2. Modelo matemático

Neste capítulo descreve-se o modelo matemático usado para a simulação e análise de sistemas de refrigeração para supermercados. Inicialmente, detalha-se o funcionamento do ciclo de cada um dos três sistemas estudados (expansão direta, fluido secundário e cascata).

2.1. Descrição dos sistemas

Nesse trabalho são estudados três tipos de sistemas de refrigeração. Os três sistemas são:

- Sistema de Expansão Direta;
- Sistema com Fluido Secundário;
- Ciclos em Cascata.

2.1.1. Sistema de expansão direta

O sistema a ser avaliado neste estudo possui os seguintes elementos, conforme figura 6:

- Compressor do ciclo de baixa temperatura;
- Compressor do ciclo de média temperatura;
- Válvulas de expansão termostáticas nos expositores frigoríficos;
- Condensador arrefecido por ar (forçado por ventiladores);
- Tanque Reservatório de líquido para baixa e para média temperatura;
- Sub-resfriador mecânico;
- Evaporador;
- Linhas de sub-resfriamento;

• Linhas de sucção.

Temperatura média



Figura 6 - Sistema de expansão direta para baixa e média temperatura



Figura 7 - Diagrama p-h para o ciclo de refrigeração de expansão direta - Baixa temperatura.

Baixa Temperatura

A descrição dos processos no ciclo de baixa temperatura é conforme as figuras 6 e 7:

- 1a-2a: Compressão isentrópica.
- 2a-3a: Condensação isobárica.
- 3a-4a: Sub-resfriamento nas linhas de líquido.
- 4a-5a: Armazenamento no tanque Reservatório de líquido (Tanque considerado adiabático).
- 5a-6a: Sub-resfriamento.
- 6a-7a: Ganho de calor nas linhas de líquido.
- 7a-8a: Expansão isentálpica.
- 8a-9a: Evaporação com perdas de pressão por atrito nas tubulações do evaporador.
- 9a-1a: Ganho de calor isobárico na sucção.



Figura 8 - Diagrama p-h para o ciclo de refrigeração de expansão direta - Média temperatura.

Descrição dos processos no ciclo de média temperatura, conforme figuras 6 e 8:

- 1b-2b: Compressão isentrópica.
- 2b-3b: Condensação isobárica.

- 3b-4b: Sub-resfriamento nas linhas de líquido.
- 4b-5b: Armazenamento no tanque Reservatório de líquido (Tanque considerado adiabático).
- 5b-6b: Ganho de calor nas linhas de líquido.
- 6b-7b: Expansão isentálpica.
- 7b-8b: Evaporação com perdas de pressão por atrito nas tubulações do evaporador.
- 7b'-8b': Ganho de calor procedente do refrigerante de baixa temperatura (sub-resfriamento mecânico).
- 8b-1b: Ganho de calor isobárico na sucção.

2.1.2. Sistema com fluido secundário

O sistema a ser avaliado neste estudo possui os seguintes elementos, conforme figura 9:

- Compressor do ciclo de média temperatura;
- Compressor do ciclo de baixa temperatura;
- Válvulas de expansão;
- Condensador arrefecido por ar (forçado por ventiladores);
- Reservatório para ambos os casos;
- Sub-resfriador mecânico;
- Trocador de calor intermédio (IHX) entre o refrigerante e o fluido secundário;
- Bomba de recirculação do fluido secundário para ambos os sistemas (média temperatura e baixa temperatura);
- Linhas de circulação do refrigerante e do fluido secundário;
- Evaporador;
- Linhas de sub-resfriamento;
- Linhas de sucção.



Figura 9 - Sistema de fluido secundário para baixa e média temperatura



Figura 10 - Diagrama p-h para o ciclo de refrigeração de expansão direta trabalhando com fluido secundário - Baixa temperatura.

Descrição dos processos no ciclo de baixa temperatura, conforme figuras 9 e 10:

- 1a-2a: Compressão isentrópica.
- 2a-3a: Condensação isobárica.
- 3a-4a: Sub-resfriamento nas linhas de liquido.
- 4a-5a: Armazenamento no tanque Reservatório de liquido (Tanque considerado adiabático).
- 5a-6a: Sub-resfriamento (Calor retirado pelo processo 6b'-7b').
- 6a-7a: Expansão isentálpica.
- 7a-8a: Evaporação isobárica no trocador intermediário.
- 8a-1a: Ganho de calor isobárico na sucção.



Figura 11 - Diagrama p-h para o ciclo de refrigeração de expansão direta trabalhando com fluido secundário - Média temperatura.

Descrição dos processos no ciclo de média temperatura, conforme figuras 9 e 11:

- 1b-2b: Compressão isentrópica.
- 2b-3b: Condensação isobárica.
- 3b-4b: Sub-resfriamento nas linhas de liquido.
- 4b-5b: Armazenamento no tanque Reservatório de liquido (Tanque considerado adiabático).
- 5b-6b': Expansão isentálpica.
- 6b'-7b': Sub-resfriamento.

- 6b-7b: Expansão isentálpica.
- 7b-8b: Evaporação isobárica no trocador intermediário.
- 8b-1b: Ganho de calor isobárico na sucção.

Descrição dos processos no circuito de fluido secundário, conforme figura 9 (válido para ambos os sistemas, de baixa ou média temperatura):

- 1c-2c: Bombeio do fluido secundário.
- 2c-3c: Resfriamento do fluido secundário.
- 3c-4c: Ganho de calor nas linhas de suprimento.
- 4c-5c: Ganho de calor no evaporador.
- 5c-1c: Ganho de calor no retorno (sucção da bomba).

2.1.3. Sistema de ciclos em cascata

O sistema de refrigeração por cascata, a ser avaliado neste estudo, possui os seguintes elementos, conforme figura 12:

- Compressor de alta temperatura;
- Compressor de baixa temperatura;
- Válvulas de expansão;
- Condensador arrefecido por ar para o sistema de alta temperatura;
- Reservatório para ambos os casos;
- Condensador de cascata (Trocador intermediário);
- Linhas de circulação do refrigerante;
- Cargas térmicas de refrigeração conectadas ao sistema de baixa temperatura.



Figura 12 - Sistema de cascata de alta e baixa temperatura



Figura 13 - Diagrama p-h para os ciclos em cascata

Descrição dos processos nos ciclos de refrigeração em cascata, conforme figuras 12 e 13:

- 1a-2a: Compressão isentrópica.
- 2a-3a: Condensação isobárica.
- 3a-4a: Expansão isentálpica.
- 4a-1a: Evaporação com perdas de pressão por atrito nas tubulações do evaporador.
- 1b-2b: Compressão isentrópica.
- 2b-3b: Condensação isobárica.
- 3b-4b: Expansão isentálpica.
- 4b-1b: Evaporação isobárica no trocador intermediário.

