



Determinação da Quantidade de Dióxido de Carbono Emitido devido a Construção e Operação de Ciclo Frigorífico por Compressão de Vapor de Amônia com Temperatura de Evaporação entre -30°C E 5°C

P. S. G. Carvalho ^a, M. M. Pimenta ^b

a. Universidade Paulista, São Paulo, psgc@uol.com.br

b. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de engenharia mecânica, mmpimenta@uol.com.br

Resumo

The refrigerating cycle for ammonia vapor compression has its use very spread out, because it can generate very low temperatures and operate in some temperatures of evaporation. The present work aims at to quantify the emitted carbon dioxide due to the construction and operation of a refrigerating cycle for ammonia vapor compression that operates using the hydroelectricity. As Costa (1982) the temperature of evaporation must be enters 5°C the 15°C inferior to the cooled environment. It adopts the case more criticize considering environment cooled in the -20 band $^{\circ}\text{C}$ the 5°C implying temperature of evaporation between -35°C and -10°C . In the development of this article it will be used the computational program Engineering Equation Solver (E.E.S) and methodology developed for the authors.

Keywords: *refrigerating systems; conservation of fish; refrigerating cycle for absorption.*

1. Introdução

O Brasil é um país cuja forma principal de geração de energia elétrica é hidroelétrica sendo esta muito utilizada no acionamento de sistemas frigoríficos por compressão de vapor. A conservação de alimentos é de extrema importância para a humanidade sendo baixas temperaturas uma das formas mais utilizadas. A temperatura a ser empregada na conservação depende do alimento em si. Para carnes e peixes a temperatura é na ordem de -20°C e utiliza com muita frequência os sistemas frigoríficos por compressão de vapor de amônia. Neste artigo é exibida uma metodologia que permite determinar a quantidade em massa de dióxido de carbono produzida devido ao processo siderúrgico de obtenção chapas de aço e a posterior transformação em tubos utilizados na construção dos sistemas frigoríficos por compressão de vapor de amônia. Determina também, a quantidade em massa de dióxido de carbono gerada pela produção da amônia utilizada no ciclo frigorífico e, por fim, a quantidade em massa de dióxido de carbono gerada devido ao consumo de eletricidade utilizada operação do ciclo frigorífico

por compressão de vapor de amônia. Para a solução das condições termodinâmicas do ciclo frigorífico é empregado o programa computacional *Engineering Equation Solver* (E.E.S) e para a quantidade em massa do dióxido de carbono, metodologia desenvolvida pelos autores.

2. Descrição do problema.

Considera-se o processo de refrigeração muito importante na conservação de alimentos, que o ciclo frigorífico por compressão de vapor é o mais utilizado, que a energia de acionamento do compressor é proveniente em sua maioria das vezes de motores elétricos sendo que 75,89% da eletricidade produzida no Brasil é oriunda hidroelétrica BEN (2009). Considera-se ainda ser de grande importância os estudos relacionados a liberação dos agentes agressores á atmosfera, os autores apresentam uma metodologia para quantificar o dióxido de carbono gerados pela construção e operação de ciclos frigoríficos por compressão de vapor incluindo na análise o produzido devido ao processo de fabricação da amônia.

3. Funcionamento do ciclo frigorífico por compressão de vapor.

Os sistemas de refrigeração por compressão de vapor baseiam-se na expansão de um fluido refrigerante e remoção de calor durante a mudança de fase (líquida para vapor) do refrigerante. A fase líquida, a alta pressão, deixando o condensador representado pelo ponto 2, da **Fig. 1**, tem sua pressão reduzida isoentalpicamente durante a passagem pela válvula de expansão (redução calibrada), expandindo-se até atingir o ponto 3. O vapor saturado resultante está a baixa pressão e vaporiza-se ao receber energia térmica quando escoar no interior do evaporador, deixando-o normalmente no estado termodinâmico de vapor saturado seco a baixa pressão, representado pelo ponto 4, da **Fig. 1**.

Resume-se o sistema convencional de refrigeração por compressão de vapor em 4 processos: Processo 2-3 - Compressão realizada por um compressor; Processo 3-4 - Condensação isobárica com rejeição de calor para o meio ambiente ao longo do condensador; Processo 4-1 - Expansão isoentálpica ao longo da válvula de expansão; Processo 1-2 - Evaporação isobárica do refrigerante com extração de calor do meio a ser refrigerado.

