

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE  
CURSO DE ENGENHARIA AEROSPACIAL

NICOLLAS BARAUCE FREITAS

DIMENSIONAMENTO DE COMPRESSORES LINEARES PARA APLICAÇÃO EM  
FREEZERS DE TEMPERATURA ULTRABAIXA PARA ARMAZENAMENTO DE  
VACINAS

Joinville  
2024

NICOLLAS BARAUCE FREITAS

DIMENSIONAMENTO DE COMPRESSORES LINEARES PARA APLICAÇÃO EM  
FREEZERS DE TEMPERATURA ULTRABAIXA PARA ARMAZENAMENTO DE  
VACINAS

Trabalho apresentado como requisito para  
obtenção do título de bacharel em Engenharia  
Aerospacial do Centro Tecnológico de Joinville  
da Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Prof. Dr. Ernane Silva

Joinville  
2024

NICOLLAS BARAUCE FREITAS

DIMENSIONAMENTO DE COMPRESSORES LINEARES PARA APLICAÇÃO EM  
FREEZERS DE TEMPERATURA ULTRABAIXA PARA ARMAZENAMENTO DE  
VACINAS

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Aeroespacial, na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Joinville (SC), 04 de julho de 2024.

**Banca Examinadora:**

---

Orientador: Prof. Dr. Ernane Silva  
Orientador  
Presidente

---

Prof. Dra. Talita Sauter Possamai  
Membro(a)  
UFSC - Joinville

---

Prof. Dr. Thiago Dutra  
Membro(a)  
UFSC - Araranguá

Dedico este trabalho aos meus pais, Maria de Lourdes e Francisco de Assis, e à minha  
irmã, Nicolle.

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente, gostaria de agradecer a Deus pela vida que tenho, minha saúde e pelas pessoas que me rodeiam. Aos meus pais, Maria de Lourdes e Francisco de Assis, pelos esforços e sacrifícios que fizeram, atitudes que me permitiram chegar onde estou e vivenciar todas as experiências que tive. Agradeço pelos ensinamentos e por sempre estarem ao meu lado, independentemente da distância. Agradeço também à minha irmã Nicolle por me apoiar, ouvir meus desabafos e sempre se colocar à disposição para me ajudar.

Agradeço imensamente ao orientador, Prof. Dr. Ernane Silva, pelo suporte e paciência, pelas inúmeras conversas que trataram não apenas de temas relacionados a este trabalho, mas também de lições valiosas para a vida acadêmica e profissional, além do apoio durante o meu estágio atual. Ao Prof. Dr. Antônio Dourado pelas conversas sobre o setor aeroespacial, pelas indicações e conselhos que contribuíram para minha melhoria constante.

Aos meus amigos de Joinville, especialmente Lucas Silva, Ricardo Scheffer, Lucas D'Abruzzo, Daniel Pretucio, Fúlvio Takeshi, Heloise de Andrade e Vinícius da Fonseca, pela amizade durante a graduação e pelos momentos de alegria dentro e fora da faculdade. Também agradeço aos meus amigos de longa data da cidade de Ponta Grossa, em especial Jean Galetto, Pablo Francisco, Pedro Henrique e Diogo Montes, pelas jogatinas online e pela companhia, apesar da distância.

Também gostaria de agradecer à equipe da NIDEC GA, especialmente Heitor Netto, João Luís Bornelli, Caroline Nascimento, Fábio Schulze, Sérgio Lohn, Edson Vieira e Marcelo Knies, que tanto me ajudou durante o meu estágio com ensinamentos, suporte e momentos de descontração.

## RESUMO

Com o incremento na utilização de refrigeradores de temperatura ultra baixa (ULT) devido à necessidade de armazenar e transportar as vacinas produzidas para combater a doença COVID-19, somado ao elevado consumo energético de sistemas de refrigeração no geral, surge o interesse em fabricar equipamentos ULT que sejam mais eficientes energeticamente e sustentáveis. Nesse contexto, são propostos dois compressores lineares para serem aplicados em um sistema refrigerador ULT cascata de dois estágios que utiliza os fluidos R-170 e R-290, como substituição ao uso de compressores alternativos convencionais que, devido ao seu mecanismo de transformação de movimento rotacional em alternativo, possuem perdas energéticas consideráveis. Para esse fim, os compressores lineares foram modelados numericamente, tendo suas características termodinâmicas, elétricas e mecânicas validadas através de dados na literatura. O modelo numérico apresentou curvas de corrente, deslocamento e força magnética similares em fase e amplitude às curvas apresentadas na literatura, com erros menores a 9% em magnitude. Na aplicação no refrigerador ULT, foi obtido um coeficiente de performance de 0,94 para o sistema, sendo que o compressor empregado no estágio de baixa temperatura apresentou uma eficiência global de 89% e o compressor do estágio de alta temperatura mostrou uma eficiência global de 90%.

**Palavras-chave:** Refrigerador ULT; vacinas; compressor linear; modelo numérico.

## ABSTRACT

With the increased use of ultra-low temperature (ULT) refrigerators due to the need to store and transport vaccines produced to combat COVID-19, coupled with the high energy consumption of refrigeration systems in general, there is a need to develop more energy-efficient and sustainable ULT equipment. In this context, two linear compressors are proposed for use in a two stage ULT refrigerator utilizing R-170 and R-290 fluids, as a replacement for conventional reciprocating compressors, which have significant energy losses due to their mechanism of converting rotational motion into reciprocating movement. To achieve this objective, the linear compressors were modeled numerically, with their thermodynamic, electrical, and mechanical characteristics validated using data from the literature. The numerical model showed current, displacement, and magnetic force curves that were similar in phase and amplitude to the ones presented in the literature, with errors smaller than 9% in magnitude. When applied to the ULT refrigerator, a coefficient of performance of 0.94 was obtained for the system, with the compressor used in the low-temperature stage having an overall efficiency of 89%, and the compressor in the high-temperature stage showing an overall efficiency of 90%.

**Keywords:** ULT Refrigerator; vaccines; linear compressor; numerical model.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Ciclo de refrigeração através da compressão mecânica de vapor . . .	20
Figura 2 – Comparativo do Diagrama $P-h$ de um refrigerador real com um padrão	21
Figura 3 – Sistema refrigerativo de dois estágios . . . . .	22
Figura 4 – Representação de um compressor linear que utiliza a movimentação do magneto . . . . .	23
Figura 5 – Ciclo ideal de um compressor linear . . . . .	24
Figura 6 – Circuito elétrico de um compressor linear . . . . .	26
Figura 7 – Esquemática de uma bobina multicamada . . . . .	28
Figura 8 – Forças atuantes sobre o pistão em operação . . . . .	29
Figura 9 – Posições de interesse do pistão . . . . .	30
Figura 10 – Linearização da pressão com o deslocamento do pistão . . . . .	31
Figura 11 – Parâmetros geométricos de uma mola de compressão . . . . .	33
Figura 12 – Diagrama $P-h$ do ciclo de cada estágio do refrigerador cascata . . .	38
Figura 13 – Fluxograma da rotina em <i>Python</i> . . . . .	40
Figura 14 – Comparação dos resultados numéricos com os experimentais de Zhu <i>et al.</i> (2021b). (a) Corrente, (b) Força Magnética . . . . .	43
Figura 15 – Comparação dos resultados numéricos com os experimentais de Zhu <i>et al.</i> (2021b) para o deslocamento . . . . .	44
Figura 16 – Comparação do Gráfico $P-\Psi$ numérico com os experimentais de Zhu <i>et al.</i> (2021b) . . . . .	45
Figura 17 – Esquemática do sistema mecânico . . . . .	51
Figura 18 – Tensões dos componentes no Circuito RLC (a) LTS, (b) HTS . . . .	52
Figura 19 – Corrente dos circuitos LTS e HTS . . . . .	53
Figura 20 – Forças atuantes no pistão (a) LTS, (b) HTS . . . . .	54
Figura 21 – Deslocamento e velocidade dos pistões. (a) LTS (b) HTS . . . . .	55
Figura 22 – Gráfico $P-\Psi$ dos compressores propostos . . . . .	56
Figura 23 – Eficiência Elétrica x Densidade Magnética . . . . .	57
Figura 24 – Eficiência Mecânica x Coeficiente de Amortecimento . . . . .	58
Figura 25 – Eficiência Volumétrica x Posição Inicial do Pistão . . . . .	59
Figura 26 – Sinais de Tensão Propostos . . . . .	60
Figura 27 – Resposta em corrente para os sinais de tensão propostos . . . . .	61
Figura 28 – Tensões nos componentes. (a) Quad-linear (b) Sobreposição seno .	61
Figura 29 – Forças do sistema mecânico. (a) Quad-linear (b) Sobreposição seno	62
Figura 30 – Deslocamento e velocidade do pistão. (a) Deslocamento (b) Velocidade	63
Figura 31 – Gráfico $P-\Psi$ dos sinais sugeridos . . . . .	64

Figura 32 – Diagramas  $P-h$  para o ciclo de refrigeração. (a) R-170 (Etano), (b)  
R-290 (Propano) . . . . . 64

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados de entrada rotina . . . . .	41
Tabela 2 – Parâmetros do compressor linear de uso doméstico . . . . .	42
Tabela 3 – Erros em termos da distância vale-pico dos parâmetros de interesse	44
Tabela 4 – Temperaturas de Operação Refrigerador ULT . . . . .	46
Tabela 5 – Parâmetros da Literatura . . . . .	47
Tabela 6 – Informações sobre o magneto . . . . .	48
Tabela 7 – Especificações das bobinas . . . . .	48
Tabela 8 – Especificações das molas . . . . .	49
Tabela 9 – Especificações do pistão . . . . .	50
Tabela 10 – Dados Termodinâmicos . . . . .	51
Tabela 11 – Tensões máximas obtidas no Circuito RLC . . . . .	53
Tabela 12 – Forças máximas obtidas no sistema mecânico . . . . .	54
Tabela 13 – Eficiências dos Compressores Lineares . . . . .	56
Tabela 14 – Troca de calor nos evaporadores e condensadores do refrigerador .	65

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AWG	<i>American Wire Gauge</i>
BDC	Ponto morto inferior
BEMF	Força Contra-Eletromotriz
COP	Coefficiente de Performance
EDO	Equação Diferencial Ordinária
FUNASA	Fundação Nacional de Saúde
GWP	Potencial de Aquecimento Global
HTS	Estágio de Alta Temperatura
LG	Lucky Goldstar
LTS	Estágio de Baixa Temperatura
$P-h$	Pressão x Entalpia
$P-V$	Pressão x Volume
PVI	Problema de Valor Inicial
RK4	Runge-Kutta de 4ª ordem
RLC	Circuito com Resistência, Indutor e Capacitor
RMS	Valor Eficaz ( <i>Root Mean Square</i> )
TDC	Ponto morto superior
ULT	Temperatura ultra baixa

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Romano

$a$	Raio médio da bobina
$A_p$	Área transversal do pistão
$b$	Comprimento da bobina
$B$	Densidade magnética do magneto
$C$	Capacitância
$\mathcal{C}$	Constante representativa da condição isentrópica
$c_{\text{fri}}$	Constante de amortecimento de fricção
$c_{\text{gás}}$	Constante de amortecimento do gás
COP	Coefficiente de Performance
$d_s$	Diâmetro do fio da mola
$D_s$	Diâmetro médio da mola
$D_p$	Diâmetro do pistão
$f$	Frequência de operação do compressor
$f_e$	Frequência de ressonância elétrica
$f_m$	Frequência de ressonância mecânica
$f(t, y)$	Função genérica do método Runge-Kutta
$f_{\text{gás}}$	Componente de mola da força do gás
$F_{\text{gás}}$	Força do gás sobre o pistão
$F_s$	Força da mola mecânica sobre o pistão
$g$	Espessura do rolamento da bobina
$G$	Módulo de cisalhamento do material escolhido para mola
$h$	Entalpia
$H_p$	Comprimento do pistão

$I$	Corrente no circuito RLC
$k_{\text{gás}}$	Rigidez do gás
$k_s$	Rigidez mecânica da mola
$l$	Comprimento do fio da bobina
$L$	Indutância da bobina
$L_0$	Comprimento livre da mola
$L_s$	Comprimento sólido da mola
$m$	Massa
$m_{\text{eq}}$	Massa equivalente do pistão
$m_s$	Massa da mola
$\dot{m}$	Fluxo de massa real no sistema
$n$	Contador de iterações/ciclos da rotina numérica
$N$	Número de voltas total da bobina
$N_a$	Número de espiras ativas da mola
$N_{sr}$	Número de voltas no sentido radial da bobina
$N_{sx}$	Número de voltas no sentido axial da bobina
$N_t$	Número total de espiras da mola
NTC	Número de ciclos máximo de na rotina numérica
OD	Diâmetro do fio da bobina
$p$	Passo da mola
$P$	Pressão
$P_d$	Pressão de descarga
$P_s$	Pressão de sucção
PR	Razão de pressão
$Q$	Carga elétrica do capacitor
$\dot{Q}$	Fluxo de calor

$r_{in}$	Raio interno da bobina
$r_p$	Raio do pistão
$R$	Resistência da bobina
$R_{dd}$	Razão entre o deslocamento do pistão e o diâmetro do pistão
$t$	Tempo
$t_0$	Tempo inicial do Método Runge-Kutta
$tol$	Tolerância de convergência na rotina numérica
$T$	Período
$T$	Temperatura
$u_{bemf}$	Tensão induzida contra-eletromotriz
$V$	Tensão
$\forall$	Volume
$\forall_s$	Volume de fluido realmente bombeado
$\forall_t$	Volume deslocado total do compressor
$W, \dot{W}$	Trabalho, potência
$W_f$	Trabalho entregue ao gás em um ciclo
$x, \dot{x}, \ddot{x}$	Deslocamento, velocidade e aceleração
$X_0$	Amplitude de deslocamento do pistão
$X_m$	Posição de equilíbrio do pistão
$y, y'$	Parâmetro a ser calculado pelo método Runge-Kutta e sua derivada
$y_0$	Valor inicial do parâmetro de interesse no método Runge-Kutta
$Y_0$	Desvio da posição inicial do pistão
$z$	Eixo de referência perante a posição inicial do pistão
$Z_0$	Posição Inicial do pistão
<b>Grego</b>	
$\alpha$	Fator de motor

$\beta$	Constante no cálculo do volume efetivo de sucção
$\gamma$	Coeficiente isentrópico do fluido
$\Delta t$	Passo de tempo adotado no método Runge-Kutta
$\Delta T_c$	Diferença de temperatura no trocador de calor
$\eta$	Rendimento/eficiência
$\kappa_1, \kappa_2, \kappa_3, \kappa_4$	Constantes do método Runge-Kutta
$\lambda$	Constante no cálculo do trabalho sobre o gás
$\mu$	Resistividade do material do fio da bobina
$\xi$	Coeficiente de amortecimento
$\rho$	Densidade do fluido
$\phi$	Termo de convergência da rotina numérica
$\chi$	Título do fluido
$\psi$	Fase do deslocamento senoidal do pistão
$\omega_m$	Frequência de ressonância mecânica em rad/s

### **Subscrito**

1, 2, 3, 4	Etapas no ciclo de refrigeração
<i>c</i>	Capacitor
<i>con</i>	Condensação
<i>e</i>	Sistema elétrico
<i>eva</i>	Evaporação
<i>g</i>	Global
<i>HTS</i>	Estágio de alta temperatura
<i>i</i>	Iteração do Método Runge-Kutta
<i>in</i>	Fonte de tensão
<i>is</i>	Isentrópico
<i>L</i>	Indutor

<i>LTS</i>	Estágio de baixa temperatura
<i>m</i>	Sistema mecânico
<i>M</i>	Magneto
<i>p</i>	Pistão
<i>r</i>	Resistor
<i>sat</i>	Saturação
<i>v</i>	Volumétrica

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>17</b>
1.1	OBJETIVOS	19
1.1.1	<b>Objetivo Geral</b>	<b>19</b>
1.1.2	<b>Objetivos Específicos</b>	<b>19</b>
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b>	<b>20</b>
2.1	SISTEMAS REFRIGERATIVOS CONVENCIONAIS	20
2.2	REFRIGERADOR ULT DE DOIS ESTÁGIOS	22
2.3	COMPRESSOR LINEAR	23
2.4	MÉTODO RUNGE KUTTA DE 4ª ORDEM	25
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b>	<b>26</b>
3.1	MODELAGEM DO COMPRESSOR LINEAR	26
3.1.1	<b>Submodelo Elétrico</b>	<b>26</b>
3.1.2	<b>Submodelo Mecânico</b>	<b>29</b>
3.1.3	<b>Submodelo Termodinâmico</b>	<b>34</b>
3.1.4	<b>Eficiência do Compressor</b>	<b>35</b>
3.1.4.1	Rendimento elétrico $\eta_e$	36
3.1.4.2	Rendimento mecânico $\eta_m$	36
3.1.4.3	Rendimento isentrópico $\eta_{is}$	37
3.1.4.4	Rendimento volumétrico $\eta_v$	37
3.2	MODELAGEM DO REFRIGERADOR CASCATA	38
3.3	RESOLUÇÃO NUMÉRICA DAS EQUAÇÕES	39
<b>4</b>	<b>RESULTADOS</b>	<b>42</b>
4.1	VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO	42
4.2	PROPOSTA DE COMPRESSORES PARA SISTEMA ULT	46
4.2.1	<b>Ciclo resultante dos Compressores</b>	<b>52</b>
4.2.2	<b>Desempenho Resultante dos Compressores</b>	<b>56</b>
4.3	ANÁLISE TERMODINÂMICA DO SISTEMA CASCATA	64
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES</b>	<b>67</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>69</b>
	<b>APÊNDICE A - FLUXO DE PARÂMETROS NA ROTINA NUMÉRICA PARA O COMPRESSOR LINEAR</b>	<b>72</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Com a intensificação na produção de vacinas para combater a doença COVID-19 nos últimos anos, houve um incremento na utilização de refrigeradores de temperatura ultrabaixa (ULT) para permitir o transporte e distribuição em massa desse produto para a população. Segundo a Fundação Nacional de Saúde (FUNASA, 2001), esse tipo de refrigeração destina-se exclusivamente à conservação da capacidade de imunização de vacinas em geral, visto que por serem produtos termolábeis se deterioram em temperatura ambiente depois de determinado tempo.

Os refrigeradores ULT são unidades que operam em uma faixa entre  $-50^{\circ}\text{C}$  e  $-100^{\circ}\text{C}$  (ASHRAE, 2014 *apud* Rodrigues-Jara *et al.*, 2022), sendo que a temperatura recomendada para o armazenamento em frasco congelado e fechado da vacina Pfizer BioNTech COVID-19 COMIRNATY<sup>®</sup> é de  $-80^{\circ}\text{C}$ , permitindo a durabilidade de seis meses para as amostras (Organização mundial de saúde, 2021b). A reduzida temperatura implica em um alto consumo energético, para um refrigerador ULT de 700 L ( $0,7\text{ m}^3$ ) há um consumo similar de energia ao de uma câmara frigorífica convencional de  $20\text{ m}^3$  (Organização mundial de saúde, 2021a).

Adicionalmente, unidades de refrigeração são responsáveis pelo consumo de 17% da eletricidade mundial (Gado *et al.*, 2021) e contribuem com aproximadamente 10% das emissões globais de gases de efeito estufa (Goldstein; Raman; Fan, 2017). Com a expectativa de aumento na utilização de sistemas de refrigeração em até dez vezes até 2050 (Shea *et al.*, 2018), urge o desenvolvimento de equipamentos ULT que sejam eficientes energeticamente e sustentáveis. Para esse fim, os compressores empregados na construção desses sistemas, seguindo um circuito de múltiplos estágios, podem vir a ser objetos de análise e otimização, já que possuem considerável influência sobre a eficiência global do equipamento.

Os compressores alternativos, denominados assim devido ao movimento alternado do pistão, voltados para a área de refrigeração normalmente utilizam o mecanismo biela manivela de caráter rotacional para comprimir o gás refrigerante. Embora esse seja o tipo dominante de compressor nessa aplicação, ele apresenta diversos fatores que contribuem para a redução de sua eficiência. Dentre esses fatores, pode-se citar o surgimento de forças laterais entre o pistão e o cilindro que ocasiona perda de energia através do som e vibração (Tsai; Chiang, 2012), assim como uma maior perda por queda de pressão devido a utilização de óleo lubrificante em seus componentes (Liang, 2017).

Considerando as perdas de energia do compressor alternativo convencional, Bijanzad *et al.* (2020), Tsai e Chiang (2012) e Zhang, Cheng e Xue (2013) defendem a empregabilidade de um compressor linear como um potencial substituto. Esse tipo

de compressor utiliza forças geradas por um campo magnético alternante criado por bobinas localizadas radialmente ao pistão para movimentá-lo, sem a necessidade de converter um movimento rotativo dos motores elétricos, logo, por não necessitar de uma biela manivela para converter o movimento, a fricção é reduzida (Zhang; Cheng; Xue, 2013).

Para Bijanzad *et al.* (2020), outras vantagens são a possibilidade de um sistema sem a necessidade de óleo lubrificante e a redução de partes mecânicas no sistema, esta última contribuindo para uma diminuição das perdas mecânicas por atrito. Tais benefícios resultaram no aparecimento desse tipo de compressor no mercado na primeira década de 2000, sendo pioneira na área a coreana Lucky Goldstar (LG), que comercializou o primeiro compressor linear em 2000, com uma aplicação em um refrigerador no ano seguinte. Já no Brasil, a Embraco desenvolveu a tecnologia Wisemotion, que é uma linha de compressores lineares de tamanho reduzido que não utiliza óleo.