2.2. Hipóteses simplificadoras para todos os sistemas

Para a análise dos sistemas de refrigeração em supermercados considerase as seguintes hipóteses:

- Para o cálculo da capacidade de refrigeração e de outros parâmetros do ciclo de refrigeração, como a densidade na entrada do compressor e o deslocamento volumétrico, utiliza-se um modelo termodinâmico do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, o qual considera uma eficiência isentrópica e volumétrica para cada tipo de compressor empregado.
- Considera-se que a expansão através do dispositivo de expansão é isentálpica (isto é, considera-se a válvula de expansão adiabática).
- Considera-se que o processo de sub-resfriamento mecânico do refrigerante condensado realiza-se isobaricamente.
- 4. Considera-se que o processo de condensação é isobárico.
- 5. Considera-se o tanque Reservatório de liquido como um recipiente adiabático.
- Considera-se que os trocadores intermediários sejam adiabáticos, ou seja, que todo o calor fornecido por um fluido é transferido para o outro.
- Para o caso do sistema em cascata, considera-se uma temperatura intermediaria ótima, a qual é obtida de uma correlação descrita no trabalho de Lee et al. (2006) a qual permite tratar o sistema de

refrigeração como dois sistemas independentes. Esta correlação foi obtida para o par Amônia/CO₂, mas, no presente trabalho, foi generalizada para outros casos como primeira aproximação para pares de refrigerantes com níveis de temperatura semelhantes ao par NH₃/CO₂.

- Para o cálculo do consumo de energia anual do supermercado, função da temperatura ambiente local ao longo do ano, utiliza-se o método do Intervalo ("Bin method"), considerando as ocorrências horárias nos diferentes intervalos de temperatura (5 °F ou 3 °C).
- Para o cálculo dos indicadores TEWI e o LCCP considerou-se uma taxa de vazamentos anuais de refrigerante, a qual pode mudar em função da realidade do país e do sistema em consideração (10%, 15% ou mais, no caso de expansão direta).

2.3. Calculo da carga térmica do supermercado

Para calcular a carga térmica para os sistemas de refrigeração de baixa e média temperatura, precisam-se conhecer as cargas de refrigeração específicas $(q_{REF,ES})$ para cada um dos sistemas, as quais dependem de qual consideração de carga for feita, ou seja, se for alta, baixa ou uma média temperatura para o dia todo. Para tal, é necessário utilizar as faixas de utilização comuns das vitrines de refrigeração, as quais podem estar em função da área do expositor frigorífico ou do volume das câmaras de refrigeração. Na tabela 2, podem-se apreciar os valores típicos para diferentes tipos de cargas de refrigeração.

		kW/m or k	W/m ²	Btu/ft or Btu/ft ²				
Baixa temperatura	Média	Alto	Baixo	Média	Alto	Baixo		
Multi-prateleira aberto	1.3698	1.3698	1.3698	1425	1425	1425		
Multi-prateleira com portas	0.5768	0.7931	0.3365	600	825	350		
Outros expositores	0.7450	0.9613	0.5287	775	1000	550		
Tipo ilha	0.4806	0.6729	0.2644	500	700	275		
Geladeira	0.2681	0.3469	0.2365	85	110	75		
		kW/m or k	W/m ²	Btu/ft or Btu/ft ²				
Média temperatura	Média	Alto	Baixo	Média	Alto	Baixo		
Serviço (Pizzas, comidas prontas)	0.4326	0.6008	0.3365	450	625	350		
Carne e peixes	0.2884	0.6008	0.0961	300	625	100		
Multi-prateleira com portas	0.5768	0.6248	0.5287	600	650	550		
Multi-prateleira aberto	1.5138	1.9226	0.9613	1575	2000	1000		
Outros expositores	0.8892	1.5861	0.4326	925	1650	450		
Legumes e frutas	0.6729	0.9373	0.3605	700	975	375		
Tipo ilha	0.2644	0.3124	0.2403	275	325	250		
Refrigeradores de transporte	0.2365	0.3154	0.0079	75	100	25		

Tabela 2 - Cargas de refrigeração específicas para diferentes expositores frigoríficos (Henderson e Khattar, 1999)

De acordo com Henderson e Khattar (1999), estas faixas aproximam notavelmente bem a carga térmica para aqueles equipamentos, pois levam em conta os efeitos de infiltração, radiação, entre outros, já mencionados no capitulo 1.

Portanto, calcula-se a carga térmica para cada expositor de refrigeração ou vitrina mediante a equação (2.1),

$$\dot{Q}_{REF} = A_{\text{bal}} \times q''_{REF, ES} \tag{2.1}$$

onde A_{bal} é a área de refrigeração efetiva do expositor frigorifico.

2.4. Queda de pressão nas tubulações

É importante considerar o efeito da queda de pressão nas tubulações do sistema de refrigeração e nos acessórios como joelhos, juntas tipo T e válvulas. Para tal é utilizada a equação (2.2), de Darcy-Weissbach, e tabelas de perdas equivalentes em acessórios e obstáculos.

A equação de Darcy-Weissbach, relaciona os seguintes termos,

$$\Delta P = \rho \times f \times \left(\frac{L}{D_{tub}}\right) \times \left(\frac{V^2}{2}\right)$$
(2.2)

$$f = função (Re, e/D_{tub})$$
(2.3)

$$Re = \left(\frac{\rho \times V \times D_{tub}}{\vartheta}\right) \tag{2.4}$$

Onde;

ΔP	: Diferença de pressão (Pa)
f	: Fator de atrito,
L	: comprimento da tubulação (m),
ρ	: densidade do fluido $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$,
D _{tub}	: diâmetro da tubulação (m),
е	: rugosidade (mm),
θ	: viscosidade dinâmica do fluido $\left(\frac{kg}{m-s}\right)$
Re	: numero de Reynolds,
V	: velocidade média do fluido $\left(\frac{m}{s}\right)$.

A determinação do fator de atrito é feita mediante a equação de Colebrooke (Streeter et al, 2000), mas também pode ser utilizado o diagrama de Moody, a partir do qual os valores de f podem ser obtidos graficamente. Optouse, no presente trabalho, pelo uso de tabela numérica, na tabela 3, com os valores de f em função de dois valores de entrada: o número de Reynolds (Re) e a rugosidade relativa (e/D).

O valor da rugosidade para projetos de refrigeração é de aproximadamente 0,0457 mm, para aço comercial ou aço fundido, e 0,0015 mm para uma tubulação com bom acabamento superficial (McQuiston e Parker, 2004).