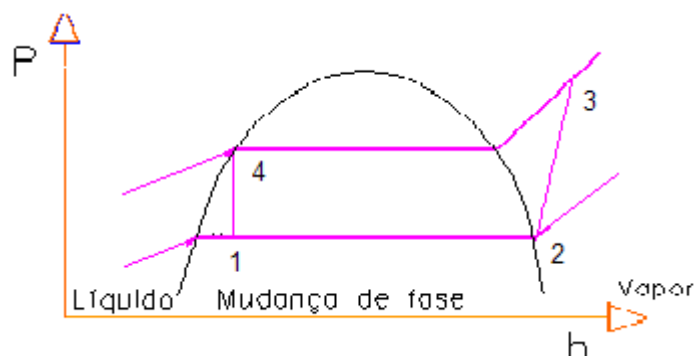


Fig. 1 - Diagrama Pressão (P) Entalpia (h) de um sistema de refrigeração por compressão de vapor

Nos sistemas de compressão de vapor, o aumento da pressão do fluido refrigerante, na fase vapor, é realizado por sistemas mecânicos, geralmente por compressores centrífugos ou a pistão.

A **Fig. 2** ilustra esquematicamente o funcionamento de um sistema frigorífico por compressão de vapor.

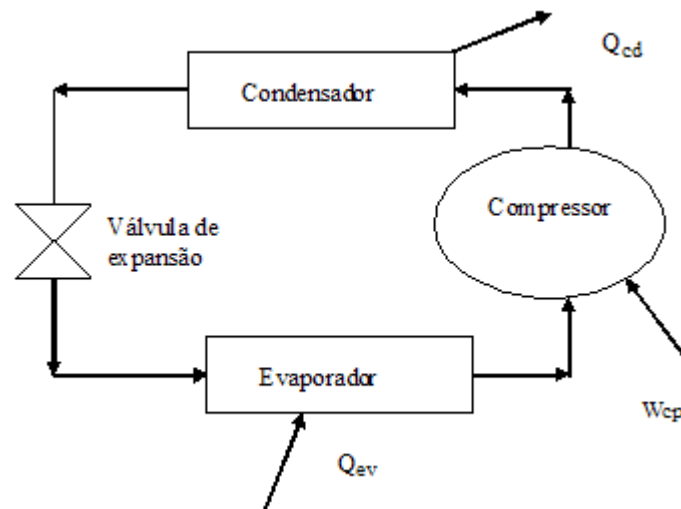


Fig.2 - Esquema de funcionamento do ciclo de refrigeração por compressão de vapor

4. Simulação do ciclo frigorífico e Equacionamento.

A análise dos parâmetros propostos neste artigo será viabilizada pelo uso de um programa de computador chamado por EES (Engineering Equation Solver) e a metodologia desenvolvida pelos autores. Os dados de entrada nas equações de simulação são:

Potência frigorífica ou carga térmica (CT) em TR (1 Tr = 3,5163 KW) - CT=1TR ; Temperatura ambiente em ° C - $t_{amb}=25$; Pressão atmosférica local em kPa - $P_{atm}=101$; Temperatura do ambiente refrigerado em °C” - $-20 \leq t_{cam} \leq 5$; Vida útil do equipamento em anos - $V_{util}=20$; Fator de carga - $FC=0,8$; Rendimento da compressão - $R_{cp}=0,7$; Grau de superaquecimento na saída do evaporador - $t_{sev}=5$; Velocidade do escoamento no interior dos tubos do evaporador em m/s - $Vel_{iev}=1,5$; Diâmetro interno normalizado do evaporador - $D_{iev}=0,02667$; Espessura em m da parede do tubo usado no evaporador - $e_t= 0,00287$; Diferença de temperatura em ° C sofrida pelo ar do ambiente refrigerado ao trocar calor com o evaporador - $del_{arev}=7$ m; Velocidade do ar refrigerado em m/s ao circular em torno do evaporador - $v_{arev}=2,5$; Espessura da aleta do evaporador em m - $e_{alev}=0,0015$; Quantidade de aleta por m de tubo - $N_p=100$; Condutibilidade térmica do material em kW/m°C - $k_{aço}=0,0523$; Massa específica do aço em kg/m³ - $ro_{aço}=7800$; velocidade do escoamento no interior dos tubos do evaporador em m/s - $Vel_{icd}=1,5$; Diâmetro interno normalizado do condensador - $D_{icd}=0,01020$; Espessura em m da parede do tubo usado no evaporador - $e_tcd= 0,00173$; Velocidade do ar refrigerado em m/s ao circular em torno do condensador - $v_arcd=2,5$; Espessura da aleta do condensador em m - $e_alcd=0,0015$; Quantidade de aleta por m de tubo - $N_pcd=100$; tubulação 1 - Saída do evaporador - entrada do compressor - $L_{t1}=1$; tubulação 2 - Saída do compressor - entrada no condensador - $L_{t2}=4$; tubulação 3 - Saída do condensador - entrada da válvula de expansão - $L_{t3}=5$; tubulação 4 - Saída da Válvula de expansão - entrada do evaporador - $L_{t4}=5$; Velocidade em m/s da dobra - V_d ” $V_d=0,3$. Com os dados de entrada e determina-se a propriedades resolvem-se as equações:

