

UNIVERSIDADE DO ESTADO DE SANTA CATARINA – UDESC
CCT
PROGRAMA DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANDRÉ LUIZ MENDES FLORIANO
ANTONIO VINÍCIUS SOUZA MENEZES

PROJETO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

JOINVILLE

2025

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	2
2	INTRODUÇÃO	3
3	DESENVOLVIMENTO	4
3.1	DEFINIÇÃO DO PRODUTO E FLUIDO REFRIGERANTE	4
3.2	ESTIMATIVA DA TAXA DE CALOR NECESSÁRIO DE RESFRIA- MENTO	4
3.3	CICLO DE REFRIGERAÇÃO PADRÃO:	6
	REFERÊNCIAS	11

1 INTRODUÇÃO

2 INTRODUÇÃO

A refrigeração industrial desempenha papel fundamental na cadeia de alimentos, garantindo a preservação da qualidade e segurança de produtos perecíveis durante o armazenamento e transporte. No setor pesqueiro, câmaras frigoríficas são essenciais para manter as características organolépticas do pescado, retardando processos de deterioração microbiológica e enzimática através do controle rigoroso de temperatura.

O dimensionamento adequado de sistemas de refrigeração para câmaras frigoríficas requer a determinação precisa da carga térmica total e a seleção criteriosa do compressor, componente responsável pela maior parcela do consumo energético do sistema. A escolha inadequada pode resultar em superdimensionamento, com custos de investimento e operação elevados, ou subdimensionamento, comprometendo a capacidade de refrigeração e a qualidade do produto armazenado.

Este projeto visa ao dimensionamento de um sistema de refrigeração por compressão de vapor para câmaras frigoríficas destinadas ao armazenamento de pescado. A partir das especificações de temperatura de armazenamento, volume interno da câmara e tempo de resfriamento requerido, será determinada a carga térmica total do sistema com o objetivo de selecionar o compressor com melhor desempenho termodinâmico e eficiência energética para a aplicação definida.

A metodologia adotada inicia-se com o levantamento das propriedades termofísicas do pescado, incluindo calor específico e densidade, permitindo quantificar os requisitos de resfriamento do produto. Em seguida, foi elaborado um banco de dados com compressores candidatos utilizando informações técnicas disponibilizadas pelo Product Selector da Embraco. A análise comparativa foi realizada em três etapas progressivas: primeiramente, considerou-se um ciclo de refrigeração ideal baseado no coeficiente de performance (COP) de Carnot para estabelecer um referencial teórico; posteriormente, desenvolveu-se um modelo de ciclo real incorporando dados operacionais dos compressores selecionados, avaliando diferentes condições de evaporação e condensação conforme os catálogos técnicos; finalmente, implementou-se um procedimento de otimização que permite a iteração simultânea das temperaturas de evaporação e condensação, identificando o ponto ótimo de operação que minimiza o consumo energético do sistema.

Este trabalho apresenta, portanto, uma abordagem sistemática para o projeto de sistemas de refrigeração, integrando análise termodinâmica, dados de fabricantes e técnicas de otimização para a tomada de decisão fundamentada na seleção de compressores.

3 DESENVOLVIMENTO

3.1 DEFINIÇÃO DO PRODUTO E FLUIDO REFRIGERANTE

Para o desenvolvimento do projeto, definiu-se como produto a ser refrigerado o pescado fresco, recebido na câmara frigorífica a 0°C e armazenado em temperatura de conservação de -25°C, condição típica para armazenamento comercial de longo prazo. As propriedades termofísicas do produto, incluindo calor específico, densidade e calor latente de congelamento, bem como as temperaturas de operação, encontram-se especificadas em (COSTA; KALIKOSKI, s.d.) e (COSTA, 1982).

A seleção do fluido refrigerante considerou critérios técnicos, econômicos e ambientais. O refrigerante R-134a (1,1,1,2-tetrafluoretano) foi escolhido por apresentar características adequadas à faixa de temperatura requerida, baixo custo relativo, ampla disponibilidade no mercado e extensa utilização em aplicações de refrigeração comercial. Adicionalmente, o R-134a possui potencial de destruição da camada de ozônio (ODP) nulo, embora apresente potencial de aquecimento global (GWP) moderado de 1430, sendo considerado um fluido de transição aceitável para esta aplicação.

As propriedades termodinâmicas do R-134a, incluindo entalpia, entropia, temperatura e pressão em diferentes estados do ciclo, foram determinadas através da biblioteca CoolProp, uma base de dados de código aberto amplamente validada. A integração com rotinas computacionais desenvolvidas em Python permitiu o cálculo automatizado dos ciclos de refrigeração e a análise paramétrica do sistema.