	Rugosidade relativa: e/D									
Re	1,00E-05	5,00E-05	1,00E-04	5,00E-04	1,00E-03	2,00E-03	3,00E-03	5,00E-03	7,50E-03	1,00E-02
1	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64
10	6,4	6,4	6,4	6,4	6,4	6,4	6,4	6,4	6,4	6,4
100	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64
200	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32
300	0,21333	0,21333	0,21333	0,21333	0,21333	0,21333	0,21333	0,21333	0,21333	0,21333
500	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128
750	0,08533	0,08533	0,08533	0,08533	0,08533	0,08533	0,08533	0,08533	0,08533	0,08533
1.000	0,064	0,064	0,064	0,064	0,064	0,064	0,064	0,064	0,064	0,064
2.000	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032
3.000	0,04353	0,04356	0,04361	0,04397	0,04441	0,04529	0,04615	0,04784	0,04989	0,05187
5.000	0,0374	0,03745	0,03751	0,03795	0,0385	0,03957	0,04061	0,04261	0,04499	0,04726
7.500	0,03338	0,03344	0,03351	0,03404	0,03469	0,03595	0,03716	0,03944	0,0421	0,04459
10.000	0,0309	0,03096	0,03104	0,03164	0,03238	0,03379	0,03513	0,03763	0,04049	0,04313
20.000	0,02591	0,02599	0,0261	0,02695	0,02795	0,02979	0,03147	0,03447	0,03776	0,04071
30.000	0,02351	0,02362	0,02375	0,02478	0,02597	0,02809	0,02997	0,03325	0,03674	0,03982
50.000	0,02093	0,02107	0,02125	0,02257	0,02402	0,02651	0,02862	0,03218	0,03588	0,03908
75.000	0,01916	0,01935	0,01957	0,02116	0,02284	0,0256	0,02787	0,0316	0,03542	0,0387
100.000	0,01804	0,01826	0,01851	0,02033	0,02218	0,02511	0,02747	0,03131	0,03519	0,0385
200.000	0,01572	0,01604	0,01641	0,01882	0,02103	0,02431	0,02684	0,03085	0,03483	0,03821
300.000	0,01457	0,01497	0,01543	0,01821	0,0206	0,02403	0,02662	0,03069	0,03471	0,03811
500.000	0,0133	0,01384	0,01443	0,01766	0,02024	0,02379	0,02644	0,03056	0,03462	0,03803
750.000	0,01243	0,0131	0,0138	0,01736	0,02004	0,02367	0,02635	0,0305	0,03457	0,03799
1.000.000	0,01187	0,01265	0,01344	0,01721	0,01994	0,02361	0,0263	0,03047	0,03454	0,03797
2.000.000	0,01072	0,01181	0,0128	0,01696	0,01979	0,02351	0,02624	0,03042	0,03451	0,03793
3.000.000	0,01017	0,01146	0,01256	0,01688	0,01974	0,02348	0,02621	0,0304	0,03449	0,03792
5.000.000	0,00959	0,01114	0,01234	0,01681	0,0197	0,02346	0,02619	0,03039	0,03448	0,03792
7.500.000	0,00922	0,01096	0,01223	0,01677	0,01968	0,02345	0,02618	0,03038	0,03448	0,03791

Tabela 3 – Diagrama de Moody (Fischer, 2003)

Para o cálculo da queda de pressão nos acessórios, tais como juntas tipo T, válvulas e joelhos, será utilizada a equação (2.5) (McQuiston e Parker, 2004).

$$\Delta P = \rho \times K \times \left(\frac{V^2}{2}\right) \tag{2.5}$$

Onde;

 ΔP : Diferença de pressão $\left(\frac{kg}{m^2}\right)$

- K : Constante do acessório,
- ho : densidade do fluido $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$,
- V : velocidade média do fluido $\left(\frac{m}{s}\right)$.

Os valores de K são obtidos de tabelas que estão em função do diâmetro nominal da instalação e do tipo de acoplamento, junção aparafusada ou de flange soldado, conforme a seguir (ASHRAE, 1985),

Dimensão	Joelho-	Joelho-		Curva	Junção	Junção	Válvula		Válvula	Válvula
Nominal	regular	longo	Joelho	de	Tipo T	Тіро Т	tipo	Válvula de	em	tipo
(Polegadas)	90°	90°	45°	retorno	Linha	ramal	Globo	gaveta	angulo	check,
3/8	2,5		0,38	2,5	0,9	2,7	20	0,4		8
1/2	2,1		0,37	2,1	0,9	2,4	14	0,33		5,5
3/4	1,7	0,92	0,35	1,7	0,9	2,1	10	0,28	6,1	3,7
1	1,5	0,78	0,34	1,5	0,9	1,8	9	0,24	4,6	3
1.25	1,3	0,65	0,33	1,3	0,9	1,7	8,5	0,22	3,6	2,7
1 1/2	1,2	0,54	0,32	1,2	0,9	1,6	8	0,19	2,9	2,5
2	1	0,42	0,31	1	0,9	1,4	7	0,17	2,1	2,3
2 1/2	0,85	0,35	0,3	0,85	0,9	1,3	6,5	0,16	1,6	2,2
3	0,8	0,31	0,29	0,8	0,9	1,2	6	0,14	1,3	2,1
4	0,7	0,24	0,28	0,7	0,9	1,1	5,7	0,12	1	2

Tabela 4 – Valores de K para acessórios com junção aparafusada (ASHRAE, 1985)

Tabela 5 – Valores de K para acessórios com junção de flange soldado (ASHRAE, 1985)

				Curva	Curva					
Dimensão	Joelho-	Joelho-		de	de	Junção	Junção			Válvula
Nominal	regular	longo	Joelho	retorno-	retorno-	Тіро Т	Тіро Т	Válvula	Válvula de	em
(Polegadas)	90°	90°	45°	Regular	Longo	Linha	ramal	Globo	gaveta	ângulo
1	0,43	0,41	0,22	0,43	0,43	0,26	1,00	13,0		4,8
1 1/4	0,41	0,37	0,22	0,41	0,38	0,25	0,95	12,0		3,7
1 1/2	0,40	0,35	0,21	0,40	0,35	0,23	0,90	10,0		3,0
2	0,38	0,30	0,20	0,38	0,30	0,20	0,84	9,0	0,34	2,5
2 1/2	0,35	0,28	0,19	0,35	0,27	0,18	0,79	8,0	0,27	2,3
3	0,34	0,25	0,18	0,34	0,25	0,17	0,76	7,0	0,22	2,2
4	0,31	0,22	0,18	0,31	0,22	0,15	0,70	6,5	0,16	2,1
6	0,29	0,18	0,17	0,29	0,18	0,12	0,62	6,0	0,10	2,1
8	0,27	0,16	0,17	0,27	0,15	0,10	0,58	5,7	0,08	2,1
10	0,25	0,14	0,16	0,25	0,14	0,09	0,53	5,7	0,06	2,1
12	0,24	0,13	0,16	0,24	0,13	0,08	0,50	5,7	0,05	2,1

2.5. Modelo termodinâmico

O seguinte modelo termodinâmico é utilizado para todos os sistemas descritos anteriormente. Ele leva em consideração as hipóteses simplificadoras descritas no ponto 2.2.

