048	0.6244	11.7

**Arrays Table: Main**

	to <sub>mt,evap,i</sub>	Q <sub>evap,MT,i</sub>	h10 <sub>i</sub>	h9 <sub>i</sub>	m2 <sub>i</sub>	c31 <sub>i</sub>	c32 <sub>i</sub>	c33 <sub>i</sub>	c34 <sub>i</sub>	c35 <sub>i</sub>
	[C]	[kJ/s]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[Kg/s]	[C]				
1	-22	81.33	-75.88	-279.2	0.4	1434	-417.3	444.2	-8.434	9.439

**Arrays Table: Main**

	$t_{m, \text{evap}, i}$ [C]	$Q_{\text{evap}, \text{MT}, i}$ [kJ/s]	$h_{10, i}$ [kJ/kg]	$h_{9, i}$ [kJ/kg]	$m_{2, i}$ [kg/s]	$c_{31, i}$ [C]	$c_{32, i}$	$c_{33, i}$	$c_{34, i}$	$c_{35, i}$
2	-21	91.49	-75.88	-279.2	0.45	1434	-417.3	444.2	-8.434	9.439
3	-20	101.7	-75.88	-279.2	0.5	1434	-417.3	444.2	-8.434	9.439
4	-19	107.8	-75.88	-279.2	0.53	1434	-417.3	444.2	-8.434	9.439
5	-18	117.9	-75.88	-279.2	0.58	1434	-417.3	444.2	-8.434	9.439
6	-17	122	-75.88	-279.2	0.6	1434	-417.3	444.2	-8.434	9.439
7	-16.5	126.1	-75.88	-279.2	0.62	1434	-417.3	444.2	-8.434	9.439
8	-16	134.2	-75.88	-279.2	0.66	1434	-417.3	444.2	-8.434	9.439
9	-15.5	142.3	-75.88	-279.2	0.7	1434	-417.3	444.2	-8.434	9.439
10	-15	148.4	-75.88	-279.2	0.73	1434	-417.3	444.2	-8.434	9.439

**Arrays Table: Main**

	$c_{36, i}$	$c_{37, i}$	$c_{38, i}$	$c_{39, i}$	$c_{40, i}$	$\text{potelet}_{\text{bt}, i}$	$\text{tc}_{\text{potelect}, i}$ [C]	$\text{to}_{\text{potelect}, i}$ [C]	$c_{41, i}$
1	0.2852	-0.04042	0.04318	0.01903	-0.008893	23.97	4	-22	-10663
2	0.2852	-0.04042	0.04318	0.01903	-0.008893	24.52	5	-21	-10663
3	0.2852	-0.04042	0.04318	0.01903	-0.008893	25.08	6	-20	-10663
4	0.2852	-0.04042	0.04318	0.01903	-0.008893	25.66	7	-19	-10663
5	0.2852	-0.04042	0.04318	0.01903	-0.008893	26.24	8	-18	-10663
6	0.2852	-0.04042	0.04318	0.01903	-0.008893	26.84	9	-17	-10663
7	0.2852	-0.04042	0.04318	0.01903	-0.008893	27.14	9.5	-16.5	-10663
8	0.2852	-0.04042	0.04318	0.01903	-0.008893	27.45	10	-16	-10663
9	0.2852	-0.04042	0.04318	0.01903	-0.008893	27.94	10.7	-15.5	-10663
10	0.2852	-0.04042	0.04318	0.01903	-0.008893	28.72	11.7	-15	-10663

**Arrays Table: Main**

	$c_{42, i}$	$c_{43, i}$	$c_{44, i}$	$c_{45, i}$	$c_{46, i}$	$c_{47, i}$	$c_{48, i}$	$c_{49, i}$	$c_{50, i}$
1	-658.2	593.2	-4.255	8.76	-0.9295	0.05064	-0.0002989	-0.003126	-0.003172
2	-658.2	593.2	-4.255	8.76	-0.9295	0.05064	-0.0002989	-0.003126	-0.003172
3	-658.2	593.2	-4.255	8.76	-0.9295	0.05064	-0.0002989	-0.003126	-0.003172
4	-658.2	593.2	-4.255	8.76	-0.9295	0.05064	-0.0002989	-0.003126	-0.003172
5	-658.2	593.2	-4.255	8.76	-0.9295	0.05064	-0.0002989	-0.003126	-0.003172
6	-658.2	593.2	-4.255	8.76	-0.9295	0.05064	-0.0002989	-0.003126	-0.003172
7	-658.2	593.2	-4.255	8.76	-0.9295	0.05064	-0.0002989	-0.003126	-0.003172
8	-658.2	593.2	-4.255	8.76	-0.9295	0.05064	-0.0002989	-0.003126	-0.003172
9	-658.2	593.2	-4.255	8.76	-0.9295	0.05064	-0.0002989	-0.003126	-0.003172
10	-658.2	593.2	-4.255	8.76	-0.9295	0.05064	-0.0002989	-0.003126	-0.003172

**Arrays Table: Main**

	$\text{potelet}_{\text{mt}, i}$	$\text{P}_{\text{HP}, \text{elec}, \text{mt}, i}$ [Bar]	$\text{to}_{\text{elec}, \text{mt}, i}$	$p_i$ [bar]	$T_{1, i}$ [C]	$T_{2, i}$ [C]	$h_{2, i}$ [kJ/kg]	$T_{3, i}$ [C]	$p_{3, i}$ [bar]	$\text{Pot}_{\text{aref}, \text{gas}, i}$ [kJ/s]
1	97.77	90	-2.5	100	13.95	116.8	21.68	23	100	412.7
2	99.93	92	-2	100	9.291	109.8	11.81	25	100	403.5
3	102.1	94	-1.5	100	8.661	108.8	10.38	26	100	398.7
4	104.2	96	-1	100	8.033	107.9	9.076	28	100	388.7
5	106.4	98	-0.5	100	7.615	107.2	8.061	29	100	383.4
6	108.6	100	0	100	6.989	106.2	6.602	30	100	378
7	111.6	103	0.5	100	6.157	104.9	4.694	31	100	372.3
8	114.7	106	1	100	5.536	103.9	3.215	32	100	366.3
9	117.7	109	1.5	100	4.503	102	0.3805	33	100	360

**Arrays Table: Main**

	$\text{potelet}_{\text{mt},i}$	$\text{P}_{\text{HP,elec,mt},i}$ [Bar]	$\text{to}_{\text{elec,mt},i}$	$\text{p}_i$ [bar]	$\text{T1}_i$ [C]	$\text{T2}_i$ [C]	$\text{h2}_i$ [kJ/kg]	$\text{T3}_i$ [C]	$\text{p3}_i$ [bar]	$\text{Pot}_{\text{arref,gas},i}$ [kJ/s]
10	120.6	112	2	100	3.476	100.6	-1.731	35	100	346.2