$$\text{Determinação da vazão em massa no evaporador} \quad m_{am}=Q_{ev}/(h[2]-h[4]) \quad (01)$$

$$\text{Calor rejeitado no condensador } Q_{CD} \quad Q_{cd}=m_{am}*(h[3]-h[4]) \quad (02)$$

$$\text{Potência do compressor } N_{cp} \quad N_{cp}=m_{am}*(h[3]-h[2])/R_{cp} \quad (03)$$

Dimensionamento da quantidade de aço utilizada na construção do sistema frigorífico por compressão

Determinação da velocidade de escoamento no interior do condensador

$$D_{icd} = \sqrt{4 \cdot m_{am} \cdot 0,5 \cdot (v[3] + v[4]) / (3,1415 \cdot Vel_{icd})} \quad (04)$$

Coefficiente de convecção da condensação

$$\mu[3] = \text{Viscosity}(\text{Ammonia}; T=T[3]; h=h[3]) \quad (05)$$

$$k[3] = \text{Conductivity}(\text{Ammonia}; T=T[3]; h=h[3]) \quad (06)$$

$$h_{icd} = 0,725 \cdot (g \cdot (\rho_{am})^2 \cdot (h[3] - h[4]) \cdot (k[3]^3) / (\mu[3] \cdot (T[3] - T_{amb}) \cdot N \cdot D_{iev}))^{0,25} \quad (07)$$

Cálculo do coeficiente de película do fluido externo (ar) ao condensador ASHRAE 2001 -

$$\mu[3] = \text{Viscosity}(\text{Ammonia}; T=T[3]; h=h[3]) \quad (08)$$

$$k[3] = \text{Conductivity}(\text{Ammonia}; T=T[3]; h=h[3]) \quad (09)$$

$$h_{arcd} = 0,00653 + 0,00453 \cdot v_{arcd} \quad (10)$$

$$\text{Diâmetro externo da aleta} \quad D_{ealcd} = D_{icd} + 2 \cdot D_{ecd} \quad (11)$$

Diâmetro externo em m do tubo usado no condensador SC 40

$$D_{ecd} = D_{icd} + 2 \cdot e_{tcd} \quad (12)$$

Cálculo da Área A_{1al} de uma aleta

$$A_{1alcd} = 0,25 \cdot 3,1415 \cdot (D_{ealcd}^2 - D_{ecd}^2) \cdot 2 \quad (13)$$

Diâmetro médio da aleta

$$D_{malcd} = (D_{ealcd} - D_{ecd}) / \ln(D_{ealcd} / D_{ecd}) \quad (14)$$

Determinação da área média por condução da aleta

$$S_{cd} = 3,1415 \cdot D_{malcd} \cdot e_{alcd} \quad (15)$$

Determinação do perímetro da aleta

$$Per_{cd} = 2 \cdot (3,1415 \cdot D_{malcd} + e_{alcd}) \quad (16)$$

$$m_{cd} = \sqrt{((h_{arcd} \cdot Per_{cd}) / (K_{aço} \cdot S_{cd}))} \quad (17)$$

$$h_{alcd} = (D_{ecd} - d_{icd}) \cdot 0,5 \quad (18)$$

Eficiência da aleta do condensador

$$Eta_{alcd} = (\tanh(m_{CD} \cdot h_{alcd}) / (m_{CD} \cdot h_{alcd})) \quad (19)$$

Determinação do número de aletas no condensador

$$Q_{cd} = h_{arcd} \cdot (T[3] - T_{amb}) \cdot (3,14 \cdot D_{ecd} \cdot (L_{tcd} - N_{pcd} \cdot L_{tcd} \cdot e_{alcd}) + (eta_{alcd} \cdot A_{1alcd})) \quad (20)$$

$$N_{alcd} = N_{pcd} \cdot L_{tcd} \quad (21)$$

Determinação da massa de aço utilizada nos tubos do condensador

$$m_{\text{aço}tcd} = \rho_{\text{aço}} \cdot 0,25 \cdot 3,1415 \cdot (D_{\text{ecd}}^2 - D_{\text{icd}}^2) \cdot L_{\text{tcd}} \quad (22)$$

