

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**

**GABRIEL LIPINSKI FERNANDES MACIEL**

**ANÁLISE DE MÉTODOS DE ACIONAMENTO DE MOTORES DE INDUÇÃO  
TRIFÁSICOS VISANDO O AUMENTO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE  
SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO**

**PATO BRANCO**

**2021**

**GABRIEL LIPINSKI FERNANDES MACIEL**

**ANÁLISE DE MÉTODOS DE ACIONAMENTO DE MOTORES DE INDUÇÃO  
TRIFÁSICOS VISANDO O AUMENTO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE  
SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO**

**ANALYSIS OF DRIVE METHODS OF THREE-PHASE INDUCTION MOTORS AIMING TO  
INCREASE THE ENERGY EFFICIENCY OF REFRIGERATION SYSTEMS**

Trabalho de conclusão de curso de graduação apresentada  
como requisito para obtenção do título de Bacharel em  
Nome do Curso de Engenharia Elétrica da Universidade  
Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Orientador: Emerson Giovani Carati.

**PATO BRANCO**

**2021**



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)

Esta licença permite remixe, adaptação e criação a partir do trabalho, para fins não comerciais, desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es). Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

**GABRIEL LIPINSKI FERNANDES MACIEL**

**ANÁLISE DE MÉTODOS DE ACIONAMENTO DE MOTORES DE INDUÇÃO  
TRIFÁSICOS VISANDO O AUMENTO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE  
SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado como requisito para obtenção do título de Bacharel em Nome do Curso de Engenharia Elétrica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Data de aprovação: 24/novembro/2021

---

César Rafael Claire Torrico  
Doutor  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

---

Diogo Ribeiro Vargas  
Doutor  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

---

Emerson Giovanni Carati  
Doutor  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

**PATO BRANCO**

**2021**

Dedico este trabalho à todos que me apoiaram, à todos que estiveram ao meu lado e me incentivaram a seguir na área da engenharia. Dedico à todos os familiares, em especial ao meu pai, Percy, minha mãe, Eliane, à minha namorada, Valéria e meus irmãos, Amanda e Augusto Lipinski. Dedico este trabalho à todos os amigos que estiveram comigo, e nunca deixaram de acreditar em mim, em especial ao: Luis Gustavo Paludo, Vinnicius Mendes, Eduardo Paganini, Luan Escudeiro, Alan de Lara e Rodrigo Takahashi, Flávia Sanchez, Rafaela Rossatto e Rafaela Valcarenghi. Dedico este trabalho à todos os professores que fizeram parte dessa história, em especial ao: Emerson Carati, por toda a dedicação, paciência e por todo conhecimento passado à mim, ao Diogo Vargas, César Torrico, Marcos Belançon e Fábio Bertotti. Dedico este trabalho à instituição que me acolheu e foi responsável pela minha formação, UTFPR.

## **Agradecimentos**

Primeiramente, eu gostaria de agradecer à UTFPR por todo o conhecimento, por todo o apoio, todas as oportunidades e experiências que me foram garantidas durante esses anos de graduação. À minha namorada, Valéria, por sempre ter estado ao meu lado, por ter sido um dos fatores-chaves que me permitiu não sucumbir nos momentos mais difíceis da minha trajetória, foi um dos maiores motivos de eu ter chegado até aqui! Quero agradecer à minha família, em especial ao meu pai, Percy e minha mãe do coração, Eliane, obrigado por terem me trazido até aqui. Agradeço à minha mãe, Sirlei Lipinski, por todo o carinho e amor que me ajudaram a continuar de pé. Agradeço aos meus irmãos, Amanda Lipinski e Augusto Lipinski, por todo o apoio e carinho. Um agradecimento especial aos meus amigos, que sempre me apoiaram, independente da situação. E por fim, agradecer aos professores que fizeram parte de minha caminhada, em especial ao César Torrico e Diogo Vargas, que participaram do meu trabalho de TCC, avaliando e transferindo seu conhecimento para que eu pudesse finalizar o trabalho com excelência. Ao professor Emerson Carati, um agradecimento especial, por toda a parceria, por todos os momentos em que me orientou, tanto em assuntos acadêmicos quanto em problemas pessoais, à toda a sua disposição e paciência, por ter me passado seu conhecimento, e ter aceitado fazer parte deste projeto, muito obrigado!

”O sofrimento é uma pedra de afiar para uma mente forte“ - J. R. R. Tolkien

## Resumo

A refrigeração possui importância fundamental no desenvolvimento do ser humano ao longo dos anos. Dentro desse escopo incluem-se aplicações diversas, desde a fabricação de alimentos, sua conservação, refrigeração de ambientes e até mesmo aplicações em equipamentos eletrônicos. Tendo em vista a grande importância e grande impacto deste ramo da engenharia dentro do desenvolvimento sustentável da humanidade, é realizada uma pesquisa cujos objetivos visam realizar um estudo à respeito da relação entre a operação do compressor elétrico que constitui um sistema de refrigeração e sua eficiência energética.

O trabalho consiste em revisões de literatura que visam a obtenção de um modelo que descreva o comportamento das variáveis de um sistema de refrigeração. Em seguida é realizada a implementação do modelo termodinâmico no *Simulink*. Então parte-se para a dedução das equações matemáticas que regem os comportamentos do motor de indução, para que possa ser gerado um *script* no *Matlab*, permitindo assim a simulação do motor para diversos regimes de operação.

Ao fim do trabalho é realizada a interação entre os modelos termodinâmico e elétrico do motor de indução trifásico (*MIT*), sendo possibilitado assim a obtenção de resultados para diferentes modos de acionamento do motor, comparando entre eles os consumos e desempenho da máquina.

**Palavras-chave:** Refrigeração, eficiência energética, sistemas de controle, modelagem, motor de indução trifásico.

## Abstract

Refrigeration is of fundamental importance in the development of human beings over the years. Within this scope, diverse applications are included, from the manufacture of food, its conservation, environment refrigeration and even applications in electronic equipment. In view of the great importance and great impact of this branch of engineering within the sustainable development of humanity, an objective research is carried out with the aim of carrying out a study regarding the relationship between an operation of the electric compressor that constitutes a refrigeration system and its energy efficiency.

The work consists of literature reviews that aim to obtain a model that describes the behavior of variables in a refrigeration system. Then, the implementation of the thermodynamic model in *Simulink* is performed. Then, it starts to deduce the mathematical equations that govern the behavior of the induction engine, so that a *script* can be generated in the *Matlab*, thus allowing the simulation of the engine for different operating regimes.

At the end of the work, the interaction between the thermodynamic and electrical models of the three-phase induction motor (*MIT*) is performed, thus enabling the obtaining of results for different modes of motor drive, comparing the consumption and performance of the machine between them.

**Keywords:** Refrigeration, energy efficiency, control systems, modeling, three-phase induction motor.

## Lista de Figuras

Figura 1 – Diagrama geral do sistema de refrigeração, separando e classificando três submodelos envolvidos no processo. Fonte: autoria própria. . . . .	2
Figura 2 – a) Curva de temperatura esperada para um sistema com acionamento <i>on-off</i> , b) curva de temperatura esperada para um acionamento com variação de velocidade. Fonte: autoria própria. . . . .	3
Figura 3 – Circuito ilustrativo do ciclo básico de refrigeração. Fonte: autoria própria. . . . .	6
Figura 4 – Diagrama de <i>Mollier</i> para um ciclo ideal. Fonte: autoria própria. . . . .	7
Figura 5 – Diagrama de <i>Mollier</i> para um ciclo real. Fonte: autoria própria. . . . .	8
Figura 6 – Comportamento das correntes para diferentes tipos de partida. Fonte: autoria própria. . . . .	11
Figura 7 – Comportamento da corrente eficaz de entrada do compressor para o acionamento <i>on-off</i> (partida direta). Fonte: autoria própria. . . . .	12
Figura 8 – Funcionamento da <i>slide valve</i> dentro do compressor Fonte: parafuso. <a href="https://www.achrnews.com/articles/92359-screw-compressor-teardown-a-few-basics-8211-part-2">https://www.achrnews.com/articles/92359-screw-compressor-teardown-a-few-basics-8211-part-2</a> . . . . .	12
Figura 9 – Modelo implementado no <i>Simulink</i> para faixa estreita. Fonte: autoria própria. . . . .	15
Figura 10 – Respostas de temperatura do sistema <i>on-off</i> . Fonte: autoria própria. . . . .	17
Figura 11 – Torque no eixo do compressor calculado a partir do modelo termodinâmico. Fonte: autoria própria. . . . .	18
Figura 12 – Respostas de temperatura do sistema <i>on-off</i> com variação de carga térmica (40% a 80% em $t = 5000s$ ). Fonte: autoria própria. . . . .	18
Figura 13 – Torque no eixo do compressor calculado a partir do modelo termodinâmico. Fonte: autoria própria. . . . .	19
Figura 14 – Diagrama das perdas ao longo do motor de indução. Fonte: autoria própria. . . . .	21