**Arrays Table: Main**

	$\text{m}_i$ [kg/s]	$\text{h}_{2,i}$ [kJ/kg]	$\text{h}_{3,i}$ [kJ/kg]	$\text{h}_{\text{b3},i}$
1	1.533	21.7	-247.5	-247.5
2	1.533	21.7	-241.5	-241.5
3	1.533	21.7	-238.4	-238.4
4	1.533	21.7	-231.8	-231.8
5	1.533	21.7	-228.4	-228.4
6	1.533	21.7	-224.9	-224.9
7	1.533	21.7	-221.1	-221.1
8	1.533	21.7	-217.3	-217.3
9	1.533	21.7	-213.2	-213.2
10	1.533	21.7	-204.2	-204.2

**Lookup Table: Tese**

	TC [C]	To [C]	To <sub>mt</sub>	$\text{P}_{\text{HP}}$ [Bar]	Temperatura do gás na saída do arrefecedor de gas
Row 1	4	-22	-2.5	90	26
Row 2	5	-21	-2	92	28
Row 3	6	-20	-1.5	94	29
Row 4	7	-19	-1	96	31
Row 5	8	-18	-0.5	98	32
Row 6	9	-17	0	100	33
Row 7	9.5	-16.5	0.5	103	34
Row 8	10	-16	1	106	35
Row 9	10.7	-15.5	1.5	109	36
Row 10	11.7	-15	2	112	38

**Lookup Table: Tese**

	Ambiente temperature [C]	$\text{Pot}_{\text{frig,BE}}$ [KW]	$\text{caudal}_{\text{mt}}$ [Kg/s]	$\text{Caudal}_{\text{bt}}$ [Kg/s]	$\text{m}_2$ [Kg/s]	$\text{Q}_{\text{evap,mt}}$ [KW]	$\text{Pot}_{\text{elec,bt}}$ [KW]	$\text{Pot}_{\text{elec,mt}}$ [KW]	
Row 1		23	121.1	1.451	0.5067	0.4	81.33	23.97	97.77
Row 2		25	123.7	1.467	0.523	0.45	91.49	24.52	99.93
Row 3		26	126.2	1.483	0.5396	0.5	101.7	25.08	102.1
Row 4		28	128.8	1.499	0.5566	0.53	107.8	25.66	104.2
Row 5		29	131.3	1.516	0.5738	0.58	117.9	26.24	106.4
Row 6		30	133.8	1.533	0.5914	0.6	122	26.84	108.6
Row 7		31	135	1.545	0.6004	0.62	126.1	27.14	111.6
Row 8		32	136.2	1.558	0.6094	0.66	134.2	27.45	114.7
Row 9		33	136.9	1.571	0.6176	0.7	142.3	27.94	117.7
Row 10		35	136.7	1.584	0.6244	0.73	148.4	28.72	120.6

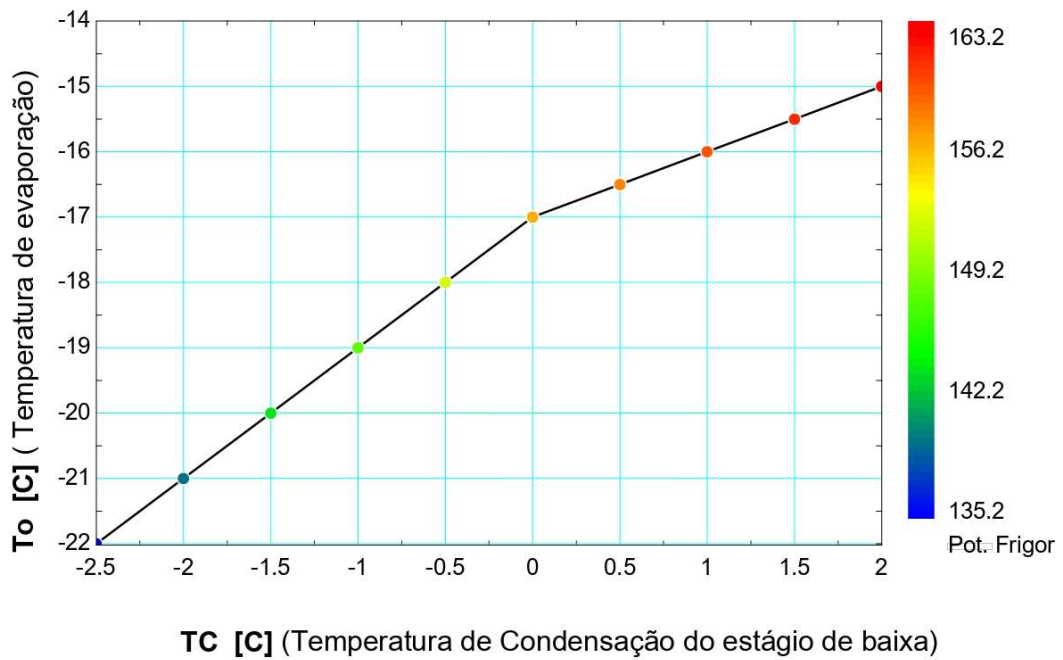
**Lookup Table: Tese**

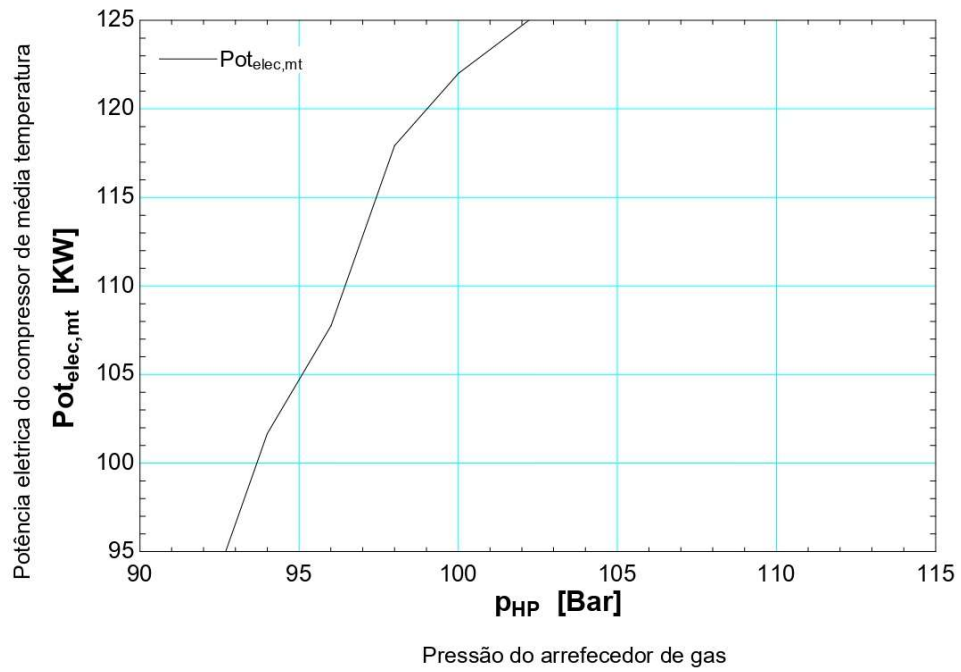
	T1 [C]	T2 [C]	h2 [kJ/kg]	h3 [kJ/kg]	Potência do arrefecedor de gas [KW]