Determinação da massa de aço utilizada nas aletas do condensador

$$m_{\text{aço}alcd} = \rho_{\text{aço}} \cdot 0,25 \cdot 3,1415 \cdot (D_{\text{ealcd}}^2 - D_{\text{ecd}}^2) \cdot e_{\text{alcd}} \cdot N_{\text{alcd}} \quad (23)$$

Determinação da massa de aço total utilizado no condensador

$$M_{\text{totalcd}} = m_{\text{aço}alcd} + m_{\text{aço}tcd} \quad (24)$$

Determinação da velocidade de escoamento no interior do evaporador

$$D_{\text{iev}} = \sqrt[4]{4 \cdot m_{\text{am}} \cdot 0,5 \cdot (v[1] + v[4])} / (3,1415 \cdot \text{Vel}_{\text{iev}}) \quad (25)$$

Cálculo da vazão em massa por unidade de área de escoamento do evaporador

$$G_{\text{iev}} = 4 \cdot m_{\text{am}} / (3,1415 \cdot D_{\text{iev}}^2) \quad (26)$$

Cálculo do coeficiente de película interno no evaporador segundo Ashrae 2001-

$$h_{\text{iev}} = 0,00773 \cdot G_{\text{iev}}^{0,8} / D_{\text{iev}}^{0,2} \quad (27)$$

Cálculo da vazão em massa de ar no evaporador - m_{arev} -

$$T_{\text{ar}mev} = (T_{\text{cam}} + 0,5 \cdot \text{del}_{\text{arev}}) + 273 \quad (28)$$

$$m_{\text{arev}} = Q_{\text{ev}} / (\text{CP}_{\text{arev}} \cdot \text{del}_{\text{arev}}) \quad (29)$$

Cálculo do coeficiente de película do fluido externo (ar) ao evaporador ASHRAE 2001-

$$h_{\text{arev}} = 0,00653 + 0,00453 \cdot v_{\text{arev}} \quad (30)$$

Diâmetro externo em m do tubo usado no evaporador SC 40- " $D_{\text{eev}} = D_{\text{iev}} + 2 \cdot e_{\text{t}}$

$$D_{\text{eal}} = D_{\text{eev}} + 2 \cdot D_{\text{eev}} \quad (31)$$

Cálculo da Área A_{1al} de uma aleta

$$A_{1alev} = 0,25 \cdot 3,1415 \cdot (D_{\text{eal}}^2 - D_{\text{eev}}^2) \cdot 2 \quad (32)$$

Diâmetro médio da aleta

$$D_{\text{malev}} = (D_{\text{eal}} - D_{\text{eev}}) / \ln(D_{\text{eal}} / D_{\text{eev}}) \quad (33)$$

Determinação da área média por condução da aleta

$$S_{\text{ev}} = 3,1415 \cdot D_{\text{malev}} \cdot e_{\text{alev}} \quad (34)$$

Determinação do perímetro da aleta

$$\text{Per}_{\text{ev}} = 2 \cdot (3,1415 \cdot D_{\text{malev}} + e_{\text{alev}}) \quad (35)$$

Determinação do fator de forma da aleta

$$m_{\text{ev}} = \sqrt{((h_{\text{arev}} \cdot \text{Per}_{\text{ev}}) / (K_{\text{aço}} \cdot S_{\text{ev}}))} \quad (36)$$

$$h_{\text{alev}} = (D_{\text{eev}} - D_{\text{iev}}) \cdot 0,5 \quad (37)$$

Eficiência da aleta

$$\text{Eta}_{\text{alev}} = (\tanh(m_{\text{ev}} \cdot h_{\text{alev}})) / (m_{\text{ev}} \cdot h_{\text{alev}}) \quad (38)$$

Determinação do número de aletas do evaporador

$$Q_{\text{ev}} = h_{\text{arev}} \cdot ((T_{\text{cam}} + 273) - T[1]) \cdot (3,1415 \cdot D_{\text{eev}} \cdot (L_{\text{tev}} - N_{\text{p}} \cdot L_{\text{tev}} \cdot e_{\text{alev}}) + (\text{Eta}_{\text{alev}} \cdot A_{1\text{alev}} \cdot N_{\text{p}} \cdot L_{\text{tev}})) \quad (39)$$

Determinação da massa de aço utilizada nos tubos do evaporador

$$m_{\text{açotev}} = \rho_{\text{aço}} \cdot 0,25 \cdot 3,1415 \cdot (D_{\text{eev}}^2 - D_{\text{iev}}^2) \cdot L_{\text{tev}} \quad (40)$$