Figura 15 – Fluxo seguido para a realização da simulação em malha aberta ( $T_T$ é o tempo total de simulação).	
Fonte: autoria própria. . . . .	25
Figura 16 – Tensões em coordenadas $abc$ ( $a$ ) e $qd$ ( $b$ ) para o acionamento em malha aberta.	
Fonte: autoria própria. . . . .	26
Figura 17 – Torque elétrico, torque de carga ( $a$ ) e velocidade rotórica ( $b$ ) para o acionamento em malha aberta.	
Fonte: autoria própria. . . . .	27
Figura 18 – Correntes em coordenadas $abc$ ( $a$ e $b$ ) e $qd$ ( $c$ e $d$ ) para o acionamento em malha aberta.	
Fonte: autoria própria. . . . .	28
Figura 19 – Fluxo da simulação do controlador $V/F$ (destacam-se as etapas do controle).	
Fonte: autoria própria. . . . .	30
Figura 20 – Diagrama de blocos do controle $V/F$ ( $VFD$ - <i>variable frequency driver</i> ).	
Fonte: autoria própria. . . . .	31
Figura 21 – Tensões em coordenadas $abc$ ( $a$ ) e $qd$ ( $b$ ) para o acionamento em malha fechada, com controle $VF$ , o eixo de referência é alinhado à velocidade síncrona.	
Fonte: autoria própria. . . . .	32
Figura 22 – Torque elétrico, torque de carga ( $a$ ) e velocidade rotórica ( $b$ ) para o acionamento em malha fechada, com controle $VF$ .	
Fonte: autoria própria. . . . .	32
Figura 23 – Correntes em coordenadas $abc$ ( $a$ e $b$ ) e $qd$ ( $c$ e $d$ ) para o acionamento em malha fechada, com controle $VF$ , o eixo de referência é alinhado à velocidade síncrona.	
Fonte: autoria própria. . . . .	33
Figura 24 – Diagrama de blocos do controle $IFOC$ .	
Fonte: autoria própria. . . . .	35
Figura 25 – Fluxo utilizado no código de simulação do acionamento $IFOC$ em malha fechada.	
Fonte: autoria própria. . . . .	37
Figura 26 – Tensões em coordenadas $abc$ ( $a$ ) e $qd$ ( $b$ ) para o acionamento $IFOC$ .	
Fonte: autoria própria. . . . .	38
Figura 27 – Torque elétrico, torque de carga ( $a$ ) e velocidade rotórica ( $b$ ) para o acionamento $IFOC$ .	
Fonte: autoria própria. . . . .	39

Figura 28 – Correntes em coordenadas $abc$ ( $a$ e $b$ ) e $qd$ ( $c$ e $d$ ) para o acionamento $IFOC$ .	
Fonte: autoria própria. . . . .	40
Figura 29 – Resultados das potências consumidas pelo motor de indução durante os três métodos de acionamento.	
Fonte: autoria própria. . . . .	42
Figura 30 – Resultados dos consumos do motor de indução durante os três métodos de acionamento.	
Fonte: autoria própria. . . . .	42
Figura 31 – Diagrama de blocos explicando a topologia utilizada para realizar a junção dos modelos termodinâmico e elétrico.	
Fonte: autoria própria. . . . .	44
Figura 32 – Bloco de conversão para a velocidade de referência do motor.	
Fonte: autoria própria. . . . .	45
Figura 33 – Bloco de conversão para o torque de carga aplicado ao eixo do motor.	
Fonte: autoria própria. . . . .	46
Figura 34 – Bloco de correção para aplicação do escorregamento no cálculo do torque.	
Fonte: autoria própria. . . . .	47
Figura 35 – Diagrama implementado no <i>simulink</i> para realizar a aplicação da histerese na simulação do modelo.	
Fonte: autoria própria. . . . .	48
Figura 36 – Gráfico da velocidade angular da forma de onda gerada pelo inversor, que determina a velocidade de operação do compressor (a área hachurada corresponde ao transitório, que não é pertinente a essa análise).	
Fonte: autoria própria. . . . .	49
Figura 37 – Gráfico das temperaturas de evaporação e da câmara para o acionamento <i>on-off</i> (a área hachurada corresponde ao transitório, que não é pertinente a essa análise).	
Fonte: autoria própria. . . . .	50
Figura 38 – Gráfico da potência na entrada do motor para o acionamento <i>on-off</i> (a área hachurada corresponde ao transitório, que não é pertinente a essa análise).	
Fonte: autoria própria. . . . .	51
Figura 39 – Diagrama implementado no <i>simulink</i> para realizar a simulação do sistema termodinâmico acionado de maneira <i>on-off</i> .	
Fonte: autoria própria. . . . .	52

Figura 40 – Gráfico do torque de carga obtido na saída da etapa de interface entre os modelos (a área hachurada corresponde ao transitório, que não é pertinente a essa análise). Fonte: autoria própria. . . . .	53
Figura 41 – Gráfico dos torques e velocidade desenvolvidos pelo <i>MIT</i> durante o acionamento com torque de carga extraído do modelo termodinâmico (a área hachurada corresponde ao transitório, que não é pertinente a essa análise). Fonte: autoria própria. . . . .	55
Figura 42 – Gráfico da potência consumida pelo <i>MIT</i> durante o acionamento com torque de carga extraído do modelo termodinâmico (a área hachurada corresponde ao transitório, que não é pertinente a essa análise). Fonte: autoria própria. . . . .	55
Figura 43 – Diagrama implementado no <i>Simulink</i> para simular o comportamento do modelo termodinâmico acionado com variação da velocidade do compressor. Fonte: autoria própria. . . . .	58
Figura 44 – Gráfico das temperaturas no interior da câmara fria durante o acionamento com variação da velocidade. Fonte: autoria própria. . . . .	59
Figura 45 – Gráfico do consumo do compressor durante o acionamento com variação da velocidade. Fonte: autoria própria. . . . .	60
Figura 46 – Gráfico de comparação entre a potência consumida pelo compressor e a velocidade rotórica do mesmo. Fonte: autoria própria. . . . .	61
Figura 47 – Gráfico do torque mecânico no eixo do compressor durante o acionamento com variação da velocidade. Fonte: autoria própria. . . . .	62
Figura 48 – Gráfico do torque mecânico no eixo do compressor e velocidade rotórica durante o acionamento com os parâmetros extraídos do modelo térmico. Fonte: autoria própria. . . . .	63
Figura 49 – Gráfico da potência consumida pelo compressor durante o acionamento com os parâmetros extraídos do modelo térmico. Fonte: autoria própria. . . . .	63
Figura 50 – Comparação entre as potências consumidas pelo compressor durante a partida do sistema de refrigeração utilizando os dois métodos de acionamento estudados. Fonte: autoria própria. . . . .	66

Figura 51 – Comparação entre os consumos do compressor durante a partida do sistema de refrigeração utilizando os dois métodos de acionamento estudados. Fonte: autoria própria. . . . .	66
Figura 52 – Diagrama representativo do estator e rotor do MIT. . . . .	74
Figura 53 – Diagrama representativo à respeito dos ângulos e da disposição física entre os enrolamentos do motor. . . . .	76
Figura 54 – Representação gráfica da transformada $\alpha\beta$ . . . . .	78
Figura 55 – Representação gráfica da transformada $qd0$ . . . . .	79