Tendo em vista o caminho tomado por empresas da área de refrigeração e estudos de eficiência nesse setor, acredita-se no possível ganho energético trazido pela utilização de compressores lineares em comparação com os alternativos convencionais justificando também desenvolver um compressor sustentável e eficiente passível de ser utilizado em freezers ULT para transporte de vacinas.

Os compressores a serem desenvolvidos, aplicados em um sistema de refrigeração de dois estágios que utiliza os fluidos R170 (Etano) e R290 (Propano), devido ao seu baixo potencial de aquecimento global, serão representados termo-eletrodinamicamente através de um conjunto de equações diferenciais implementadas e resolvidas em um modelo numérico implementado na linguagem *Python*. Seus componentes serão dimensionados e seu desempenho será verificado numericamente a fim de permitir futuramente a sua construção.

A metodologia aplicada na rotina numérica foi validada, apresentando curvas de corrente, deslocamento e força magnética com comportamento em módulo e fase similar aos dados experimentais da literatura, com erros menores que 9% em magnitude. Os componentes dos compressores lineares foram dimensionados de forma a otimizar o desempenho do sistema e visando uma futura aplicação experimental, o que resultou em uma eficiência global de 89% e um coeficiente de performance (COP) de 2,43 para o compressor aplicado no estágio de baixa temperatura (LTS), e 90% com um COP de 2,09 para o usado no estágio de alta temperatura (HTS).

Esses valores de COP, mesmo obtidos em um dimensionamento numérico com simplificações, como a consideração de eficiência isentrópica unitária, foram significativamente maiores que os dos compressores comerciais desenvolvidos pela SECOP (2024) em estágios com temperaturas semelhantes, sendo necessária uma redução de 46% e 27% para os compressores do LTS e HTS, respectivamente, para ter

um COP similar aos comerciais. Além disso, foi alcançado um COP total de 0,94 para o refrigerador ULT, mantendo uma temperatura alvo de  $-80^{\circ}\text{C}$  para o armazenamento adequado de vacinas, um desempenho próximo ao máximo encontrado por Udroui, Mota-Babiloni e Navarro-Esbrí (2022) para um refrigerador operando em condições similares.

## 1.1 OBJETIVOS

### 1.1.1 Objetivo Geral

Desenvolver numericamente compressores lineares para aplicação em freezers ULT para armazenamento e transporte de vacinas.

### 1.1.2 Objetivos Específicos

- Implementar em *Python* um modelo numérico aprimorado com base em uma rotina já existente para compressores lineares, validá-lo a partir de dados da literatura e adaptá-lo para ser aplicado em uma condição de refrigeração ULT;
- Dimensionar dois compressores lineares para os estágios de compressão de um refrigerador ULT utilizando como base parâmetros físicos utilizados na literatura acadêmica e comercial.

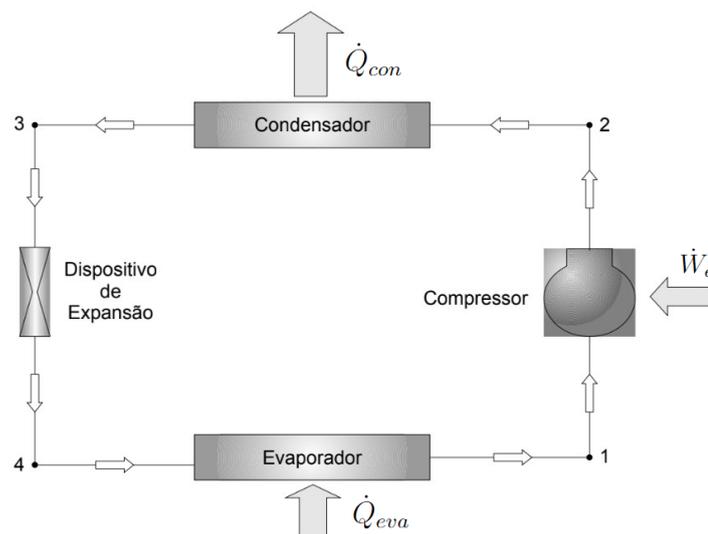
## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para a correta representação numérica de um compressor linear utilizado em um refrigerador ULT, é necessário um entendimento teórico da estrutura de um sistema ULT e de como um compressor seria aplicado no mecanismo de operação. Neste capítulo serão descritos o funcionamento de uma unidade de refrigeração de duplo estágio e de um compressor linear. Por último apresenta-se o método utilizado na resolução numérica dos parâmetros do compressor.

### 2.1 SISTEMAS REFRIGERATIVOS CONVENCIONAIS

Refrigeradores são máquinas térmicas criadas com o objetivo de manter uma determinada temperatura abaixo da ambiente em uma aplicação, abrangendo desde setores como alimentos e saúde até o campo dos eletrônicos. Jacob Perkins, em meados de 1830, obteve a primeira patente de uma máquina de refrigeração, essa funcionava através da compressão mecânica de vapor (Pereira, 2006). Mesmo sendo um método de refrigeração descoberto dois séculos atrás, esse conceito é utilizado atualmente por grande parte dos refrigeradores domésticos. A representação desse tipo desse sistema é mostrado na Figura 1.

Figura 1 – Ciclo de refrigeração através da compressão mecânica de vapor



Fonte: Adaptado de Pereira (2006, p. 1).

Nesse tipo de configuração, um fluido volátil, também conhecido como fluido refrigerante, ao passar pelo evaporador (4-1) retira calor do ambiente a ser refrigerado, resultando em sua evaporação. Após passar pelo evaporador, o vapor se dirige ao compressor (1-2), responsável por controlar o fluxo do fluido pelo sistema. No

compressor, o fluido tem sua pressão aumentada e em seguida segue para o condensador onde o fluido rejeita calor e condensa (2-3). Por fim o líquido resultante passa por uma válvula de expansão (3-4) tendo uma redução de pressão e temperatura, para depois retornar ao evaporador completando um ciclo (Dutra, 2008).

Segundo Pereira (2006), a eficiência do sistema depende do desempenho de cada componente integrante: evaporador, condensador, dispositivo de expansão e compressor. Esse desempenho é indicado através do Coeficiente de Performance (COP) que é uma razão entre o calor absorvido pelo fluido refrigerante no evaporador ( $\dot{Q}_{eva}$ ) e a potência consumida pelo compressor ( $\dot{W}_e$ ), como mostrado na Equação 1.

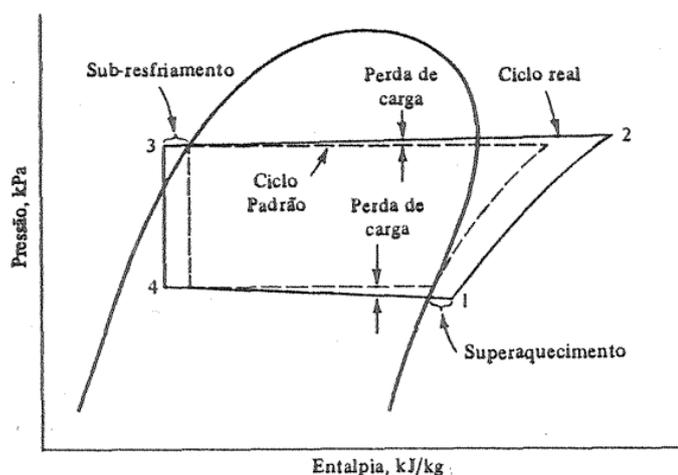
$$COP = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{W}_e}, \quad (1)$$

onde a capacidade de refrigeração  $\dot{Q}_{eva}$  pode ser calculada através do fluxo de massa real no sistema  $\dot{m}$  e a diferença entre as entalpias antes ( $h_4$ ) e depois ( $h_1$ ) do evaporador, conforme evidenciado na Equação 2.

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}(h_1 - h_4). \quad (2)$$

Um diagrama pressão x entalpia também conhecido como diagrama  $P-h$  é uma forma visual de entender o comportamento do fluido durante as diferentes etapas do ciclo de refrigeração. Na Figura 2, é apresentado um exemplo típico de um diagrama  $P-h$  para um sistema de refrigeração doméstico real, onde é feita uma comparação com um ciclo padrão teórico.

Figura 2 – Comparativo do Diagrama  $P-h$  de um refrigerador real com um padrão



Fonte: Stoecker e Jones (1985, p.225)

Na Figura 2, onde é empregada a mesma numeração utilizada nas etapas da Figura 1, nota-se que o ciclo real possui um formato distinto do modelo padrão de um ciclo. Devido às perdas de carga existentes no evaporador e condensador, os

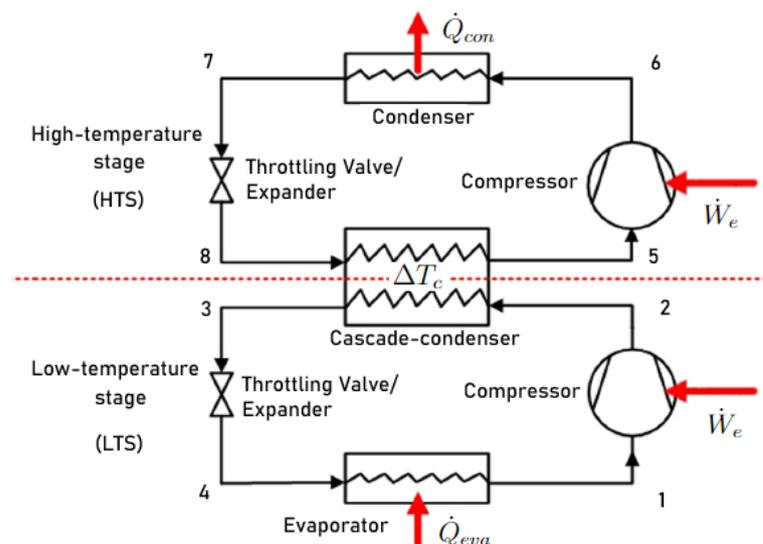
processos (2-3) e (4-1) apresentam uma queda de pressão, deixando de ser processos isobáricos. No processo real, no ponto 1, é uma prática comum fazer o fluido alcançar propositalmente a condição de vapor superaquecido para garantir que não entre fluido do estado líquido no compressor. Também seguindo essa premissa, no ponto 3, para garantir que o fluido entre em estado líquido na válvula de expansão, ocorre o seu sub-resfriamento. Outra diferença importante acontece no processo de compressão (1-2), em que o ciclo real apresenta uma curva não isentrópica, devido ao atrito e ineficiências no processo de compressão (Stoecker; Jones, 1985).

## 2.2 REFRIGERADOR ULT DE DOIS ESTÁGIOS

O refrigerador a ser utilizado para o armazenamento de vacinas deve ser capaz de manter continuamente uma temperatura de em torno de  $-80^{\circ}\text{C}$ , tendo como base a preservação da vacina Pfizer BioNTech COVID-19 COMIRNATY<sup>®</sup>, para esse propósito a utilização de um sistema convencional de refrigeração de ciclo único, similar ao modelo mencionado anteriormente, não é viável devido à baixa eficiência volumétrica e ao baixo COP em temperaturas tão baixas (Zhu *et al.*, 2021a).

Como alternativa para aplicação em equipamentos ULT surgem os sistemas de múltiplos estágios, que pela possibilidade de utilizar diferentes fluidos em seus sub-circuitos podem ter sua performance total elevada (Zhu *et al.*, 2021a). Dentro dos sistemas de múltiplos estágios destaca-se o de dois estágios que devido a sua estrutura simples possui grande aplicação para armazenamentos em reduzida temperatura (Li *et al.*, 2022). Esse tipo de sistema é evidenciado na Figura 3, onde é possível verificar os componentes utilizados no sistema e os estágios de alta e baixa temperatura.

Figura 3 – Sistema refrigerativo de dois estágios



Fonte: Adaptado de Li *et al.* (2022, p.116).

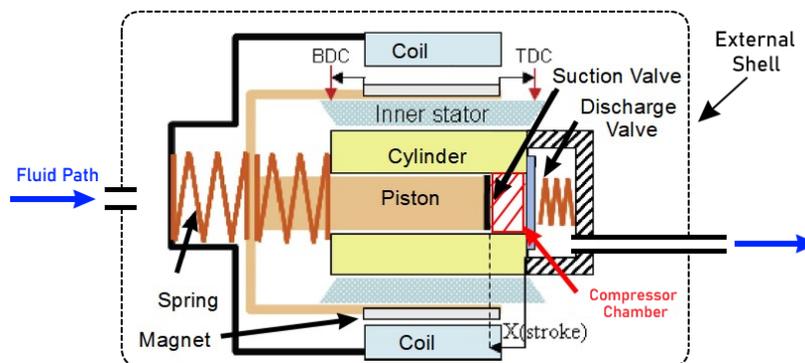
Tanto no estágio de alta temperatura (HTS) quanto no de baixa temperatura (LTS), mostrados na Figura 3, o comportamento do ciclo é similar ao de um refrigerador convencional, a diferença está no fato que o evaporador no HTS e o condensador no LTS atuam como um único trocador de calor, onde o calor do fluido do estágio de baixa temperatura é absorvido pelo fluido do estágio de alta temperatura (Faruque *et al.*, 2022).

### 2.3 COMPRESSOR LINEAR

Tendo comentado sobre o funcionamento de um refrigerador de dois estágios é necessário explicar em maiores detalhes a escolha do compressor linear a ser utilizado no freezer ULT e como funciona a passagem do fluido através desse equipamento.

De acordo com Liang (2017), há três tipos principais de motores utilizados em compressores lineares, sendo eles diferenciados pelo tipo de componente que é movimentado para gerar o deslocamento linear do pistão, podendo ter a movimentação da bobina, deslocamento do magneto ou a movimentação do ferro. Por possuir uma maior eficiência e um menor custo ao ser comparado com os outros tipos de motores (Liang, 2017), o motor que utiliza o deslocamento do magneto será utilizado, como evidenciado na Figura 4.

Figura 4 – Representação de um compressor linear que utiliza a movimentação do magneto



Fonte: Adaptado de Liang (2017, p. 258).

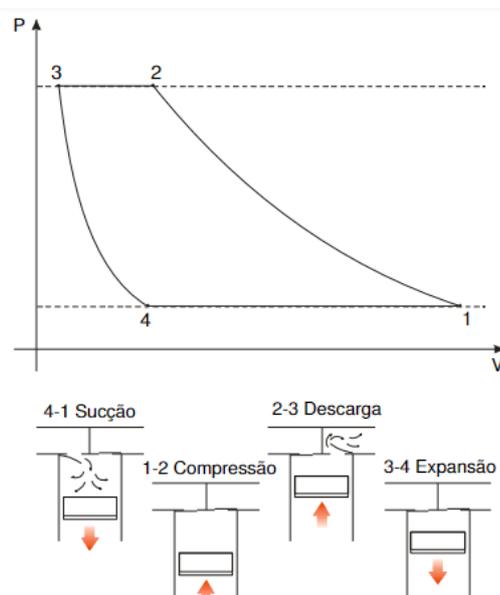
Conforme mostrado por Oliveira (2014), esse tipo de compressor possui quatro elementos fundamentais que permitem seu funcionamento: pistão, molas, magneto e bobinas elétricas, conforme mostrado na Figura 4. Devido a uma tensão elétrica alternada fornecida, as bobinas acabam por gerar um campo magnético variável que acaba interagindo com o magneto acoplado ao pistão, induzindo-o ao movimento e, assim, comprimindo o fluido de trabalho. Por fim as molas conectadas ao pistão são responsáveis por definir a frequência mecânica de ressonância e impedir uma grande

variação da posição de referência (zero mecânico) durante a operação, dessa forma diminuindo a possibilidade de choque do pistão com as válvulas.

O ciclo de um compressor linear pode ser visualizado na Figura 5, ilustrando de forma idealizada as etapas do processo através de um diagrama pressão x volume. Para o ciclo de compressão, além dos elementos mencionados, há duas regiões importantes, a câmara onde é realizada a compressão do gás através do movimento do pistão, destacada em vermelho na Figura 4 e o ambiente interno delimitado pela carcaça do compressor, que foi considerado mantido à baixa pressão, ou seja, na pressão de sucção.

O fluido adentra o ambiente interno do compressor a baixa pressão e é succionado para dentro da câmara através da válvula de sucção (4-1), que atua por diferença de pressão, sendo assim possui estado dependente das pressões no ambiente interno e da pressão da câmara. Com o fluido dentro da câmara e a válvula de sucção fechada, ocorre a compressão do gás a partir do movimento do pistão (1-2). Quando a pressão interna na câmara for superior à pressão de descarga, a válvula de descarga se abre e o fluido é liberado para as tubulações do sistema (2-3), após essa etapa o volume da câmara aumenta, ocorrendo a expansão (3-4) e inicia um novo ciclo.

Figura 5 – Ciclo ideal de um compressor linear



Fonte: Adaptado de Silva (2012, p. 32).

Ressalta-se que para um compressor linear, ao contrário de um compressor alternativo convencional que possui o ponto 3 definido, ou seja um volume morto fixo, esse ponto pode variar com uma mudança na condição de operação em que o

compressor está submetido, logo a Figura 5 pode possuir certa variação em situações em que não foi alcançado uma condição periódica bem definida. Um exemplo desse fenômeno ocorre quando as configurações do refrigerador são ajustadas para obter uma temperatura interna mais baixa, o que leva a um aumento na razão de pressão de operação do compressor. Durante essa transição entre as condições de operação, o volume morto do compressor linear diminui para tentar manter uma elevada eficiência volumétrica.

## 2.4 MÉTODO RUNGE KUTTA DE 4ª ORDEM

O método de Runge-Kutta de 4ª ordem (RK4) é um método iterativo numérico desenvolvido para solucionar equações diferenciais ordinárias (EDO) para um problema de valor inicial (PVI). Como utilizado por Zhang *et al.* (2020) na representação térmico-eletrodinâmica de um compressor linear, tal metodologia foi a base da construção da rotina em *Python* de resolução do sistema de equações governantes do problema.

De forma genérica uma EDO com PVI pode ser representada a partir das Equações 3 e 4:

$$y' = f(t, y), \quad (3)$$

$$y(t_0) = y_0. \quad (4)$$

A técnica de resolução da EDO proposta pelo método para cada intervalo de tempo  $t$  é evidenciado pelas Equações 5 e 6:

$$y_{i+1} = y_i + \frac{\Delta t}{6}(\kappa_1 + 2\kappa_2 + 2\kappa_3 + \kappa_4), \quad (5)$$

$$t_{i+1} = t_i + \Delta t, \quad (6)$$

em que o índice  $i$  indica a iteração a ser calculada e  $\Delta t$  é o intervalo de tempo definido entre cada iteração. As constantes  $\kappa_1$ ,  $\kappa_2$ ,  $\kappa_3$  e  $\kappa_4$  são obtidas através das Equações 7, 8, 9 e 10 respectivamente:

$$\kappa_1 = f(t_i, y_i), \quad (7)$$

$$\kappa_2 = f\left(t_i + \frac{\Delta t}{2}, y_i + \frac{\Delta t}{2}\kappa_1\right), \quad (8)$$

$$\kappa_3 = f\left(t_i + \frac{\Delta t}{2}, y_i + \frac{\Delta t}{2}\kappa_2\right), \quad (9)$$

$$\kappa_4 = f(t_i + \Delta t, y_i + \Delta t\kappa_3). \quad (10)$$

### 3 METODOLOGIA

Neste capítulo serão apresentadas as equações elétricas, mecânicas e termodinâmicas que governam o problema, sua integração e implementação numérica, assim como os cálculos de eficiência do compressor e as simplificações adotadas na representação do sistema de refrigeração ULT.

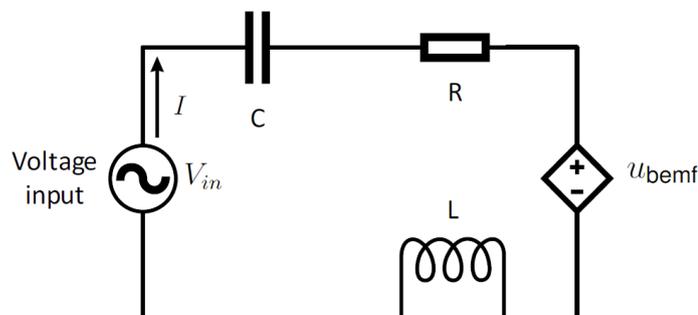
#### 3.1 MODELAGEM DO COMPRESSOR LINEAR

A modelagem de um sistema retrata o fenômeno físico através de equações que o descrevam. O funcionamento de um compressor linear pode ser descrito utilizando três submodelos principais, o elétrico, o mecânico e o termodinâmico (Zhu *et al.*, 2021b). A modelagem realizada além de representar numericamente os subsistemas de um compressor linear também prevê as perdas originadas na interação e conversão de energia entre esses submodelos conforme será mostrado em sequência.

##### 3.1.1 Submodelo Elétrico

Kim *et al.* (2009) e Zhu *et al.* (2021b) demonstram que o sistema elétrico que compõe um compressor linear pode ser representado por um circuito contendo um resistor e um indutor, representativos da resistência e indutância da bobina respectivamente, e um capacitor (Circuito RLC), ligados em série a uma fonte senoidal de tensão alternada (Figura 6). Além desses componentes, deve ser contabilizado também a tensão induzida ( $u_{bemf}$ ) gerada pelo movimento do magneto em relação à bobina, denominada força contra-eletromotriz (BEMF), que pode ser representada através de uma fonte de tensão dependente.