Determinação da massa de aço utilizada nas aletas do evaporador

$$m_{\text{açoalev}} = \rho_{\text{aço}} \cdot 0,25 \cdot 3,1415 \cdot (D_{\text{eal}}^2 - D_{\text{eev}}^2) \cdot e_{\text{alev}} \cdot L_{\text{tev}} \cdot N_{\text{p}} \quad (41)$$

Determinação da massa de aço total utilizada no evaporador

$$M_{\text{totalev}} = m_{\text{açoalev}} + m_{\text{açotev}} \quad (42)$$

Energia extraída pelo ciclo considerando a vida útil em kWh

$$E_{\text{VUTIL}} = Q_{\text{ev}} \cdot 24 \cdot 365 \cdot V_{\text{UTIL}} \cdot FC \quad (43)$$

TUBOS DE INTERLIGAÇÃO

$$M_{\text{açot1}} = \rho_{\text{aço}} \cdot 0,25 \cdot 3,1415 \cdot (D_{\text{ecd}}^2 - D_{\text{icd}}^2) \cdot L_{\text{T1}} \quad (44)$$

$$M_{\text{açot2}} = \rho_{\text{aço}} \cdot 0,25 \cdot 3,1415 \cdot (D_{\text{ecd}}^2 - D_{\text{icd}}^2) \cdot L_{\text{T2}} \quad (45)$$

$$M_{\text{açot3}} = \rho_{\text{aço}} \cdot 0,25 \cdot 3,1415 \cdot (D_{\text{ecd}}^2 - D_{\text{icd}}^2) \cdot L_{\text{T3}} \quad (46)$$

$$M_{\text{açot4}} = \rho_{\text{aço}} \cdot 0,25 \cdot 3,1415 \cdot (D_{\text{ecd}}^2 - D_{\text{icd}}^2) \cdot L_{\text{T4}} \quad (47)$$

$$L_{\text{tottti}} = (L_{\text{T1}} + L_{\text{T2}} + L_{\text{T3}} + L_{\text{T4}}) \quad (48)$$

$$M_{\text{totalTI}} = \rho_{\text{aço}} \cdot 0,25 \cdot 3,1415 \cdot (D_{\text{ecd}}^2 - D_{\text{icd}}^2) \cdot L_{\text{tottti}} \quad (49)$$

$$M_{\text{totalaço}} = M_{\text{totalcd}} + M_{\text{totalev}} + M_{\text{totalti}} \quad (50)$$

4. Resultados: A solução das equações com a variação da temperatura de evaporação do sistema frigorífico por compressão de vapor de amônia entre -20°C e 5°C permite determinar a quantidade de aço total utilizado na fabricação dos equipamentos. A **Fig. 4** ilustra a quantidade de aço consumida na fabricação de um sistema frigorífico por compressão de vapor destinado a extrair 1TR do ambiente a ser refrigerado cujas temperaturas variam de -20°C até 5°C .

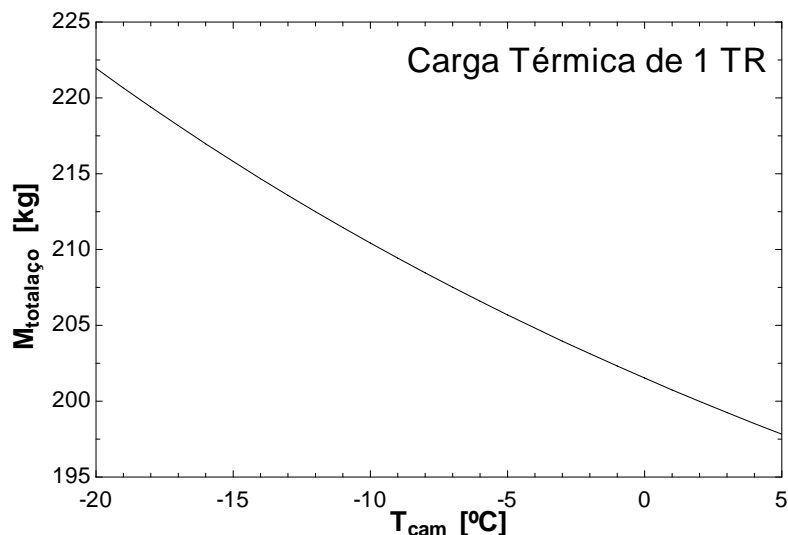


Fig.4 – Quantidade de aço utilizada na fabricação do ciclo frigorífico em função das diferentes temperaturas do ambiente refrigerado.