O modelo determina as propriedades termodinâmicas intensivas e especificas para cada ponto do ciclo, ou seja, determina a pressão, temperatura e propriedades termodinâmicas específicas do refrigerante. A vazão mássica do refrigerante é calculada em seguida, em função da carga térmica de refrigeração.

O ciclo termodinâmico o qual toma como dados de entrada as seguintes dados:

- a) Temperatura de evaporação ou de projeto.
- b) Temperatura de condensação a qual considera uma diferença de temperatura de 5.6 °C (10 °F) em relação à temperatura ambiente.
- c) Grau de superaquecimento (vapor na sucção do compressor) e grau de sub-resfriamento (líquido na saída do condensador) do sistema.
- d) Temperatura de saída do sub-resfriador mecânico no lado de baixa temperatura. A capacidade do sub-resfriador mecânico é subtraída da capacidade de meia temperatura.
- e) Grau de superaquecimento e queda de pressão nas linhas de sucção do compressor.
- f) Grau de sub-resfriamento e queda de pressão nas linhas de retorno de líquido.
- g) Eficiência isentrópica e eficiência volumétrica para cada compressor e para diferentes condições de operação.

2.5.1. Equações de conservação

Parte-se da equação de balanço de massa aplicada a um volume de controle (Van Wylen et al., 2003):

$$\frac{dm_{v.c.}}{dt} = \sum \dot{m_e} - \sum \dot{m_s}$$
(2.6)

A equação (2.6) atende a um volume de controle com propriedades uniformemente distribuídas e um número finito de seções de entrada e saída, cada uma delas com escoamento seccionalmente uniforme. Para regime permanente, tem-se, $\frac{dm_{v.c.}}{dt} = 0$, e a equação (2.7) fica reduzida a:

$$\sum \dot{m_e} = \sum \dot{m_s} = \dot{m} \tag{2.7}$$

Por outro lado parte-se também da equação do balanço de energia aplicada a um volume de controle (Van Wylen, 2003):

$$\dot{Q}_{v.c.} + \sum \dot{m_e} \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + g Z_e \right) = \frac{dE_{v.c.}}{dt} + \sum \dot{m_s} \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + g Z_s \right) + \dot{W}_{v.c.}$$
(2.8)

Para um sistema operando em regime permanente, com escoamento seccionalmente uniforme através de uma única entrada e única saída, e considerando as equações (2.7) e (2.8), tem-se:

$$\dot{Q}_{\nu.c.} + \dot{m} \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + g Z_e \right) = \dot{m} \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + g Z_s \right) + \dot{W}_{\nu.c.}$$
(2.9)

Considerando que as variações de energia potencial e cinética são desprezíveis (volume de controle estacionário), simplifica-se a equação (2.9) para:

$$\dot{Q}_{v.c} - \dot{W}_{v.c.} = \dot{m}(h_s - h_e)$$
 ou $q - w = h_s - h_e$ (2.10)

2.5.2. Cálculo da vazão mássica

Apresenta-se a eficiência volumétrica como a razão entre a vazão mássica real e a vazão mássica teórica.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_R}{\dot{m}_t} \tag{2.11}$$

A vazão mássica teórica é dada por:

$$\dot{m}_t = \rho_1 \times \dot{V}_{COMP} \tag{2.12}$$

onde *V*_{COMP} é a taxa de deslocamento volumétrico do compressor, dada por:

$$\dot{V}_{COMP} = NC \times \left(\frac{\pi \times D_p^2}{4} \times d_p\right) \times \frac{N}{60}$$
(2.13)

onde NC é o numero de cilindros do compressor.

Para o cálculo da vazão mássica de trabalho (\dot{m}_t) iguala-se a capacidade de refrigeração à carga térmica de refrigeração, em uma condição de 100% da carga. Esta poderia ser, por exemplo, 40,6 °C (105 F) de temperatura ambiental e tendo como temperatura de condensação 5,4 °C (10 F) acima da temperatura ambiental, ou seja, 46 °C (115 F). A condição de trabalho pode mudar dependendo da situação climática de cada um dos países. Então, a vazão da massa de trabalho se calcula mediante a equação (2.14),



onde \dot{Q}_{REF} é a capacidade de refrigeração conforme definido acima.

Porém, a vazão mássica do refrigerante não é constante para todas as condições de operação porque a densidade do refrigerante na sucção muda. Por outro lado, o deslocamento volumétrico do compressor não muda, pois ele somente depende da geometria do compressor e da velocidade de giro do volante, conforme equação (2.13). Então, uma vez conhecido o valor dessa vazão mássica teórica máxima pode-se calcular o deslocamento volumétrico, mediante a equação (2.15), para essa condição de operação, a qual se manterá constante ao longo de qualquer condição de operação.

$$\dot{V}_{COMP} = \frac{\dot{m}_{tc}}{\rho_1} \tag{2.15}$$

Onde:

 \dot{m}_{tc} : Vazão de massa do refrigerante na condição de temperatura máxima.

 ho_1 : Densidade do refrigerante na entrada do compressor. O refrigerante encontra-se na condição de ponto de orvalho (se mistura não

azeotrópica) ou saturado seco (se substância pura ou mistura azeotrópica) com a pressão de sucção (ciclo operando com temperatura ambiental máxima).

2.5.3. Eficiência isentrópica

A eficiência isentrópica é a razão entre o trabalho específico requerido pela compressão isentrópica do gás e o trabalho específico realizado sobre o eixo do compressor.

$$\eta_{iso} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \tag{2.16}$$

Entre os diferentes fatores que contribuem para uma redução da eficiência isentrópica podem ser citados o atrito entre componentes móveis do compressor e a perda de carga do refrigerante através das válvulas e outros canais de escoamento (Stoecker e Jabardo, 2002). Os valores da eficiência isentrópica serão fornecidos neste estudo segundo os parâmetros habituais de funcionamento fornecidos pelo fabricante dos compressores.

2.5.4. Condensador

Para a análise do condensador utiliza-se o modelo de parâmetros concentrados, pois o objetivo é ter uma idéia do processo de troca de calor neste equipamento. Este processo é idealizado como isobárico, pois se considera que a queda de pressão entre a entrada e a saída seja desprezível.

