

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 CARGA TÉRMICA DE REFRIGERAÇÃO	4
3.2.1	Seleção de Compressores Candidatos	5
3.3	CICLO DE REFRIGERAÇÃO IDEAL	6
3.4	CICLO DE REFRIGERAÇÃO PADRÃO:	7
	REFERÊNCIAS	12

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 na Tabela 1.

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 CARGA TÉRMICA DE REFRIGERAÇÃO

A seleção adequada do compressor requer inicialmente a determinação da carga térmica do sistema, que corresponde à taxa de calor a ser removida do produto durante o processo de resfriamento. Para este projeto, considerou-se uma câmara frigorífica com capacidade volumétrica de 200 litros, operando com fator de ocupação de 70%, o que resulta em uma massa de pescado de aproximadamente 136 kg, conforme a Equação 1.

$$m_{\text{peixe}} = \rho \cdot V_{\text{útil}} \quad (1)$$

O tempo de *pull-down*, isto é, o período necessário para reduzir a temperatura do produto desde a condição inicial (0°C) até a temperatura de armazenamento (-25°C), foi especificado em 8 horas. Este parâmetro é crítico para o dimensionamento, pois define a potência mínima de refrigeração necessária. A carga térmica sensível foi calculada pela Equação 2, considerando apenas a remoção de calor sensível do pescado, sem contemplar a fase de congelamento.

$$\dot{Q}_{\text{produto}} = \frac{m \cdot c \cdot \Delta T}{\Delta t} \quad (2)$$

Parâmetro	Símbolo	Valor
Densidade do pescado	ρ	972 kg/m ³
Volume útil da câmara	$V_{\text{útil}}$	0,14 m ³
Calor específico do pescado	c	1,71 kJ/(kg·K)
Variação de temperatura	ΔT	25 K
Tempo de <i>pull-down</i>	Δt	$2,88 \times 10^4$ s (8 h)

Tabela 1 – Parâmetros utilizados no cálculo da carga térmica do produto.

Substituindo os valores da Tabela 1 na Equação 2, obtém-se a carga térmica mínima requerida:

$$\dot{Q}_{\text{produto}} = 202,6 \text{ W} \quad (3)$$

É importante ressaltar que este valor representa apenas a carga térmica do produto. Em um projeto completo, deveriam ser consideradas cargas térmicas adicionais, como infiltração de ar, ganho de calor pelas paredes, iluminação e respiração do produto, que podem aumentar significativamente a carga total do sistema.

3.2.1 Seleção de Compressores Candidatos

Com a carga térmica de referência estabelecida, procedeu-se à seleção de compressores candidatos através da ferramenta *Product Selector* disponibilizada pelo fabricante Embraco. Para aplicações em baixas temperaturas de evaporação, como a especificada neste projeto (-25°C), são recomendados compressores da linha LBP (*Low Back Pressure*), projetados especificamente para trabalhar com elevadas razões de compressão.

Os catálogos técnicos dos compressores pré-selecionados fornecem dados de desempenho obtidos em condições padronizadas de teste, incluindo temperaturas de evaporação e condensação, capacidade de refrigeração, consumo de potência elétrica e corrente nominal. Estes dados permitem uma análise comparativa detalhada do desempenho termodinâmico e econômico de cada modelo.

Foram selecionados quatro modelos de compressores herméticos que atendem aos requisitos de capacidade de refrigeração, apresentados na Tabela 2.