3.2 ESTIMATIVA DA TAXA DE CALOR NECESSÁRIO DE RESFRIAMENTO

Para a escolha do compressor a ser utilizado, primeiramente foi estimado a taxa de calor a ser retirada do sistema, a partir da Equação 2. Como temos o volume, o tempo de pulldown e o material a ser refrigerado, podemos calcular a carga térmica mínima necessária.

$$m_{peixe} = \rho V_{refrigerador} \quad (1)$$

$$\dot{Q} = mc\Delta T/\Delta t \quad (2)$$

Obtemos:

$$\dot{Q} = 202.6W \quad (3)$$

Com a carga térmica definida, é necessário selecionar um compressor adequado para a operação. Para isso, será utilizado o seletor de produtos disponível no site do fabricante

ρ [kg/m ³]	972
$V_{refrigerador}$ [m ³]	0.14
c [J/kgK]	1.71
ΔT [K]	25
Δt [s]	$2.88 \cdot 10^4$

Tabela 1 – Valores utilizados.

embraco **Nidec** PSS Product Selector Software

Compressores Unidades Condensadoras Onde Comprar

Para refinar sua pesquisa utilize os filtros das colunas clicando no ícone ▼

▼ MODELO	▼ REFRIGERANTE	▼ FREQUÊNCIA /Rotação	▼ HP	▼ VOLUME/FREQUÊNCIA	▼ APLICAÇÃO DO COMPRESSOR	▼ CONEXÃO DE MÔDULO	▼ REQUISITO DE TESTE	▼ CAPACIDADE W	▼ EFICIÊNCIA W/W	▼ DESEMPENHO
EG100H1R	R-134a	50 Hz	1/3	220-240 V 50 Hz	LBP	ASHRAE	LBP	264	1.42	9.04 cm³
EG100H1R	R-134a	50 Hz	1/3	220-240 V 50 Hz	LBP	ASHRAE	LBP	264	1.42	9.04 cm³
EG100H1R	R-134a	50 Hz	1/3	220-240 V 50 Hz	LBP	CECOMAF	LBP	193	1.09	9.04 cm³
EG100H1R	R-134a	50 Hz	1/3	220-240 V 50 Hz	LBP	CECOMAF	LBP	193	1.09	9.04 cm³
EG130H1R	R-134a	50 Hz	1/3+	220-240 V 50 Hz	LBP	ASHRAE	LBP	301	1.38	10.61 cm³
EG130H1R	R-134a	50 Hz	1/3+	220-240 V 50 Hz	LBP	CECOMAF	LBP	221	1.05	10.61 cm³
EG700CLP	R-600a	60 Hz	1/4	220 V 50-60 Hz	LMBP	ASHRAE	MBP	437	1.82	11.14 cm³

Total 770 < 1 AO 388 >

Figura 1 – Seletor de produtos.

Embraco ©. Para a aplicação em questão, que envolve baixas temperaturas, recomenda-se a utilização de compressores do tipo LBP. Uma vez selecionados os compressores que atendiam aos requisitos, os dados de operação individuais foram obtidos no site do fabricante.

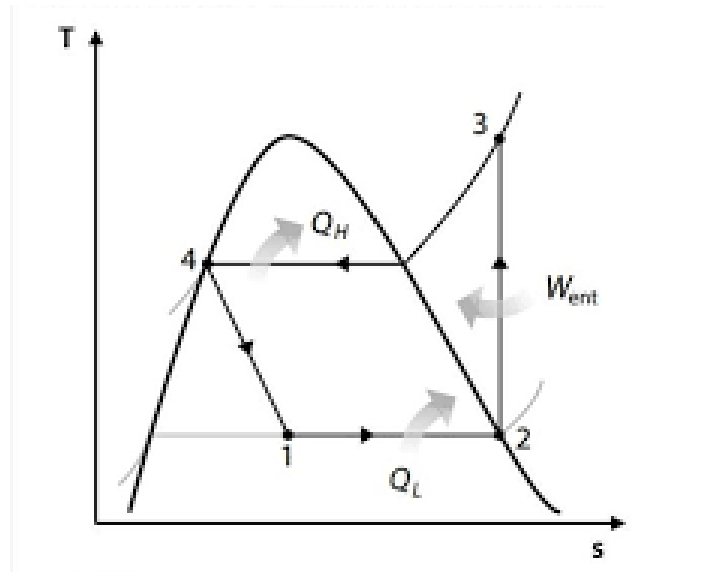


Figura 2 – Ciclo padrão.