## Lista de Tabelas

Tabela 1	– Resultados das simulações do sistema <i>on-off</i> . . . . .	16
Tabela 2	– Tabela de parâmetros do motor utilizado em simulação (o índice <i>n</i> denota valores nominais da máquina). . . . .	24
Tabela 3	– Tabela de resultados para os consumos dos métodos de acionamento. . . . .	43
Tabela 4	– Resultados numéricos da simulação do sistema termodinâmico acionado de maneira <i>on-off</i> . O tempo de acionamento desconsidera todos os períodos do acionamento no qual o compressor está desligado. . . . .	51
Tabela 5	– Tabela de parâmetros do motor utilizado em simulação (o índice <i>n</i> denota valores nominais da máquina). . . . .	54
Tabela 6	– Tabela de parâmetros do compressor utilizado na simulação. . . . .	54
Tabela 7	– Resultados numéricos das simulações do motor de indução acionado de maneira <i>on-off</i> , com os parâmetros extraídos da simulação termodinâmica. O tempo de acionamento desconsidera todos os períodos do acionamento onde o compressor está desligado. . . . .	56
Tabela 8	– Resultados numéricos das simulações do sistema termodinâmico com variação de velocidade. . . . .	61
Tabela 9	– Tabela com os parâmetros calculados na simulação termodinâmica, utilizados no modelo do motor elétrico. . . . .	62
Tabela 10	– Resultados numéricos das simulações do motor de indução acionado com variação de velocidade, utilizando os parâmetros extraídos da simulação do modelo termodinâmico. . . . .	64
Tabela 11	– Tabela de comparação dos resultados das técnicas de acionamento simuladas. O tempo de acionamento desconsidera todos os períodos do acionamento onde o compressor está desligado. . . . .	65
Tabela 12	– Calculo do consumo do sistema operando em cada método durante uma hora. . . . .	67
Tabela 13	– Calculo do consumo do sistema, e redução de custos para o período de operação de um ano. . . . .	68

## Lista de abreviaturas e siglas

MIT	Motor de indução trifásico
CFC	Clorofluorcarboneto
HCFC	Hidrofluorcarbonetos
ODP	<i>Ozone depletion potential</i> - potencial de destruição de ozônio
EPE	Empresa de pesquisas energéticas
SIN	Sistema interligado nacional
V/F	Tensão por frequência
IFOC	<i>Indirect field oriented control</i> - controle por orientação indireta de campo
DSP	<i>Digital signal processor</i> - processador de sinal digital
VFD	<i>Variable frequency driver</i> - <i>driver</i> de frequência variável
DTC	<i>Direct torque control</i> - controle direto de torque
FOC	<i>Field oriented control</i> - controle por campo orientado
PWM	<i>Pulse width modulation</i> - modulação por largura de pulso
PI	Proporcional integral

## Lista de símbolos

$\dot{m}$	vazão mássica de fluído refrigerante
$T_{eixo}$	torque no eixo do compressor
$V_{abc}$	tensão trifásica
$\omega_{rotor}$	velocidade angular rotórica
$P_{consumida}$	potência elétrica consumida
$T_{amb}$	temperatura ambiente
$T_{max}$	temperatura máxima
$T_{min}$	temperatura mínima
$T_O$	temperatura do ambiente refrigerado
$\dot{m}_{ar\_frio}$	deslocamento de massa de ar frio
$\dot{Q}_O$	calor absorvido na evaporação
$\dot{W}_c$	trabalho exercido sobre o fluído refrigerante
$\dot{m}_{ar\_quente}$	deslocamento de massa de ar quente
$\dot{Q}_c$	calor liberado na condensação
$h$	entalpia
$P_C$	pressão de condensação
$P_O$	pressão de evaporação
$\Delta P_C$	perda de pressão na condensação
$\Delta P_O$	perda de pressão na evaporação
$\Delta T_{sub}$	temperatura de subresfriamento
$\Delta T_{sup}$	temperatura de superaquecimento
$f_{rede}$	frequência da tensão da rede
$V_{rmsrede}$	tensão <i>rms</i> da rede

## Sumário

<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>1</b>
1.1	Contextualização do tema	1
1.2	Acionamentos típicos	2
1.3	Objetivos	4
1.3.1	Objetivo geral	4
1.3.2	Objetivos específicos	4
<b>2</b>	<b>Sistemas de refrigeração</b>	<b>5</b>
2.1	Definição de um sistema de refrigeração	5
2.2	Análise física: ciclo de refrigeração	5
2.3	Elementos de um refrigerador	7
2.3.1	Fluído refrigerante	7
2.3.2	Condensador	8
2.3.3	Válvula de expansão	9
2.3.4	Evaporador	9
2.3.5	Compressor	9
2.4	Técnicas de acionamento e controle de capacidade de refrigeradores	10
2.5	Modelo utilizado para o sistema termodinâmico	12
2.5.1	Entradas	14
2.5.2	Atrasos e funções de transferência	14
2.5.3	Saídas	14
2.5.4	Validação do modelo	16
2.6	Resumo do capítulo	19
<b>3</b>	<b>Acionamento de motores de indução trifásicos</b>	<b>20</b>
3.1	Motor de indução trifásico (MIT)	20
3.1.1	Análise das perdas do MIT	20
3.2	Modelagem do MIT	21
3.3	Parâmetros do motor	24
3.4	Simulação do modelo em malha aberta	24
3.5	Controle para motores de indução	25
3.5.1	Controle escalar	29
3.5.2	Controle vetorial - <i>Indirect Field Oriented Control</i>	34
3.5.2.1	Ramo de controle de velocidade	35
3.5.2.2	Ramo de controle de fluxo	36
3.5.2.3	Simulação do <i>IFOC</i>	36

3.5.3	Análise do consumo da máquina para diferentes acionamentos . . . . .	41
3.6	Resumo do capítulo . . . . .	43
<b>4</b>	<b>Análise computacional dos modelos propostos . . . . .</b>	<b>44</b>
4.1	Interface entre os modelos termodinâmico e elétrico . . . . .	44
4.1.1	Cálculo da velocidade de referência do modelo elétrico . . . . .	45
4.1.2	Cálculo do torque de carga do modelo elétrico . . . . .	45
4.2	Acionamento <i>on-off</i> . . . . .	48
4.2.1	Aplicação da velocidade e torque no modelo elétrico . . . . .	53
4.3	Acionamento com velocidade variável . . . . .	56
4.3.1	Resultados da simulação do modelo termodinâmico . . . . .	59
4.3.2	Aplicação da velocidade e torque no modelo elétrico . . . . .	62
<b>5</b>	<b>Análise e discussão dos resultados . . . . .</b>	<b>65</b>
5.1	Comparação entre os consumos dos dois tipos de acionamento ( <i>on-off vs</i> PID) . . . . .	65
5.2	Análise de viabilidade econômica para a adoção de sistemas “ <i>inverter</i> ” . . . . .	67
5.3	Resumo do capítulo . . . . .	68
<b>6</b>	<b>Conclusão . . . . .</b>	<b>69</b>
6.1	Trabalhos futuros . . . . .	69
	<b>Referências . . . . .</b>	<b>70</b>
	 <b>Apêndices . . . . .</b>	 <b>72</b>
	<b>APÊNDICE A Modelagem do motor de indução trifásico . . . . .</b>	<b>73</b>
A.1	Modelagem elétrica do sistema trifásico . . . . .	73
A.1.1	Equação das malhas . . . . .	73
A.1.2	Equação dos fluxos . . . . .	75
A.1.3	Distribuição das bobinas no espaço . . . . .	75
A.1.4	Transformadas de <i>Clark</i> e <i>Park</i> . . . . .	78
A.1.5	Aplicação das transformadas no MIT . . . . .	80
A.1.6	Modelagem em espaço de estados . . . . .	82

## 1 Introdução

### 1.1 Contextualização do tema

A refrigeração se mostrou de importância fundamental na vida do homem, principalmente em locais onde há grandes concentrações populacionais. Esse tipo de processo está presente em diversas áreas do cotidiano do ser humano, desde a climatização e bem estar (através de sistemas de ar condicionado), fabricação e conservação de alimentos (com túneis de congelamento e câmaras frias), e até operação de materiais sensíveis à temperatura (FERREIRA, 2016a).