Figura 6 – Circuito elétrico de um compressor linear



Fonte: Adaptado de Zhu *et al.* (2021b, p. 4).

Na Figura 6,  $V_{in}$  indica a tensão alternada fornecida, C o capacitor, R o resistor, L o indutor e  $I$  indica a corrente presente no sistema. Para o circuito da Figura 6,

as tensões correspondentes de cada componente podem ser escritas a partir das Equações 11, 12, 13, 14 e 15.

$$\text{Fonte: } V_{in} = V \cos(2\pi ft), \quad (11)$$

$$\text{Capacitor: } V_c = \frac{Q}{C} \rightarrow V_c = \frac{1}{C} \int Idt, \quad (12)$$

$$\text{Resistor: } V_r = RI, \quad (13)$$

$$\text{Indutor: } V_L = L \frac{dI}{dt}, \quad (14)$$

$$\text{BEMF: } u_{bemf} = Bl\dot{x}_p, \quad (15)$$

em que  $V$  é a amplitude da tensão,  $f$  a frequência de operação do compressor,  $Q$  é a carga elétrica do capacitor,  $C$  a capacitância,  $R$  a resistência e  $L$  a indutância.

A Equação 15 referente à força contra-eletromotriz é obtida a partir da lei de Faraday (Zhang *et al.*, 2020), onde  $B$  é a densidade magnética do magneto,  $l$  o comprimento do fio da bobina e  $\dot{x}_p$  a velocidade do sistema pistão/magneto acoplados.

Aplicando a lei das malhas de Kirchhoff com as Equações de 12 a 15 e isolando-se a derivada temporal da corrente atuante, obtém-se a Equação 16:

$$\frac{dI}{dt} = \frac{1}{L} \left( -RI(t) - \frac{Q}{C} + V_{in} - Bl\dot{x}_p(t) \right). \quad (16)$$

A outra expressão necessária para a representatividade elétrica do compressor parte da definição de corrente elétrica como o fluxo temporal de cargas dentro do condutor, retratada a partir da Equação 17:

$$\frac{dQ}{dt} = I(t). \quad (17)$$

Como os componentes do circuito serão caracterizados objetivando uma futura construção para testes experimentais, é de interesse representar a resistência e indutância da bobina com base em suas especificações, tais como número de voltas, comprimento e diâmetro do fio, assim como, escolher valores que garantam uma eficiência elevada do sistema elétrico.

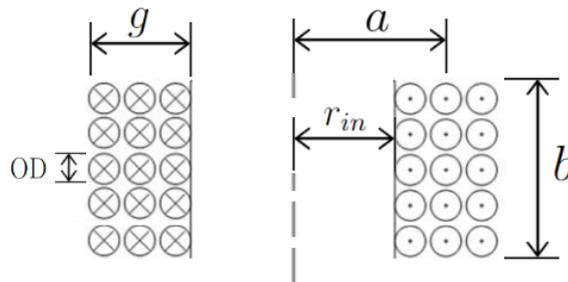
Primeiramente, é necessário escolher a configuração em que a bobina será montada. Nesse contexto, as bobinas de camada única e as bobinas multicamadas destacam-se devido à sua praticidade de construção e desempenho. As bobinas de camada única consistem em voltas axiais do fio condutor, sem sobreposição radial, simplificando sua construção. Por outro lado, as bobinas multicamadas possuem sobreposição de fios radialmente, resultando em um diâmetro ligeiramente maior, porém um comprimento menor para gerar um campo magnético equivalente, oferecendo vantagens geométricas conforme a aplicação.

Ambas as abordagens foram consideradas. No entanto, para alcançar uma força satisfatória sobre o pistão, o comprimento necessário para uma bobina de camada única era excessivo, levando à escolha das bobinas multicamadas. Apesar de apresentarem um diâmetro maior, conseguiram reduzir significativamente o comprimento necessário. Para o cálculo da indutância desse tipo de bobina foi utilizada a Equação 18, mencionada em diferentes softwares de cálculo de indutância de bobinas multicamadas, proposta por Wheeler (1928) para estimar empiricamente a indutância de bobinas de rádio com núcleo de ar.

$$L = 31,49 \frac{a^2 N^2}{6a + 9b + 10g}. \quad (18)$$

Essa equação calcula a indutância em microHenry [ $\mu\text{H}$ ], sendo que  $N$  é o número total de voltas dado na bobina,  $a$  é o raio médio da bobina,  $b$  o comprimento,  $g$  a espessura do rolamento, todas essas dimensões em metros. As variáveis dimensionais mencionadas são expostas na Figura 7.

Figura 7 – Esquemática de uma bobina multicamada



Fonte: Autor (2024).

Na Figura 7, OD é o diâmetro do fio e  $r_{in}$  é o raio interno da bobina, esses parâmetros são necessários para determinar as variáveis da Equação 18. As dimensões da bobina,  $a$ ,  $b$  e  $g$  podem ser calculadas através das equações 19, 20 e 21 respectivamente.

$$a = r_{in} + \frac{N_{sr} OD}{2}, \quad (19)$$

$$b = N_{sx} OD, \quad (20)$$

$$g = N_{sr} OD, \quad (21)$$

em que  $N_{sr}$  é o número de voltas no sentido radial da bobina e  $N_{sx}$  é o número de voltas no sentido axial. A multiplicação desses valores resulta no número total de voltas  $N = N_{sx} N_{sr}$ .

A resistência da bobina pode ser calculada utilizando a resistividade do material do fio  $\mu$ , o comprimento do fio  $l$  e seu diâmetro, através da Equação 22:

$$R = \frac{\mu l}{\frac{\pi OD^2}{4}}, \quad (22)$$

esse comprimento mencionado é o mesmo utilizado na Equação 15 e pode ser aproximado utilizando o número de voltas da bobina e o raio médio  $a$ , seguindo a Equação 23:

$$l \approx 2\pi aN. \quad (23)$$

Após o cálculo das propriedades da bobina, o capacitor é modelado de forma a garantir que a frequência de ressonância do Circuito RLC seja igual à frequência de operação do compressor, nesse estado a queda de tensão no capacitor e no indutor se cancelam, resultando na existência de quedas de tensão somente na resistência e na BEMF (Bijanзад *et al.*, 2020). Essas frequências ao serem igualadas também a frequência de ressonância mecânica resultam em um aumento na eficiência total do sistema e do COP conforme mostrado por Bijanзад *et al.* (2020), Zhang *et al.* (2020) e Zhu *et al.* (2021b). Dessa forma o capacitor é calculado utilizando a Equação 24, tendo  $f_e$  como frequência de ressonância elétrica e sendo igualado à frequência de operação.

$$f_e = \frac{1}{2\pi\sqrt{LC}} = f. \quad (24)$$

### 3.1.2 Submodelo Mecânico

O sistema mecânico e sua interação com o gás podem ser interpretados como um mecanismo massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade, no qual a resistência do gás é representada através de componentes de mola e amortecimento. Na Figura 8 é possível verificar as forças atuantes sobre a estrutura do pistão.

Figura 8 – Forças atuantes sobre o pistão em operação



Fonte: Adaptado de Zhang *et al.* (2020, p. 118).

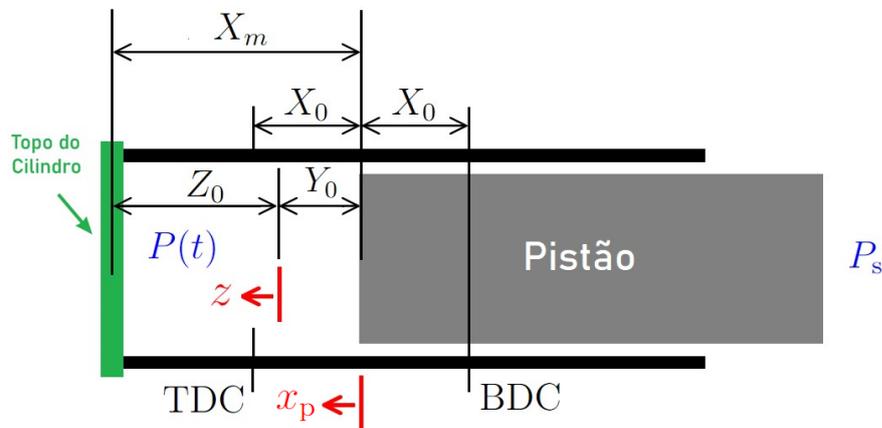
Na Figura 8,  $F_s$  e  $F_{gás}$  indicam a força atuante da mola e a força exercida pelo o gás sobre o pistão respectivamente,  $c_{fri}$  a resistência por fricção sendo representada por uma constante de amortecimento, e  $x_p$  e  $\dot{x}_p$  o deslocamento e velocidade do pistão respectivamente. Por fim, o termo  $\alpha I(t)$  representa a força motriz do motor, originada da interação bobina/magneto, em que  $\alpha$  é o fator do motor, podendo ser escrito como a multiplicação  $Bl$  vista na Equação 15 (Bijanзад *et al.*, 2020), e  $I(t)$  a corrente de entrada no circuito elétrico.

A força exercida pelo gás conforme mencionado anteriormente pode ser dividida em duas componentes, uma de amortecimento, associada a energia necessária para comprimir o gás, e uma componente de mola (Bijanazad *et al.*, 2020), que nesse momento serão representadas como  $c_{gás}\dot{x}_p$  e como  $f_{gás}$  respectivamente. Essa divisão pode ser vista na Equação 25:

$$F_{gás} = c_{gás}\dot{x}_p(t) + f_{gás}. \quad (25)$$

Para evidenciar como é obtido o valor de  $f_{gás}$  e de  $F_s$  é necessário explicar algumas posições de referência e os eixos adotados para descrever a movimentação do pistão. Esses parâmetros podem ser visualizados através da Figura 9.

Figura 9 – Posições de interesse do pistão



Fonte: Autor (2024).

Inicialmente, em situação de repouso sem diferença de pressão entre a câmara e o ambiente interno do compressor, o pistão está posicionado a uma distância  $Z_0$  do topo do cilindro, onde a mola mecânica não exerce nenhum esforço. Qualquer alteração na mola, seja em tração ou compressão, partirá dessa posição de referência  $Z_0$ . Assim, o eixo  $z$  foi estabelecido, tendo como origem  $Z_0$ , para indicar o deslocamento da mola. Por consequência, a força da mola mecânica  $F_s$  pode ser expressa a partir de uma constante de mola  $k_s$  e do deslocamento  $z$ , como mostrado na Equação 26:

$$F_s = k_s z. \quad (26)$$

Quando o compressor entra em operação, o equilíbrio deixa de ser em  $Z_0$  e passa a ser em torno do ponto localizado a  $X_m$  do topo do cilindro, ponto intermediário de oscilação do pistão entre o BDC (Ponto morto inferior) e o TDC (Ponto morto superior). Esse deslocamento, denominando  $Y_0$ , se origina a partir da componente de mola do gás, como será evidenciado na obtenção da Equação 34, sendo um comportamento característico de compressores lineares conforme reportado por Pollak

*et al.* (1979) e Zhang *et al.* (2020) em suas análises. O ponto  $X_m$ , também chamado de posição de equilíbrio, pode ser calculado em função da posição inicial  $Z_0$  somada ao desvio  $Y_0$ , como descrito na Equação 27:

$$X_m = Z_0 + Y_0. \quad (27)$$

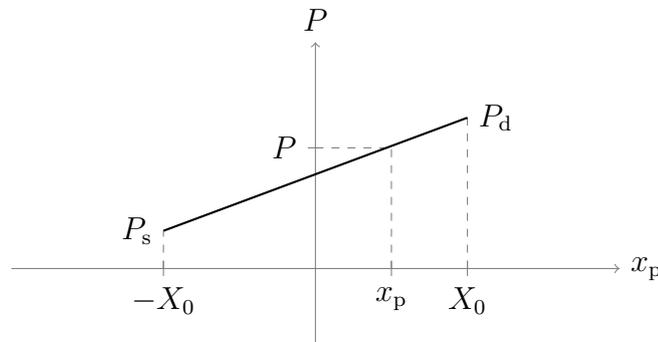
O ponto  $X_m$  além de indicar a posição de equilíbrio, foi utilizado para posicionar o eixo principal da movimentação do pistão  $x_p$ , como evidenciado pela Figura 9, o qual assume valores dentro da amplitude de oscilação  $X_0$ .

No cálculo da componente de mola de gás  $f_{gás}$ , é utilizada a multiplicação da área transversal do pistão  $A_p$  pela diferença das pressões da câmara  $P$  e do ambiente interno do compressor, a última sendo igual à pressão de sucção. Tal expressão pode ser vista a partir da Equação 28:

$$f_{gás} = (P - P_s)A_p. \quad (28)$$

Com o objetivo determinar o termo  $(P - P_s)$ , é proposta a metodologia da linearização da pressão da câmara dentro um ciclo de compressão, mencionada por Pollak *et al.* (1979) e Bradshaw, Groll e Garimella (2011), o que resulta na reta de pressão da câmara x deslocamento do pistão exposta na Figura 10.

Figura 10 – Linearização da pressão com o deslocamento do pistão



Fonte: Autor (2024)

Para um par de pontos qualquer  $(x_p, P)$  pertencente a reta e definido dentro do intervalo  $[-X_0, X_0]$  de  $x_p$ , uma interpolação pode ser escrita, resultando na Equação 29:

$$\frac{P_d - P_s}{2X_0} = \frac{P - P_s}{x_p + X_0}. \quad (29)$$

Isolando o termo  $P - P_s$  e substituindo na Equação 28, a componente de mola do gás  $f_{gás}$  pode ser reescrita seguindo a construção da Equação 30, sendo  $k_{gás}$  a constante de mola equivalente à componente fracionária da expressão.

$$f_{gás} = \frac{(P_d - P_s)A_p}{2X_0}(x_p + X_0) = k_{gás}(x_p + X_0). \quad (30)$$

Contabilizando as forças existentes no sistema, considerando a metodologia aplicada para o cálculo de  $F_s$  e  $F_{gás}$ , e aplicando a Segunda Lei de Newton, tem-se a Equação 31, onde  $m_{eq}$  é a massa equivalente do sistema,  $z = x_p - Y_0$  (Figura 9) e  $\ddot{x}_p$  é a aceleração do pistão.

$$m_{eq}\ddot{x}_p + (c_{fri} + c_{gás})\dot{x}_p + k_s(x_p - Y_0) + k_{gás}(x_p + X_0) - \alpha I(t) = 0. \quad (31)$$

Essa equação pode ser reajustada separando os termos dinâmicos, que são os termos dependentes de  $x_p$  e suas derivadas, ou da corrente  $I$ , dos termos estáticos, que possuem valor fixo. Essa reformulação é mostrada na Equação 32:

$$\underbrace{m_{eq}\ddot{x}_p + (c_{fri} + c_{gás})\dot{x}_p + (k_s + k_{gás})x_p - \alpha I(t)}_{\text{Parcela dinâmica}} + \underbrace{k_{gás}X_0 - k_s Y_0}_{\text{Parcela estática}} = 0. \quad (32)$$

No cenário em que o compressor é desligado, resultando na ausência de corrente pelas bobinas e de razão de pressão atuante, o pistão permanece parado na posição  $X_m$ . Isso ocorre pois mesmo após desligado, a tampa do cilindro mantém a pressão interna da câmara de compressão, conservando a componente de mola do gás e assim deslocando o pistão em relação a posição inicial  $Z_0$ . Nessa situação, toda a parcela dinâmica pode ser igualada a zero e, retornando  $k_{gás}$  para o formato fracionário da Equação 30, é possível obter a Equação 33:

$$\frac{(P_d - P_s)A_p}{2X_0}X_0 - k_s Y_0 = 0. \quad (33)$$

Ao simplificar a Equação 33 e isolar  $Y_0$ , chega-se na Equação 34, que quantifica o desvio realizado pelo pistão de  $Z_0$  para  $X_m$ .

$$Y_0 = \frac{(P_d - P_s)A_p}{2k_s}. \quad (34)$$

Ao concluir que a parcela estática da Equação 32 possui valor nulo, a primeira EDO do sistema do mecânico é escrita, a qual é expressa pela Equação 35:

$$m_{eq}\ddot{x}_p + (c_{fri} + c_{gás})\dot{x}_p + (k_s + k_{gás})x_p - \alpha I(t) = 0. \quad (35)$$

Uma outra EDO (Equação 36) pode ser obtida para o submodelo mecânico, a partir da definição de velocidade ( $\dot{x}_p$ ) como derivada temporal do deslocamento.

$$\frac{dx_p}{dt} = \dot{x}_p. \quad (36)$$

Tendo mostrado a Equação 35, resultante do somatório de forças atuantes sobre o pistão, é possível expor a metodologia para o cálculo do  $c_{gás}$ . Bijanzad *et al.* (2020) demonstra que esse parâmetro pode ser obtido pela Equação 37:

$$c_{gás} = \frac{W_f}{\pi\omega_m X_0^2}, \quad (37)$$

dados que  $W_f$  é o trabalho realizado sobre o gás em um ciclo e  $\omega_m$  a frequência de ressonância mecânica em rad/s. Essa equação parte da integração da energia dissipada para comprimir o gás dentro de um ciclo, representada pela Equação 38 (Bijanadz *et al.*, 2020).

$$W_f = \int c_{\text{gás}} \dot{x}_p dx_p. \quad (38)$$

Ao assumir que o pistão possui um deslocamento de comportamento senoidal e que  $c_{\text{gás}}$  tem valor fixo dentro de um ciclo, a Equação 38 é reescrita para a Equação 39, com  $\psi$  sendo a fase da onda senoidal, e resolvendo-a obtém-se a Equação 37. Como a Equação 38 é mais abrangente que a Equação 37, não estando limitada a uma condição de ressonância, ela foi utilizada na rotina numérica.

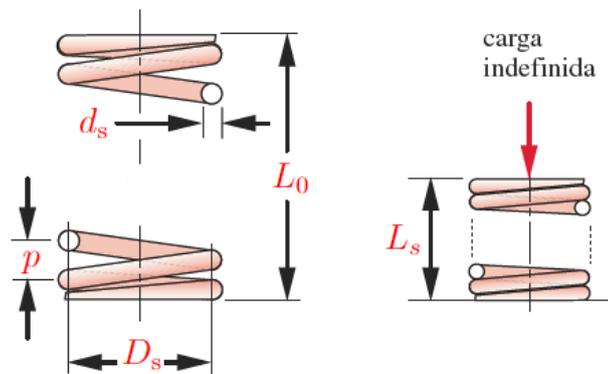
$$W_f = c_{\text{gás}} \int \dot{x}_p^2 dt \quad x_p = X_0 \sin(\omega_m t + \psi). \quad (39)$$

Após determinar a metodologia de cálculo para as componentes de mola e amortecimento referentes ao gás, a mola mecânica teve sua constante de rigidez  $k_s$  definida através de seus parâmetros geométricos. Para isso, foi utilizada a Equação 40 proposta por Norton (2013) a fim de dimensionar molas de compressão.

$$k_s = \frac{d_s^4 G}{8 D_s^3 N_a}, \quad (40)$$

sendo  $d_s$  o diâmetro do fio,  $G$  o módulo de cisalhamento do material escolhido para a mola,  $D_s$  o diâmetro médio das espiras e  $N_a$  o número de espiras ativas da mola. Esses parâmetros podem ser vistos na Figura 11 que expõe a esquemática de uma mola de compressão genérica.

Figura 11 – Parâmetros geométricos de uma mola de compressão



Fonte: Adaptado de Norton (2013, p. 796-797).

A mola escolhida possui extremidades esquadrejadas e esmerilhadas, dessa forma, garantindo uma superfície normal de contato da mola para a aplicação da carga

e um melhor alinhamento (Norton, 2013). Essas características são desejáveis pois dificultam o surgimento de forças laterais entre o pistão e a câmara.

Sendo uma mola de bordas esquadrejadas e esmerilhadas, seu número de espiras ativas é  $N_a = N_t - 2$  em que  $N_t$  é o número de espiras totais (Norton, 2013). Seu comprimento livre  $L_0$ , ou seja, quando não há carregamentos sobre a mola é calculado pela Equação 41:

$$L_0 = pN_a + 2d_s, \quad (41)$$

em que  $p$  é o passo da mola. Já a Equação 42 determina o comprimento sólido  $L_s$ , Figura 11, em que a mola é comprimida de forma que suas espiras se tocam (Shigley; Mischke; Budynas, 2005).

$$L_s = d_s N_t. \quad (42)$$

Para evitar o choque das espiras durante o trabalho da mola com o movimento do pistão, estabeleceu-se que a diferença entre os comprimentos sólido e livre deve obedecer a seguinte regra, exposta pela Equação 43:

$$L_0 - L_s \geq 2X_0. \quad (43)$$

O valor de  $2X_0$  foi escolhido, pois se trata do deslocamento máximo do pistão para essa condição de operação, valores de deslocamento maiores que esse não seriam obtidos. Também ressalta-se que a mola não age durante o ciclo inteiro na condição de compressão, há situações onde ela se encontra tracionada.

Seguindo a proposta discutida com o submodelo elétrico, busca-se coincidir a frequência de ressonância mecânica com a de operação. No entanto, devido a variações na condição de operação, pode acontecer de essa condição nem sempre ser respeitada, como por exemplo quando a porta do refrigerador está aberta, forçando o compressor a operar em uma condição distinta para tentar manter as temperaturas alvo. Mesmo assim, para o ciclo calculado, será assumido que essa condição será satisfeita. Por ser um sistema massa mola, a frequência de ressonância mecânica será dependente da massa equivalente do sistema e da rigidez atuante, a mecânica (mola) e a do gás (Bijanadz *et al.*, 2020).

$$f_m = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_s + k_{\text{gás}}}{m_{\text{eq}}}} \approx f. \quad (44)$$

### 3.1.3 Submodelo Termodinâmico

A representação termodinâmica adotará um método simplificado em que os processos do ciclo são ideais, ou seja, se tratam de processos de expansão e compressão isentrópicos e sucção e descarga isobáricos, conforme mostrado na Figura 5.