Simplifica-se a equação (2.10) para:

$$q_{CD} = h_e - h_s$$
 ou $q_{CD} = h_{CD,IN} - h_{CD,OUT}$ (2.17)

2.5.5. Evaporador

Para o evaporador considera-se também o modelo de parâmetros concentrados e o processo isobárico. A equação (2.10) fica como a seguir:

$$q_{EV} = h_s - h_e$$
 ou $q_{EV} = h_{EV,OUT} - h_{EV,IN}$ (2.18)

Uma vez calculada a vazão mássica de refrigerante para qualquer condição de operação, pode-se calcular a capacidade de refrigeração para baixa e média temperatura ($\dot{Q}_{EV,BT}$ e $\dot{Q}_{EV,MT}$). A capacidade de refrigeração considera o efeito refrigerante útil do sistema, ou seja, equação (2.18), multiplicado pela vazão mássica real. Portanto, calcula-se a capacidade de refrigeração mediante a equação abaixo.

$$\dot{Q}_{EV} = \dot{m}_R \times (h_{EV,OUT} - h_{EV,IN})$$
(2.19)

2.5.6.Sub-resfriador Mecânico

Este dispositivo se encontra situado dentro da sala de máquinas. Cumpre a função de sub-resfriar o refrigerante do ciclo de baixa temperatura na saída do condensador para, assim, ajudar a aumentar a capacidade de refrigeração do sistema em condições criticas do verão. Chama-se de sub-resfriador mecânico, pois retira o calor do circuito de baixa temperatura, mediante de um pequeno trocador de placas, utilizando a vazão mássica de refrigerante proveniente do sistema de média temperatura. Para a determinação das propriedades termodinâmicas utiliza-se a primeira lei da termodinâmica.

Aplica-se a equação (2.10) para o sub-resfriador mecânico e a equação fica reduzida a:

$$q_{SM} = (h_e - h_s)$$
 ou $q_{SM} = h_{SM,IN} - h_{SM,OUT}$ (2.20)

Para o cálculo da capacidade do sub-resfriador mecânico considera-se a diferença de entalpias a montante e a jusante e a vazão mássica real do circuito de baixa temperatura, mediante a equação (2.21), a seguir.



 $\dot{Q}_{SM} = \dot{m}_{R,BT} \times (h_{5a} - h_{6a}) = \dot{m}_{R,MT} \times (h_{8b'} - h_{7b'}) = \dot{m}_{R,MT} \times (h_{7b'} - h_{6b'}) (2.21)$



A capacidade de refrigeração, \dot{Q}_{SM} , representa uma carga de refrigeração adicional para o sistema de meia temperatura, portanto, o valor da carga de refrigeração de meia temperatura é obtido mediante a equação (2.22), a seguir.

$$\dot{Q}_{REF,MT} = \dot{Q}_{REF,MT} + \dot{Q}_{SM}$$
(2.22)

2.5.7. Outros elementos do ciclo

Dispositivo de expansão: Supõe-se que o dispositivo de expansão seja uma válvula de expansão termostática. Neste caso, considera-se que a troca de calor através da fronteira de seu volume de controle seja nula (processo adiabático). Como, obviamente, a válvula não realiza trabalho, simplifica-se a equação (2.10) e se tem:

$$h_s = h_e \quad \text{ou} \quad h_6 = h_7 \tag{2.23}$$

Linha de líquido entre o tanque Reservatório e a válvula de expansão: Neste caso, o modelo dependerá do sistema a ser avaliado. Os sistemas de expansão direta possuem um ganho de calor significativo, pois as válvulas de expansão encontram-se situadas do lado dos expositores frigoríficos, motivo pelo qual a linha pode apresentar grande comprimento e, portanto, um ganho de calor significativo. No caso do sistema de fluido secundário, este trecho se reduz bastante, motivo pelo qual o valor para este ganho de calor é, neste caso, considerado desprezível.

Então, simplificando a equação (2.10) para um ciclo de refrigeração por expansão direta, tem-se:

$$q = h_s - h_e \quad \text{ou} \quad q_{linha} = h_{Valv,IN} - h_{Tr,OUT} \tag{2.24}$$

Linha de sucção do compressor: O superaquecimento na sucção do compressor é uma característica desejável pelo fato de proteger o compressor, garantindo que o fluido seja 100% fase gasosa. Porém, um excesso de

superaquecimento traz efeitos indesejáveis, pois incrementa o consumo de energia do compressor (Getu e Bansal, 2007). Portanto, para calcular o efeito da sucção do compressor, utiliza-se a equação (2.10), chegando a:

$$q = h_s - h_e \quad \text{ou} \quad q_{succ} = h_{CD,IN} - h_{EV,OUT}$$
(2.25)

Trocadores de calor intermediários: Tanto o sistema de fluido secundário como o sistema de cascata possuem um trocador intermediário. Eles serão abordados separadamente.

No caso do sistema de fluido secundário, utiliza-se a equação (2.10) para cada lado e posteriormente igualam-se o calor rejeitado e o calor recebido.

$$\dot{Q}_{IHX} = \dot{m}_R (h_{IHX,OUT} - h_{IHX,IN}) = \dot{m}_{fs} (h_{2c} - h_{3c})$$
(2.26)

Na avaliação do sistema de refrigeração do tipo cascata para o par NH₃-CO₂ utiliza-se a correlação descrita no trabalho de Lee et al. (2006) e mostrada na equação (2.27), para calcular uma temperatura intermediaria ótima de condensação T_{MC}, a qual seria a temperatura de condensação do ciclo de baixa temperatura .

$$T_{MC} = 40,63 + 0,4T_{CD} + 0,4T_{EV} + \Delta T_{IHX}$$
(2.27)

Por outro lado, do lado do sistema de alta temperatura existe a temperatura (T_{ME}), a qual seria uma temperatura de evaporação do ciclo de alta temperatura. Ambas as temperaturas não são iguais pelo fato de o trocador intermediário não ser 100% eficiente, existindo uma diferença de temperatura que será chamada de ΔT_{IHX} , equação (2.28),

$$\Delta T_{IHX} = T_{MC} - T_{ME} \tag{2.28}$$

É importante ressaltar que a equação (2.27) somente se aplica para o par NH₃-CO₂. Para outros pares com níveis de temperatura equivalente, a equação (2.27) representa apenas uma primeira aproximação.

2.5.8. Calculo do COP (Coeficiente de desempenho) do ciclo termodinâmico

Define-se o COP pela equação (2.29). Este indicador de desempenho não considera o efeito das perdas nas linhas de sucção. Este valor será utilizado para o cálculo do consumo dos compressores.

$$COP = \frac{(h_{\text{EV,OUT}} - h_{\text{EV,IN}})}{(h_{\text{COMP,OUT}} - h_{\text{COMP,IN}})}$$
(2.29)

2.6. Cálculo da potência dos compressores

Neste item calcula-se a potência elétrica dos compressores, tanto os de baixa como de temperatura média. Para tal serão utilizadas relações simples, as quais consideram a carga de refrigeração e o COP, como será visto nos pontos seguintes. Antes de definir o procedimento de cálculo da potências dos compressores é importante definir o termo de fator de carga, mediante a equação (2.30). O termo de fator de carga é definido como sendo a razão entre a carga térmica de refrigeração que varia com a condição de operação e a capacidade de refrigeração.

$$FC = \frac{\dot{Q}_{REF}}{\dot{Q}_{EV}} \tag{2.30}$$

2.6.1. Cálculo da potência dos compressores de baixa temperatura

A potência elétrica dos compressores de baixa temperatura se calcula a partir da capacidade de refrigeração, do COP e do fator de carga.

$$\dot{W}_{\rm COMP,BT} = \frac{\dot{Q}_{\rm EV,BT}}{\rm COP_{BT}} \times \rm FC_{BT}$$
(2.31)

2.6.2. Cálculo da potência dos compressores de temperatura média

A potência elétrica dos compressores de média temperatura é calculada mediante a equação (2.32), levando em conta a capacidade de refrigeração, $\dot{Q}_{EV,MT}$, e a capacidade do sub-resfriador mecânico, \dot{Q}_{SM} .