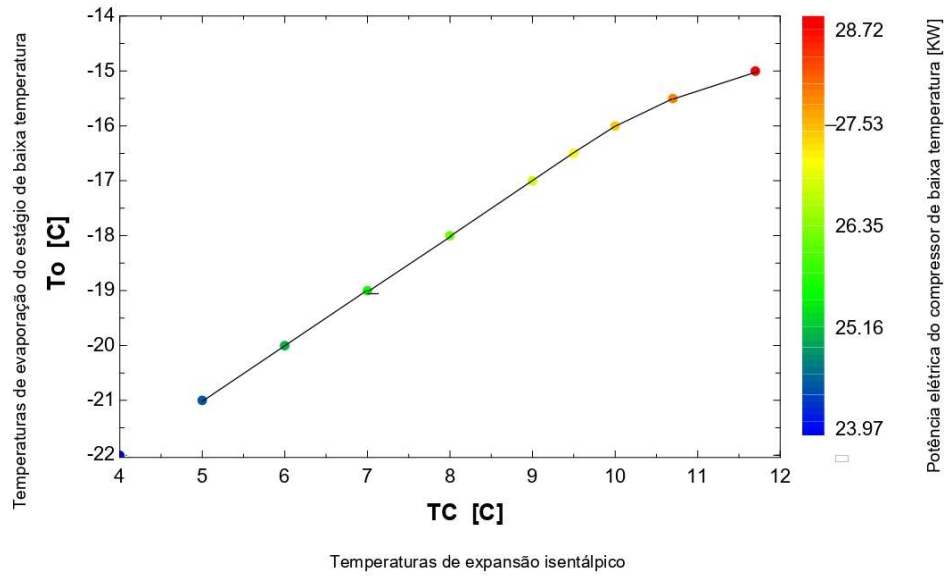
Lookup Table: Tese

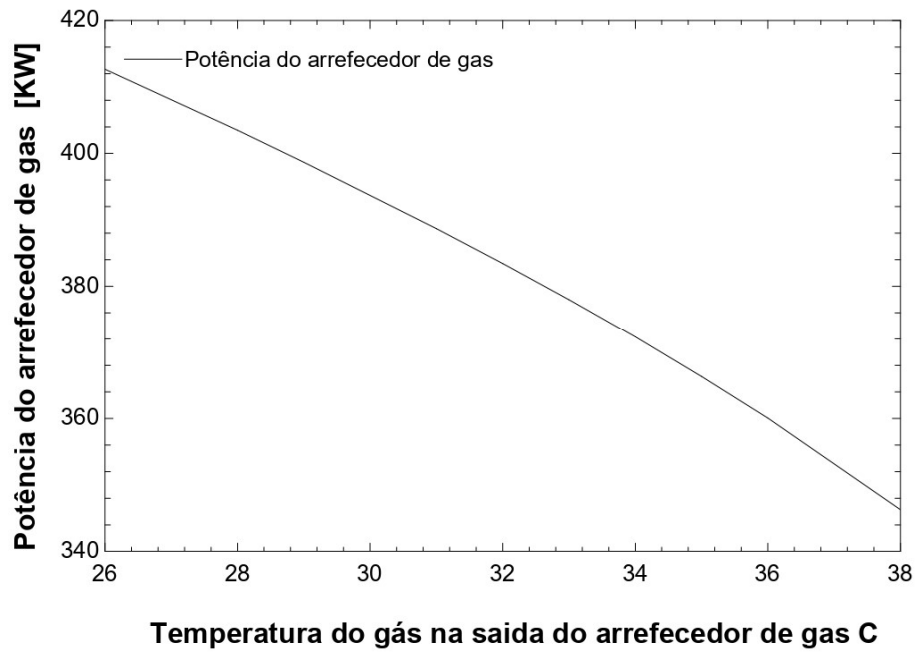
	T1 [C]	T2 [C]	h2 [KJ/Kg]	h3 [KJ/Kg]	Potência do arrefecedor de gas [KW]
Row 1	13.95	116.8	21.68	-247.5	412.7
Row 2	9.291	109.8	11.81	-241.5	403.5
Row 3	8.661	108.8	10.38	-238.4	398.7
Row 4	8.033	107.9	9.076	-231.8	388.7
Row 5	7.615	107.2	8.061	-228.4	383.4
Row 6	6.989	106.2	6.602	-224.9	378
Row 7	6.157	104.9	4.694	-221.1	372.3
Row 8	5.536	103.9	3.215	-217.3	366.3
Row 9	4.503	102	0.3805	-213.2	360
Row 10	3.476	100.6	-1.731	-204.2	346.2

Potência Frigorífica do compressor de baixa









## Anexo 5 - Dimensionamento da válvula de expansão

### Coolselector2



#### Informação de projeto

Nome do projeto:  
Comentários:  
Criado por:  
Coolselector2 versão: 4.7.0. Banco de dados: 82  
Impresso: Sábado, Julho 23, 2022  
Preferências usadas: Todas as aplicações

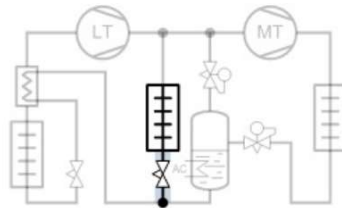
#### Válvula de expansão eletrônica: Válvula de expansão eletrônica 1

#### Condições de operação

Capacidade de refrigeração, LT:	127.0 kW	Capacidade de refrigeração, MT:	117.0 kW
Eficiência, Interna HX:	0 -	Capacidade de refrigeração, AC:	0 kW
Temperatura de evaporação:	-18.0 °C	Temperatura de evaporação:	0.0 °C
Pressão de evaporação:	20.94 bar	Pressão de evaporação:	34.85 bar
Superaquecimento útil:	5.0 K	Superaquecimento útil:	5.0 K
Superaquecimento adicional:	0 K	Superaquecimento adicional:	0 K
Temperatura de descarga:	30.3 °C	Temperatura de descarga:	136.0 °C
Capacidade de aquecimento:	442.5 kW	Fluxo de massa na linha:	1970 kg/h
Pressão ideal do gás cooler	False	Temperatura do tanque:	10.0 °C
Pressão:	100.0 bar	Pressão do tanque:	45.02 bar
Temperatura da saída:	35.0 °C	Subsresfriamento do tanque:	0 K