Ribeiro (2003) concluiu que há emissão de 0,464 kg de dióxido de carbono por kg de aço produzido. A **Fig. 5** ilustra a quantidade de dióxido de carbono emitida na fabricação de um sistema frigorífico por compressão de vapor destinado a extrair 1TR do ambiente a ser refrigerado cujas temperaturas variam de -20°C até 5°C .

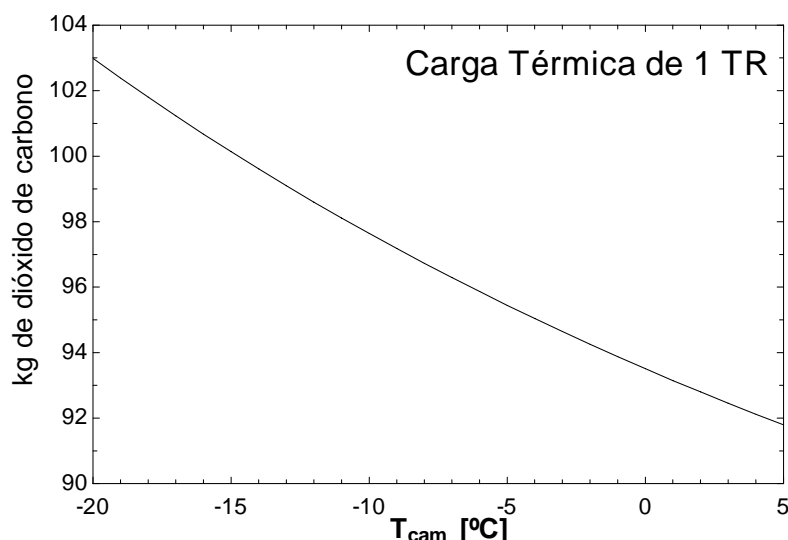


Fig.5 – Quantidade de dióxido de carbono emitida na fabricação de um sistema frigorífico por compressão de vapor destinado a extrair 1TR do ambiente a ser refrigerado com temperaturas entre -20°C e 5°C .

A **Fig. 6** ilustra a quantidade de energia elétrica consumida pelo compressor do ciclo frigorífico ao longo de sua vida útil estimada em 20 anos em função das diferentes temperaturas do ambiente refrigerado, fator de carga de 80% e rendimento de 70%.

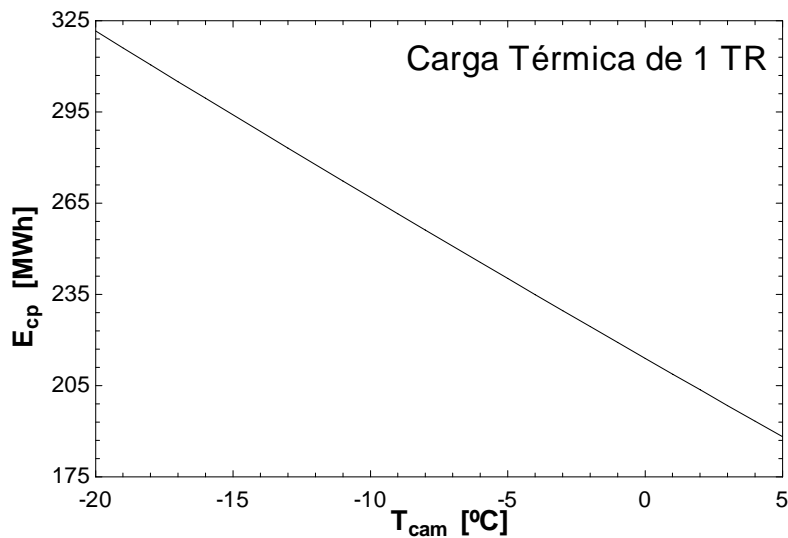


Fig.6 – Quantidade de energia elétrica consumida pelo compressor do ciclo frigorífico ao longo 20 anos em função das diferentes temperaturas do ambiente refrigerado.

De acordo com a página da internet: <http://www.itaipu.gov.br>, a usina de Itaipu é, atualmente, a maior hidrelétrica do mundo em geração de energia, fornecendo 18,9% da energia consumida no Brasil. Segundo Ribeiro (2003), que analisou o ciclo de vida da Usina hidroelétrica de Itaipu, há a produção 1,19 kg dióxido de carbono por MWh. Assim sendo determina-se a emissão de dióxido de carbono gerada pela produção da energia elétrica fornecida ao compressor do ciclo frigorífico ao longo de toda a sua vida útil.