Na indústria alimentícia, os sistemas de refrigeração se dividem em duas aplicações básicas: congelamento e resfriamento. O primeiro é aplicado na fabricação do produto, em fábricas que vendem alimentos congelados, e o segundo, é mais utilizado na conservação de alimentos perecíveis em estoques, antes que seja realizado seu escoamento para distribuição. Para qualquer que seja a aplicação, percebe-se que refrigeração possui uma importância fundamental no ramo.

Segundo o Instituto Internacional de Refrigeração, os sistemas de refrigeração constituíram cerca de 17% de todo o consumo de energia elétrica em 2016. Nos casos de sistemas grande porte, NÓBREGA (2015a) diz que o principal responsável pelo gasto de energia elétrica é o compressor, sobre o qual podem ser aplicados diversos métodos de melhoria em eficiência energética. (REFRIGERATION, 2016)

Refrigerar, do ponto de vista físico, consiste em retirar energia calorífica de um objeto ou ambiente, fazendo com que sua temperatura seja reduzida, ou ocorra mudança de estado (em sentido ao estado sólido) (GOSNEY, 1982). Do ponto de vista da engenharia, refrigerar é um conceito que traz consigo ideias e problemas antigos e complexos, envolvendo tanto a área mecânica, com os ciclos de compressão e expansão de gás, quanto sistemas elétricos, com motores que movem os compressores, atuadores, e sensores que são responsáveis pelo controle do processo (SALVADOR, 1999). A Figura 1 mostra como se estratificam os vários modelos constituintes de um sistema de refrigeração. Nessa figura:

- $\dot{m}$ : deslocamento de massa de fluido refrigerante;
- $T_{eixo}$ : torque no eixo do compressor;
- $\omega_{rotor}$ : velocidade angular rotórica;
- $P_{consumida}$ : potência consumida pelo motor.

Nos sistemas de refrigeração existe a necessidade de se acionar um dispositivo com o objetivo de realizar trabalho, alcançando assim o objetivo ao longo da operação. O dispositivo em questão é o compressor. Esse aparelho possui funcionamento mecânico, e é encontrado no mercado em várias topologias diferentes, atualmente a maioria tem em

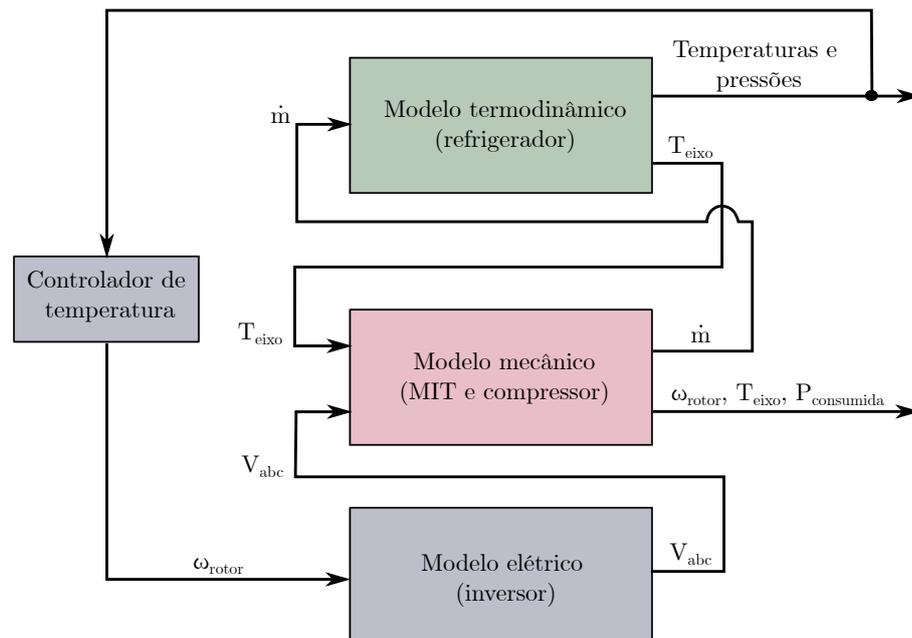


Figura 1 – Diagrama geral do sistema de refrigeração, separando e classificando três submodelos envolvidos no processo.

Fonte: autoria própria.

comum é a origem da sua força motriz: um motor elétrico. O motor geralmente é acoplado diretamente ao eixo do compressor, que é responsável pela realização da transferência de energia do primeiro para o segundo.

O compressor comprime o fluido refrigerante, e o descarrega na tubulação do refrigerador à alta pressão. A carga que o fluido exerce sobre o eixo do compressor durante a sua diminuição de volume, é transferida diretamente ao eixo do motor, gerando nele um torque resistente ao movimento.

## 1.2 Acionamentos típicos

O motor, normalmente um de indução trifásico, deve ter seu comportamento controlado para que o sistema de refrigeração funcione, retirando apenas a quantidade de energia necessária para resfriar o conteúdo da sua câmara até o valor desejado. Para que o controle seja possível, diferentes técnicas de acionamento foram desenvolvidas e aplicadas nos sistemas de refrigeração e algumas delas serão discutidas a seguir.

A primeira, e mais básica, mas ainda muito utilizada é o acionamento *on-off*. Ao se utilizar essa técnica, um sensor de temperatura mede continuamente a temperatura no interior da câmara fria, quando ela alcança um valor acima de um limite superior, o motor parte, e começa a comprimir fluido refrigerante, iniciando o processo de troca de calor. Quando a temperatura alcança um valor abaixo do limite inferior, o compressor é desligado.

O controle liga-desliga é realizado dentro dessa faixa de temperatura, na qual geralmente o valor médio entre os dois limites é o *set-point*. A Figura 2 a) mostra o comportamento da temperatura em um sistema *on-off*.

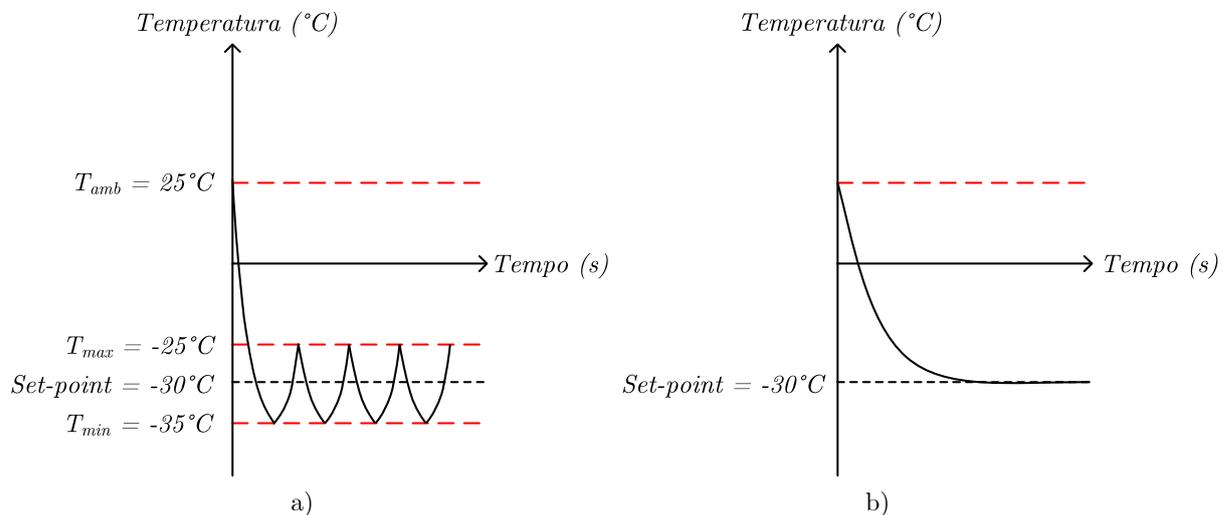


Figura 2 – a) Curva de temperatura esperada para um sistema com acionamento *on-off*, b) curva de temperatura esperada para um acionamento com variação de velocidade.

Fonte: autoria própria.