Figura 14 - Diagrama P-h do ciclo térmodinamico operando com R404A (exemplo)

Na figura 14, percebe-se como o sub-resfriamento mecânico favorece o efeito refrigerante, muito necessário quando houver temperaturas ambientais muito elevadas.

2.7.

Cálculo da potência elétrica das bombas (Sistema com fluido secundário)

Para o cálculo da potência elétrica das bombas é preciso determinar a vazão volumétrica do fluido secundário para os dois casos seguintes.

2.7.1.

Calculo da potencia elétrica das bombas de baixa temperatura

Para o cálculo da potência elétrica da bomba de baixa temperatura, precisa-se calcular a vazão volumétrica, conforme equação (2.33). Para tal precisa-se conhecer a densidade do fluido (ρ_{fLT}) e seu calor especifico ($C_{n,LT}$), além da diferença de temperatura entre o fornecimento e a reposição do fluido secundário. A variavel ΔP_{BT} representa a altura de pressão imposta pela bomba e a eficiência (nb) representa sua eficiência mecânica e elétrica global. Assim, equação (2.34), tem-se a potência elétrica da bomba.

$$\dot{\mathbf{V}}_{\mathbf{f},\mathrm{LT}} = \frac{\dot{\mathbf{Q}}_{\mathrm{EV,BT}}}{\rho_{\mathbf{f},\mathrm{BT}} \cdot \mathbf{C}_{\mathrm{P,LT}} \cdot \Delta \mathbf{T} \left[k\right]}$$
(2.33)

(2.32)

$$\dot{W}_{b,BT} = \frac{\dot{V}_{f,LT} \times \Delta P_{BT}}{\eta_{b}}$$
(2.34)

Por outro lado, na equação (2.35), mostra-se como determinar o calor fornecido pela bomba ao fluido, calor que deve ser rejeitado pelo sistema de refrigeração. Este calor é, portanto, somado ao valor da carga térmica conectada ao circuito de baixa temperatura. Na equação (2.35) também se observa uma taxa (δ), a qual representa o equivalente à parcela de potência elétrica que é rejeitada como calor pelo sistema. Normalmente se considera 90%, segundo o descrito por Kazachki e Hinde (2007).

$$\dot{Q}_{REJ,LT} = \delta \times \dot{W}_{b,LT} \tag{2.35}$$

As propriedades dos fluidos secundários, como a densidade e o calor específico, são obtidos de tabelas dos fabricantes (Fischer, 2003).

2.7.2. Cálculo da potência elétrica das bombas de média temperatura

O cálculo da potência elétrica das bombas para o sistema de média temperatura é efetuado de maneira análoga ao cálculo descrito no item (2.13.1):

$$\dot{W}_{b,MT} = \frac{\dot{V}_{f,MT} \times \Delta P_{MT}}{\eta_{b}}$$
(2.36)

$$\dot{V}_{f,MT} = \frac{\dot{Q}_{EV,MT}}{\rho_{f,MT} \times C_{p,MT} \times \Delta T \, [^{\circ}R]}$$
(2.37)

$$\dot{Q}_{REJ,MT} = \delta \times \dot{W}_{b,MT} \tag{2.38}$$

Importante ressaltar que, como uma primeira aproximação, multiplica-se o valor da potência elétrica da bomba, tanto para baixa como para média temperatura, por 8760 horas anuais, para calcular o consumo anual de energia das bombas (E_b).

2.8. Cálculo do consumo anual de energia dos compressores mediante a análise BIN

Para o cálculo do consumo anual de energia adotou-se o método BIN (Fischer, 2003), pelo qual pode-se obter o consumo energético dos compressores e outros sistemas elétricos que fazem parte do sistema de refrigeração, para determinadas condições de temperatura ou faixas de temperaturas, as quais são chamadas de BIN. Mostra-se o cálculo de consumo por BIN a seguir.

Para um i-ésimo BIN (i/n) entre n intervalos, tem-se:

$$E(i) = \dot{W}_{COMP}(i) \times NH(i)$$
(2.39)

onde NH é o número total de horas do ano em que se tem essa ocorrência de temperatura ambiente. O número total de horas anuais é de 8760 horas, obviamente.

Na equação (2.40) realiza-se a somatória de todos os consumos energéticos de todos os BINs (intervalos) calculados previamente,

$$E = \sum_{i=1}^{n} [\dot{W}_{COMP} \times NH(i)]$$
(2.40)

onde E é o consumo anual de energia, avaliado para baixa ou para média temperatura [kWh/ano].

Na equação (2.41) efetua-se a somatória dos consumos de energia dos sistemas de baixa e de média temperatura, obtendo, assim, o consumo energético total anual para a refrigeração do supermercado avaliado:

$$E_{COMP,G} = E_{COMP,LT} + E_{COMP,MT}$$
(2.41)

2.9.

Cálculo do consumo anual de energia no circuito de baixa temperatura e média temperatura

A potência elétrica total para cada um dos sistemas será a soma dos termos anteriormente calculados, nos itens (2.42) e (2.43):

$$E_{LT} = E_{COMP,LT} + E_{b,LT}$$
(2.42)

$$E_{MT} = E_{COMP,MT} + E_{b,MT}$$
(2.43)

$$E_G = E_{LT} + E_{MT} \tag{2.44}$$

onde E_G é o consumo global anual de energia dos compressores [kWh/ano].

Importante notar que, no caso de um sistema de expansão direta ou em cascata, $E_{COMP,G}$, do item (2.41), seria o consumo energético anual de refrigeração global do supermercado.

2.10. Cálculo da massa total de refrigerante no supermercado

Para o cálculo da carga de refrigerante no supermercado como um todo, é preciso definir a geometria das tubulações dos equipamentos e dos circuitos do sistema de refrigeração.

2.10.1. Cálculo da massa de refrigerantes nas tubulações

É necessário efetuar a análise por trechos considerando as seguintes variáveis:

- Densidade (massa específica) do refrigerante líquido (ρ_{liq}) ou do vapor (ρ_{vap}), dependendo de se estar em consideração à linha de líquido ou à linha de sucção, na temperatura de evaporação.
- Diâmetro de tubulação das linhas de sucção e de líquido, para o cálculo da área transversal.