Para os processos de compressão e expansão, a curva pode ser definida pela Equação 45:

$$P\forall^\gamma = \mathcal{C}, \quad (45)$$

sendo que  $P$  é pressão,  $\forall$  volume,  $\gamma$  coeficiente isentrópico do fluido e  $\mathcal{C}$  uma constante. Para determinar  $\mathcal{C}$  basta utilizar o volume na condição de TDC e pressão de descarga para a curva de expansão e utilizar o volume na condição de BTC e pressão de sucção para a curva de compressão.

Considerando uma compressão isentrópica no ciclo de refrigeração e adotando que as propriedades termodinâmicas do fluido na sucção e logo após a evaporação (ponto 1 da Figura 12) são idênticas e que tal premissa também é aplicável para condição de descarga e antes da condensação (ponto 2), o coeficiente isentrópico utilizado na Equação 45 foi aproximado como uma média entre os coeficientes isentrópicos entre os pontos 1 e 2, conforme mostrado na Equação 46:

$$\gamma \approx \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{2}, \quad (46)$$

no qual os índices numéricos indicam o estado em questão em que o coeficiente foi calculado.

### 3.1.4 Eficiência do Compressor

No processo de conversão da energia elétrica fornecida ao compressor até compressão do fluido propriamente dita, há uma série de perdas energéticas que devem ser contabilizadas para calcular a eficiência total do processo de compressão. O cálculo das eficiências segue o inventário de perdas proposto por Pereira (2006), que considera perdas elétricas, mecânicas e termodinâmicas em um ciclo de um compressor alternativo convencional. Vale destacar que, embora o inventário tenha sido originalmente desenvolvido para esse tipo de compressor, ele pode ser aplicado de forma similar a um compressor linear.

Esse conjunto de perdas energéticas foi dividido em três parcelas que ao serem multiplicadas resultam no rendimento global do compressor  $\eta_g$ , conforme evidenciado na Equação 47:

$$\eta_g = \eta_e \eta_m \eta_{is}, \quad (47)$$

em que, o índice  $e$  indica o rendimento elétrico,  $m$  o rendimento mecânico e  $is$  a eficiência isentrópica. Além disso, uma eficiência adicional, relacionada diretamente ao processo de bombeamento do fluido no sistema pelo compressor, foi contabilizada, sendo chamada de eficiência volumétrica  $\eta_v$ .

### 3.1.4.1 Rendimento elétrico $\eta_e$

Também denominada de eficiência de motor, esse rendimento enquadra ineficiências existentes no processo de conversão da potência elétrica em mecânica no movimento linear induzido pela interação do campo da bobina com os magnetos conectados ao pistão. Esse rendimento pode ser calculado a partir Equação 48:

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_m}{\dot{W}_e}, \quad (48)$$

na qual  $\dot{W}_e$  é a potência elétrica fornecida pela rede e  $\dot{W}_m$  a potência mecânica resultante.

O cálculo das potências é feito utilizando como base as equações expostas por Zhang *et al.* (2020), contudo ao invés de fazer o cálculo de uma potência eficaz ou RMS (*Root Mean Square*) como feito pelo autor, preferiu-se fazer o cálculo de uma potência média, ou ativa, já que com a intenção de realizar uma futura abordagem experimental seria essa a potência elétrica calculada por um wattímetro convencional. A rotina numérica aproxima as integrais de potência média através de uma somatória dos valores de cada interação, conforme demonstrado nas Equações 49 e 50:

$$\dot{W}_e = \frac{1}{T} \int_0^T V(t)I(t)dt = \frac{1}{n} \sum_{i=0}^n V(t)I(t), \quad (49)$$

$$\dot{W}_m = \frac{1}{T} \int_0^T \alpha I(t)\dot{x}_p(t)dt = \frac{1}{n} \sum_{i=0}^n \alpha I(t)\dot{x}_p(t). \quad (50)$$

### 3.1.4.2 Rendimento mecânico $\eta_m$

A eficiência mecânica relaciona a potência mecânica com o trabalho entregue ao gás em um ciclo  $W_f$ , sendo representada através da Equação 51:

$$\eta_m = \frac{W_f f}{\dot{W}_m}, \quad (51)$$

em que  $f$  é a frequência de operação do compressor.

O trabalho imposto ao gás também pode ser calculado utilizando a metodologia proposta por Pollak *et al.* (1979), na qual é possível determinar esse trabalho utilizando o volume efetivo de sucção no cilindro  $\Psi_s$  (Equação 52), assumindo a inexistência de contato metálico entre o pistão e o topo do cilindro.

$$W_f = \lambda \Psi_s, \quad (52)$$

tendo  $\lambda$  como uma variável dependente da pressão de sucção  $P_s$  e descarga  $P_d$ , Equação 53, e de uma constante  $\beta$  que pode ser expressa pela Equação 54. As

relações para  $\lambda$  e  $\beta$  são definidas como segue:

$$\lambda = \frac{\gamma P_s (\beta^{\gamma-1} - 1)}{\gamma - 1}, \quad (53)$$

$$\beta = \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{1/\gamma}, \quad (54)$$

onde,  $\gamma$  é o coeficiente isentrópico do fluido. Essa abordagem isentrópica é uma aproximação que considera um processo adiabático devido à alta frequência de oscilação do compressor (Pollak *et al.*, 1979).

Por fim,  $\Psi_s$  pode ser calculado a partir da Equação 55, dependente da amplitude de deslocamento do pistão, da posição de equilíbrio de operação, da área transversal do pistão e do parâmetro  $\beta$  (Pollak *et al.*, 1979).

$$\Psi_s = [(1 + \beta)X_0 + (1 - \beta)X_m]A_p. \quad (55)$$

#### 3.1.4.3 Rendimento isentrópico $\eta_{is}$

Essa eficiência engloba as irreversibilidades existentes nos processos de sucção, compressão e descarga decorrentes de fatores como perdas de carga nos sistemas de descarga e sucção, refluxo através das válvulas e vazamentos na folga pistão-cilindro (Dutra, 2008). Como o presente trabalho considerou compressores ideais, ou seja, utiliza válvulas ideais (sucção e descarga isobáricas), processos sem refluxos e vazamentos, e compressão e expansão isentrópicas, a eficiência isentrópica do sistema é  $\eta_{is} = 1$ .

#### 3.1.4.4 Rendimento volumétrico $\eta_v$

Devido à presença de um volume morto, necessário para evitar o impacto do pistão com as válvulas, uma pequena quantidade de fluido ainda permanece dentro da câmara ao final da compressão. Esse fluido restante, por estar sob alta pressão, ao iniciar o próximo ciclo, retarda a abertura da válvula de sucção, resultando na diminuição da quantidade útil de fluido bombeada.

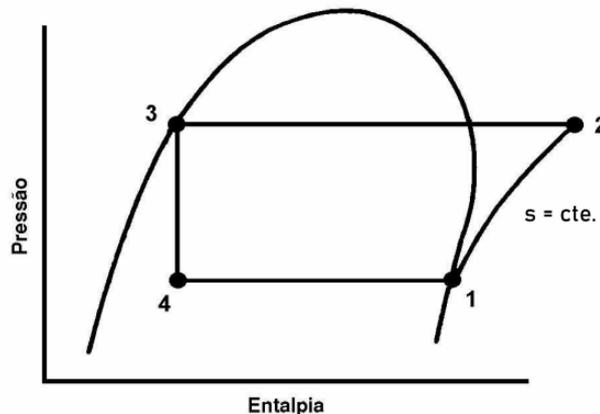
Essa eficiência destaca a capacidade do sistema de aspirar efetivamente o volume de fluido durante o ciclo ao comparar o volume de fluido realmente bombeado  $\Psi_s$ , que leva em consideração os efeitos do volume morto, com o volume deslocado total  $\Psi_t$ , que abrange o espaço varrido pelo pistão desde o BDC até o TDC. Dessa forma o rendimento volumétrico pode ser calculado através da Equação 56:

$$\eta_v = \frac{\Psi_s}{\Psi_t} = \frac{\Psi_s}{2X_0A_p}. \quad (56)$$

### 3.2 MODELAGEM DO REFRIGERADOR CASCATA

Como feito no caso do compressor, algumas simplificações foram adotadas na representação do ciclo de refrigeração do refrigerador cascata de dois estágios. Diferentemente do ciclo real mostrado na Figura 2, o ciclo de cada estágio do refrigerador ULT modelado foi considerado similar ao modelo padrão de  $P-h$  mencionado, sendo evidenciado pela Figura 12.

Figura 12 – Diagrama  $P-h$  do ciclo de cada estágio do refrigerador cascata



Fonte: Adaptado de Salvador (1999, p. 11).

Conforme mostrado na Figura 12, adotou-se uma compressão isentrópica (1-2) e uma expansão isentálpica (3-4). O fluido após a evaporação (ponto 1) se encontra na condição de vapor saturado e após a condensação (ponto 3) como líquido saturado. Além disso foi admitido que não há perdas de carga no evaporador, condensador e nos tubos que conectam os componentes integrantes do sistema. Por fim assumiu-se também que não há transferência de calor nas tubulações e que o trocador de calor entre os estágios é ideal.

As temperaturas de evaporação do HTS e condensação do LTS, que estabelecem a diferença de temperatura no trocador de calor entre os estágios  $\Delta T_c$ , são definidas de forma a garantir que a eficiência volumétrica em ambos os compressores seja parecida, evitando assim uma variação dimensional considerável entre os compressores. A razão de pressão de cada estágio foi calculada a partir da razão das pressões de saturação do ponto 2 e do ponto 1, conforme mostrado na Equação 57:

$$PR = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_{sat}(T_{con})}{P_{sat}(T_{eva})}, \quad (57)$$

em que o índice numérico representa o ponto de análise no ciclo, o índice *sat* indica saturação, *eva* evaporação e *con* condensação.

A temperatura de evaporação e o título ( $\chi$ ) correspondentes ao ponto 1, são usados para estabelecer a densidade  $\rho_1$  utilizada no cálculo do fluxo de massa real do ciclo, conforme mostrado na Equação 58:

$$\dot{m} = \eta_v \mathcal{V}_t f \rho_1(T_{eva}, \chi = 1), \quad (58)$$

em que  $\eta_v$  e  $\mathcal{V}_t$  são o rendimento volumétrico e o volume total deslocado pelo compressor respectivamente, e  $f$  a frequência de operação.

### 3.3 RESOLUÇÃO NUMÉRICA DAS EQUAÇÕES

O modelo proposto para representação dos compressores lineares foi implementado em uma rotina na linguagem de programação *Python*. A rotina construída nesse trabalho é resultado de uma revisão, reestruturação, aprimoramento e adaptação de uma rotina já existente em MATLAB proposta por Lodi (2021), que tinha a premissa de determinar numericamente as características eletromecânicas de um compressor linear para refrigeração doméstica. A base de solução numérica através da resolução iterativa das EDOs pelo RK4 acoplado a equações auxiliares que determinam variáveis físicas do sistema se manteve igual. Contudo com o diferente escopo dos trabalhos, alguns ajustes e adições foram feitos, sendo eles:

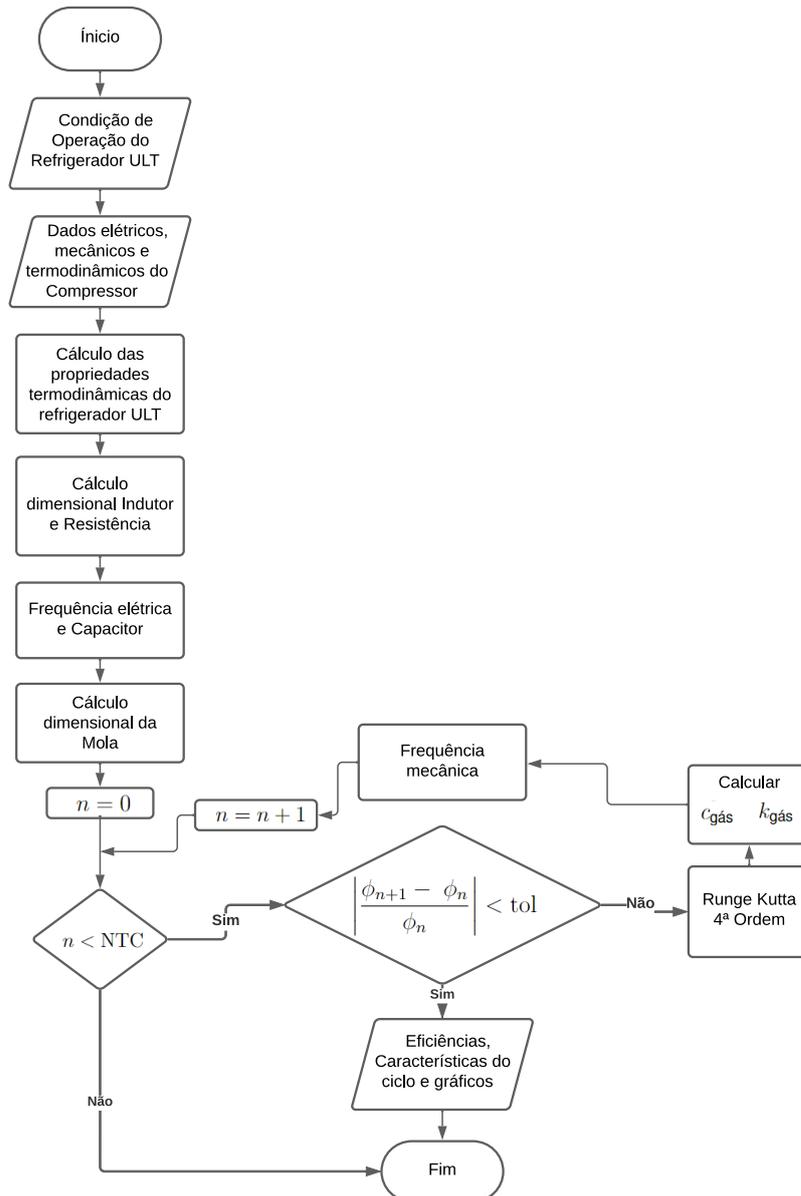
- Modelagem do sistema de refrigeração dupla cascata, sendo calculado as propriedades termodinâmicas do ciclo como entalpia, pressão, temperatura e densidade, assim como, o calor trocado nos evaporadores e condensadores;
- Cálculo do coeficiente isentrópico utilizado nas curvas de expansão e compressão do compressor com base nas temperaturas de condensação e evaporação;
- Utilização do fenômeno da frequência de ressonância buscando uma maior eficiência no compressor;
- Caracterização do indutor e das molas com base em parâmetros geométricos de construção.

As EDOs a serem resolvidas pelo método Runge-Kutta são as Equações 16 e 17 do sistema elétrico e as 35 e 36 do sistema mecânico, sendo aplicadas em um processo iterativo até a convergência da solução. Da forma com que foram implementadas, essas equações representam somente um único ciclo de compressão do compressor de período  $T = 1/f$ , mostrando uma situação de condição periódica.

A Figura 13 mostra o fluxograma da rotina feita, no qual  $n$  é o contador de ciclos completos do compressor,  $t$  é o tempo dentro do ciclo, tendo o incremento de  $\Delta t$  como mostrado na Equação 6, em que  $\Delta t$  foi definido como uma parcela do período  $\Delta t = T/1000$ . O parâmetro NTC representa o número limite de ciclos permitido, para as simulações foi utilizado 5000. Caso o número máximo de ciclos não tenha sido obtido, é verificada a possibilidade de convergência do método utilizando a expressão

$|(\phi_{n+1} - \phi_n)/\phi_n| < \text{tol}$ , em que  $\phi$  representa os termos diferenciais de interesse das EDOs, neste caso  $Q, I, x_p$  e  $\dot{x}_p$  calculados ao final de cada ciclo, e  $\text{tol}$  é a tolerância utilizada sendo  $10^{-3}$ . Enquanto o método não converge, o processo iterativo continua calculando o ciclo do compressor até a convergência ser obtida ou NTC ser alcançado.

Figura 13 – Fluxograma da rotina em *Python*



Fonte: Autor (2024).

A rotina mostrada pela Figura 13 foi utilizada para caracterizar os estágios HTS e LTS do sistema cascata e desenvolver seus respectivos compressores lineares. O acoplamento dos sistemas propostos foi feito de forma a garantir que o calor rejeitado pelo condensador do sistema LTS fosse igual ao calor absorvido pelo evaporador do sistema HTS, com um erro menor que 5%.

Os dados de entrada requisitados pela rotina para representar o sistema ULT, assim como, as características do compressor são evidenciados na Tabela 1. Um fluxograma extra que evidencia a utilização de cada parâmetro do compressor linear na rotina numérica é evidenciado no Apêndice A.

Tabela 1 – Dados de entrada rotina

Tipo	Parâmetros	
Refrigerador ULT	Temperatura de evaporação LTS	$[T_{eva_{LTS}}]$
	Temperatura de condensação HTS	$[T_{con_{HTS}}]$
	Diferença de temperatura Trocador de calor	$[\Delta T_c]$
Parte Elétrica	Amplitude da Tensão de entrada	$[V]$
	Frequência	$[f]$
	Fator do motor	$[\alpha]$
	Densidade magnética do magneto	$[B]$
	Comprimento da bobina	$[b]$
	Raio interno da bobina	$[r_{in}]$
	Diâmetro do fio da bobina	$[OD]$
	Resistividade do fio da bobina	$[\mu]$
Parte Mecânica	Massa equivalente do pistão	$[m_{eq}]$
	Diâmetro do pistão	$[D_p]$
	Posição inicial do pistão	$[Z_0]$
	Coeficiente de amortecimento	$[\xi]$
	Diâmetro médio mola	$[D_s]$
	Diâmetro fio da mola	$[d_s]$
	Módulo de cisalhamento material da mola	$[G]$
	Número de espiras ativas da mola	$[N_a]$
	Passo da mola	$[p]$

Fonte: Autor (2024).

Com base nos dados da condição operacional do refrigerador ULT apresentados na Tabela 1, as propriedades termodinâmicas do ciclo de refrigeração, como temperaturas, entalpias, densidades, coeficientes isentrópicos e pressões de operação foram determinadas utilizando a biblioteca CoolProp (Bell *et al.*, 2014). Para o dimensionamento da parte elétrica, a bobina foi projetada de modo a garantir, juntamente com o magneto, o fator motor especificado pelo usuário, levando em consideração as restrições geométricas impostas. Além disso, na parte mecânica, verifica-se que um dos dados de entrada é o coeficiente de amortecimento  $\xi$ . Este parâmetro é utilizado para calcular o coeficiente de amortecimento de fricção  $c_{fri}$  utilizado na Equação 35, para isso se faz o uso da Equação 59:

$$c_{fri} = 2\xi\sqrt{k_s m_{eq}}, \quad (59)$$

em que  $k_s$  é a rigidez da mola no sistema e  $m_{eq}$  a massa equivalente do pistão.

## 4 RESULTADOS

Neste capítulo, o modelo do compressor linear será validado através de resultados obtidos experimentalmente na literatura. Após isso será feita uma proposta de compressores para serem aplicados em uma condição de operação em refrigeradores ULT.

### 4.1 VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO

O modelo numérico será validado com dados experimentais obtidos por Zhu *et al.* (2021b), que propõe um compressor linear de uso doméstico. Por se tratar de uma aplicação diferente da abordada no documento, nem todos os aspectos da rotina serão contemplados nessa validação, como por exemplo a determinação da condição de operação do refrigerador ULT. Outros cálculos como indutância da bobina, resistência, mola e frequências de ressonância, não são necessários pois o artigo utilizado já fornece tais informações. Os parâmetros experimentais usados por Zhu *et al.* (2021b) são evidenciados na Tabela 2.

Tabela 2 – Parâmetros do compressor linear de uso doméstico

Sistema Mecânico		
Parâmetro	Valor	Unidade
Massa eq. do pistão	0,66	kg
Diâmetro do pistão	18,99	mm
Área do pistão	283,23	mm <sup>2</sup>
Rigidez Mecânica	16284,85	N/m
Coeficiente de amortecimento	0,00022	-
Sistema Elétrico		
Resistência	3,5	$\Omega$
Indutância	0,141	H
Capacitância	0,00015	F
Fator de motor	35	N/A
Frequência	38,5	Hz
Condição de operação		
Pressão de sucção	5	bar
Pressão de descarga	15	bar
Temperatura de sucção	28	°C
Temperatura de descarga	75	°C

Fonte: Zhu *et al.* (2021b).