Pode-se também controlar a taxa de retirada de calor do ambiente refrigerado através do controle da capacidade do sistema de maneiras alternativas. Uma forma consiste na variação do volume da câmara de compressão de fluido dentro do compressor, fazendo com que a carga transferida ao eixo do motor varie, sem que a velocidade do motor mude. Essa forma de controle tende a diminuir o consumo de refrigeradores, pois evita que consecutivas partidas sejam realizadas, como no acionamento *on-off*.

A estratégia que será abordada nesse trabalho, é o controle de velocidade do motor. Para essa estratégia de acionamento, a velocidade de rotação do motor é controlada, ou seja, para pequenas taxas de transferência de calor, utiliza-se menores valores de rotação. A curva da temperatura deixa de oscilar em torno de uma faixa de temperatura, e passa a seguir mais precisamente um valor de referência, como mostra a Figura 2 b).

Vários autores já realizaram estudos e pesquisas com refrigeradores acionados com inversores trifásicos, o que prova que esse tipo de acionamento e controle traz economias na operação dos sistemas. Não foram encontrados trabalhos com análise da eficiência desse tipo de sistema com análise detalhada no acionamento do motor. Nesse sentido, a proposta desse trabalho é abordar o comportamento da eficiência do sistema elétrico de acionamento aplicado a um sistema de refrigeração conceitual.

## 1.3 Objetivos

### 1.3.1 Objetivo geral

O objetivo geral é realizar uma avaliação da eficiência do sistema eletromecânico de atuação, envolvendo o motor de indução trifásico e o compressor, utilizado em sistemas de refrigeração, considerando diferentes técnicas de acionamento, como o controle *on-off*, controle e escalar e controle vetorial.

### 1.3.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos desse trabalho que seguem são detalhados nos capítulos desta monografia, conforme a ordem apresentada a seguir:

- Determinar modelos matemáticos para a análise de eficiência do sistema de refrigeração e do sistema de atuação, com base na investigação da literatura;
- Implementar o modelo e realizar simulações e análises sobre ele sob diferentes formas de acionamento.
- Investigar técnicas de acionamento para o motor elétrico, buscando melhorar a eficiência do processo quando operado em regime permanente;
- Analisar o desempenho e o comportamento da eficiência do sistema para diferentes técnicas de acionamento.

## 2 Sistemas de refrigeração

### 2.1 Definição de um sistema de refrigeração

Um sistema de refrigeração consiste em um dispositivo que retira a energia de um ambiente, onde se deseja controlar a temperatura, e descarrega o calor em outro ambiente. Os sistemas de refrigeração possuem várias formas diferentes de aplicação, desde a industrial até a refrigeração de processadores de computadores. Cada aplicação possui uma topologia própria e utiliza métodos diferentes. O mais comum, encontrado tanto no uso doméstico quanto no industrial, é a refrigeração por compressão de vapor. Nessa topologia um fluido é comprimido e expandido para realizar trocas de calor. Dentro do ambiente refrigerado, o fluido passa por transformações físicas que utilizam a absorção de calor, e no ambiente externo, é realizada a descarga dessa energia (GUERESI, 2015).

### 2.2 Análise física: ciclo de refrigeração

Como citado anteriormente, para que a refrigeração seja efetuada devem ser realizadas sucessivas transformações físicas no fluido refrigerante. Tais transformações formam o ciclo de refrigeração (FERREIRA, 2016b). A configuração do sistema em estudo envolve os elementos básicos do refrigerador e os elementos básicos envolvidos no acionamento do motor de indução trifásico, na Figura 3 é mostrada a topologia do sistema.

O diagrama de *Mollier* é uma das ferramentas mais utilizadas para descrever as transformações ocorridas no ciclo de refrigeração. O diagrama consiste em um gráfico, onde no eixo  $x$  está situada a entalpia do sistema em determinado ponto do ciclo, e no eixo  $y$  está localizada a pressão do sistema no mesmo ponto. A Figura 4 representa o ciclo de refrigeração ideal, onde  $P$  é a pressão do fluido, e  $h$  a entalpia (FERREIRA, 2016b).

Ao longo do ciclo percebe-se que o fluido refrigerante assume diferentes estados físicos, atinge diferentes pressões e temperaturas (evidenciadas pelas variações da entalpia). Cada ponto ocorre em uma parte do circuito do sistema de refrigeração. A Figura 3 representa este ciclo, e os pontos  $A$ ,  $B$ ,  $C$  e  $D$  ocorrem em diferentes partes do circuito de refrigeração: (FERRAZ, 2008)

- No ponto  $A$  o fluido está entrando no compressor, no estado de gás superaquecido. Através da diferença de pressão entre os pontos  $B$  e  $A$ , a válvula de admissão do compressor se abre, direcionando o fluido para a câmara de compressão. Dentro da câmara o compressor diminui o volume do refrigerante, exercendo uma compressão adiabática sobre ele, aumentando sua pressão. Com esse aumento de pressão, a válvula de descarga do compressor se abre, descarregando fluido no estado de gás superaquecido à alta temperatura e pressão para o circuito posterior.
- No ponto  $B$  o fluido acabou de sair do compressor e é direcionado ao condensador.

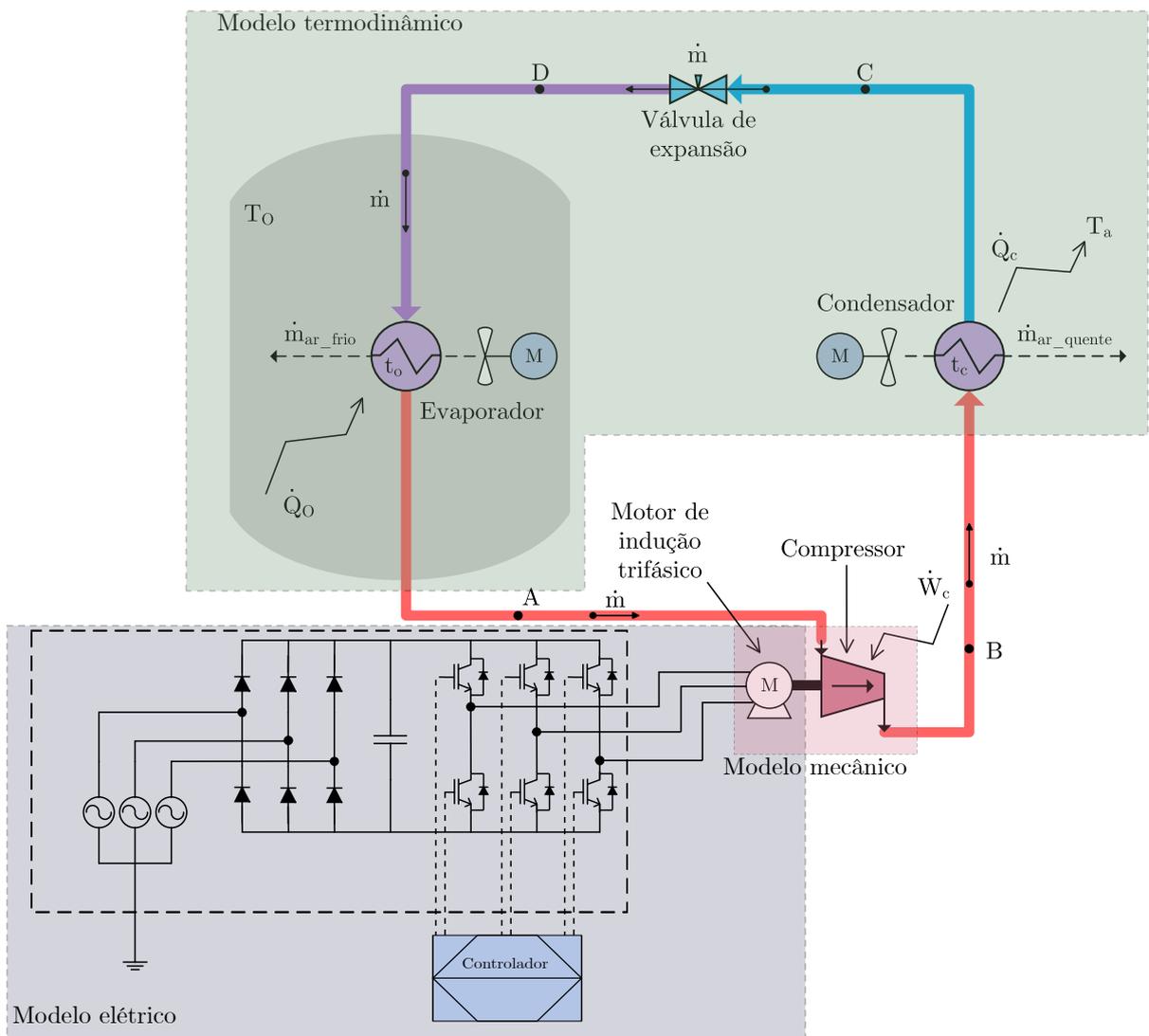


Figura 3 – Circuito ilustrativo do ciclo básico de refrigeração.