Comprimento das linhas de sucção e de líquido.

No figura 15, mostra-se a distribuição das tubulações ou linhas a serem consideradas. Estas tubulações encontram-se a montante e a jusante da válvula de expansão e das diversas cargas de refrigeração.



Figura 15 - Distribuição das tubulações na montante e na jusante do evaporador

Calcula-se a massa de refrigerante no interior das tubulações de líquido e de sucção (vapor), considerando as principais linhas e ramais, incluindo a linha de retorno do refrigerante antes de chegar ao distribuidor (manifold) de sucção a partir de:

$$m_{tub(liq,vap)} = \rho_{liq,vap} \times \pi \times \frac{D_{tub}^2}{4} \times L_{tub}$$
(2.45)

onde o subscrito "liq, vap" significa líquido ou vapor, dependendo do caso de aplicação.

Além de calcular a massa de refrigerante no evaporador, é necessário, agora calculá-la nos outros pontos do sistema de refrigeração como no condensador, nos múltiplos de sucção, de descarga, de líquido e também no tanque Reservatório de líquido, o qual a sua vez pode estar situado horizontalmente ou verticalmente.

2.10.2.

Cálculo da massa de refrigerante nos distribuidores de sucção, descarga e de líquido

Deve-se considerar um distribuidor de sucção, de descarga e de líquido para cada circuito de refrigeração, tanto no circuito de baixa como no de média temperatura.

A massa de refrigerante para os distribuidores de sucção, descarga e de líquido é determinada por:

$$m_{man,suc=} \rho_{vap}(T_{suc}, P_{suc}) \times \pi \times \frac{D_{man,suc}^2}{4} \times L_{man,suc}$$
(2.46)

$$m_{man,des=} \rho_{vap}(T_{des}, P_{suc}) \times \pi \times \frac{D_{man,des}^2}{4} \times L_{man,des}$$
(2.47)

$$m_{man,liq} = \rho_{liq}(T_{liq}) \times \pi \times \frac{D_{man,liq}^2}{4} \times L_{man,liq}$$
(2.48)

sendo, neste caso, D e L os diâmetros e comprimentos respectivos para cada distribuidor.

2.10.3. Cálculo de massa de refrigerante no condensador

Para o cálculo da massa de refrigerante no interior do condensador (m_{cd}) é preciso levar em conta que ocorre mudança de fase e uma análise detalhada do cálculo da massa no interior de um condensador estaria fora do escopo do presente estudo. Por este motivo, utilizam-se recomendações dos catálogos de condensadores para aproximar a massa do refrigerante, como foi realizado também por Fischer (2003).

O fabricante de condensadores "Bohn" indica a seguinte correlação para diversas aplicações em supermercados. É possível encontrá-la em seu catálogo de condensadores do ano 2008 (Bohn, 2008).

$$m_{CD} = \left(\frac{\dot{Q}_{CD}}{1550}\right) x RCR x RD$$
 (2.49)

onde,

- \dot{Q}_{CD} : Taxa de rejeição de calor do condensador [W],
- RCR : Razão de carga do refrigerante [-],
- RD : Razão de densidades do líquido e do vapor no condensador [-].

$$RD = \frac{\rho_{liq}}{\rho_{vap}} \tag{2.50}$$

Todos esses dados podem ser obtidos do ciclo termodinâmico do item (2.5), com exceção da razão de carga do refrigerante. Este ultimo é um valor que depende do refrigerante a ser utilizado e é proporcionado pelo fabricante de condensadores (Bohn, 2008). O valor de RCR para o R-22 é de 0,0352, valor que será utilizado para todos os outros refrigerantes como primeira aproximação. Isto porque o presente modelo propõe-se a trabalhar com qualquer mistura a partir de uma base de sustâncias puras.

Para o cálculo da massa nas linhas de vapor e de líquido utiliza-se uma expressão semelhante às anteriormente mostradas no cálculo da massa nos distribuidores e nas tubulações comuns, com a diferença de que a densidade vai mudar, função da temperatura, tal como apresentado nas equações (2.51) e (2.52), a seguir:



Figura 16 - Distribuição das tubulações na montante e na jusante do condensador

$$m_{cd,liq} = \rho_{liq} \times T_{cd,liq} \times \pi \times \frac{D_{cd,liq}^2}{4} \times L_{cd,liq}$$
(2.51)

$$m_{CD,vap} = \rho_{vap} \times T_{CD} \times \pi \times \frac{D_{CD,vap}^2}{4} \times L_{CD,vap}$$
(2.52)

2.10.4. Cálculo de massa de refrigerante no evaporador

Segundo estudos realizados por Poggi et al. (2008), verifica-se que a massa de refrigerante circulante por diferentes tipos de evaporador, com exceção dos evaporadores inundados, é aproximadamente igual à metade da massa de refrigerante contida no condensador, conforme se pode verificar a seguir, na figura 17.



Figura 17 - Carga de refrigerante em trocadores de calor (Poggi et al., 2008)

Portanto, a massa do evaporador pode ser aproximada mediante a equação (2.53), a seguir.

$$m_{EV} = \frac{m_{CD}}{2} \tag{2.53}$$

2.10.5. Cálculo da massa de refrigerante no tanque reservatório de líquido

Para determinar a massa neste tanque é necessário conhecer sua orientação, ou posicionamento, pois, dependendo se estiver posicionado horizontal ou verticalmente, o modelo matemático será diferente. A presente análise somente se aplica para o caso de tanques reservatórios cilíndricos.

A seguir, são descritos os procedimentos para ambos os casos, vertical e horizontal.

2.10.5.1. Tanques reservatórios verticais

Neste caso o cálculo é simples, pois somente é preciso conhecer a geometria básica do cilindro e a altura do líquido dentro do tanque, tal como se aprecia na figura 18.



Figura 18 - Geometria do tanque vertical

Para o cálculo da massa de líquido é necessário calcular o volume preenchido no tanque pelo fluido na fase líquida, o qual é feito mediante a equação (2.54),

$$m_{\rm tr,liq} = \rho_{liq}(T_{\rm tr}) \times \pi \times \frac{D_{\rm tr}^2}{4} \times H, \qquad (2.54)$$

e, para o fluido refrigerante na fase de vapor, bastará substituir na equação (2.55),

$$m_{tr,vap} = \rho_{liq}(T_{tr}) \times \pi \times \frac{D_{tr}^2}{4} \times (L - H).$$
(2.55)

onde,

D_{tr} : Diâmetro do tanque reservatório,

L : Comprimento do tanque reservatório, tanto faz se for horizontal ou vertical,

H : Altura do refrigerante em fase liquida.