Mesmo não englobando todos os aspectos e conceitos utilizados na construção da rotina, essa validação permite verificar se os modelos elétrico e mecânico do

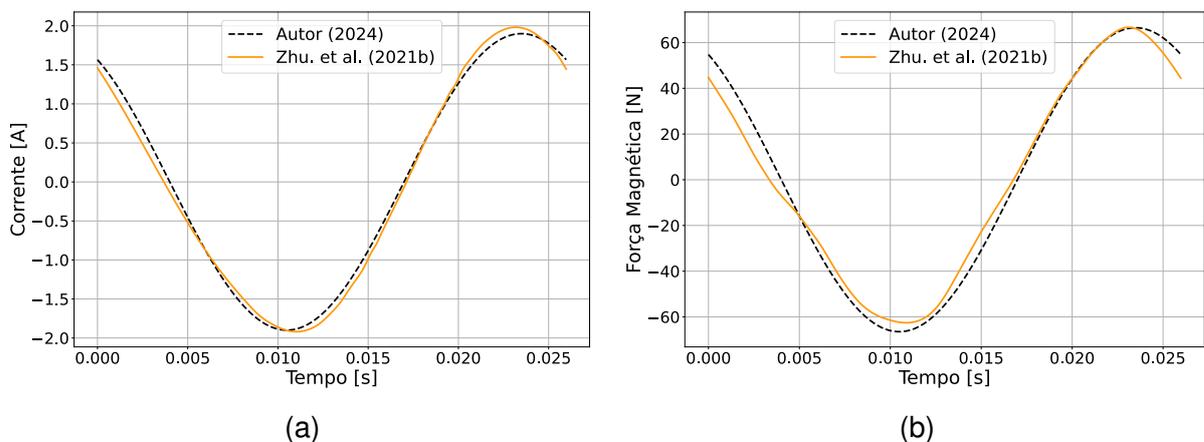
compressor foram representados de forma correta, e verificar se a abordagem termodinâmica isentrópica no ciclo de compressão é fiel a realidade.

Além dos parâmetros listados na Tabela 2 que foram retirados do artigo em questão, a rotina numérica necessita de outros dois inputs, a amplitude de tensão  $V$  e a posição inicial do pistão  $Z_0$ , esses não mencionados no artigo. Esses dados foram estimados com base nos dados experimentais de corrente apresentados no artigo, nos quais foram selecionados valores de tensão que resultassem em uma corrente o mais próxima possível dos valores de corrente apresentados no artigo, mantendo a coerência de outros parâmetros. Após uma otimização, os valores que resultaram no menor diferença na corrente foram uma amplitude de tensão de 62,45 V e uma posição inicial do pistão rente a placa de válvulas, ou seja, 0 mm. Outro fator que influenciou na escolha da da posição inicial  $Z_0$  foi o desejo de minimizar a diferença do volume morto experimental e da rotina numérica no gráfico pressão x volume.

As temperaturas de sucção e descarga mencionadas na Tabela 2 foram empregadas no cálculo do coeficiente isentrópico do fluido R-134a aplicado no compressor. Utilizando a abordagem do coeficiente isentrópico médio, conforme descrito na Equação 46, foi obtido um valor de  $\gamma = 1,00345$ . Essas temperaturas foram obtidas através de figuras do artigo com o auxílio da ferramenta computacional WebPlotDigitalizer (Rohatgi, 2024).

A partir dos dados expostos, as curvas de corrente e força magnética em um ciclo foram obtidas para o modelo numérico. A Figura 14 expõe o comparativo dessas curvas com as obtidas no artigo de referência.

Figura 14 – Comparação dos resultados numéricos com os experimentais de Zhu *et al.* (2021b). (a) Corrente, (b) Força Magnética

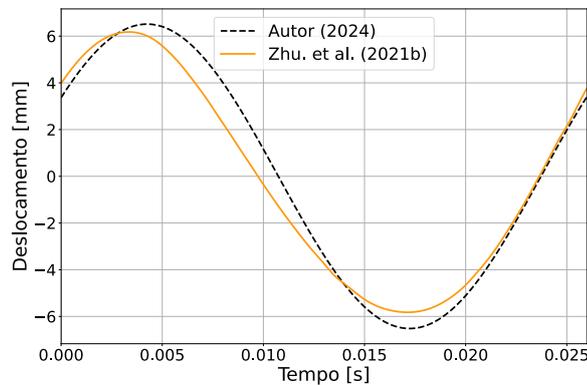


Fonte: Autor (2024).

Percebe-se através dos gráficos da Figura 14, a proximidade das curvas numéricas construídas em comparação com o experimental de Zhu *et al.* (2021b).

Ambas as curvas exibem vales e picos similares, indicando uma concordância geral entre os resultados. No entanto, observa-se que as posições dos picos e vales no intervalo de tempo é levemente distinta. Esse contraste é evidente na Figura 15, onde o pico experimental do deslocamento ocorre antes do numérico e o vale do experimental ocorre junto ao numérico. Essa disparidade pode ser atribuída à representação senoidal da tensão de entrada no código, conforme expresso na Equação 11, a qual pode ter limitações na representação precisa do comportamento real do compressores, que possui características ligeiramente distintas de uma função trigonométrica.

Figura 15 – Comparação dos resultados numéricos com os experimentais de Zhu *et al.* (2021b) para o deslocamento



Fonte: Autor (2024).

Em adição à análise gráfica, a Tabela 3 expõe em valores numéricos o erro contido na representação dos fenômenos em termos da diferença vale e pico das curvas.

Tabela 3 – Erros em termos da distância vale-pico dos parâmetros de interesse

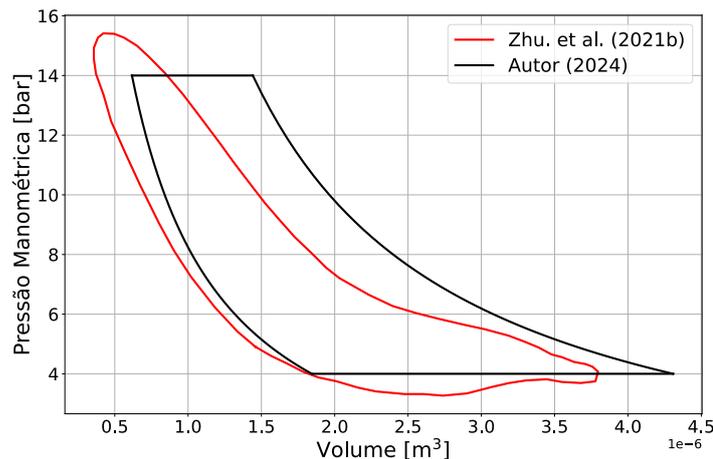
	Corrente [A]	Força Magnética [N]	Deslocamento [mm]
Zhu <i>et al.</i> (2021b)	3,90	129,26	12,00
Autor (2024)	3,79	132,96	13,03
Erro relativo	-2,60%	+2,86%	+8,59%

Fonte: Autor (2024).

Os erros identificados na representação, conforme a Tabela 3, foram menores que 3% para a corrente e para a força magnética, e menores que 9% para o deslocamento. Essas discrepâncias provêm das simplificações do modelo numérico, tais como a omissão do efeito de abertura e fechamento das válvulas, a metodologia de determinação da força do gás sobre o pistão e a suposição isentrópica na compressão e expansão do fluido.

Além das curvas mostradas, é de interesse verificar o comportamento do gráfico pressão x volume ( $P-V$ ) numérico em relação ao experimental obtido por Zhu *et al.* (2021b), já que o gráfico  $P-V$  é uma forma de verificar o comportamento no ciclo da sucção, compressão, descarga e expansão. O gráfico  $P-V$ , em termos de pressão manométrica, pode ser analisado através da Figura 16.

Figura 16 – Comparação do Gráfico  $P-V$  numérico com os experimentais de Zhu *et al.* (2021b)



Fonte: Autor (2024).

Uma diferença entre as curvas expostas pela Figura 16 é a distinta representação dos processos de sucção e descarga do compressor, como mencionado anteriormente, o movimento das válvulas no modelo numérico foi omitido, apresentando um comportamento isobárico nesses processos. Em contra partida, no modelo experimental o atraso na abertura e fechamento das válvulas resulta em perdas que acabam por originar valores de pressão fora do intervalo de sucção e descarga dentro da câmara.

A principal discrepância evidenciada está no volume morto dos sistemas. Enquanto que, para o modelo experimental o volume morto é de  $3,74E-7$  m<sup>3</sup>, o numérico foi de  $6,17E-7$  m<sup>3</sup>. Essa diferença é resultante principalmente de uma posição de equilíbrio de operação  $X_m$  distinta obtida na rotina numérica, que mesmo adotando um  $Z_0$  nulo, apresentou uma posição de equilíbrio do pistão maior do que na análise experimental de referência. As simplificações adotadas na eficiência isentrópica, juntamente com a linearização da força de gás no cálculo do desvio  $Y_0$  pela parcela estática da Equação 32, podem ter sido os fatores que originaram essa desigualdade.

Apesar das diferenças nos resultados devido às simplificações e estimativas, especialmente no volume morto do gráfico pressão x volume, acredita-se que a metodologia numérica tenha conseguido representar de forma adequada o ciclo do

compressor com erro reduzido. Portanto, será utilizada como base de solução para os compressores no sistema ULT.

#### 4.2 PROPOSTA DE COMPRESSORES PARA SISTEMA ULT

Após validar o equacionamento numérico empregado no compressor linear, bem como a metodologia utilizada para resolver essas equações, esta seção abordará a proposta dos compressores lineares e os motivos que fundamentam a escolha de determinados parâmetros em sua construção.

O sistema refrigerativo de dois estágios faz uso de R170 (Etano) no LTS e R290 (Propano) no HTS, devido ao seu baixo potencial de aquecimento global (GWP), que é uma medida da capacidade de um gás de reter calor na atmosfera. Esta unidade compara a quantidade de aquecimento causada por um fluido em comparação com o aquecimento causado pela mesma quantidade de CO<sub>2</sub>. Enquanto fluidos de refrigeração convencionais, como R134a, R404a e R410a, possuem um GWP em torno de 1430, 3940 e 1900, respectivamente, o R170 possui um GWP de 5,5 e o R290 de 3,3, tornando-os opções sustentáveis para a aplicação desejada (Leck *et al.*, 2014; Saengsikhiao *et al.*, 2020).

Para definir a condição de operação, foi utilizado como base o sistema cascata de refrigeração industrial proposto por Sun e Wang (2022), em que foi utilizado uma temperatura de condensação no HTS de 40°C, uma diferença de temperatura no trocador de calor entre os estágios de 5°C e um intervalo de temperatura entre -80°C e -120°C para a evaporação no estágio de baixa temperatura (LTS). Como desejava-se manter uma temperatura de -80°C no refrigerador para armazenar as vacinas, a temperatura de evaporação escolhida foi de -90°C de forma a permitir a remoção de calor pelo refrigerador. Com a determinação dessas temperaturas, as restantes são encontradas ao garantir uma razão de pressão PR igual em ambos os estágios. Dessa forma, as temperaturas utilizadas no sistema ULT são expostas na Tabela 4.

Tabela 4 – Temperaturas de Operação Refrigerador ULT

Temperatura	Valor [°C]
Evaporação LTS	-90
Condensação LTS	-37,5
Evaporação HTS	-32,5
Condensação HTS	40
Diferença no trocador de calor	5

Fonte: Autor (2024).

Seguindo a obtenção dessas temperaturas, elas foram comparadas com

as condições de operação padrão de compressores comerciais disponíveis no mercado. A empresa SECOP (2024) oferece uma linha de compressores alternativos projetados para aplicações médicas em refrigeração ULT. Entre esses, o compressor MN13UVULTM opera com uma temperatura de condensação de 40°C e uma evaporação de -35°C, enquanto o compressor MN11UHULTM é capaz de operar em uma faixa de temperatura entre -90°C de evaporação e -35°C de condensação. Estas temperaturas são próximas às indicadas na Tabela 4, evidenciando que os dados de temperatura calculados estão alinhados com os parâmetros de projetos comerciais.

No design do compressor, alguns dados elétricos e mecânicos foram baseados em dados obtidos na literatura. Isso se justifica devido à dificuldade em obter alguns parâmetros, como o fator de motor ( $\alpha$ ) e o coeficiente de amortecimento ( $\xi$ ), os quais geralmente são calculados de forma experimental. Por outro lado, para outros parâmetros, como a massa equivalente do sistema mecânico ( $m_{eq}$ ), o coeficiente de rigidez da mola ( $k_s$ ) e a razão entre o deslocamento e o diâmetro do pistão ( $R_{dd}$ ), essa metodologia serve como uma ferramenta de verificação, assegurando que nenhum parâmetro apresente valores discrepantes em relação a compressores previamente projetados e construídos. A Tabela 5 apresenta os parâmetros comentados, utilizados por alguns autores na configuração de um compressor linear para refrigeração.

Tabela 5 – Parâmetros da Literatura

Parâmetro \ Autor	Bijanzad <i>et al.</i> (2020)	Zhang <i>et al.</i> (2020)	Zhu <i>et al.</i> (2021b)	Zou <i>et al.</i> (2023)	Kim <i>et al.</i> (2009)
$\alpha$ [N/A]	50,2	75	35	95,5	93,6
$\xi$ [-]	0,113	-	0,00022	0,0103	0,0090
$m_{eq}$ [kg]	0,887	0,632	0,66	0,66	0,595
$k_s$ [N.m]	62600	45000	16284	87600	46256
$R_{dd}$ [mm/mm]	0,8	0,464	0,68	0,737	0,5

Fonte: Autor (2024).

No sistema elétrico, os compressores foram projetados para operar em uma tensão de 110 V e uma frequência de 60 Hz de rede, com um fator de motor  $\alpha$  de 35 para o compressor do LTS e 28,5 para o do HTS. Esses valores foram selecionados por otimizarem o desempenho do compressor, mantendo a possibilidade de uma futura construção. A tensão de 110 V pode ser obtida utilizando um transformador em um teste em Joinville, e os fatores de motor foram escolhidos estão próximos do valor experimental utilizado por Zhu *et al.* (2021b), conforme mostrado na Tabela 5.

Como exposto na Subseção 3.1.2, o fator de motor pode escrito como a multiplicação entre a densidade magnética do magneto e o comprimento do fio da bobina ( $\alpha = Bl$ ). Portanto, para alcançar os fatores escolhidos, é necessário fazer

um dimensionamento da bobina e do magneto. O magneto escolhido foi um ímã de Neodímio disponível comercialmente, com dimensões e uma densidade de campo compatíveis com o desejado para o compressor linear. As informações pertinentes do magneto estão contidas na Tabela 6.

Tabela 6 – Informações sobre o magneto

Descrição	Valor	Unidade
Densidade Magnética	4400	G
Diâmetro	22	mm
Espessura	10	mm
Massa	30	g

Fonte: NeoMagnetismo (2024).

Os fatores de motor e a densidade magnética permitem calcular o comprimento de fio necessário nas bobinas de cada compressor. Empregando esse comprimento, juntamente com as restrições dimensionais impostas às bobinas, visando um compressor de tamanho reduzido, é possível realizar a caracterização dimensional da bobina através das Equações 19, 20, 21 e 23. Com essa caracterização, a indutância e a resistência das bobinas são determinadas utilizando as Equações 18 e 22, respectivamente. As especificações das bobinas estão detalhadas na Tabela 7. Para o fio da bobina, além de expor o seu diâmetro em mm é também utilizada a unidade AWG (*American Wire Gauge*) pois esta é a unidade comumente mencionada no contexto comercial de compra desse componente.

Tabela 7 – Especificações das bobinas

Descrição	Bobina LTS	Bobina HTS	Unidade
Comprimento bobina [ $b$ ]	10,26	10,26	cm
Diâmetro fio [OD]	2,052 (12)	2,052 (12)	mm (AWG)
Comprimento fio [ $l$ ]	79,54	65,00	m
Raio interno bobina [ $r_{in}$ ]	17,00	18,00	mm
Raio externo bobina [ $r_{ex}$ ]	37,52	34,41	mm
Voltas axial [ $N_{sx}$ ]	50	50	-
Voltas radial [ $N_{sr}$ ]	10	8	-
Voltas total [ $N$ ]	500	400	-
Indutância [L]	4,527	2,780	mH
Resistência [ $R$ ]	0,413	0,338	$\Omega$

Fonte: Autor (2024).

Os fios foram considerados de cobre, sendo que a resistência mostrada na Tabela 7 foi calculada utilizando uma resistividade de  $0,0172 \Omega \cdot \text{mm}^2/\text{m}$ . Ressalta-se

também que, no cálculo do número de voltas, no caso de ter sido obtido um valor decimal, este foi arredondado para o próximo número inteiro. Com as especificações da bobina e a frequência de operação - que, devido à ausência de um inversor acoplado, é igual à frequência da rede (60 Hz) - é possível determinar os valores de capacitância do circuito a partir da Equação 24. Para o circuito LTS, a capacitância encontrada foi de 1554,13  $\mu\text{F}$ , enquanto para o HTS foi de 2530,92  $\mu\text{F}$ . Pretende-se usar na parte experimental, uma associação em paralelo de um capacitor comercial de 1000  $\mu\text{F}$  com um de 500  $\mu\text{F}$  para o LTS e uma associação em paralelo de dois capacitores de 1000  $\mu\text{F}$  com um de 500  $\mu\text{F}$  para o HTS.

No escopo mecânico, as molas foram caracterizadas simultaneamente com a massa equivalente do pistão de forma a garantir a frequência de ressonância mecânica igual a de operação, assim como, assegurar uma elevada eficiência volumétrica. Para as molas, foi considerado que são feitas de aço de mola, com um módulo de cisalhamento de 79,615 GPa e uma densidade de 7800  $\text{kg/m}^3$  (Norton, 2013). Utilizando as Equações 40, 41, 42 e 43, as molas tiveram seus atributos físicos calculados, sendo que a estrutura final escolhida é evidenciada na Tabela 8.

Tabela 8 – Especificações das molas

Descrição	Mola LTS	Mola HTS	Unidade
Diâmetro médio espiras [ $D_s$ ]	25	25	mm
Diâmetro fio mola [ $d_s$ ]	4,70	4,47	mm
Espiras ativas [ $N_a$ ]	6	6	-
Espiras totais [ $N_t$ ]	8	8	-
Passo da mola [ $p$ ]	7,45	7,83	mm
Comprimento Sólido [ $L_s$ ]	37,62	35,82	mm
Comprimento Livre [ $L_0$ ]	54,13	55,95	mm
Rigidez Mola [ $k_s$ ]	51961,62	42680,08	N.m
Massa mola [ $m_s$ ]	0,085	0,077	kg

Fonte: Autor (2024).

A escolha do diâmetro médio das espiras  $D_s$  e do diâmetro do fio da mola  $d_s$ , exposta na Tabela 8, foi feita de forma a respeitar uma razão  $D_s/d_s$ , também chamada de índice de mola, dentro da faixa de 4 a 12. Essa faixa, de acordo com Norton (2013), sugere que a fabricação da mola é facilitada e que há uma menor probabilidade de flambagem. Além disso, observa-se que a rigidez das molas selecionadas está em conformidade com os dados da literatura apresentados na Tabela 5.

Em seguida ao cálculo das molas, o pistão foi projetado. Diferentemente dos componentes calculados até então, com o pistão houve um interesse em manter suas dimensões iguais para ambos os compressores, tal abordagem se justifica pelo fato que ao ter dimensões iguais de pistão, um único compressor poderia ser construído

fisicamente de modo a testar as condições de operação de cada estágio do sistema ULT separadamente, sendo necessário somente trocar os componentes elétricos, mola, gás e condição de operação nesse compressor.

O cálculo da massa do pistão cilíndrico é realizado considerando seu volume e o material utilizado. Devido à presença do magneto em seu interior, que interage com a bobina, o volume é determinado conforme mostrado na Equação 60:

$$V_p = \pi r_p^2 H_p - V_M, \quad (60)$$

em que  $V_p$  é o volume do pistão,  $r_p$  é o raio do pistão,  $H_p$  o comprimento do pistão e  $V_M$  o volume do magneto. Como material do pistão, foi escolhido o aço inoxidável austenítico 304 L, que, além de ser essencialmente não magnético e dessa forma não interage com os campos magnéticos da bobina e do magneto, também apresenta alta resistência à corrosão. Com base na densidade do aço 304 L, de  $7850 \text{ kg/m}^3$ , e na Equação 60 o pistão foi dimensionado, objetivando, simultaneamente como feito com a mola, garantir uma frequência mecânica de ressonância de 60 Hz. Os dados do pistão são apresentados na Tabela 9.

Tabela 9 – Especificações do pistão

Descrição	Valor	Unidade
Raio [ $r_p$ ]	13,75	mm
Comprimento [ $H_p$ ]	11,3	cm
Volume [ $V_p$ ]	6,331E-5	$\text{m}^3$
Massa [ $m_p$ ]	0,497	kg

Fonte: Autor (2024).

A fim de calcular a Equação 35, primeira EDO do sistema mecânico, e a frequência de ressonância mecânica (Equação 44), a massa equivalente do sistema mecânico  $m_{eq}$  deve ser utilizada. Essa massa engloba não apenas a massa do pistão somada à do magneto ( $m_M$ ), mas também a massa da mola conectada à estrutura ( $m_s$ ). Essa abordagem segue a metodologia proposta por Rao (2017), que sugere a estrutura da Equação 61 para esse tipo de problema.

$$m_{eq} = (m_p + m_M) + \frac{m_s}{3}. \quad (61)$$

Aplicando a Equação 61, com os dados de massa do magneto da Tabela 6 e as informações de massa das molas apresentadas na Tabela 8, a massa correspondente ao LTS resulta em 0,555 kg e a do HTS em 0,552 kg. Ao consultar os dados de massa obtidos pela literatura apresentados na Tabela 5, constata-se que os valores de massa do sistema proposto estão próximos ao utilizado no compressor de Kim *et al.* (2009).