O documento contém as temperaturas de condensação e evaporação empregadas nos testes de desempenho, além de parâmetros como capacidade de refrigeração, consumo de energia, corrente elétrica, entre outros. Dessa maneira, foram selecionados os compressores descritos na Tabela 2.

Modelo	Potência [W]	Custo [R\$]
EGAS80HLR	240	650
EGZS60HLP	180	1340
EGZS70HLC	202	1130
FFU70HAK	221	600

Tabela 2 – Compressores escolhidos.

3.3 CICLO DE REFRIGERAÇÃO PADRÃO:

Com os dados preliminares obtidos, foi desenvolvida uma rotina em Python para calcular as propriedades do sistema, de acordo com o ciclo descrito na Figura 2.

O programa utiliza um método iterativo para determinar a mínima temperatura operacional possível, com o objetivo de reduzir custos ao evitar o superdimensionamento do compressor, utilizando como base os parâmetros descritos em (SANTOS; RONZONI; HERMES, 2019).

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (4)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (5)$$

Onde \dot{Q}_L e \dot{Q}_H , são a taxa com que sai e que entra calor no sistema, respectivamente. O trabalho do compressor pode ser calculado apartir da equação 6, utilizando as propriedades do fluido antes e depois da compressão.

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (6)$$

$$\Delta h_{1-2} \simeq c_p(T_2 - T_1) \quad (7)$$

E a eficiência do sistema é dada como:

$$COP = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (8)$$

Simultaneamente, são calculadas as propriedades do fluido refrigerante em cada estado do ciclo de refrigeração. Para efeito de comparação com o ciclo real, também é realizado o cálculo do ciclo ideal de Carnot, a fim de se obter a eficiência máxima possível e as temperaturas mínimas requeridas pelo sistema.

Depois de uma rodada de análises, dois compressores destacaram-se, o desempenho de ambos nos ciclos pode ser visto nas figuras 3 e 4.

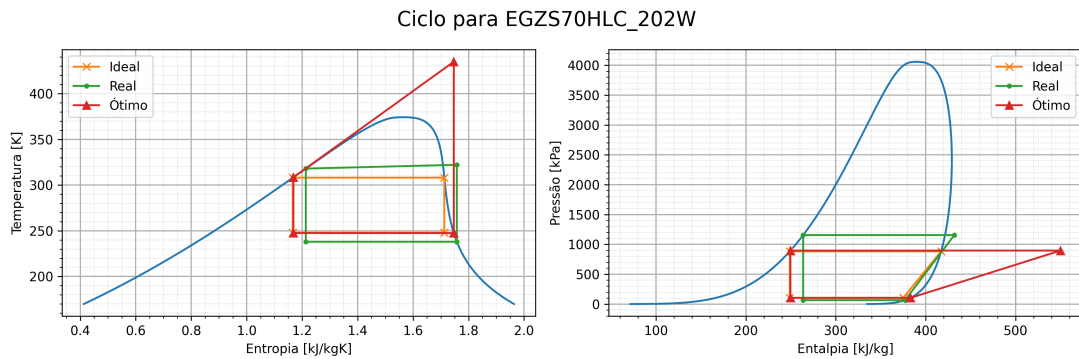


Figura 3 – Ciclo para o EGZS70HLC.

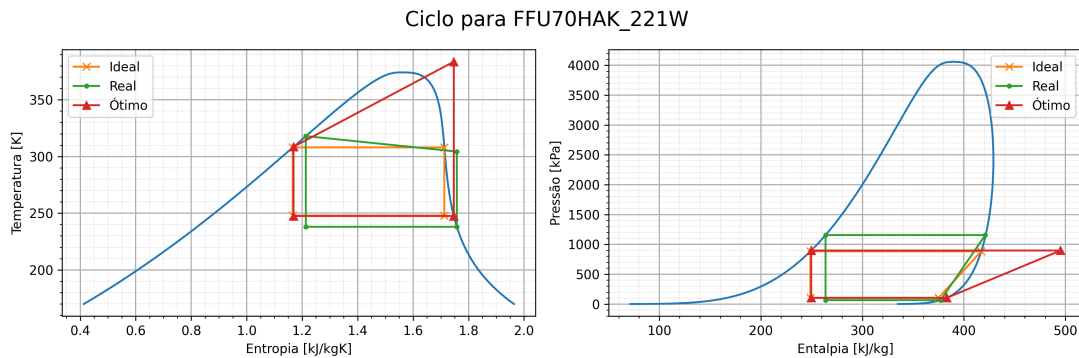


Figura 4 – Ciclo para o FFU70HAK.