Fonte: autoria própria.

No condensador o fluido realiza a transferência de calor para o ambiente, ocasionando na mudança para a fase líquida, sem modificar sua pressão. Após a condensação, o refrigerante sofre uma nova transformação adiabática, na válvula de expansão (inicia no ponto *C*). Aqui a pressão do fluido é reduzida abruptamente, através de um processo isentálpico, o que reduz a temperatura do fluido.

- Do ponto *D* para o *A* ocorre a evaporação. Nesse processo o fluido passa a retirar o calor do ambiente, para novamente ter trabalho de compressão realizado sobre si, e descartar energia no ambiente.

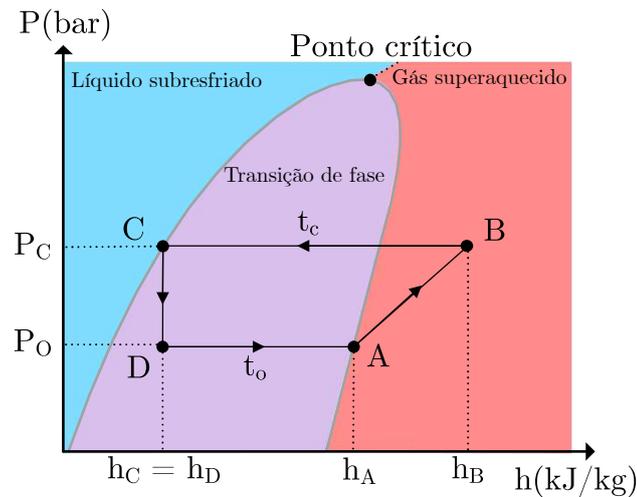


Figura 4 – Diagrama de *Mollier* para um ciclo ideal.

Fonte: autoria própria.

### 2.3 Elementos de um refrigerador

Dentro do ciclo de refrigeração ocorrem diversas transformações sobre o fluido. Tais fenômenos físicos ocorrem devido à ação direta dos elementos do sistema e que são descritos a seguir.

#### 2.3.1 Fluido refrigerante

O fluido refrigerante é responsável por transportar a energia de uma região para a outra. Através de transformações físicas (compressão e expansão) ele realiza a absorção e liberação de calor, conforme a necessidade.

Os primeiros fluidos refrigerantes a serem usados eram da família dos CFCs (cloro flúor carbono), eles foram inseridos e difundidos no mercado a partir da década de 1930. Eles possuíam boas propriedades para aplicação na refrigeração, além de não serem tóxicos, porém, percebeu-se que esses fluidos possuem alto potencial de destruição da camada de ozônio, o que causou grande aversão da sociedade ambiental ao seu uso (BRAGA, 2019).

A partir da extinção dos CFCs do mercado, começaram a ser empregados fluidos sintéticos, denominados de HCFCs. Esses fluidos sintéticos possuem um potencial de destruição da camada de ozônio (ODP - *ozone depletion potential*) ainda elevado, mas menor do que os CFCs, o que faz com que seu uso seja desincentivado, porém não extinto (BRAGA, 2019).

A alternativa para os fluidos foram os HFCs, que embora possuam baixo impacto na destruição da camada de ozônio, são grandes agravadores do efeito estufa. Além dos HFCs, hoje em dia podem ser encontrados no mercado refrigerantes naturais, como o  $CO_2$  e a amônia. Dentre esses dois fluidos, a amônia se destaca por sua alta eficiência, e seu

alto grau de toxicidade, tendo um potencial de acidentes elevadíssimo, desincentivando seu uso (BRAGA, 2019).

### 2.3.2 Condensador

O condensador é o trocador de calor responsável por garantir a descarga de energia do fluido para o ambiente. Idealmente ele realiza a troca de calor à uma pressão constante, fazendo com que a entalpia do fluido diminua sem sofrer perdas de carga. Porém, na prática pode ser notada uma queda de pressão ao longo da troca, fazendo com que esse dispositivo nunca tenha eficiência de 100%. Na Figura 5 a curva não pontilhada mostra o comportamento aproximado do diagrama para um ciclo real (NETO, 2017).

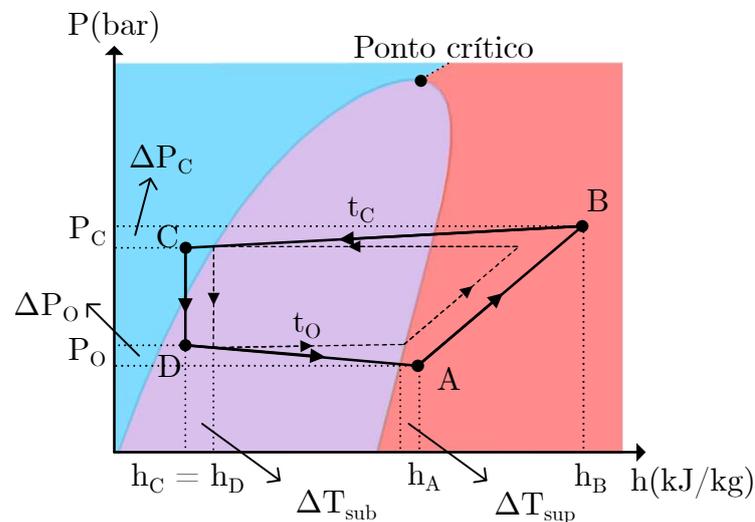


Figura 5 – Diagrama de *Mollier* para um ciclo real.

Fonte: autoria própria.

Pode-se perceber que do ponto *B* ao *C* a pressão do fluido tem uma redução, e que ao final da condensação, o estado dele é de líquido subresfriado. No ramo da refrigeração esse fenômeno é conhecido como subresfriamento, e ele basicamente serve para evitar que o fluido entre na válvula de expansão em forma gasosa, pois dessa forma, a absorção de calor do ambiente refrigerado perde eficiência. (NETO, 2017)

As características construtivas de um condensador envolvem elementos dimensionados e focados em realizar trocas de calor eficientes. Basicamente, existe uma tubulação em forma de serpentina, encaixada em aletas metálicas, que direcionam o fluxo de calor através dos tubos. O ventilador força ar à temperatura ambiente pelas aletas, fazendo com que o calor seja retirado do fluido mais eficientemente. O material que compõe as serpentinas são metálicos, e são dimensionados conforme a necessidade da aplicação, sendo analisado o custo benefício entre capacidade de conduzir calor e preço. (MATIAS, 2017)

### 2.3.3 Válvula de expansão

A válvula de expansão é responsável por realizar a diminuição da pressão do fluido que sai do condensador e entra no evaporador. Para realizar esse efeito, a válvula possui um pequeno orifício por onde passa o fluido a alta pressão, sendo diretamente encaminhado para um circuito que é ligado com a sucção do compressor, causando assim o estrangulamento do circuito e conseqüentemente, a queda de pressão. (LAGO, 2016)

As válvulas mais modernas contam com tecnologias digitais, nas quais um motor de passo regula a abertura do orifício de passagem através de uma agulha, que abre e fecha o caminho. Dessa forma consegue-se controlar a quantidade de fluido que entra no evaporador, controlando também a pressão, temperatura e conseqüentemente a quantidade de calor absorvido no ambiente refrigerado. (LAGO, 2016)

### 2.3.4 Evaporador

O segundo trocador de calor do ciclo é responsável por realizar a troca da energia da câmara fria para o fluido refrigerante. Assim como acontece no condensador, no evaporador a troca de calor idealmente ocorre à pressão contante. Porém devido às imperfeições dos equipamentos e do processo existe uma pequena queda da pressão do fluido dentro da tubulação, o que ocasiona em perda de carga. A curva da evaporação é vista na Figura 5 do ponto *D* ao *A* (NETO, 2017).