Para o sistema mecânico, restam dois parâmetros para a sua representação total dentro da metodologia proposta, o coeficiente de amortecimento  $\xi$  e a posição inicial

do pistão  $Z_0$ . Referente ao coeficiente de amortecimento, foi adotado o valor de 0,0090 apresentado por Kim *et al.* (2009), o que garantiu uma eficiência mecânica acima de 90%, como mostrado na Subseção 4.2.2. Zhu *et al.* (2021b) utilizou um  $\xi$  de 0,00022 o que chega a ser um valor 100 vezes menor que o apresentado por outros autores. Diante de um valor relativamente pequeno em comparação com as outras referências, acredita-se que replica-lo em uma abordagem experimental seria uma tarefa custosa e complexa, logo, preferiu-se utilizar o valor de Kim *et al.* (2009).

A posição inicial  $Z_0$  determina a posição de equilíbrio mecânico e assim influencia no tamanho de volume morto do sistema. Este parâmetro foi escolhido de forma a garantir que o volume deslocado pelo compressor LTS seja próximo ao de compressores LTS de finalidade médica da SECOP (2024), que é em torno de 10 a 13 cm<sup>3</sup>, e assegurar que o calor rejeitado pelo LTS no condensador seja similar ao calor recebido pelo evaporador do HTS, com um erro menor que 5%. As posições  $Z_0$  escolhidas, foram de 4,20 mm e 1,99 mm para o LTS e HTS respectivamente.

Por fim foram obtidos para o submodelo termodinâmico os coeficientes isentrópicos dos fluidos e as pressões de sucção e descarga dos compressores apresentados na Tabela 10. Essas variáveis foram calculadas utilizando as temperaturas fornecidas na Tabela 4 e assumindo um fluido com título de valor unitário.

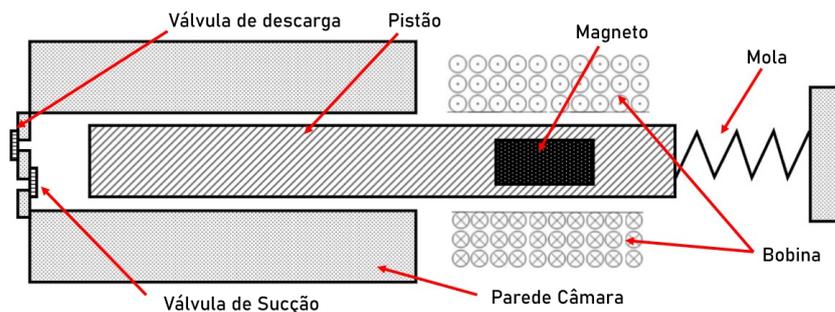
Tabela 10 – Dados Termodinâmicos

Descrição	Sistema LTS	Sistema HTS	Unidade
Coeficiente isentrópico [ $\gamma$ ]	1,199	1,041	-
Pressão de Sucção [ $P_s$ ]	93,80	152,17	kPa
Pressão de Descarga [ $P_d$ ]	844,10	1369,42	kPa

Fonte: Autor (2024).

Após o cálculo dos componentes do compressor, abrangendo todos os submodelos, um esboço da montagem do sistema mecânico, sem dimensões representativas, e sua integração com a bobina são apresentados na Figura 17.

Figura 17 – Esquemática do sistema mecânico



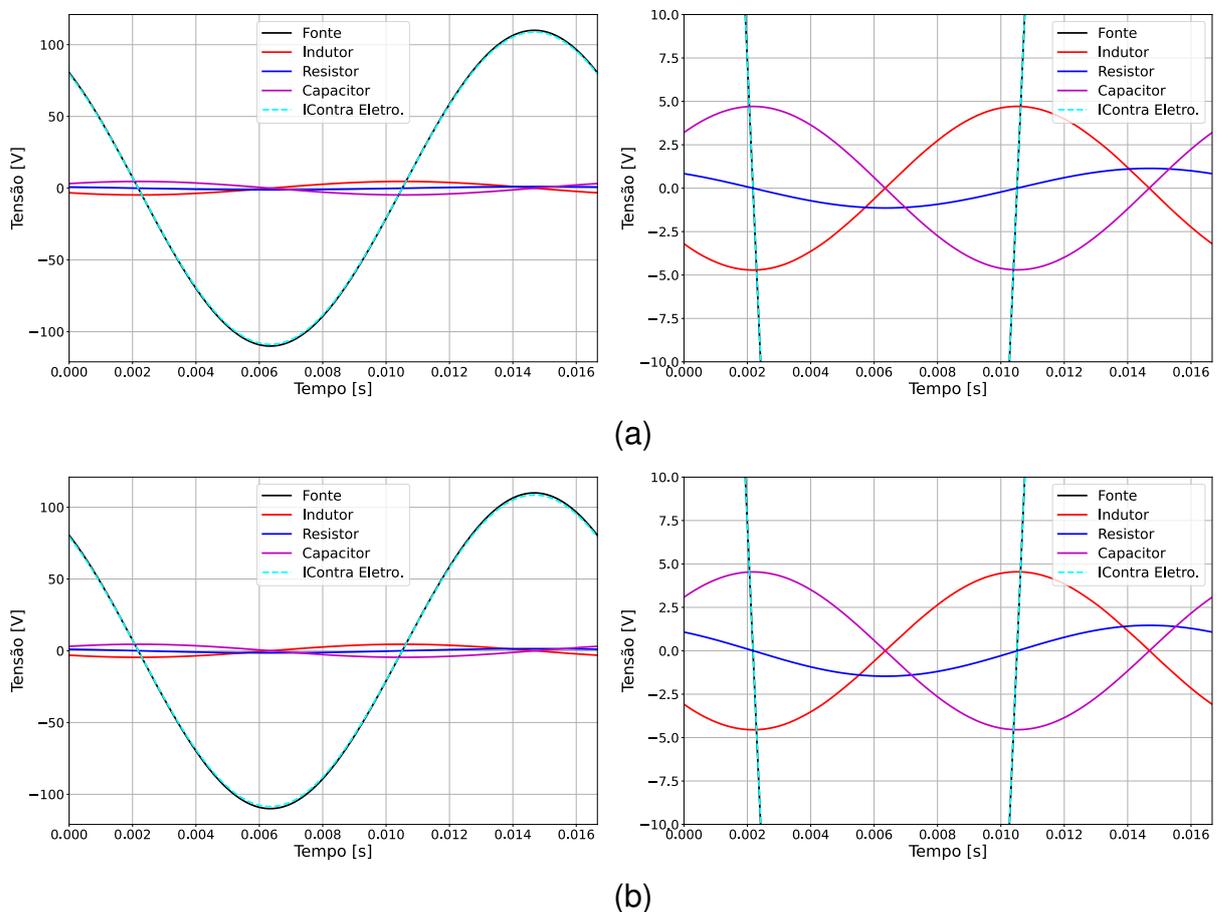
Fonte: Autor (2024).

#### 4.2.1 Ciclo resultante dos Compressores

A partir das escolhas feitas para os compressores e utilizando o fluxograma de resolução mostrada na Figura 13, o comportamento em um ciclo do sistema elétrico, mecânico e termodinâmico do compressor foi obtido.

No sistema elétrico, conforme pretendido ao utilizar o método da frequência de ressonância, as tensões do indutor e do capacitor estão em fases opostas, resultando na divisão da tensão da fonte somente entre o resistor e a parcela Contra Eletromotriz (BEMF). Esse fenômeno é ilustrado na Figura 18 para ambos os compressores.

Figura 18 – Tensões dos componentes no Circuito RLC (a) LTS, (b) HTS



Fonte: Autor (2024).

Além da observação mencionada anteriormente, também é notável através da Figura 18 que, devido ao baixo valor de tensão associado ao resistor em comparação com a tensão da fonte, as tensões da fonte e da BEMF são praticamente idênticas, o que contribui para elevada eficiência elétrica do equipamento. Também é evidente que, apesar de os compressores possuírem componentes elétricos com diferentes características, o comportamento e a magnitude dos valores das curvas permaneceram

semelhantes. Para melhor destacar a diferença nas tensões entre os compressores, além da representação gráfica, a Tabela 11 é empregada.

Tabela 11 – Tensões máximas obtidas no Circuito RLC

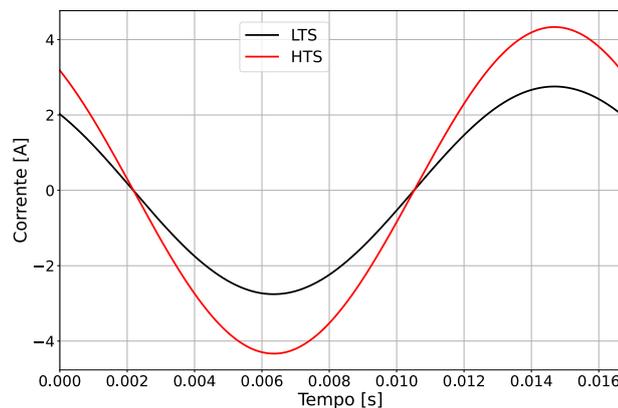
Descrição	LTS [V]	HTS [V]
Fonte	110	110
Resistência	1,14	1,47
Indutor	4,71	4,54
Capacitor	4,71	4,54
BEMF	108,86	108,53

Fonte: Autor (2024).

Os compressores que em um primeiro momento foram dimensionados para trabalhar em 220 V, com a finalidade de facilitar a futura análise experimental na rede de Joinville, tiveram que reconfigurados para trabalhar em 110 V como mostrado na Tabela 11, já que com 220 V os valores da razão entre o deslocamento e o diâmetro do pistão ( $R_{dd}$ ) chegavam a ser quatro vezes maior que a referências mostradas na Tabela 5, logo não trazendo um embasamento teórico para esse uso de tensão.

Em adição a tensão, é crucial monitorar a corrente do circuito, especialmente ao planejar futuros experimentos. Esse parâmetro é de suma importância no dimensionamento do circuito elétrico, pois um dimensionamento inadequado poderia levar a possíveis sobreaquecimentos e falhas. Na Figura 19, a corrente que flui nos circuitos dos dois compressores durante um ciclo é destacada.

Figura 19 – Corrente dos circuitos LTS e HTS

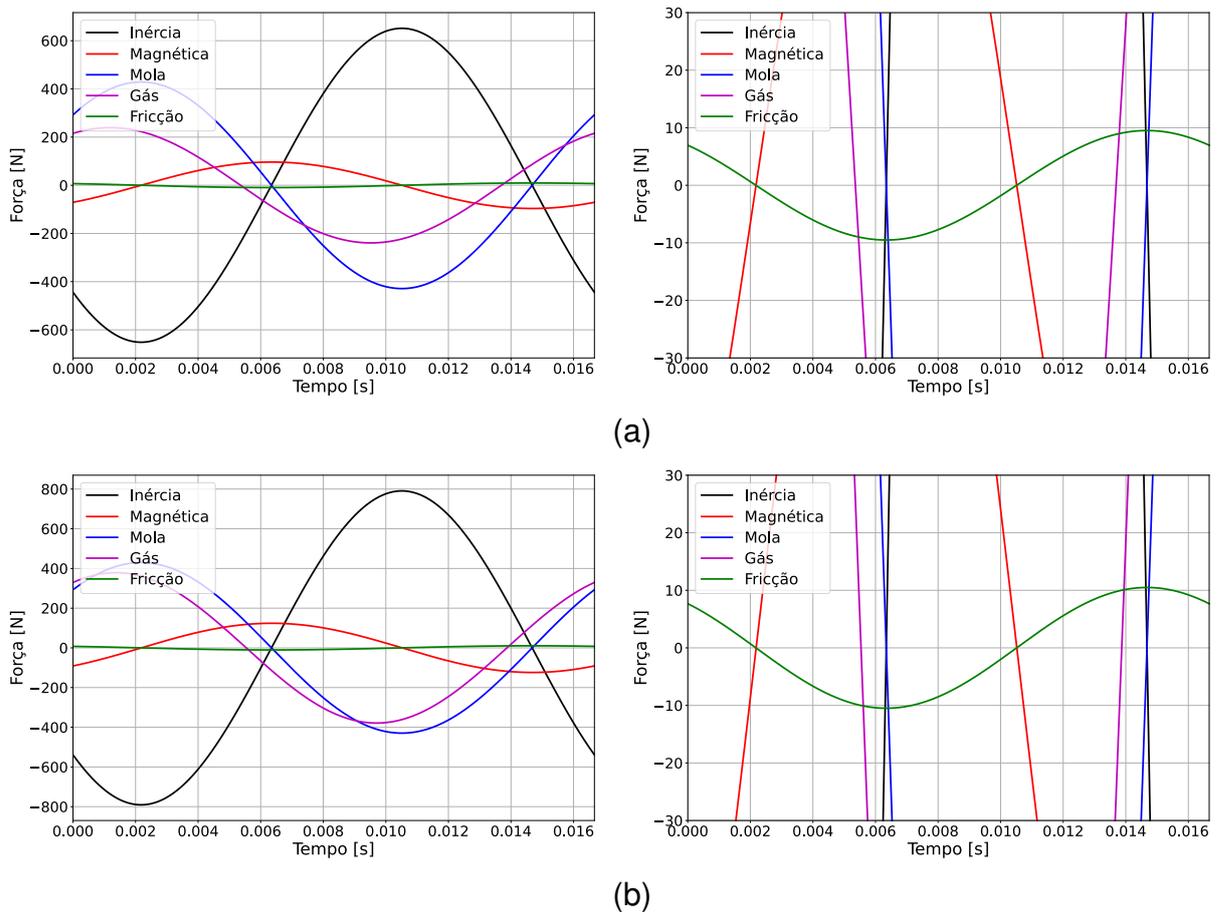


Fonte: Autor (2024).

Partindo para a análise do sistema mecânico, a variação das forças atuantes sobre o pistão em um ciclo é evidenciada na Figura 20. Percebe-se que a força de amortecimento por fricção possui um valor relativamente baixo em comparação com as

outras forças atuantes, o que é uma consequência direta da escolha do coeficiente de amortecimento  $\xi$  de Kim *et al.* (2009). A fricção, por representar uma perda no sistema, exerce uma influência significativa sobre a eficiência mecânica, como será demonstrado na Subseção 4.2.2, sendo assim desejável valores baixos para essa força.

Figura 20 – Forças atuantes no pistão (a) LTS, (b) HTS



Fonte: Autor (2024).

Assim como foi feito com as tensões, uma tabela foi construída (Tabela 12) para apresentar numericamente os valores máximos encontrados para cada força.

Tabela 12 – Forças máximas obtidas no sistema mecânico

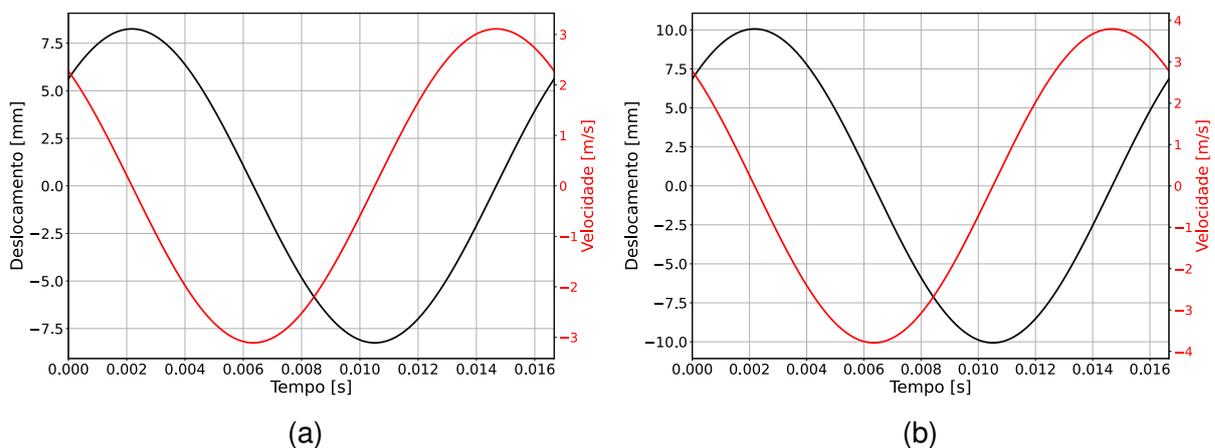
Descrição	LTS [N]	HTS [N]
Inércia	651,41	790,80
Magnética	96,43	123,91
Mola	428,70	429,60
Gás	239,19	378,86
Fricção	9,51	10,49

Fonte: Autor (2024).

A Tabela 12 evidencia a discrepância na magnitude das forças atuantes entre os dois compressores, destacando-se especialmente a força resultante da interação entre o pistão e o gás, que exibe características tanto de mola quanto de amortecedor simultaneamente. Essa disparidade é principalmente atribuída à componente de mola do gás, representada pela parcela fracionária da Equação 30, resultado do maior gradiente de pressão entre as fases de sucção e descarga no estágio de alta temperatura HTS.

Outros parâmetros relevantes no modelo mecânico são a posição de equilíbrio do pistão, seu deslocamento e velocidade. A posição de equilíbrio foi obtida com base na Equação 27 e na Equação 34, resultando em 8,48 mm para o estágio de baixa temperatura e 10,45 mm para o de alta temperatura. Referente aos resultados de deslocamento e velocidade, esses podem ser observados na Figura 21.

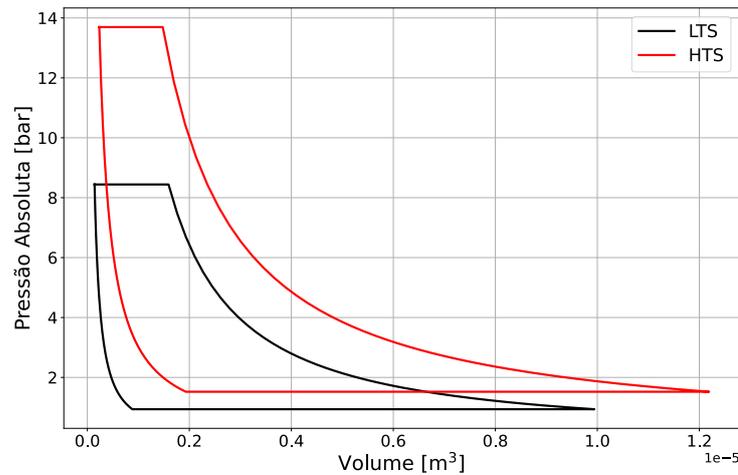
Figura 21 – Deslocamento e velocidade dos pistões. (a) LTS (b) HTS



Fonte: Autor (2024).

De acordo com os gráficos, o deslocamento total do pistão LTS foi de 16,50 mm e do HTS de 20,13 mm. A partir desses deslocamentos totais, é possível calcular a razão entre o deslocamento e o diâmetro do pistão ( $R_{dd}$ ), resultando em valores de 0,600 e 0,732 para o LTS e HTS, respectivamente. Essas razões se encontram dentro do intervalo de valores encontrados por autores na literatura, conforme mostrado na Tabela 5, o que indica uma correspondência desse parâmetro com compressores experimentais. Além disso, com os valores de deslocamento, também é possível calcular o volume deslocado total do compressor com base no BDC e TDC, resultando em 9,80 cm<sup>3</sup> para o LTS e 11,95 cm<sup>3</sup> para o HTS.

Por fim, com os valores termodinâmicos presentes na Tabela 10 e considerando a posição de equilíbrio do pistão e o deslocamento, foi elaborado o gráfico P-V (Figura 22), representativo do estado do fluido dentro da câmara dos compressores.

Figura 22 – Gráfico  $P-V$  dos compressores propostos

Fonte: Autor (2024).

Seguindo o que foi descrito anteriormente, o sistema cascata foi configurado para operar com razões de pressão iguais entre a sucção e a descarga. Como resultado, as curvas apresentadas na Figura 22 seguem uma razão de pressão de 8,99, derivada das temperaturas de evaporação e condensação utilizadas como base. Além disso, observa-se que o processo de sucção em ambas as curvas tem início em um volume próximo ao volume do ponto morto superior (TDC), o que assegura uma eficiência volumétrica elevada.

#### 4.2.2 Desempenho Resultante dos Compressores

Os parâmetros elétricos, mecânicos e termodinâmicos selecionados para os compressores foram cuidadosamente escolhidos visando garantir uma elevada eficiência, com base em dados tanto comerciais quanto acadêmicos, de modo a viabilizar sua reprodução experimental. Esta subseção apresenta as eficiências resultantes das decisões tomadas, bem como uma análise de sensibilidade sobre a influência de alguns parâmetros no desempenho dos compressores. As eficiências resultantes, propostas na Subseção 3.1.4, são detalhadas na Tabela 13.

Tabela 13 – Eficiências dos Compressores Lineares

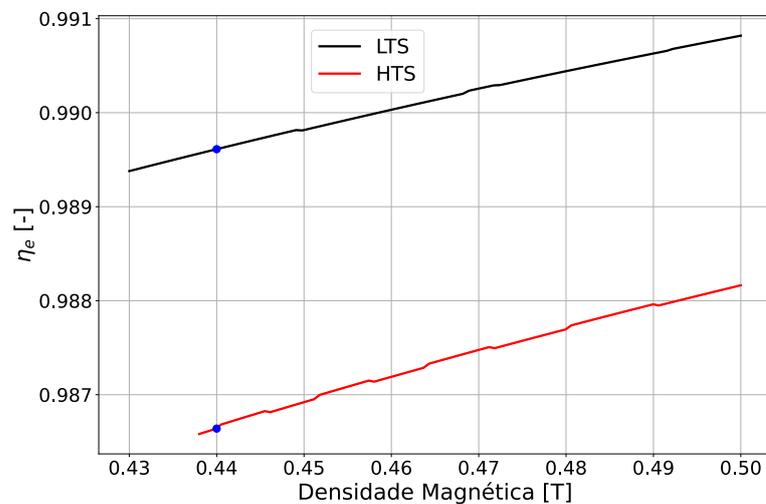
Descrição	LTS [-]	HTS [-]
Elétrica	0,989	0,986
Mecânica	0,900	0,913
Isentrópica	1	1
Global	0,891	0,901
Volumétrica	0,924	0,858

Fonte: Autor (2024).