É possível notar uma grande diferença entre o ciclo real e o ótimo, causada pelas perdas do sistema real, que aparecem em forma de calor. A rotina desenvolvida também calcula outros parâmetros de desempenho do sistema, tais como fluxo mássico, potência, COP e Q_L .

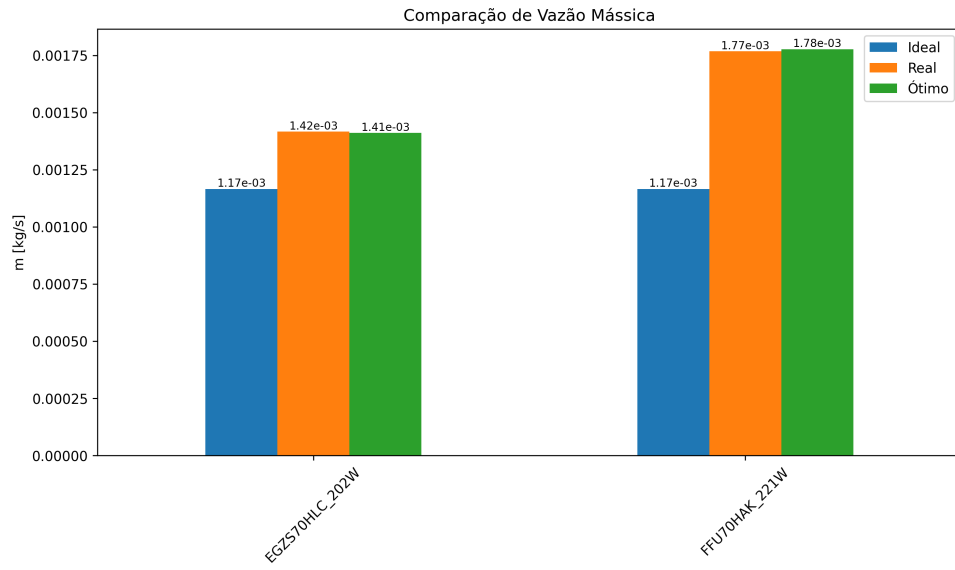
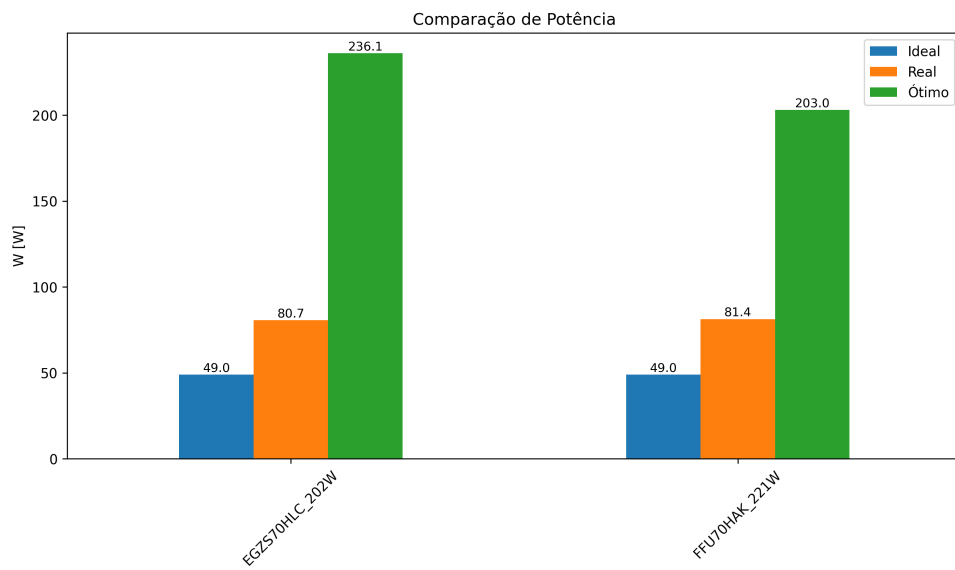
Figura 5 – Comparação do \dot{m} .

Figura 6 – Comparação da potência.