**Sistema e linha:** Sistema transcrito. Linha de líquido, MT

**Crítérios de seleção:** Carga: 80 %. Queda de pressão do distribuidor: 0 bar



## Coolselector2



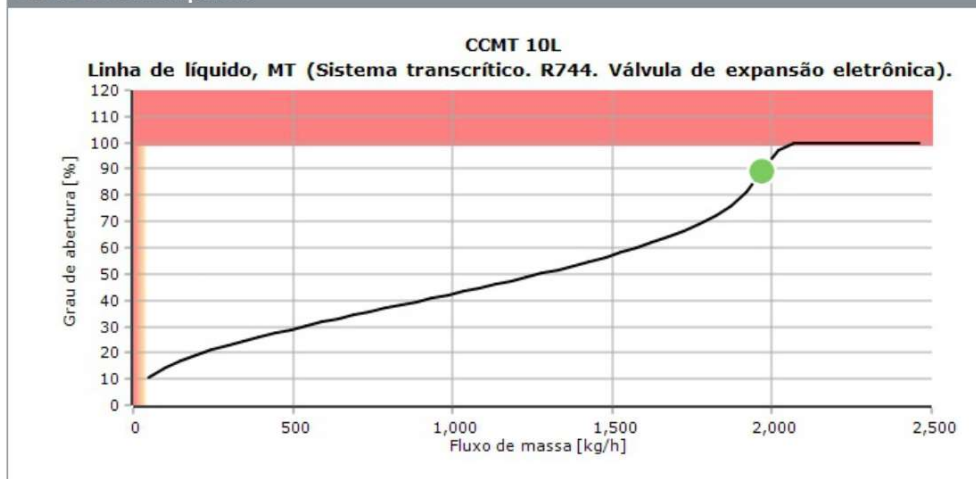
Seleção: CCMT 10L



Tipo	CCMT 5L	CCMT 8L	CCMT 10L
NS	15	15	15
Capacidade máxima [kW]	63.31	92.74	121.9
Capacidade mínima [kW]	4.700	6.110	2.310
Carga [%]	185	126	96
DP [bar]	10.17	10.17	10.17
Velocidade, entrada [m/s]	2.90	2.90	2.90
PS/MWP [bar]	130.0	130.0	130.0

Sem código selecionado para CCMT 10L

### Curva de desempenho



## Coolselector2



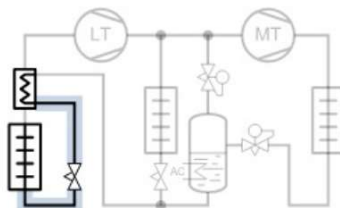
### Válvula de expansão eletrônica: Válvula de expansão eletrônica 2

#### Condições de operação

Capacidade de refrigeração, LT:	127.0 kW	Capacidade de refrigeração, MT:	117.0 kW
Eficiência, Interna HX:	0 -	Capacidade de refrigeração, AC:	0 kW
Temperatura de evaporação:	-18.0 °C	Temperatura de evaporação:	0.0 °C
Pressão de evaporação:	20.94 bar	Pressão de evaporação:	34.85 bar
Superaquecimento útil:	5.0 K	Superaquecimento útil:	5.0 K
Superaquecimento adicional:	0 K	Superaquecimento adicional:	0 K
Temperatura de descarga:	30.3 °C	Temperatura de descarga:	136.0 °C
Capacidade de aquecimento:	442.5 kW	Fluxo de massa na linha:	2103 kg/h
Pressão ideal do gás cooler	False	Temperatura do tanque:	10.0 °C
Pressão:	100.0 bar	Pressão do tanque:	45.02 bar
Temperatura da saída:	35.0 °C	Subsresfriamento do tanque:	0 K

**Sistema e linha:** Sistema transcrito. Linha de líquido, LT

**Crterios de seleção:** Carga: 80 %. Queda de pressão do distribuidor: 0 bar



#### Seleção: CCMT 10L



Tipo	CCMT 5L	CCMT 8L	CCMT 10L
NS	15	15	15
Capacidade máxima [kW]	99.05	145.1	190.7
Capacidade mínima [kW]	7.352	9.558	3.614
Carga [%]	128	88	67

## Coolselector2

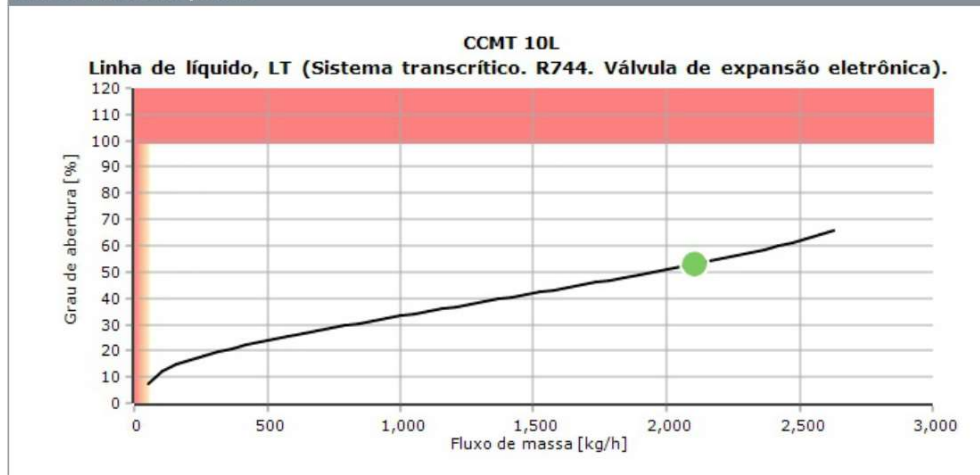


DP [bar]	24.08	24.08	24.08
Velocidade, entrada [m/s]	3.10	3.10	3.10
PS/MWP [bar]	130.0	130.0	130.0

### Código selecionado para CCMT 10L

**CCMT 10L. Válvula de regulagem elétrica:** 027H7278. *Pode não estar disponível em seu país*

### Curva de desempenho



## Anexo 6 - Dimensionamento da válvula de alta pressão

### Coolselector2



#### Informação de projeto

Nome do projeto:  
Comentários:  
Criado por:  
Coolselector2 versão: 4.7.0. Banco de dados: 82  
Impresso: Sábado, Julho 23, 2022  
Preferências usadas: Todas as aplicações

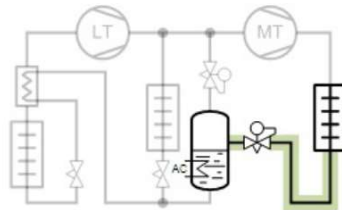
#### Válvula de alta pressão: Válvula de alta pressão 1