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	HP	VOLTAGEM E FREQUÊNCIA	APLICAÇÃO DO COMPRESSOR	CONDIÇÃO DE NORMA	APLICAÇÃO DE TESTE	CAPACIDADE W	EFICIÊNCIA W/W	DESEMPENHO
EG800HLR	R-134a	50 Hz	1/3	220-240 V 50 Hz	LBP	ASHRAE	LBP	264	1.42	9.04 cm³
EG800HLR	R-134a	50 Hz	1/3	220-240 V 50 Hz	LBP	ASHRAE	LBP	264	1.42	9.04 cm³
EG800HLR	R-134a	50 Hz	1/3	220-240 V 50 Hz	LBP	CECOMAF	LBP	103	1.09	9.04 cm³
EG800HLR	R-134a	50 Hz	1/3	220-240 V 50 Hz	LBP	CECOMAF	LBP	103	1.09	9.04 cm³
EG800HLR	R-134a	50 Hz	1/3+	220-240 V 50 Hz	LBP	ASHRAE	LBP	301	1.36	10.61 cm³
EG800HLR	R-134a	50 Hz	1/3+	220-240 V 50 Hz	LBP	CECOMAF	LBP	221	1.05	10.61 cm³
EG800CLP	R-600a	60 Hz	1/4	220 V 50-60 Hz	U/MSP	ASHRAE	MBP	437	1.82	11.14 cm³

Total 770 1 de 388

Figura 1 – Interface do seletor de produtos Embraco utilizado para pré-seleção dos compressores.

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

Tabela 2 – Compressores pré-selecionados para análise comparativa.

3.3 CICLO DE REFRIGERAÇÃO IDEAL

Como referencial teórico para análise de desempenho, foi inicialmente considerado um ciclo de refrigeração ideal baseado no ciclo de Carnot reverso. Este ciclo representa o limite termodinâmico superior de eficiência para qualquer sistema de refrigeração operando entre duas fontes térmicas a temperaturas especificadas. O ciclo ideal de Carnot para refrigeração é composto por quatro processos reversíveis: compressão isentrópica do vapor saturado, condensação isotérmica à temperatura da fonte quente, expansão isentrópica do líquido saturado e evaporação isotérmica à temperatura da fonte fria, conforme ilustrado na Figura 2.

Para o cálculo do coeficiente de performance (COP) de Carnot, consideraram-se as temperaturas de armazenamento do produto ($T_L = -25^\circ\text{C} = 248\text{ K}$) e ambiente externo ($T_H = 35^\circ\text{C} = 308\text{ K}$) como as temperaturas das fontes fria e quente, respectivamente. Esta simplificação representa o cenário termodinâmico mais favorável possível, desconsiderando irreversibilidades inerentes aos processos reais, como perdas por atrito, transferência de calor com diferença finita de temperatura e quedas de pressão.

O COP de Carnot é definido pela relação entre o efeito refrigerante (\dot{Q}_L) e o trabalho de compressão (\dot{W}_c), podendo ser expresso exclusivamente em função das temperaturas absolutas das fontes térmicas:

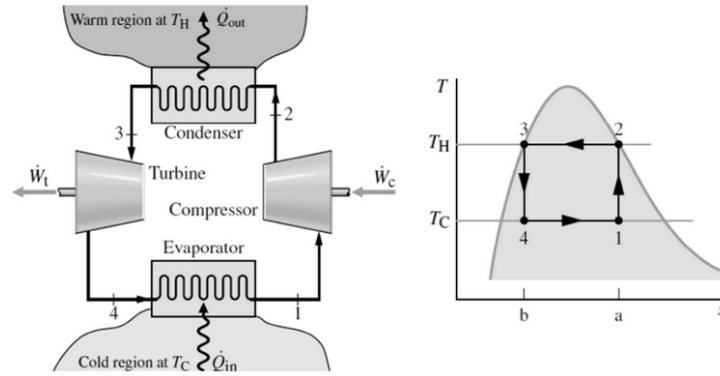


Figura 2 – Diagrama temperatura-entropia do ciclo ideal de Carnot para refrigeração.

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_c} \quad (4)$$

Substituindo os valores de temperatura na Equação 4, obtém-se:

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{248}{308 - 248} = 4,13 \quad (5)$$

A partir do COP de Carnot e da carga térmica determinada anteriormente (Equação 3), pode-se estimar a potência mínima teórica de compressão necessária:

$$\dot{W}_{c,\text{ideal}} = \frac{\dot{Q}_L}{\text{COP}_{\text{Carnot}}} = \frac{202,6}{4,13} = 49,1 \text{ W} \quad (6)$$

Este valor representa um limite termodinâmico inferior para a potência de compressão. Na prática, devido às irreversibilidades do ciclo real, à necessidade de diferenças de temperatura finitas nos trocadores de calor e às perdas mecânicas e elétricas do compressor, a potência real requerida será significativamente superior, tipicamente de 2 a 4 vezes maior que o valor ideal calculado.