A **Fig. 7** ilustra a quantidade emitida de dióxido de carbono devido a geração de energia elétrica produzida para o acionamento do compressor do ciclo frigorífico ao longo de sua vida útil estimada em 20 anos em função das diferentes temperaturas do ambiente refrigerado.

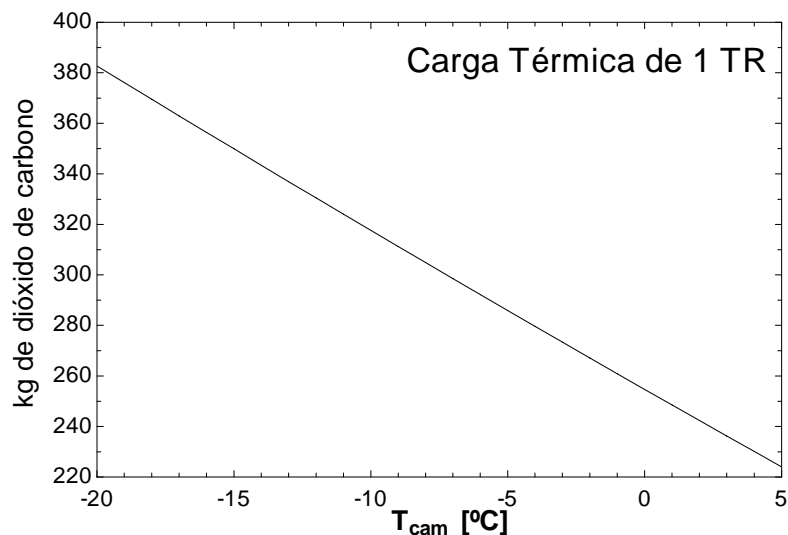


Fig.7 – Quantidade de dióxido de carbono emitido na geração da energia elétrica fornecida ao compressor do ciclo frigorífico.

A **Fig. 8** ilustra a emissão de dióxido de carbono gerada pela produção do aço empregado na construção do ciclo frigorífico para diferentes cargas térmicas e para temperatura do ambiente refrigerado de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

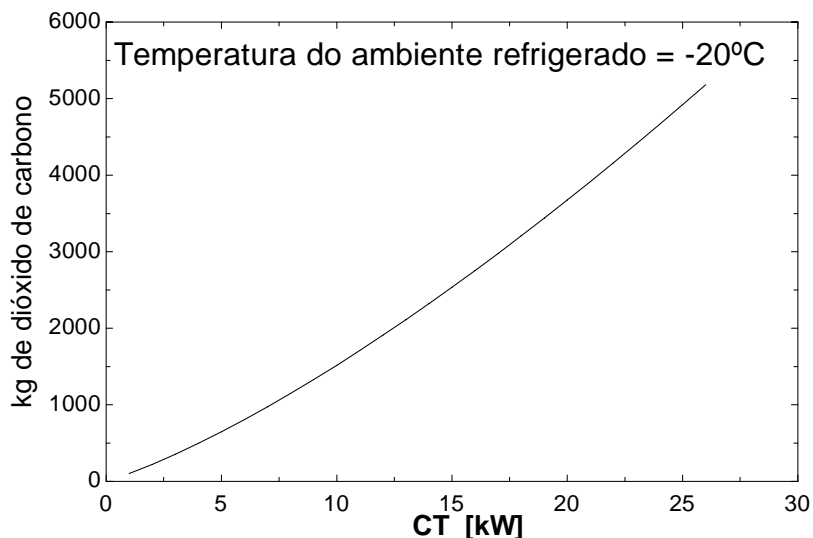


Fig.8 – Emissão de dióxido de carbono gerada pela produção da energia elétrica fornecida ao compressor do ciclo frigorífico

A **Fig. 9** ilustra a emissão de dióxido de carbono gerada pela produção da energia elétrica fornecida ao compressor do ciclo frigorífico ao longo de toda a sua vida útil para diferentes cargas térmicas e para temperatura do ambiente refrigerado de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