#### Condições de operação

Capacidade de refrigeração, LT:	127.0 kW	Capacidade de refrigeração, MT:	117.0 kW
Eficiência, Interna HX:	0.30 -	Capacidade de refrigeração, AC:	0 kW
Temperatura de evaporação:	-18.0 °C	Temperatura de evaporação:	0.0 °C
Pressão de evaporação:	20.94 bar	Pressão de evaporação:	34.85 bar
Superaquecimento útil:	5.0 K	Superaquecimento útil:	5.0 K
Superaquecimento adicional:	0 K	Superaquecimento adicional:	0 K
Temperatura de descarga:	36.8 °C	Temperatura de descarga:	107.3 °C
Capacidade de aquecimento:	370.2 kW	Fluxo de massa na linha:	5913 kg/h
Pressão ideal do gás cooler:	False	Temperatura do tanque:	10.7 °C
Pressão:	100.0 bar	Pressão do tanque:	45.81 bar
Mínima temperatura de saída:	35.0 °C	Subsresfriamento do tanque:	0 K

**Sistema e linha:** Sistema transcrito. Linha do resfriador de gás

**Critérios de seleção:** Carga: 80 %



## Coolselector2



Seleção: CCMT 24

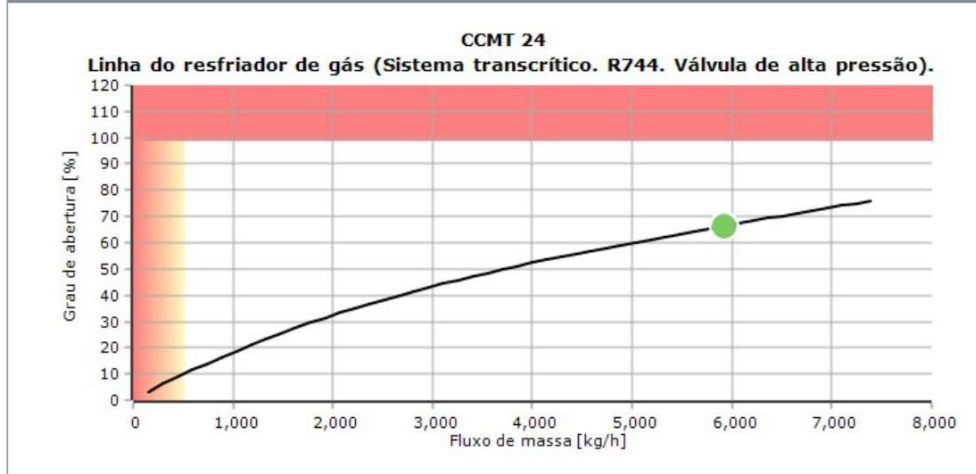


Tipo	CCMT 8	CCMT 16	CCMT 24	CCMT 30	CCMT 42
NS	15	25	25	25	25
Capacidade máxima [kg/h]	3588	7165	10770	13460	18920
Capacidade mínima [kg/h]	56.23	340.4	510.6	638.2	893.5
Carga [%]	165	83	55	44	31
DP [bar]	54.19	54.19	54.19	54.19	54.19
Velocidade, entrada [m/s]	10.52	3.61	3.61	3.61	3.61

Código selecionado para CCMT 24

**CCMT 24. Válvula de regulagem elétrica:** 027H7232

### Curva de desempenho



## Anexo 7 - Dimensionamento da válvula de by-pass

### Coolselector2



#### Informação de projeto

Nome do projeto:  
Comentários:  
Criado por:  
Coolselector2 versão: 4.7.0. Banco de dados: 82  
Impresso: Sábado, Julho 23, 2022  
Preferências usadas: Todas as aplicações

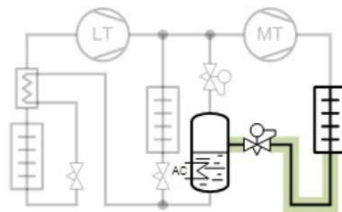
#### Válvula de alta pressão: Válvula de alta pressão 1

#### Condições de operação

Capacidade de refrigeração, LT:	127.0 kW	Capacidade de refrigeração, MT:	117.0 kW
Eficiência, Interna HX:	0.30 -	Capacidade de refrigeração, AC:	0 kW
Temperatura de evaporação:	-18.0 °C	Temperatura de evaporação:	0.0 °C
Pressão de evaporação:	20.94 bar	Pressão de evaporação:	34.85 bar
Superaquecimento útil:	5.0 K	Superaquecimento útil:	5.0 K
Superaquecimento adicional:	0 K	Superaquecimento adicional:	0 K
Temperatura de descarga:	36.8 °C	Temperatura de descarga:	107.3 °C
Capacidade de aquecimento:	370.2 kW	Fluxo de massa na linha:	5913 kg/h
Pressão ideal do gás cooler:	False	Temperatura do tanque:	10.7 °C
Pressão:	100.0 bar	Pressão do tanque:	45.81 bar
Mínima temperatura de saída:	35.0 °C	Subsresfriamento do tanque:	0 K

**Sistema e linha:** Sistema transcrito. Linha do resfriador de gás

**Critérios de seleção:** Carga: 80 %



## Coolselector2



Seleção: CCMT 24

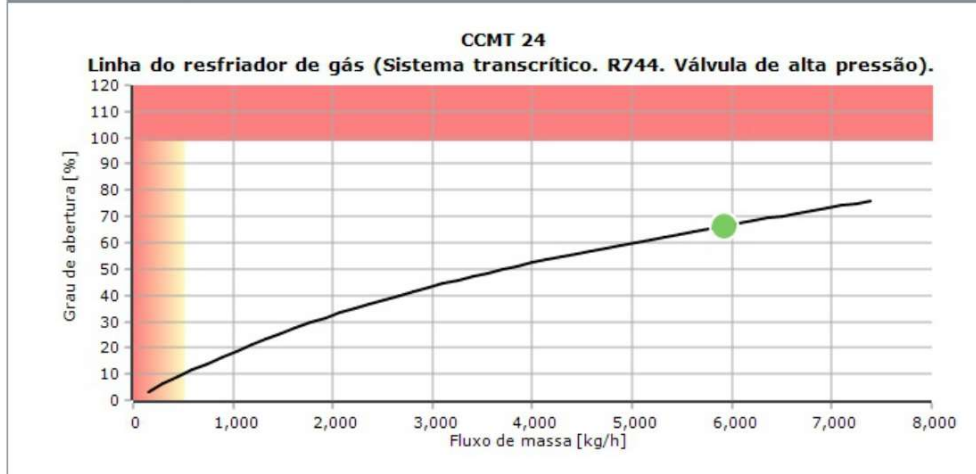


Tipo	CCMT 8	CCMT 16	CCMT 24	CCMT 30	CCMT 42
NS	15	25	25	25	25
Capacidade máxima [kg/h]	3588	7165	10770	13460	18920
Capacidade mínima [kg/h]	56.23	340.4	510.6	638.2	893.5
Carga [%]	165	83	55	44	31
DP [bar]	54.19	54.19	54.19	54.19	54.19
Velocidade, entrada [m/s]	10.52	3.61	3.61	3.61	3.61