3.4 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 3.

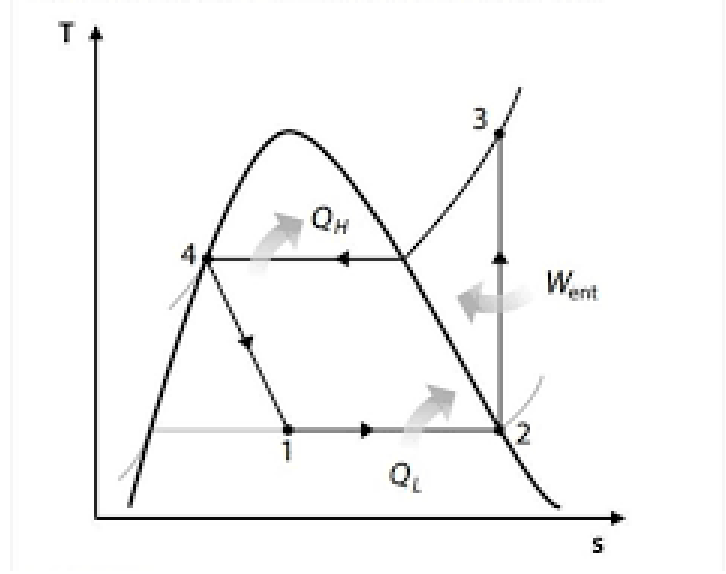


Figura 3 – Ciclo padrão.

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 a seguir:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (7)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (8)$$

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 9, utilizando as propriedades do fluido antes e depois da compressão.

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (9)$$

$$\Delta h_{1-2} \simeq c_p(T_2 - T_1) \quad (10)$$

E a eficiência do sistema é dada como:

$$COP = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (11)$$

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 4 e 5.

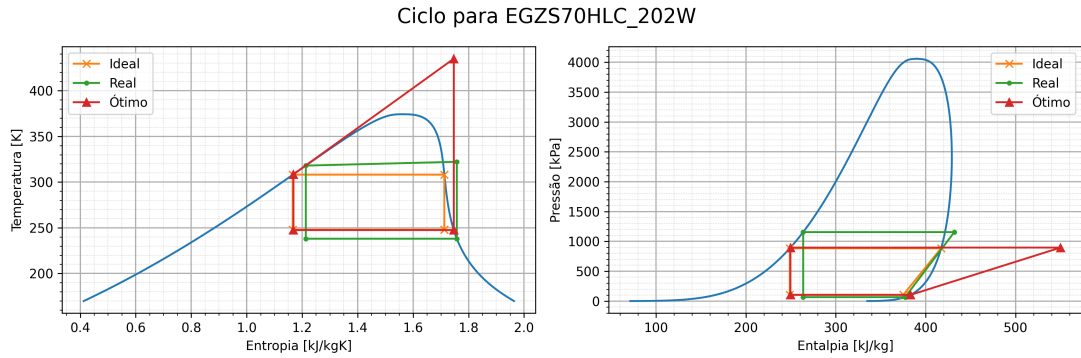


Figura 4 – Ciclo para o EGZS70HLC.