A massa total de refrigerante no tanque reservatório será a soma das duas massas, previamente calculadas:

$$m_{tr} = m_{tr,liq} + m_{tr,vap}$$
(2.56)

2.10.5.2. Tanques reservatórios horizontais

Neste caso, o cálculo do volume ocupado pelo fluido refrigerante na fase líquida é efetuado a partir de relações geométricas e trigonométricas para determinar a área da seção "S" na figura 19. A área da seção é determinada mediante a equação (2.57), segundo Vrinat et al. (2000), considerando o caso mostrado na figura 19,

$$S_{\text{liq}}(H) = \frac{D_{\text{tr}}^{2}}{4} \left[\pi - \cos^{-1} \left(2 \times \frac{H}{D_{\text{tr}}} - 1 \right) + \left(2 \times \frac{H}{D_{\text{tr}}} - 1 \right) \times \left(\sqrt{1 - \left(2 \times \frac{H}{D_{\text{tr}}} - 1 \right)^{2}} \right) \right]$$
(2.57)



HORIZONTAL

Figura 19 - Geometria do tanque horizontal

A seção ocupada pelo vapor seria, então, a seção complementar a ela, ou seja, a seção total do cilindro menos a seção previamente calculada como mostrado na equação (2.58),

$$S_{vap} = \pi \times \frac{D_{tr}^2}{4} - S_{liq}(H),$$
 (2.58)

Para o cálculo da massa, é preciso encontrar o volume ocupado pelo refrigerante nas diferentes fases, multiplicando-o pelo comprimento do tanque reservatório "L", e pela densidade da cada caso, tanto de líquido como de vapor, conforme a seguir.

$$m_{tr,liq} = S_{L}(H) \times L \times \rho_{liq}(T_{tr}), \qquad (2.59)$$

 $m_{tr,vap} = S_V \times L \times \rho_{vap}(T_{tr}, P_{CD}), \qquad (2.60)$

$$m_{tr} = m_{tr,liq} + m_{tr,vap}$$
(2.61)

A massa total de refrigerante no tanque reservatório é a soma das duas massas, de liquido e vapor, analogamente ao caso do tanque vertical.

2.10.6. Cálculo de massa de refrigerante no compressor

A massa de refrigerante no compressor é muito pequena, razão pelo qual normalmente é desprezada, conforme Youbi-Idrissi e Bonjour (2003), não tendo sido considerada no presente estudo.

2.10.7. Massa total de refrigerante no supermercado

Com o equacionamento acima descrito, tem-se uma boa aproximação da massa total de refrigerante contido em um supermercado. Entretanto, é preciso, como já foi descrito anteriormente, ter conhecimento de grande parte da geometria do sistema. De qualquer forma, a massa total do supermercado será a soma aritmética de todas as massas calculadas, mediante a equação (2.62), abaixo:

 $m_{total} = m_{tub,liq} + m_{tub,vap} + m_{man,suc} + m_{man,liq} + m_{man,des} + m_{CD} + m_{CD,liq} + m_{CD,vap} + m_{tr} + m_{EV}$ (2.62)

2.11. Cálculo de TEWI (Total Equivalent Warming Impact)

O cálculo do índice TEWI tem como finalidade determinar o impacto ambiental da instalação, em quilogramas equivalentes de CO₂, para, desta forma, determinar o quão impactante é determinado refrigerante ou sua alternativa.

Para calculá-lo, precisa-se definir a porcentagem de vazamento anual de refrigerante para cada sistema. Isto normalmente depende do país e do grau

tecnológico do mesmo e, portanto, da instalação utilizada, do nivel de manutenção, entre outros. Na Europa e nos Estados unidos trabalham-se com valores razoavelmente baixos para o valor de ø (Björn, 2007). Entretanto, no Brasil estos valores ainda são elevados. Uma vez definido este valor, calcula-se, mediante a equação (2.63), o vazamento anual de massa de refrigerante,

$$m_{vaz} = \emptyset \times m_{REF,TOTAL} \tag{2.63}$$

🧖 : fração de perda do refrigerante em um ano.

m_{vaz} : massa de vazamento anual [kg].

Uma vez tendo-se o valor de m_{vaz} , procede-se ao cálculo de TEWI, equação (2.64).

$$TEWI = TV \times (m_{vaz} \times GWP_{EO} + CR \times E)$$
(2.64)

onde

TV : Tempo de vida [anos].

CR : Massa de CO₂ equivalente emitida por kWh de energia elétrica gerada [kg CO₂/kWh].

É necessário determinar o valor do GWP do refrigerante, assim como estimar o tempo de vida do sistema ou aparelho de refrigeração. O GWP é obtido de tabelas (Ramfjord, 2010) para sustâncias puras, mediante a equação (1.1). Para as misturas, o valor do GWP de cada componente (sustância pura) é multiplicado por sua fração de massa (FM) correspondente, conforme descrito por Foster e Ramaswamy (2001).

$$GWP_{EO} = \sum_{i=1}^{n} GWP_{REF} \times FM \tag{2.65}$$

2.12. Análise LCCP (Life Cycle Climate Performance)

O parâmetro LCCP tem a mesma finalidade que o indicador TEWI, mas com a vantagem de considerar o impacto ambiental da cadeia de fabricação do refrigerante, representado pelo valor de FR, e do equipamento. O LCCP tem dois efeitos: o efeito direto e o indireto, como mostrado nas equações (2.66) e (2.67)

O efeito direto é devido aos vazamentos de refrigerante anuais para a atmosfera.

$$ED = TV \times m_{vaz} \times (GWP_{EQ} + FR)$$
(2.66)

FR : Massa de CO₂ equivalente emitida por massa de refrigerante produzida [kg CO₂/kg REF].

O valor de FR considera dois fatores principais, os quais têm relação direta com a fabricação e manipulação do refrigerante pelo fabricante. Estes dois termos são:

- Energia de Produção ("Embodied energies"): corresponde à quantidade de CO₂ equivalente emitida para a produção de um kg de refrigerante.
- Emissões para a atmosfera ("Fugitive emissions"): É um parâmetro relacionado ao arejamento, às fugas durante o processo de manufatura e à transferência da usina ao transporte.

O efeito indireto é devido às emissões de CO_2 associadas à produção elétrica de usinas de força (termoelétricas, hidroelétricas e nucleares). O valor do efeito indireto, portanto, leva em consideração o consumo global de energia anual e o conversor regional (CR), o qual leva em conta quantos quilogramas de CO_2 são emitidos à atmosfera por kWh gerado. Este valor depende de cada país. Por exemplo, para os Estados Unidos é 0,65 kg CO_2 / kWh (Kazachki, 2007).

$$EI = TV \times CR \times E_G \tag{2.67}$$

Finalmente, o LCCP é a soma dos efeitos direto e indireto:

$$LCCP = ED + EI \tag{2.68}$$