Código selecionado para CCMT 24

**CCMT 24. Válvula de regulagem elétrica:** 027H7232

Curva de desempenho



## Coolselector2



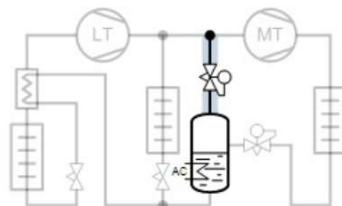
### Válvula de gás bypass: Válvula de gás bypass 1

#### Condições de operação

Capacidade de refrigeração, LT:	127.0 kW	Capacidade de refrigeração, MT:	116.5 kW
Eficiência, Interna HX:	0.30 -	Capacidade de refrigeração, AC:	0 kW
Temperatura de evaporação:	-18.0 °C	Temperatura de evaporação:	0.0 °C
Pressão de evaporação:	20.94 bar	Pressão de evaporação:	34.85 bar
Superaquecimento útil:	5.0 K	Superaquecimento útil:	5.0 K
Superaquecimento adicional:	0 K	Superaquecimento adicional:	0 K
Temperatura de descarga:	36.8 °C	Temperatura de descarga:	107.3 °C
Capacidade de aquecimento:	369.5 kW	Fluxo de massa na linha:	1877 kg/h
Pressão ideal do gás cooler	False	Temperatura do tanque:	10.7 °C
Pressão:	100.0 bar	Pressão do tanque:	45.81 bar
Máxima temperatura da saída:	35.0 °C	Subsresfriamento do tanque:	0 K

**Sistema e linha:** Sistema transcrito. Linha de circuito bypass de gás

**Crítérios de seleção:** Carga: 80 %



#### Seleção: CCMT 42



Tipo	CCMT 24	CCMT 30	CCMT 42
NS	25	25	25
Capacidade máxima [kg/h]	2553	3191	4468
Capacidade mínima [kg/h]	121.5	151.8	212.5
Carga [%]	74	59	42
DP [bar]	10.96	10.96	10.96