Conforme desejado, foram alcançadas eficiências globais próximas a 90%, valores considerados satisfatórios para um protótipo numérico simplificado. Esses resultados foram obtidos por meio de iterações sucessivas até alcançar um resultado ótimo dentro das limitações e objetivos estabelecidos. É importante ressaltar que, apesar das eficiências numericamente obtidas, em uma abordagem real esses resultados seriam considerados otimistas, uma vez que diversos fenômenos, como a abertura e fechamento de válvulas e o refluxo, passariam a ter efeito sobre o sistema, potencialmente reduzindo a eficiência global do compressor.

Para uma compreensão mais aprofundada da resposta de eficiência em relação aos dados de entrada, são propostas três análises de sensibilidade. A primeira investiga a influência da densidade magnética do magneto  $B$  na eficiência elétrica, a segunda avalia o impacto do coeficiente de amortecimento  $\xi$  no rendimento mecânico, e a terceira examina o efeito da posição inicial do pistão  $Z_0$  na eficiência volumétrica. O comportamento da eficiência elétrica em relação à variação da densidade magnética é ilustrado na Figura 23. Este gráfico foi elaborado considerando que as dimensões e a massa do magneto permaneceram iguais às apresentadas na Tabela 6.

Figura 23 – Eficiência Elétrica x Densidade Magnética



Fonte: Autor (2024).

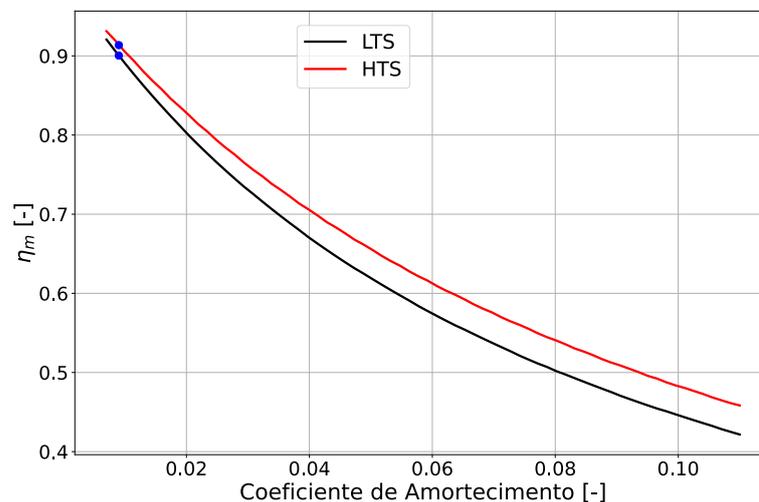
A Figura 23 demonstra o aumento da eficiência elétrica com o incremento da densidade magnética, onde o ponto em azul representa os valores utilizados no modelo final. Observa-se que, apesar desse aumento existir, ele não é expressivo: uma alteração de 0,06 T ou 600 G resulta em um aumento de apenas 0,002 na eficiência elétrica. Em uma análise mais detalhada das curvas, é possível perceber um leve padrão de incremento e decremento cíclico local, conforme o aumento global dos valores. Esse fenômeno decorre do arredondamento do número de voltas axial, radial e

total da bobina para o próximo número inteiro.

Por fim, percebe-se que o ponto azul, escolhido no modelo, se encontra na parte inferior das curvas, sugerindo que possíveis melhorias poderiam ser feitas. Contudo, é importante ressaltar que esse ponto é o resultado do magneto comercial escolhido, que melhor se adequou ao sistema elétrico e às geometrias do sistema mecânico. Magnetos que produzissem campos magnéticos mais intensos não trariam mudanças relevantes à eficiência analisada.

Em seguida, é apresentado o comportamento da eficiência mecânica em relação à variação do coeficiente de amortecimento, conforme mostrado na Figura 24. Assim como na análise anterior, apenas a variação do parâmetro de interesse foi considerada.

Figura 24 – Eficiência Mecânica x Coeficiente de Amortecimento



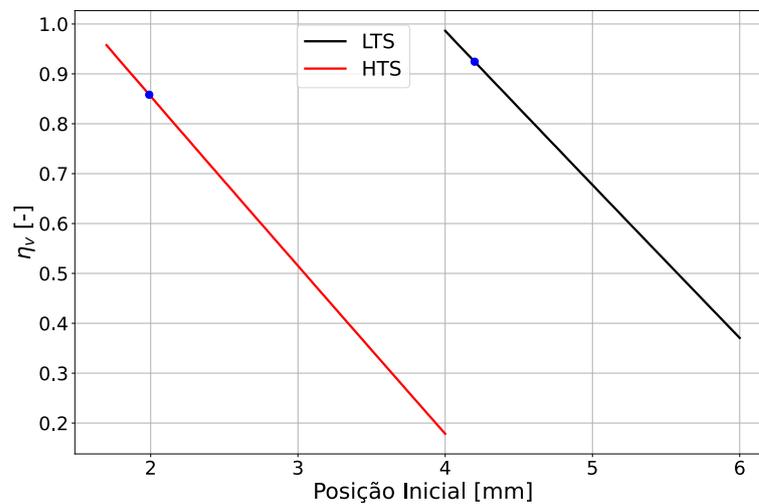
Fonte: Autor (2024).

As curvas da Figura 24 mostram o decaimento progressivo da eficiência mecânica à medida que o coeficiente de amortecimento aumenta. Essas curvas exibem características de um polinômio de terceiro grau, e ao aumentar o coeficiente de amortecimento de 0,009 para 0,09, um aumento de 10 vezes, a eficiência mecânica diminuiu em cerca de 40%. Isso ressalta a importância de um acabamento superficial de qualidade entre a câmara e o pistão, e também evidencia que para alguns coeficientes de amortecimento encontrados na literatura, conforme indicado na Tabela 5, a eficiência mecânica poderia ficar abaixo de 50%, o que é considerado um valor baixo para um protótipo de compressor.

Ainda no estudo das eficiências do compressor, é analisada a variação da eficiência volumétrica em relação à mudança da posição inicial do pistão  $Z_0$ , conforme ilustrado na Figura 25. O aumento de  $Z_0$  indica o aumento do volume morto do sistema,

o que, como mencionado anteriormente, atrasa o início da sucção e, conseqüentemente, diminui o volume útil bombeado pelo sistema. A posição inicial impacta a eficiência volumétrica de forma linear, no entanto, percebe-se os pontos de  $Z_0$  utilizados em cada compressor foram distintos. Isso ocorre devido ao fato de que a eficiência volumétrica possui elevada dependência na posição de equilíbrio do pistão  $X_m$ , que é definida a partir de  $Z_0$  e  $Y_0$ . Devido às várias diferenças entre os compressores, como o fluido refrigerante, pressões de sucção e descarga, assim como constante de mola mecânica, as curvas apresentam características distintas com pontos de otimização diferentes.

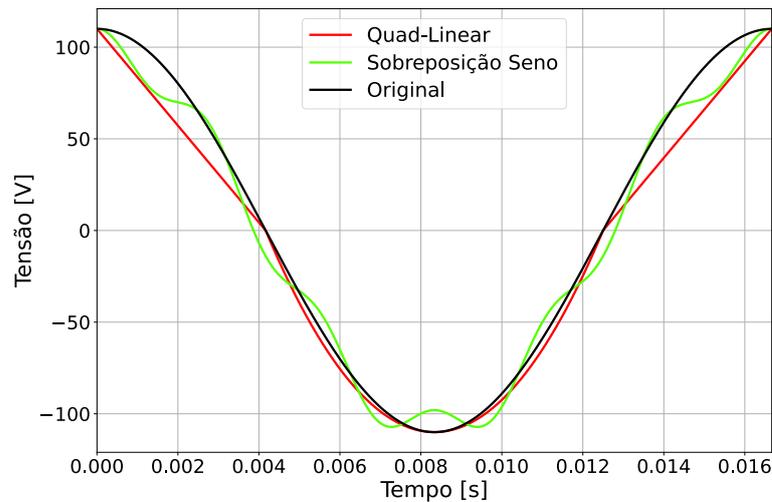
Figura 25 – Eficiência Volumétrica x Posição Inicial do Pistão



Fonte: Autor (2024).

Além das análises de eficiência realizadas, foram propostos dois sinais de tensão com características distintas ao sinal senoidal base para verificar como o sistema reagirá em termos de resposta em corrente, tensão, força e deslocamento. O primeiro sinal consiste na sobreposição de um sinal senoidal com frequência de 60 Hz com um sinal de amplitude menor de 360 Hz, sendo denominado “Sobreposição Seno”. O segundo é uma onda que combina seções lineares e quadráticas, chamada de “Quad-linear”, conforme ilustrado na Figura 26, onde é possível verificar as diferenças em relação com o sinal senoidal original, denominado “Original”. Esses sinais foram aplicados no compressor do sistema HTS, mantendo-se inalterados os demais parâmetros seguindo configuração discutida anteriormente para esse compressor.

Figura 26 – Sinais de Tensão Propostos

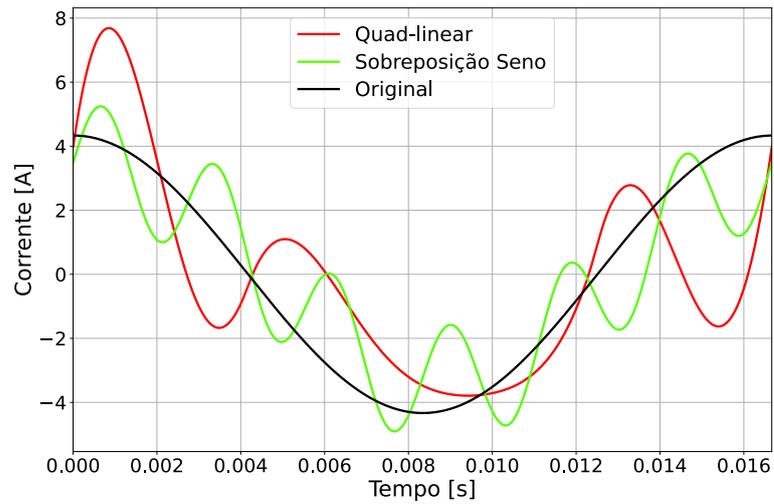


Fonte: Autor (2024).

Para facilitar a comparação entre os sinais apresentados na Figura 26, o sinal original passou por uma mudança de fase, alterando apenas a sua posição no tempo. Inicialmente, buscava-se realizar comparações com sinais do tipo degrau ou triangulares, contudo, como o sistema estava otimizado para um sinal de entrada específico, esses sinais resultaram em problemas de convergência na rotina numérica. Portanto, optou-se por utilizar sinais relativamente similares ao sinal “Original”. Embora a semelhança geral entre os sinais, a reação do sistema a cada um deles foi consideravelmente distinta, como será demonstrado a seguir.

A primeira resposta a ser comparada será a resposta elétrica, ou seja, as correntes e tensões geradas por cada sinal. Analisando a Figura 27, que evidencia o comportamento das correntes no circuito elétrico, nota-se a diferença entre a corrente base e a corrente dos sinais propostos. Para a corrente do sinal “Sobreposição seno”, percebe-se que oscilações seguem as frequências definidas pelo sinal de entrada, 60 Hz e 360 Hz, ocorrendo um leve aumento de corrente máxima. Já para a corrente do sinal “Quad-linear”, por não se tratar necessariamente de uma composição de sinais senoidais de frequências definidas, múltiplas frequências acabam sendo excitadas, resultando em um formato de corrente distorcido. Apesar da proximidade do sinal de tensão “Quad-linear” com o sinal original, a corrente apresentou um valor máximo de 7,70 A, quase o dobro da corrente base.

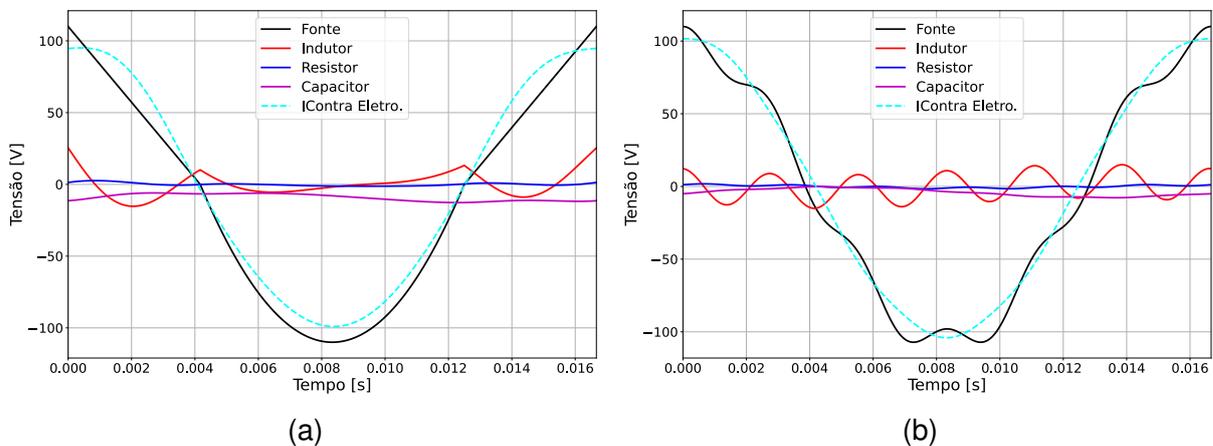
Figura 27 – Resposta em corrente para os sinais de tensão propostos



Fonte: Autor (2024).

Assim como feito com a corrente, a tensão atuante nos componentes do circuito elétrico também foi analisada, os resultados são mostrados na Figura 28. Como não é mais possível garantir que o circuito opere na sua condição de ressonância, a tensão do indutor e do capacitor não possuem fases opostas se anulando, como era observado na sinal original de tensão. Esse fenômeno faz com que a tensão BEMF tenha amplitudes menores, afetando a eficiência elétrica do sistema. Mesmo assim, como as amplitudes de tensão do resistor, capacitor e indutor são relativamente pequenas em comparação a tensão de entrada, a perda gerada não é tão impactante. A eficiência elétrica apresentada pelo sinal “Sobreposição seno” foi de 0,985 e do “Quad-linear” de 0,978, em comparação com o 0,986 alcançado pelo sinal original.

Figura 28 – Tensões nos componentes. (a) Quad-linear (b) Sobreposição seno



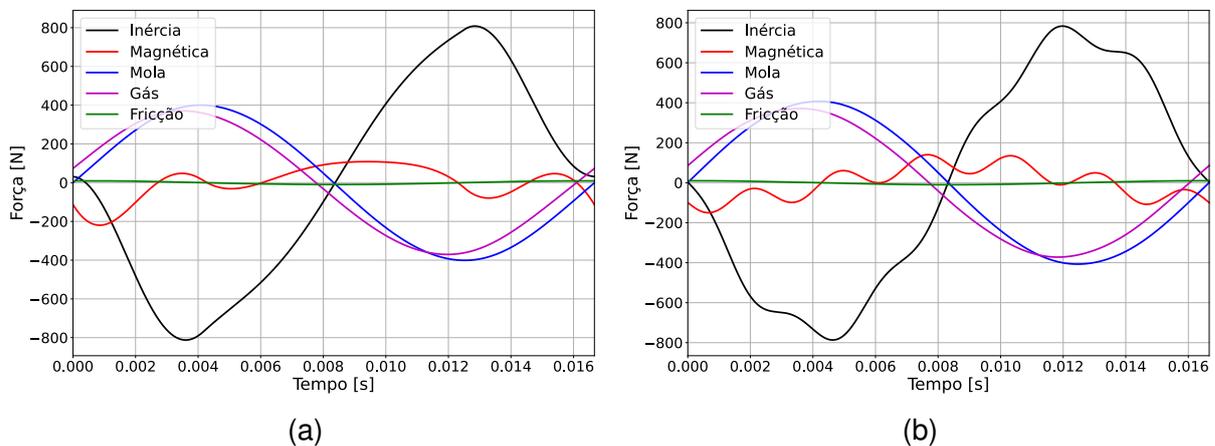
Fonte: Autor (2024).

Mesmo não trazendo consequências significativas na eficiência elétrica do sistema, os sinais propostos geraram picos de corrente acima dos níveis normais apresentados pelo sinal original. Esse efeito foi mais crítico no caso da onda “Quad-linear”, o que pode danificar os componentes elétricos do sistema por sobreaquecimento. No caso dos capacitores, aqueles projetados para corrente alternada são geralmente dimensionados para atuar em frequências específicas, comumente 50/60 Hz. Operar fora dessa faixa também pode causar sobreaquecimento nos capacitores.

Como se pretende ligar os compressores diretamente na rede, alguns ruídos podem estar presentes no sinal de tensão proveniente, o que pode gerar comportamentos similares aos discutidos anteriormente no circuito elétrico. Para evitar possíveis problemas, pode-se acoplar um filtro passa-faixa entre o circuito elétrico e a fiação da rede. Isso reduziria o efeito de frequências indesejadas sobre o sistema elétrico e evitaria sua propagação para o sistema mecânico.

No sistema mecânico, a força magnética é resultado da multiplicação da corrente pelo fator de motor, que é uma constante. Dessa forma, o comportamento observado na corrente do circuito elétrico foi refletido na força de excitação do pistão, tal como ilustrado na Figura 29.

Figura 29 – Forças do sistema mecânico. (a) Quad-linear (b) Sobreposição seno

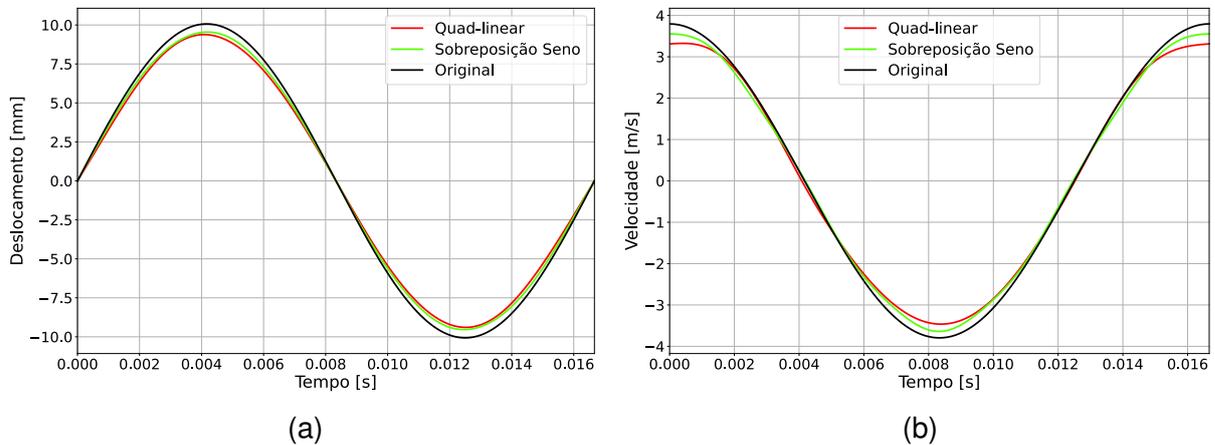


Fonte: Autor (2024).

A partir da Figura 29, é possível verificar que, apesar da força de excitação magnética apresentar uma oscilação incomum, as forças de mola e de gás aparentam ter características de uma onda senoidal. Não é correto afirmar que essas forças são perfeitamente senoidais, pois, sendo descritas a partir de  $x_p$  e  $\dot{x}_p$ , se fossem ondas senoidais perfeitas, a inércia representada por  $\ddot{x}_p$  também seria, o que não ocorre. Além de alterar o formato das forças mencionadas, a forma na qual a força magnética é introduzida também acaba por modificar o valor máximo das curvas de deslocamento

do pistão e da velocidade, resultando em uma redução para ambos os sinais de entrada sugeridos. Essa característica é evidenciada pela Figura 30.

Figura 30 – Deslocamento e velocidade do pistão. (a) Deslocamento (b) Velocidade



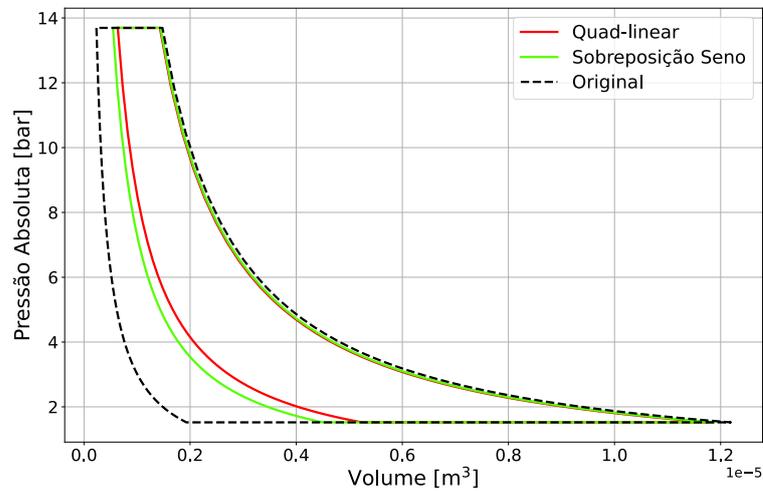
Fonte: Autor (2024).