Pode-se notar no diagrama que no ciclo real o fluido sai do evaporador no estado de gás superaquecido, recebendo mais calor e aumentando mais sua temperatura em relação ao ciclo real. Esse fenômeno se chama superaquecimento, e é imposto sobre o aquecedor com o objetivo de impedir a entrada de fluido no estado líquido no compressor, o que acarretaria com mal funcionamento e até mesmo a danificação do aparelho (FERRAZ, 2008).

As características construtivas do evaporador seguem a mesma lógica que o condensador, no qual se foca em trocas de calor eficientes, sob menores custos em materiais.

### 2.3.5 Compressor

O último elemento citado aqui é o compressor. Esse equipamento é uma das partes mais importantes do sistema de refrigeração. Ele causa a diferença de pressão entre a entrada do condensador e a saída do evaporador, segundo a Figura 4, entre os pontos *B* e *A* (NETO, 2017).

Das diversas topologias encontradas no mercado, destacam-se: compressor alternativo (funciona com o movimento vertical de pistões acionados por um virabrequim), o compressor parafuso (funciona com a rotação sincronizada de dois eixos que se encaixam, criando uma câmara que diminui de volume ao longo da rotação) e o compressor *scroll* (possui dois elementos em forma de espiral, que se encaixam e realizam a diminuição do

volume da câmara de compressão). Cada um deles possui um mecanismo de compressão diferente, e seguem uma dinâmica única. Seus acionamentos utilizam motores elétricos, onde se encontram as maiores oportunidades de melhoria do ponto de vista da eficiência energética. (SOTOMAYOR, 2013)

Para o acionamento dos compressores alguns detalhes devem ser visados. A velocidade de rotação do motor, por exemplo, deve ser controlada dentro de uma faixa onde irá se garantir um bom fluxo de fluido pelo circuito mecânico, respeitando suas rotações máximas e mínimas. O motor deve fornecer torque o suficiente para garantir a realização da operação do compressor. O número de desligamentos e partidas do motor deve ser controlado, evitando assim desgastes desnecessários na máquina (NÓBREGA, 2015b).

#### 2.4 Técnicas de acionamento e controle de capacidade de refrigeradores

Tendo em vista que o compressor é o elemento responsável por causar deslocamento de fluido no circuito termodinâmico, é realizado um certo esforço para garantir um acionamento eficiente do mesmo, reduzindo assim a energia gasta na refrigeração, e prolongando a vida útil do dispositivo. Tendo a eficiência como premissa básica, é feita aqui uma listagem de diferentes formas de acionamento do motor elétrico, citando algumas vantagens e desvantagens.

O primeiro acionamento é relativamente simples, e consiste no ligamento e desligamento do motor conforme se solicita mais ou menos potência de refrigeração (acionamento *on-off*). Para esse método são definidos limites de temperatura superior e inferior (histerese) nas quais serão determinados os pontos de ligamento e desligamento do motor, conforme a Figura 2(a). Os sinais de temperatura dentro da câmara são diretamente alimentados no controlador, que fica responsável por solicitar partidas do motor conforme a temperatura supera o valor superior, o mesmo acontece com o limite inferior, porém nesse último caso ocorre o desligamento. A vantagem desse método é que para aplicações onde não há necessidade de grande precisão no controle da temperatura a sua implementação possui custo muito mais baixo em relação às outras formas de acionamento. Basicamente existe um controlador que recebe sinal de um sensor de temperatura e envia um comando de potência para o elemento atuador, seja ele uma chave contatora ligada em partida direta, ou até mesmo uma *softstarter* (SALVADOR, 1999).

Dentro desse contexto é perceptível que o MIT possui papel de destaque. Tendo uma forma de construção barata, robusta, e possuindo um acionamento relativamente simples, este tipo de motor é o mais utilizado nos sistemas de refrigeração. O motor de indução opera em diversos regimes, dando a possibilidade de escolha do projetista em termos de eficiência de refrigeração, eficiência de acionamento, entre outras características desejadas. As pesquisas e estudos realizados sobre o MIT são de extrema importância para o desenvolvimento de sistemas de alta performance, visto que a maior parte da energia do

refrigerador é gasta nesse elemento (SCARMIN, 2011).

Na Figura 6 é apresentado o comportamento da corrente para os três tipos mais comuns de partida de MIT. Nota-se que as correntes assumem valores muito superiores ao da corrente nominal, tornando-se a maior desvantagem do acionamento *on-off*: os picos de corrente, que geram alto consumo de energia, além do estresse causado no equipamento. A Figura 7 mostra como ficaria a corrente *RMS* de entrada do compressor para este modo de acionamento.

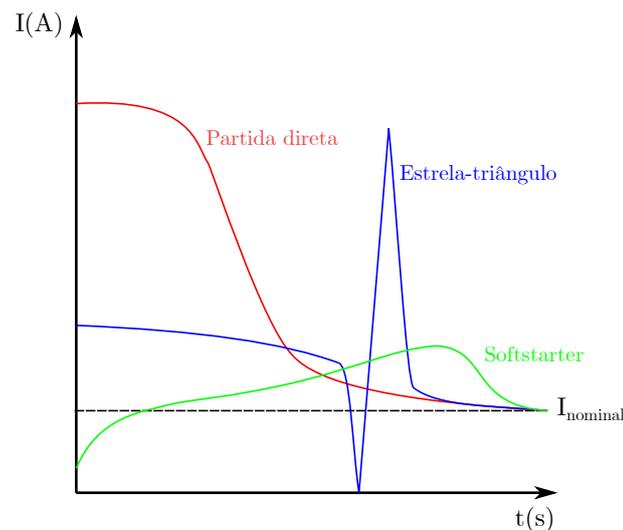


Figura 6 – Comportamento das correntes para diferentes tipos de partida.  
Fonte: autoria própria.

Uma forma de se minimizar os impactos do modelo *on-off* é o uso da *slide valve* (comumente aplicada em compressores parafuso). Essa ferramenta consiste na regulação contínua da capacidade volumétrica da câmara de compressão de vapor, fazendo com que menores volumes de fluido sejam comprimidos para menores cargas térmicas demandadas pelo refrigerador. Em contrapartida para aumentos na carga térmica, a válvula expande a capacidade do compressor. Para capacidades mais elevadas, segundo (MENDES, 2014) de 85% a 100% da capacidade do compressor, é possível se alcançar boas eficiências. Porém, para capacidades inferiores à 50% a eficiência do compressor se torna baixa, tornando essa escolha ótima para sistemas com grandes fluxos de carga. A Figura 8 mostra como se dá o funcionamento desse controle de capacidade.

Para os compressores alternativos existe a possibilidade de se realizar o controle de capacidade com a retirada de pistões do circuito ao longo de sua operação (quando existirem vários pistões). Nesse caso, os pistões são desativados quando se necessita menos carga de refrigeração, diminuindo a quantidade de energia gasta com compressão de fluido.