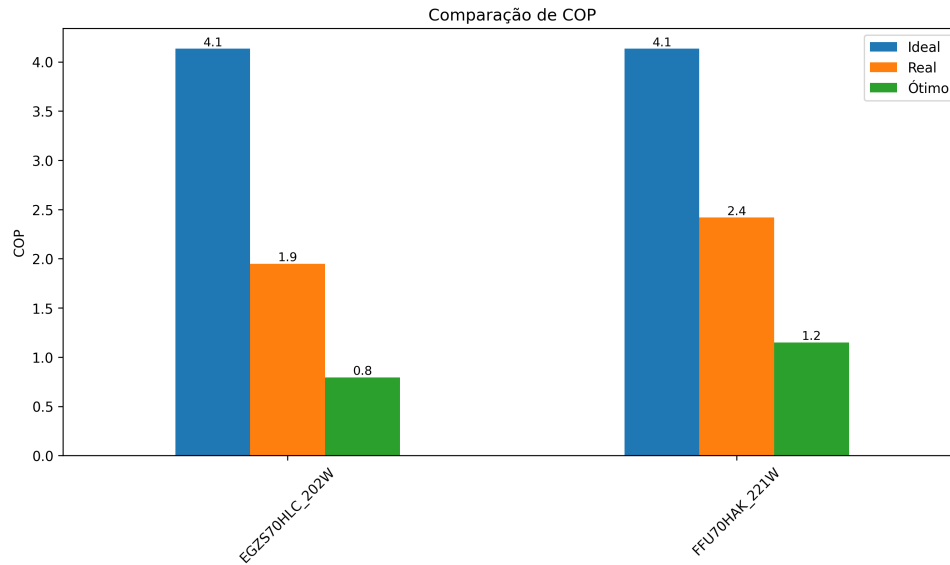


Figura 7 – Comparação do COP.

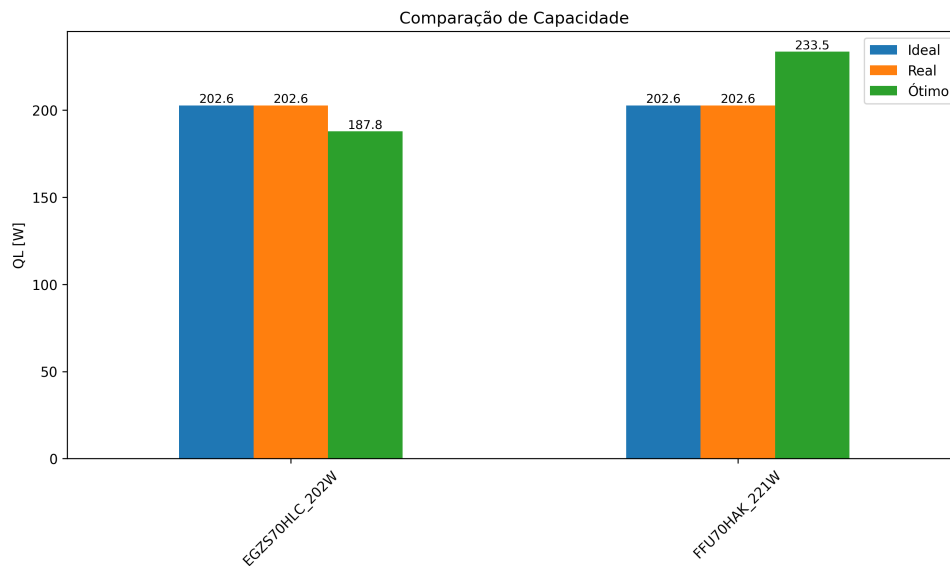


Figura 8 – Comparação do Q_L .

Os resultados obtidos e mostrados nas Figuras 5 a 8 demonstram a fidelidade do modelo computacional calculado com a base teórica, com cada propriedade apresentando um comportamento esperado em cada situação.

- \dot{m} : O ciclo ideal apresentou o menor valor para o fluxo mássico, enquanto os ciclos reais e ótimos aparecem com valores ligeiramente maiores, isso acontece pela necessidade de uma maior retirada de calor no sistema.
- COP : A máxima eficiência possível é determinada pelo ciclo de Carnot de refrigeração. A discrepância entre esse valor teórico e o desempenho no sistema real indica o quanto ele se afasta do ideal.

REFERÊNCIAS

COSTA, Émio Cruz da. **Refrigeração**. 1. ed. São Paulo: Editora Blücher, 1982. Ebook. ISBN 9788521217527. Citado na página 4.

COSTA, Émio Cruz da; KALIKOSKI, Rudá. **Propriedades dos alimentos perecíveis**. s.d. Citado na página 4.

SANTOS, Guilherme Z.; RONZONI, Adriano F.; HERMES, Christian J.L. Performance characterization of small variable-capacity reciprocating compressors using a minimal dataset. **International Journal of Refrigeration**, v. 107, p. 191–201, 2019. Citado na página 7.