## Coolselector2

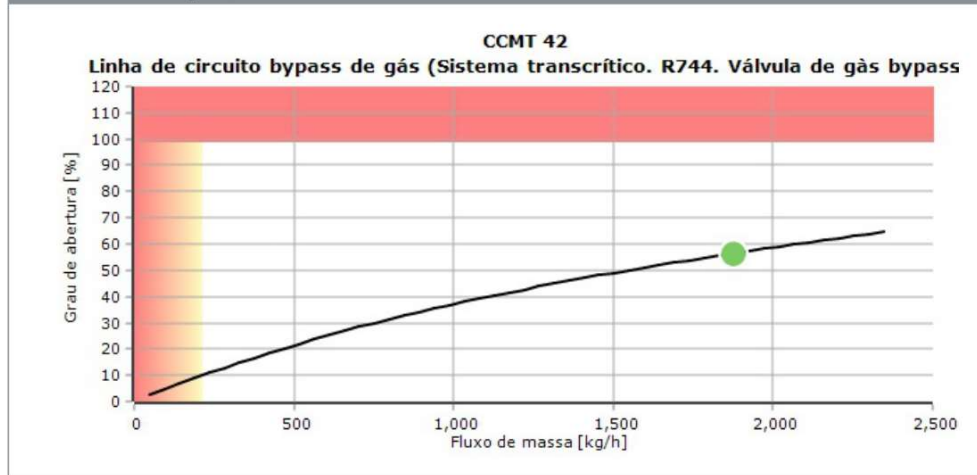


Velocidade, entrada [m/s]	5.91	5.91	5.91
DT_sat [K]	10.7	10.7	10.7

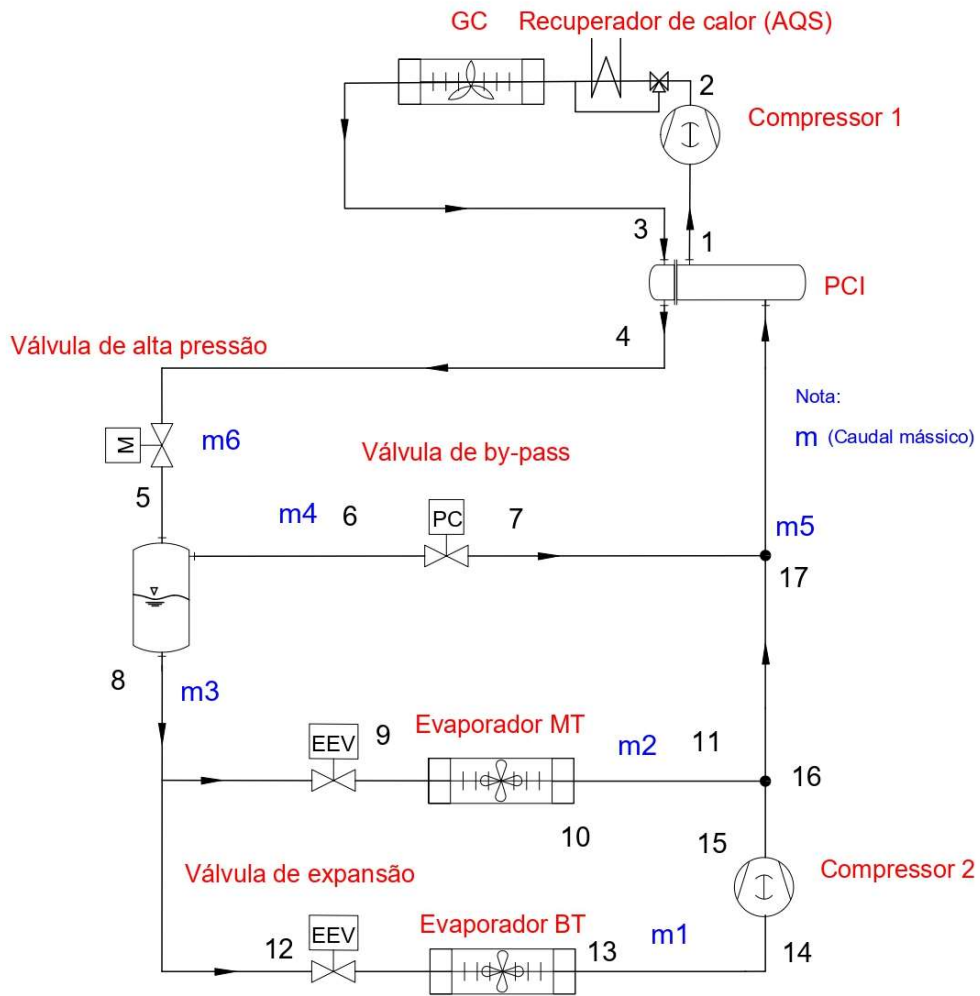
Código selecionado para CCMT 42

CCMT 42. Válvula de regulação elétrica: 027H7234

### Curva de desempenho



## Anexo 8 - Esquema do circuito de refrigeração da dissertação



## Anexo 9 - Dimensionamento do arrefecedor de gás

Date 31/1/2022  
For the attention of:  
Reference  
Operator VCUELLI



### GAS COOLER Type: EAV5N 5366-4 H (2X3) CO2 - SUMMER

Refriger (u) 2021 Ver. 2.2.2.383 - PRICE LIST 1/1/2022

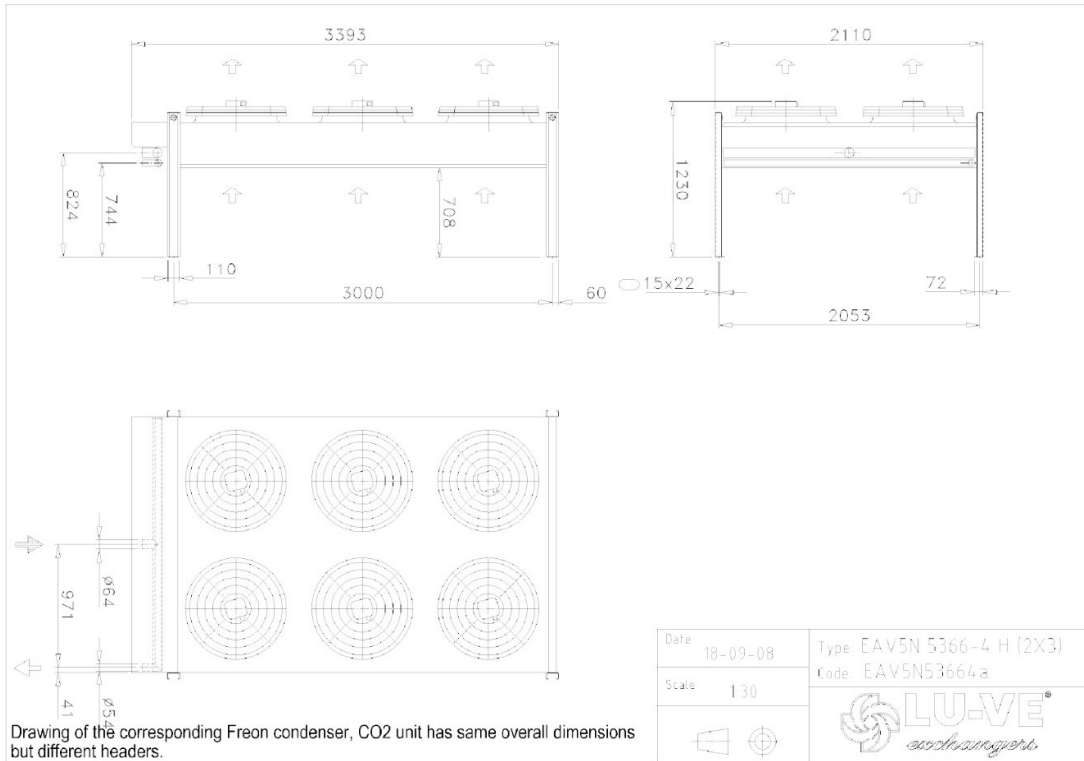
Air inlet temperature	[°C]			33.0
CO2 inlet temperature	[°C]			136.0
CO2 outlet temperature	[°C]			38.5
Pressure	[bar]			100
Refrigerant				CO2
CO2 flow	[kg/h]			5,019
CO2 pressure drop	[kPa]			199.3
Altitude	[m]			0
Version				Horizontal
<b>Power supply</b>		<b>400V-3PH-50Hz</b> △		△
<b>Capacity</b>				△
	[kW]			<b>343.15</b>
Air flow	[m3/h]			40,510.0
Power consumption	[W]			3,840
Motor consumption	[A]			8.4
Max absorbed current (indicative*)	[A]			8.46
Fan speed	[1/min]			1390
Sound level (at distance 3 [m] )	[dB(A)]			65
Sound Power Level	[dB(A)]			88
Fans :	[mm]	6 x 500	Surface	[m2]
Poles	[n]	4	Volume	[dm3]
			Weight	[kg]
			Circuit	[n]
<b>Max Working pressure</b>	[bar]	<b>130.0</b>	Overall dimensions	[mm]
<b>Max operating temperature</b>	[°C]	<b>150.0</b>		3,393 x 2,120 x 1,230
Casing material		Powder coated galvanized steel RAL 9003	Fin material	Al
Header material		Special Cu alloy (K65)	Tube material	Cu

\* Refer to LU-VE S.p.A instruction manuals for details, data and standards. Noise level according to EN 13487. The current refers to nominal value. For max current see catalogues. Weight and dimensions are not valid for all possible configurations. All fans are ErP 2015-compliant (Directive 2009/125/EC Energy-related products). LU-VE S.p.A. reserves the right to modify and correct at any time, with or without notice, the specifications and prices listed in the Refriger software. **WARNING: please always contact LU-VE S.p.A. before coupling a regulation NOT supplied by LU-VE S.p.A.**

#### SOUND POWER LEVEL

	Tot.	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	8kHz
△ [dB(A)]	80	43	58	68	74	77	72	70	64
△ [dB(A)]	76	46	64	62	68	72	68	66	57

Data refers to one fan. **IMPORTANT: the tolerance in any single octave band is +/-5dB. The tolerance in the overall dB(A) level is +/- 2dB as required by Eurovent Certification.**



# Anexo 10 - Dimensionamento do recuperador de calor



A DOVER COMPANY

SWEP International AB  
Box 105, Hjalmar Brantings väg 5  
SE-261 22 Landskrona, Sweden

www.swep.net

## SINGLE PHASE - DESIGN

SWEP SSP G8 2022.125.2.0

### HEAT EXCHANGER: B185Hx97/2P

Date: 21/02/2022

SSP Alias: B185/2P

DUTY REQUIREMENTS		Side 1	Side 2
Fluid		R744 (Carbon Dioxide) (100.0 bar)	Water
Flow type		Counter-Current	
Circuit		primary	secondary
Heat load	kW	223.5	
Inlet temperature	°C	125.00	20.00
Outlet temperature	°C	35.00	80.00
Flow rate	kg/s	0.8950	0.8908
Pressure drop (Design PD)	kPa	56.9 (250.00)	20.2 (50.00)
Thermal length		3.296	2.197

PLATE HEAT EXCHANGER		Side 1	Side 2
Total heat transfer area	m <sup>2</sup>		7.19
Heat flux	kW/m <sup>2</sup>		31.1
Mean temperature difference	K		27.31
O.H.T.C. (available/required)	W/m <sup>2</sup> , °C		2720/2750
Pressure drop - total*	kPa	56.9	20.2
- in ports	kPa	1.21	0.0990
Port diameter (up/down)	mm	33.0/33.0	50.0/50.0
Number of channels per pass		24	24
Number of plates			97
Oversurfacing	%		0
Fouling factor	m <sup>2</sup> , °C/kW		-0.003
Reynolds number		14980	670.2
Port velocity (up/down)	m/s	2.45/2.45	0.461/0.461
Channel velocity	m/s	0.566	0.127
Shear stress	Pa	61.4	22.2
Average wall temperature	°C	52.87	51.90
Largest wall temperature difference	K		2.46
Min./Max. wall temperature	°C	27.99/87.73	26.65/85.27

\*Excluding pressure drop in connections.