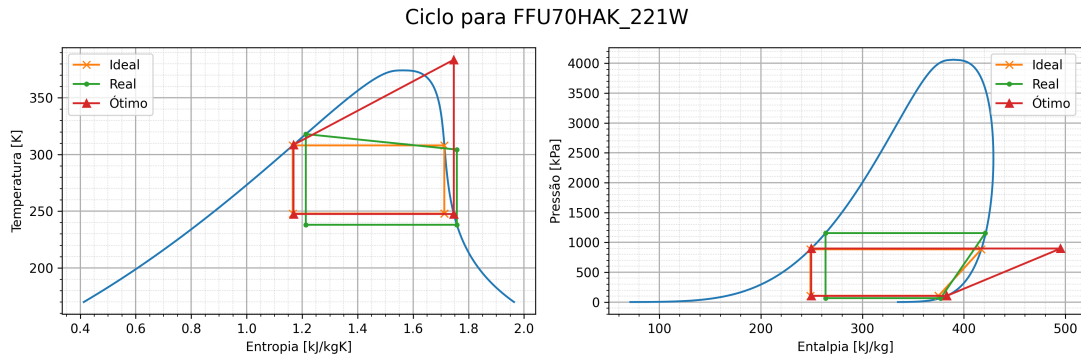


Figura 5 – Ciclo para o FFU70HAK.

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 .

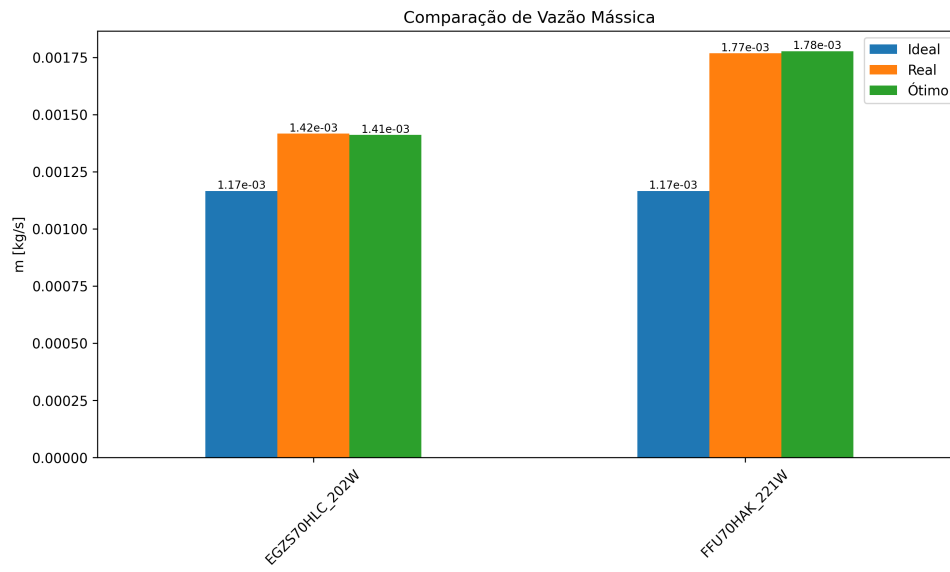
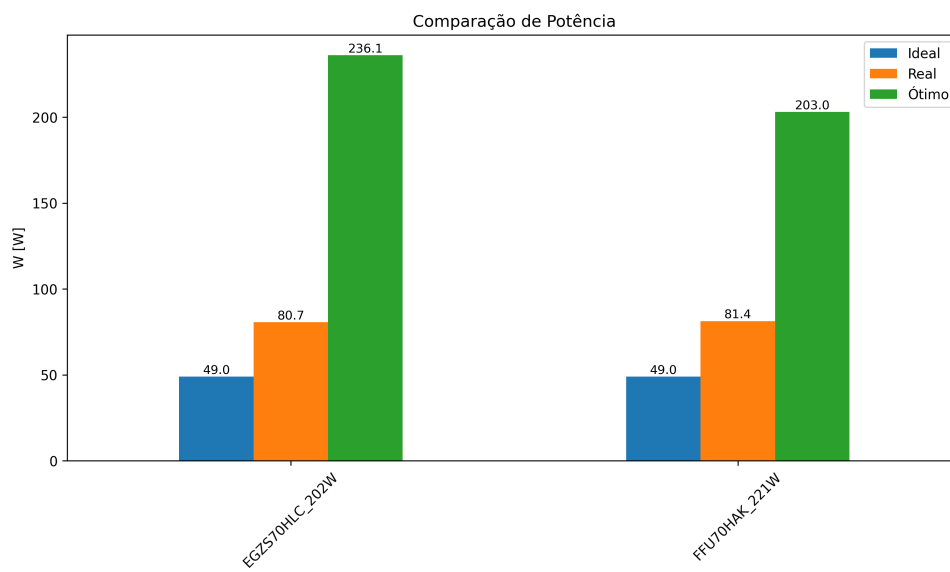
Figura 6 – Compração do \dot{m} .