Similar ao que ocorreu com a eficiência elétrica, as eficiências mecânicas apresentadas pelos diferentes sinais tiveram valores semelhantes, 0,885 para o “Quad-linear” e 0,894 para o “Sobreposição seno”, em relação ao valor de 0,913 obtido pelo sinal original do HTS. Essa proximidade nos valores da eficiência mecânica dos sinais decorre da forma como ela é calculada. A eficiência é determinada pela razão entre a potência elétrica e a potência mecânica, conforme demonstrado nas Equações 48, 49 e 50, que dependem da tensão, corrente e velocidade do pistão. Na razão entre as potências, o termo de corrente é desconsiderado, pois é igual tanto no numerador quanto no denominador da fração, e como não há mudanças relevantes nos módulos da tensão de entrada e da velocidade do pistão em comparação com o sinal original, como mostrado nas Figuras 26 e 30.b, as eficiências acabam apresentando valores próximos entre si.

Ao contrário do que ocorreu com as eficiências mecânica e elétrica, onde foram obtidos valores próximos ao sinal original, na eficiência volumétrica houve uma diminuição expressiva. Enquanto que para a tensão “Original”, a eficiência volumétrica foi de 0,858, o “Quad-linear” apresentou um rendimento volumétrico de 0,585 e o “Sobreposição seno” de 0,651, dessa forma existindo uma queda de mais de 20% nesse rendimento. Esse decaimento se justifica pelo fato de que o  $X_m$  é constante para os três sinais, uma vez que a posição inicial  $Z_0$ , as pressões de sucção e descarga e a mola não foram alteradas, somado ao fato de que a amplitude de deslocamento  $X_0$  dos sinais diminuiu, Figura 30.a, dessa forma houve um aumento no volume morto na câmara. Isso pode ser observado na Figura 31, onde se nota que nas curvas de volume morto maior, o processo de sucção se inicia em volumes maiores, diminuindo a

quantidade de volume útil bombeada.

Figura 31 – Gráfico  $P-V$  dos sinais sugeridos

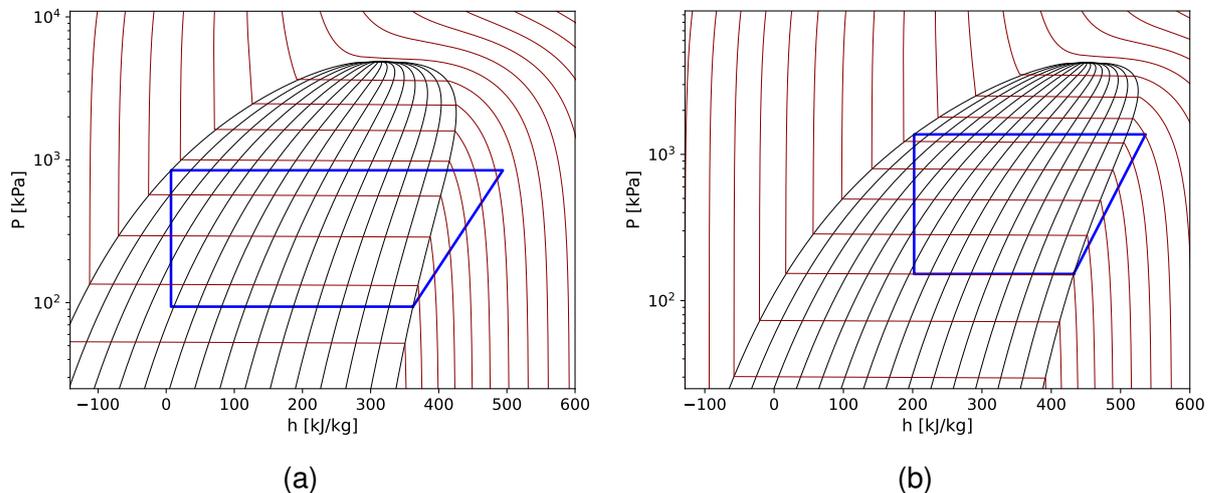


Fonte: Autor (2024).

### 4.3 ANÁLISE TERMODINÂMICA DO SISTEMA CASCATA

Tendo abordado os compressores lineares utilizados no sistema cascata, julga-se necessário explorar mais a fundo as características termodinâmicas do sistema de refrigeração como um todo. A partir das hipóteses assumidas na Seção 3.2, os diagramas de pressão x entalpia ( $P-h$ ) de um ciclo de refrigeração para os fluidos R-170 (Etano), utilizado no estágio de baixa temperatura, e o R-290 (Propano), aplicado no estágio de alta temperatura, foram construídos, como mostrado na Figura 32.

Figura 32 – Diagramas  $P-h$  para o ciclo de refrigeração. (a) R-170 (Etano), (b) R-290 (Propano)



Fonte: Autor (2024).

Com base nas informações de eficiência volumétrica, volume total da câmara, frequência, temperatura de evaporação e título do fluido, foi possível calcular o fluxo de massa no sistema utilizando a Equação 58, resultando em 3,74 kg/h para o R-170 (LTS) e 7,82 kg/h para o R-290 (HTS). Esse fluxo de massa, combinado com as entalpias apresentadas na Figura 32, é responsável por determinar o fluxo de calor absorvido e rejeitado em cada estágio, cujos resultados estão detalhados na Tabela 14.

Tabela 14 – Troca de calor nos evaporadores e condensadores do refrigerador

Descrição	Fluxo de Calor [W]
Condensador (HTS)	725,85
Evaporador (HTS)	500,38
Condensador (LTS)	506,32
Evaporador (LTS)	369,12

Fonte: Autor (2024).

Conforme planejado, a diferença entre o calor rejeitado pelo condensador LTS e o absorvido pelo evaporador HTS é mantida próxima, com uma margem inferior a 5%, com o objetivo de preservar a característica de trocador de calor entre esses dois componentes. Neste ponto, utilizando a Equação 1, calcula-se o COP de cada estágio, 2,43 para o LTS e 2,09 para o HTS. Como um comparativo, os compressores da SECOP (2024), MN11UHULTM operando em uma faixa de temperatura de -90°C de evaporação e -35°C de condensação (LTS), e o MN13UVULTM operando em -35°C de evaporação e 40°C de condensação (HTS), possuem um COP de 1,33 e 1,53, respectivamente.

Verifica-se que os valores de COP obtidos numericamente são superiores aos valores comerciais mencionados. Ressalta-se que diversas simplificações na metodologia numérica utilizada, especialmente a consideração de eficiência isentrópica unitária, podem ter contribuído para essa diferença. Apesar das simplificações adotadas, o compressor numérico do LTS teria que ter seu COP reduzido em 46%, enquanto que o do HTS teria que ter uma redução de 27%, para ter um desempenho similar aos compressores comerciais, o que é uma redução expressiva. Em sistemas cascata, além de determinar o COP individual de cada estágio, é crucial avaliar o COP total do sistema, seguindo a Equação 62:

$$\text{COP}_{\text{total}} = \frac{\dot{Q}_{\text{evaLTS}}}{\dot{W}_{\text{eLTS}} + \dot{W}_{\text{eHTS}}}. \quad (62)$$

A Equação 62 representa a relação entre a capacidade de refrigeração e a potência elétrica consumida pelos compressores em cada ciclo,  $\dot{W}_{\text{eLTS}}$  para o ciclo de baixa temperatura e  $\dot{W}_{\text{eHTS}}$  para o de alta. A solução dessa equação resultou em um valor de 0,94, considerado elevado para esse tipo de sistema. Udriou, Mota-Babiloni

e Navarro-Esbrí (2022) analisaram o COP de várias configurações de sistemas em cascata com os mesmos fluidos (R-170 e R-290) e temperaturas de evaporação de  $-80^{\circ}\text{C}$  e condensação de  $30^{\circ}\text{C}$ , obtendo uma média global de COP em torno de 0,75, com um máximo de 0,89, corroborando e destacando a eficiência do sistema para o armazenamento e transporte de vacinas projetado nesse documento.

## 5 CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou uma metodologia numérica para o dimensionamento de dois compressores lineares, utilizando equações elétricas, mecânicas e termodinâmicas, como uma alternativa ao uso compressores alternativos convencionais, juntamente com um modelo simplificado de refrigerador de temperatura ultra-baixa (ULT) de dupla cascata, destinado ao transporte e armazenamento de vacinas, com um foco específico na preservação da vacina Pfizer BioNTech COVID-19 COMIRNATY® de  $-80^{\circ}\text{C}$ . Com o objetivo de projetar um equipamento eficiente e sustentável, o refrigerador ULT proposto utiliza os fluidos R-170 e R-290, que possuem um baixo potencial de aquecimento global, empregando compressores lineares de alta eficiência energética.

A validação do equacionamento aplicado na representação dos compressores lineares foi realizada com base em dados experimentais obtidos por Zhu *et al.* (2021b) para um compressor linear destinado à refrigeração doméstica. Observou-se um comportamento similar em fase e módulo entre as curvas de deslocamento, corrente e força magnética, comparando os resultados da literatura com os obtidos no presente estudo, com um erro em amplitude inferior a 9%. Apesar dos resultados promissores nesse aspecto, verificaram-se divergências no diagrama pressão x volume apresentado pelo autor em comparação com os resultados da rotina numérica realizada. Embora seja esperado uma diferença no formato do diagrama devido às simplificações dos processos de sucção e descarga adiabáticos e compressão e expansão isentrópicos, os diagramas apresentaram um ponto de equilíbrio  $X_m$  distinto, resultando em uma diferença no tamanho do volume morto.

Com a caracterização dos elementos construtivos, elétricos e mecânicos, dos compressores lineares, baseada em parâmetros acadêmicos e comerciais de estrutura e de desempenho, obteve-se uma eficiência global de 89% para o compressor do estágio de baixa temperatura e de 90% para o do estágio de alta temperatura, mantendo a viabilidade de uma análise experimental futura. Para o refrigerador ULT, considerando as simplificações em sua construção, foi alcançado um coeficiente de performance de 0,94, valor próximo ao máximo mencionado nas análises de Udroui, Mota-Babiloni e Navarro-Esbrí (2022).

A partir dos estudos de sensibilidade, constatou-se a influência de determinados parâmetros no inventário de perdas do sistema do compressor. A densidade magnética do magneto mostrou pouca influência na eficiência elétrica, com variações menores que 1% para uma variação de 600 G. Já a eficiência mecânica e volumétrica apresentaram uma elevada dependência dos parâmetros coeficiente de amortecimento ( $\xi$ ) e posição inicial ( $Z_0$ ), destacando-se como parâmetros cruciais para garantir uma elevada eficiência global. Ainda na análise de sensibilidade, foram

propostos dois sinais distintos ao sinal senoidal base e, a partir do comportamento do sistema perante essas entradas, constatou-se que determinados ruídos presentes na tensão da rede podem excitar diversas frequências na corrente, o que pode resultar em amplitudes críticas de corrente, potencialmente danificando algum componente.

Como sugestão para trabalhos futuros é pontuado:

- Construir compressores lineares tendo como base os componentes e condições estipulados numericamente e verificar se as eficiências obtidas na rotina numérica foram observadas no sistema experimental;
- Verificar novos meios de calcular a posição de equilíbrio  $X_m$  do compressor para tentar aproximar o diagrama de pressão x volume numérico com o experimental;
- Introduzir irreversibilidades no sistema, como refluxo, trocas de calor com a parede da câmara e vazamentos na folga pistão-cilindro. Assim como, válvulas não ideais, representando seu comportamento de abertura e fechamento;
- Projetar um filtro passa faixa para atenuar os ruídos provenientes da rede elétrica que possuem uma frequência fora do intervalo desejado.

## REFERÊNCIAS

- BELL, I. H. *et al.* Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, v. 53, n. 6, p. 2498–2508, 2014.
- BIJANZAD, A. *et al.* Development of a new moving magnet linear compressor. Part A: Design and modeling. **International Journal of Refrigeration**, v. 113, p. 70–79, 2020.
- BRADSHAW, C. R.; GROLL, E. A.; GARIMELLA, S. V. A comprehensive model of a miniature-scale linear compressor for electronics cooling. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, n. 1, p. 63–73, 2011.
- DUTRA, T. **Investigação experimental da transferência de calor em componentes de compressores alternativos de refrigeração doméstica**. 2008. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.
- FARUQUE, M. W. *et al.* A comprehensive thermodynamic assessment of cascade refrigeration system utilizing low GWP hydrocarbon refrigerants. **International Journal of Thermofluids**, v. 15, n. 100177, 15 p., 2022.
- FUNDAÇÃO NACIONAL DE SAÚDE. **Manual de rede de frio**. 3. ed. Brasília: Assessoria de Comunicação e Educação em Saúde, 2001.
- GADO, M. G. *et al.* Hybrid absorption-vapor compression cooling systems: A comprehensive overview. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 143, n. 110912, 28 p., 2021.
- GOLDSTEIN, E.; RAMAN, A.; FAN, S. Sub-ambient non-evaporative fluid cooling with the sky. **Nature Energy**, v. 2, n. 17143, 2017.
- KIM, H. *et al.* An experimental and numerical study on dynamic characteristic of linear compressor in refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, n. 7, p. 1536–1543, 2009.
- LECK, T. *et al.* Novel reduced GWP refrigerant compositions for stationary air conditioning. *In*: **Proceedings of INTERNATIONAL REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING CONFERENCE**, p. 1–10, 2014. Disponível em: <https://docs.lib.purdue.edu/iracc/1512/>. Acesso em: 29 fev. 2024.
- LI, Y. *et al.* A data-driven energy management strategy based on performance prediction for cascade refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 136, p. 114–123, 2022.
- LIANG, K. A review of linear compressors for refrigeration. **International Journal of Refrigeration**, v. 84, p. 253–273, 2017.
- LODI, M. **Implementação de um modelo numérico do sistema eletromecânico de um compressor linear para refrigeração doméstica**. 2021. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Aeroespacial) - Centro Tecnológico de Joinville, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2021.

NEOMAGNETISMO. **Ímã de neodímio disco 22 x 10 mm N42**. 2024. Disponível em: <https://neomagnetismo.com.br/produto/ima-de-neodimio-disco-22-x-10-mm-n42/>. Acesso em: 05 mar. 2024.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

OLIVEIRA, M. J. **Modelação térmica do compressor recíproco linear operando sem óleo lubrificante**. 2014. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2014.

ORGANIZAÇÃO MUNDIAL DE SAÚDE. **Armazenamento em temperatura ultrabaixa (ULT) e transporte de vacinas: Uma visão panorâmica das opções e desafios**. 2021. Disponível em: [https://www.who.int/publications/m/item/ultra-low-temperature-\(ult\)-storage-and-transport-for-vaccines](https://www.who.int/publications/m/item/ultra-low-temperature-(ult)-storage-and-transport-for-vaccines). Acesso em: 05 jun. 2023.

ORGANIZAÇÃO MUNDIAL DE SAÚDE. **Treinamento sobre manuseio, armazenamento e transporte da vacina Pfizer BioNTech COVID-19 COMIRNATY® (Tozinameran)**. Brasília, 2021. Disponível em: <https://iris.paho.org/handle/10665.2/54636>. Acesso em: 05 jun. 2023.

PEREIRA, E. L. L. **Análise de sistemas de válvulas automáticas de compressores alternativos**. 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

POLLAK, E. *et al.* On the resonance and operational behavior of an oscillating electrodynamic compressor. **Journal of Sound and Vibration**, v. 67, p. 121–133, 1979.

RAO, S. **Mechanical vibrations**. 6. ed. Londres: Pearson Education, 2017.

RODRÍGUEZ-JARA, E. *et al.* Thermodynamic analysis of auto-cascade refrigeration cycles, with and without ejector, for ultra low temperature freezing using a mixture of refrigerants R600a and R1150. **Applied Thermal Engineering**, v. 200, n. 117598, 18 p., 2022.

ROHATGI, A. **Webplotdigitizer: Version 4.7**. 2024. Disponível em: <https://automeris.io/WebPlotDigitizer>. Acesso em: 26 fev. 2024.

SAENGSIKHIAO, P. *et al.* Investigation and analysis of R463a as an alternative refrigerant to R404a with lower global warming potential. **Energies**, v. 13, n. 6, 19 p., 2020.

SALVADOR, F. **Projeto de um sistema de refrigeração industrial com “Set-Point” variável**. 1999. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Sistemas) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 1999.

SECOP. **Ultra-Low Temperature Medical Cooling**. 2024. Disponível em: <https://www.secop.com/products/highlights/ult-compressors-r170>. Acesso em: 26 mar. 2024.

SHEA, X. *et al.* Energy-efficient and -economic technologies for air conditioning with vapor compression refrigeration: A comprehensive review. **Applied Energy**, v. 232, p. 157–186, 2018.

SHIGLEY, J.; MISCHKE, C.; BUDYNAS, R. **Projeto de engenharia mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

SILVA, E. **Um Procedimento para a otimização de válvulas do tipo palheta considerando aspectos de eficiência e vida em fadiga**. 2012. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2012.

STOECKER, W.; JONES, J. **Refrigeração e ar-condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill, 1985.

SUN, Z.; WANG, Y. Comprehensive performance analysis of cascade refrigeration system with two-stage compression for industrial refrigeration. **Case Studies in Thermal Engineering**, v. 39, n. 102400, 17 p., 2022.

TSAI, N.; CHIANG, C. High-frequency linear compressor and lateral position regulation. **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, v. 20, p. 127–138, 2012.

UDROIU, C.-M.; MOTA-BABILONI, A.; NAVARRO-ESBRÍ, J. Advanced two-stage cascade configurations for energy-efficient  $-80^{\circ}\text{C}$  refrigeration. **Energy Conversion and Management**, v. 267, n. 115907, 11 p., 2022.

WHEELER, H. Simple inductance formulas for radio coils. **Proceedings of the Institute of Radio Engineers**, v. 16, n. 10, p. 1398–1400, 1928.

ZHANG, X. *et al.* Theoretical analysis of dynamic characteristics in linear compressors. **International Journal of Refrigeration**, v. 109, p. 114–127, 2020.

ZHANG, Z.; CHENG, K.; XUE, X. Study on the performance and control of linear compressor for household refrigerators. *In: Proceedings of 5th INTERNATIONAL CONFERENCE ON POWER ELECTRONICS SYSTEMS AND APPLICATIONS (PESA)*, p. 1–4, 2013. Disponível em: <https://ieeexplore.ieee.org/document/6828260>. Acesso em: 05 jun. 2023.

ZHU, Y. *et al.* Thermodynamic analysis of a novel multi-target-temperature cascade cycle for refrigeration. **Energy Conversion and Management**, v. 243, n. 114380, 19 p., 2021.

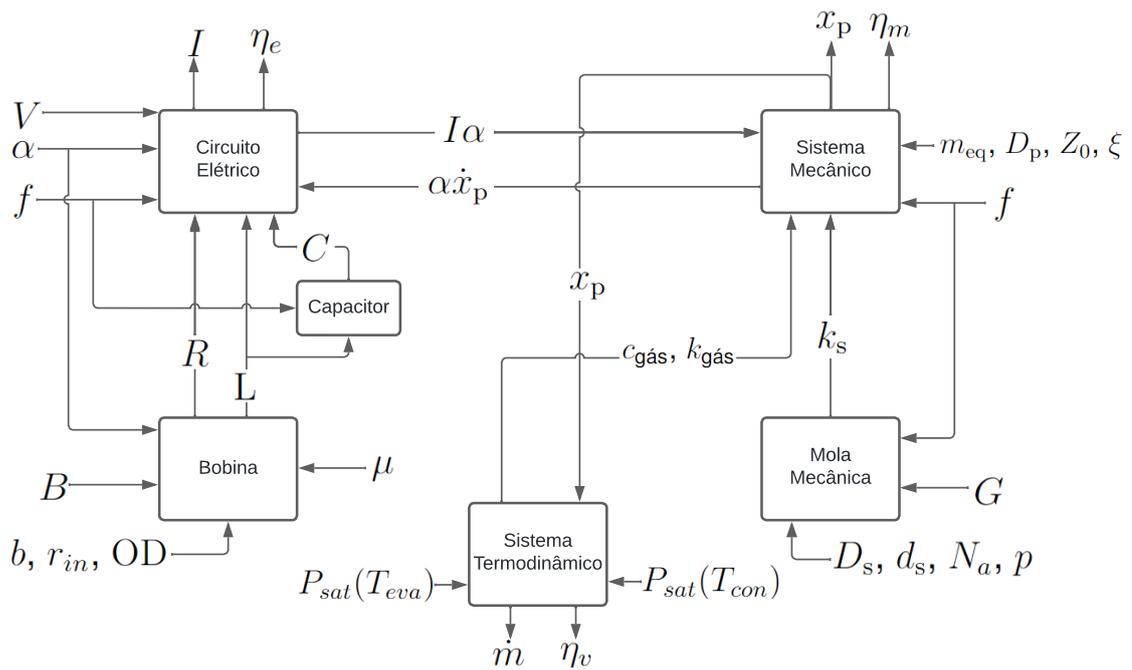
ZHU, Z. *et al.* A numerical model of a linear compressor for household refrigerator. **Applied Thermal Engineering**, v. 198, n. 117467, 12 p., 2021.

ZOU, H. *et al.* Experimental and theoretical study on work conversion and heat transfer of R290 linear compressor. **International Journal of Refrigeration**, v. 150, p. 286–296, 2023.

## APÊNDICE A - FLUXO DE PARÂMETROS NA ROTINA NUMÉRICA PARA O COMPRESSOR LINEAR

Fluxograma adicional para evidenciar como os diferentes sistemas do compressor linear se conectam.

Figura 1 – Fluxograma dos parâmetros do compressor linear na rotina numérica



Fonte: Autor (2024).