#### NOTES

- i If inlet temperature difference >100K, please mind the start/stop conditions.
- ! For a desuperheater installation it is recommended to have the gas enter in the top of the BPHE, either in F1 or F2. The reason is to easily remove possible condensate from the BPHE

PHYSICAL PROPERTIES		Side 1	Side 2
Reference temperature	°C	55.04	48.61
Dynamic viscosity	cP	0.0220	0.547
Dynamic viscosity - wall	cP	0.0260	0.530
Density	kg/m <sup>3</sup>	221.7	988.1
Heat capacity	kJ/kg, °C	1.860	4.181
Thermal conductivity	W/m, °C	0.03262	0.6436
Film coefficient	W/m <sup>2</sup> , °C	4420	10200

TOTALS		Side 1	Side 2
Total weight empty (no connections)*	kg		53.68
Total weight filled (no connections)*	kg		60.95
Hold-up volume (Inner Circuit)	dm <sup>3</sup>		5.31



ee0efa26-0146-4f49-8491-f3f45c41fc11

www.swep.net

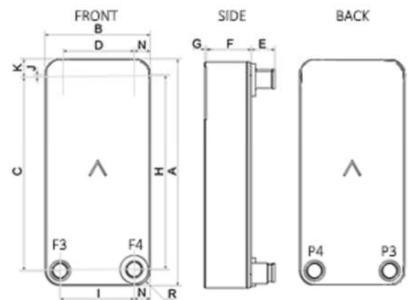
Date: 21/02/2022

Page: 1/2

TOTALS		Side 1	Side 2
Hold-up volume (Outer Circuit)	dm <sup>3</sup>		5.61
Port size F1/P1	mm		33
Port size F2/P2	mm		50
Port size F3/P3	mm		33
Port size F4/P4	mm		50
Carbon footprint	kg		377.24

\*Weight depends on the selected product.

**DIMENSIONS**

	A	mm	425.2 ±2
	B	mm	203.2 ±1
	C	mm	354 ±1
	D	mm	126 ±1
	E	mm	45 ±1
	F	mm	212 ±3%
	G	mm	0 ±1
	H	mm	342 ±1
	J	mm	6
	K	mm	35.6
	N	mm	41.6
	R	mm	41.6

\*This is a schematic sketch. For correct drawings please use the order drawing function or contact your SWEP representative.

**Disclaimer:**

Data used in this calculation is subject to change without notice. SWEP strives to use "best practice" for the calculations leading to the above results. Calculation is intended to show thermal and hydraulic performance, no consideration has been taken to mechanical strength of the product. Product restrictions - such as pressure, temperatures and corrosion resistance- can be found in SWEP product sheets and other technical documentation. SWEP may have patents, trademarks, copyrights or other intellectual property rights covering subject matter in this document. Except as expressly provided in any written license agreement from SWEP, the furnishing of this document does not give you any license to these patents, trademarks, copyrights, or other intellectual property. To the maximum extent permitted by applicable law, the software, the calculations and the results are provided without warranties of any kind, whether express or implied. No advice or information obtained through use of the software (including information provided in the results), will create any warranty not expressly stated in the applicable license terms. Without limiting the foregoing, SWEP does not warrant that the content (including the calculations and the results) is accurate, reliable or correct. SWEP does not warrant that any system comprising heat exchanger and other components, installed on the basis of calculations in this software, will meet your requirements or function to your satisfaction or expectations.



ee0efa26-0146-4f49-8491-f3f45c41fc11

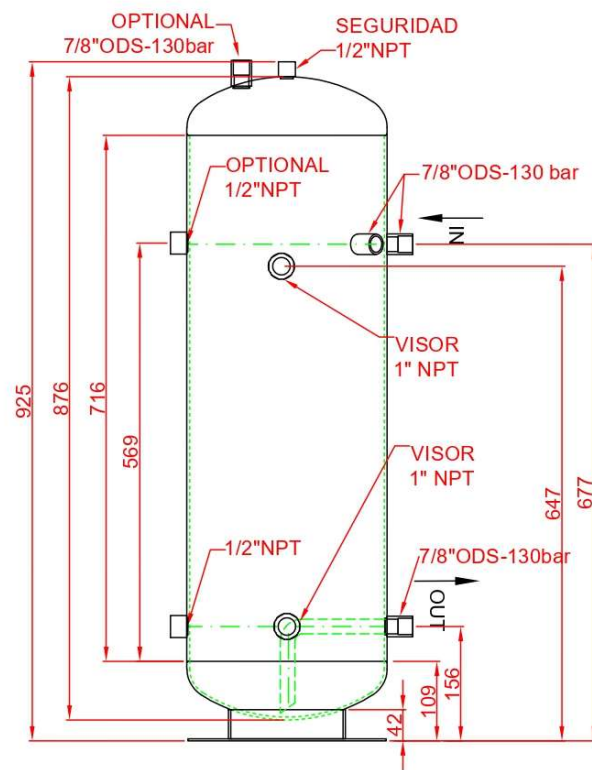
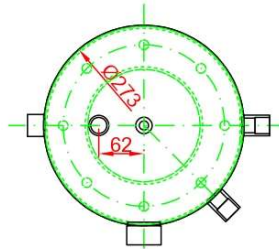
www.swep.net

Date: 21/02/2022

Page: 2/2

## Anexo 11 – Esquema do vaso de pressão controlada (VPC)/separador de líquido

Presión de diseño: **130 bar -10/80°C**  
**90 bar -40/80°C**



TOLERANCIAS LINEALES SEGÚN NORMA: UNE EN22768-C								00	01/02/22	Finalización del depósito	
3	6	30	120	400	1000	2000	4000	REVISIÓN	FECHA	DESCRIPCIÓN	
±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2	±2	±3	±4				
OBSERVACIONES								FABRICANTE:		CONCEPTO:	
Fabricados conforme directiva 2014/68/UE Pintura del depósito RAL9005								TECNAC TECNICAS AMBIENTALES DEL CENTRO, S.L		RV45-60bar-TR	DIBUJADO: GRAS
											TOLERANCIAS GENERALES:
										COMPROBADO:	
										Nº PLANO	
										91.030	

Este plano no podrá ser reproducido, ni comunicado a terceros sin la autorización de TECNICAS AMBIENTALES DEL CEN