Figura 7 – Compração da potência.

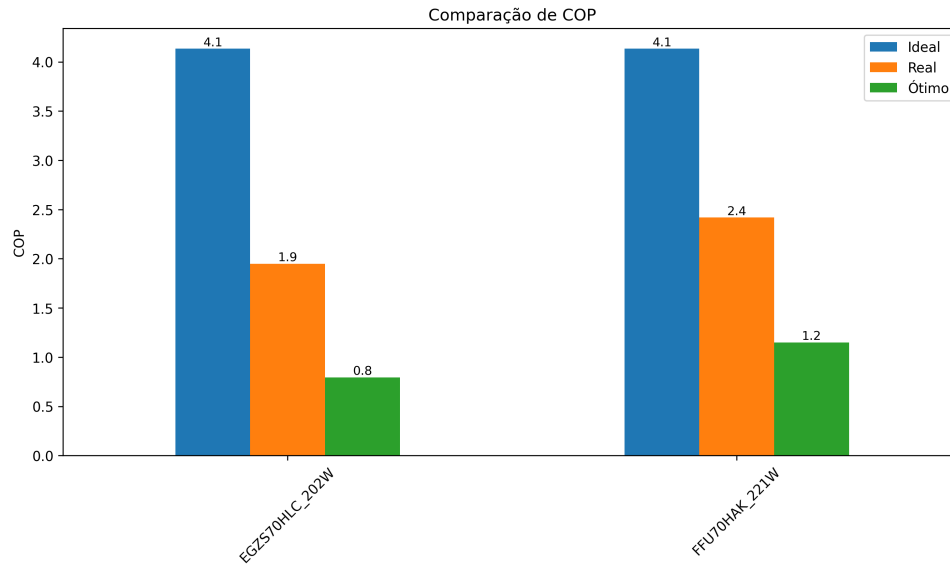


Figura 8 – Compração do COP.

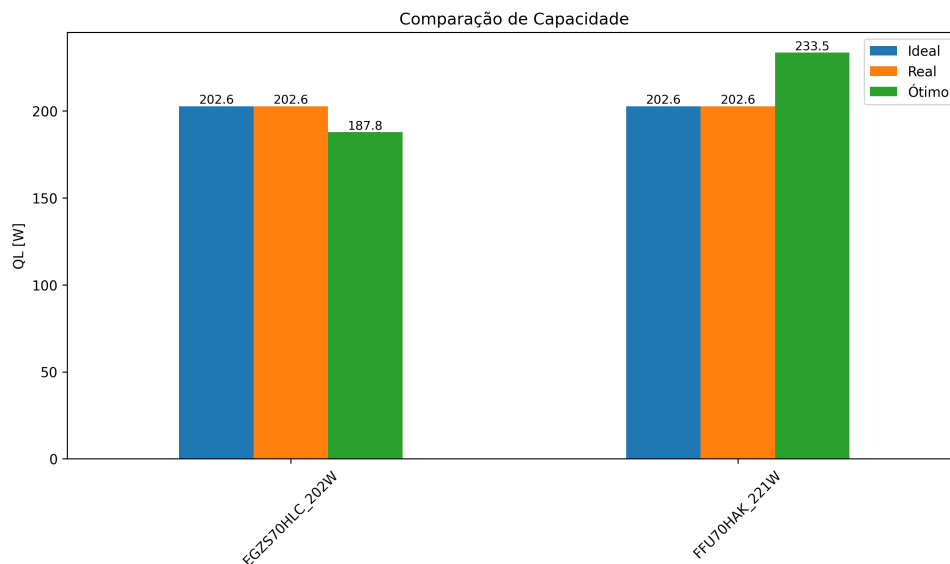


Figura 9 – Compração do Q_L .

Os resultados obtidos e mostrados nas Figuras 6 a 9 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