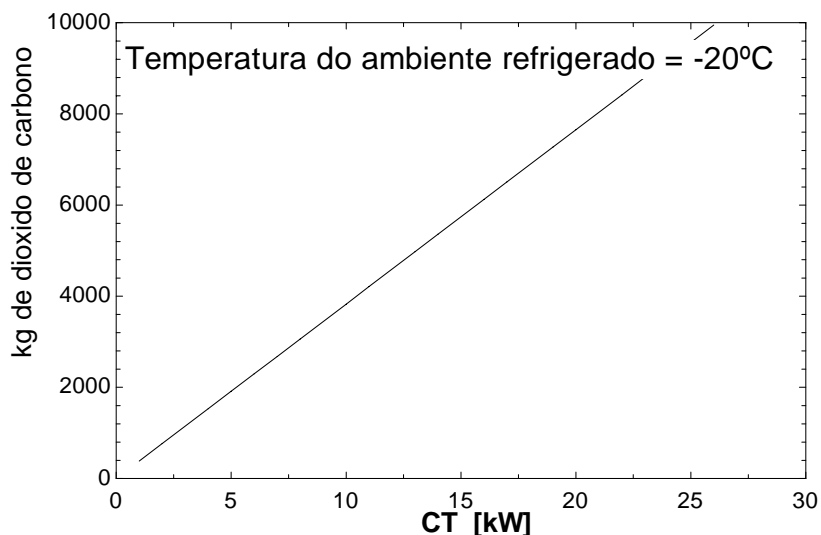


Fig.9 – Emissão de dióxido de carbono gerada pela produção da energia elétrica fornecida ao compressor do ciclo frigorífico

5. Conclusões e Recomendações: A análise dos gráficos obtidos permite avaliar como a correta fixação da temperatura do ambiente a ser refrigerado é de suma importância na minimização da quantidade de dióxido de carbono emitida quer seja durante a fase de construção quer seja durante a fase de operação. Conclui-se pela **Fig.4** que a quantidade de aço utilizada na fabricação do ciclo frigorífico diminui em função das diferentes temperaturas do ambiente refrigerado. Sendo possível a operação do sistema com temperatura de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ao invés de -20°C obtêm-se 10,9%

de redução na emissão do dióxido de carbono. Conclui-se pela **Fig.5** que maiores temperaturas do ambiente refrigerado implica em menor quantidade de dióxido emitida. Sendo possível a operação do sistema com temperatura de 5 °C ao invés de -20°C obtêm-se 10,9% de redução na emissão do dióxido de carbono. Conclui-se pela **Fig.6** que a quantidade de *emissão de dióxido de carbono tem um comportamento bastante linear quando analisado em função da temperatura do ambiente refrigerado, decrescendo com o aumento da temperatura do ambiente refrigerado*. Sendo possível a operação do sistema com temperatura de 5 °C ao invés de -20°C obtêm-se 41,5% de redução na emissão do dióxido de carbono. Pela **Fig.7** conclui-se que a *quantidade de dióxido de carbono emitido na geração da energia elétrica fornecida ao compressor do ciclo frigorífico diminui de forma bastante linear com o aumento da temperatura do ambiente refrigerado*. Sendo possível a operação do sistema com temperatura de 5 °C ao invés de -20°C obtêm-se 41,5% de redução na emissão do dióxido de carbono. Pela **Fig. 8** conclui-se que a quantidade emitida de dióxido de carbono gerada pela produção do aço empregado na construção do ciclo frigorífico é crescente para diferentes cargas térmicas fixada a temperatura do ambiente refrigerado. Ao aumentar a carga térmica de 1TR para 25 TR há um aumento de 4930% na emissão do dióxido de carbono. Pela **Fig. 9** conclui-se que a emissão de dióxido de carbono gerada pela produção da energia elétrica fornecida ao compressor do ciclo frigorífico é crescentes a medida que há aumento das cargas térmicas fixada a e para temperatura do ambiente refrigerado. Ao aumentar a carga térmica de 1TR para 25 TR há um aumento de 2499,9% na emissão do dióxido de carbono.

Recomenda-se aos projetistas de instalações frigoríficas por compressão de vapor que evitem o uso desnecessários de baixas temperaturas em ambiente refrigerados, bem como um preciso calculo da carga térmica o que resulta em menor emissão de dióxido de carbono.

6. Referências

COSTA, E. C. **Refrigeração**. São Paulo, Editora Edgard Blucher, 1982.

RIBEIRO, F.M. **Aplicação da análise de ciclo de vida em sistemas energéticos - Estado da arte em estudos de inventário de ciclo de vida de hidrelétricas**, Monografia (Especialização), PECE- Programa de Educação Continuada em Engenharia- Escola Politécnica/ Universidade de São Paulo, São Paulo, 2003.

BRASIL, MME- MINISTÉRIO DAS MINAS E ENERGIA, **Balanco energético nacional – 2009, ano base 2008**, MME, Brasília, 2008.

<http://www.itaipu.gov.br>, site acessado em 26 de fevereiro de 2011