A última forma de controle de capacidade abordada é o acionamento com inversor de frequência. Nesse método a velocidade do compressor, conseqüentemente o volume de

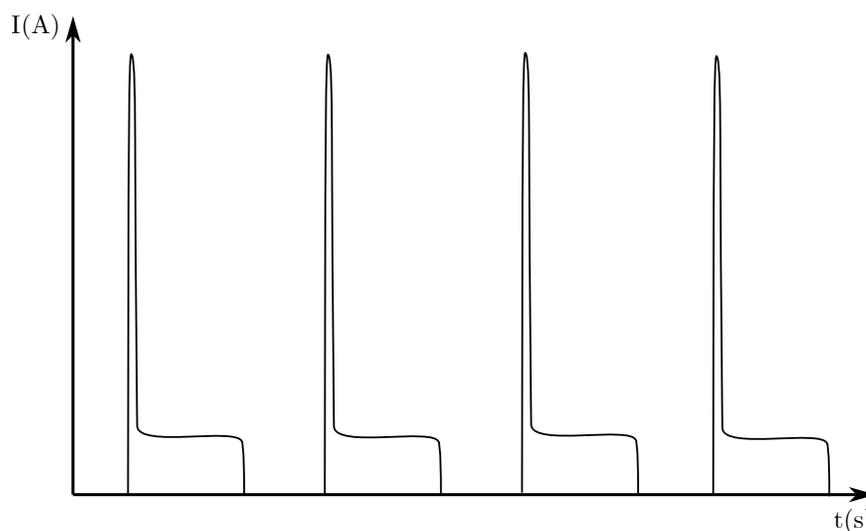


Figura 7 – Comportamento da corrente eficaz de entrada do compressor para o acionamento *on-off* (partida direta).  
Fonte: autoria própria.

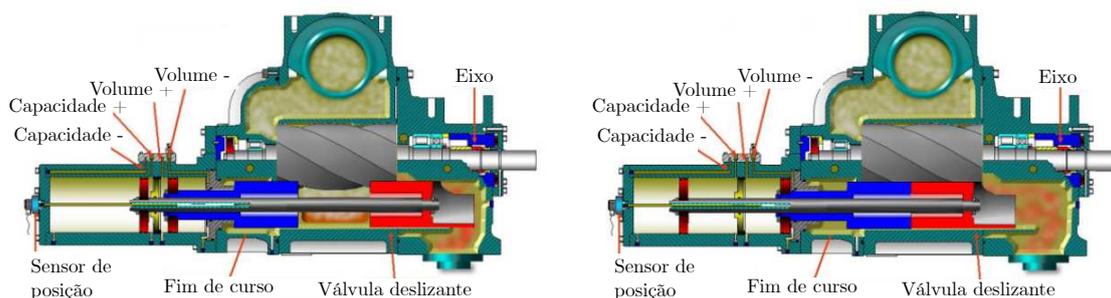


Figura 8 – Funcionamento da *slide valve* dentro do compressor  
Fonte: parafuso. <https://www.achrnews.com/articles/92359-screw-compressor-teardown-a-few-basics-8211-part-2>

fluido deslocado, é regulada com variação ao longo do tempo. Para pequenas demandas de potência de refrigeração, baixas rotações são utilizadas, reduzindo o consumo global de energia elétrica. Esse método já é amplamente aplicado em sistemas de condicionamento de ar (popularmente conhecidos como sistemas “*inverter*”), e em sistemas de ar comprimido. (SOLAK, 2012)

## 2.5 Modelo utilizado para o sistema termodinâmico

Para a realização deste trabalho é necessário um modelo matemático que represente um sistema de refrigeração em um *software* de simulação computacional.

A modelagem detalhada para um sistema de refrigeração por compressão de vapor

utiliza equacionamentos e leis físicas de alto nível de complexidade, gerando modelos de ordem elevada e de difícil parametrização. Esse fato dificulta a obtenção do modelo matemático detalhado.

Uma alternativa para a obtenção de um modelo é a sua caracterização de maneira experimental. Para essa forma de modelagem são realizados ensaios em um sistema real, aplicando sinais conhecidos (geralmente um impulso ou um degrau) nas variáveis de entrada e medindo seus respectivos efeitos nas variáveis de saída. Dessa forma, consegue-se simular o comportamento do sistema dentro das condições específicas sob as quais foram realizados os ensaios práticos.

A vantagem desse tipo de modelagem é que embora ela apenas descreva o comportamento de um sistema específico sob condições específicas, sabe-se que sistemas semelhantes possuem uma dinâmica semelhante, o que pode ser usado como motivação para projetos de pesquisa de cunho generalista, mesmo não conhecendo as dinâmicas e parâmetros exatos do sistema.

Meneghetti (2009) em seu trabalho realiza a modelagem experimental de uma câmara fria utilizando a aplicação de degraus de carga térmica e frequência de acionamento do compressor. Com a aplicação desses sinais são medidas as temperaturas de evaporação, temperatura da câmara fria e potência de entrada do motor, realizando assim o desenvolvimento de um modelo o qual se tem as seguintes variáveis de análise:

- Entradas: frequência da tensão de alimentação do motor e carga térmica;
- Saídas: temperatura do evaporador, temperatura no centro da câmara e potência medida na entrada do MIT.

O equipamento utilizado no projeto de Meneghetti (2009) é listado a seguir:

- Câmara fria: tipo modular, com placas de poliuretano expandido revestida de alumínio, com dimensões internas de:  $3750mm \times 2750mm \times 2850mm$
- Evaporador: FBA-190 da Heatcraft do Brasil; Potência frigorífica: 4.440kcal à  $-10^{\circ}\text{C}$ ; Número de ventiladores: 4 unidades de 1/2HP (220V); Potência de degelo: 3.615kW.
- Condensador: M4Q045-EF01-4 da Heatcraft do Brasil; Fluido refrigerante: R22; Temperatura de condensação:  $35^{\circ}\text{C}$ ; Ventiladores: 2 unidades (230V; 0.65A).
- Compressor: CS14K6E-TF5-522 / R9F da Copeland; 2,5HP; 14300Btuh.
- Válvula de expansão: TISE HM da Alco; 1/2"; R-22; equalização interna e externa.
- Inversor de frequência: CFW080160T2024PSZ da Weg.

O sistema ensaiado e modelado consiste em uma câmara de resfriamento, comumente encontrada na indústria alimentícia. Suas temperaturas de *set-point* usuais são em

torno de  $10^{\circ}\text{C}$  à  $-10^{\circ}\text{C}$  e possuem importância fundamental dentro do processo produtivo.

A dinâmica do modelo funciona através dos efeitos de cada entrada em suas respectivas saídas. As aplicações de degraus de frequência na entrada do motor implicam em respostas nas temperaturas e na potência medidas. Analogamente, os degraus de carga térmica possuem também suas contribuições. As funções de transferência obtidas em cada ensaio são somadas para gerar as variáveis de saída, por exemplo: a função de transferência que modela a resposta da temperatura de evaporação para variações de frequência tem sua saída somada à da função que modela a sua resposta para variações da carga térmica, obtendo-se assim duas funções que em paralelo modelam o comportamento da temperatura para variações de ambas as entradas. A Figura 9 mostra o modelo desenvolvido por Meneghetti (2009) e implementado no *Simulink* nesse trabalho. A seguir são explicados os componentes do modelo.

### 2.5.1 Entradas

Os blocos de entrada consistem em sinais do tipo degrau. A entrada correspondente à frequência da onda na saída do inversor ( $f_{inversor}$ ) é um sinal que varia de  $0\text{Hz}$  a  $60\text{Hz}$ , representando o acionamento do motor de indução que gera o movimento de compressão.

A entrada  $carga\_termica$  representa um sinal que varia de 40% a 80%, e representa a potência liberada por uma resistência elétrica que está acoplada dentro da câmara fria, controlando assim a carga térmica imposta sobre o sistema de refrigeração. A faixa de variação de 40% a 80% da potência da resistência representa cerca de 30% a 60% da capacidade total de refrigeração do sistema.

### 2.5.2 Atrasos e funções de transferência

Tais blocos descrevem o comportamento físico dos elementos do sistema termodinâmico. Como sistemas térmicos tendem a possuir dinâmicas lentas (por conta do tempo envolvido nas trocas de calor) são utilizados, para cada entrada, blocos de atraso de transporte. Tais blocos são responsáveis por garantir que ações aplicadas sobre o sistema não terão efeito imediato, tendo assim um tempo mais lento entre aplicação da potência no modelo, e resposta na saída do mesmo.

O comportamento do sistema em si, é reduzido a funções de transferência de primeira ordem, com exceção da potência de entrada do compressor, que é obtida através de uma relação direta com a velocidade de acionamento do mesmo.

### 2.5.3 Saídas

As saídas são obtidas através das somas dos efeitos de cada uma das entradas sobre cada uma das variáveis, desenvolvendo assim um modelo que responde à variações de duas entradas simultaneamente.

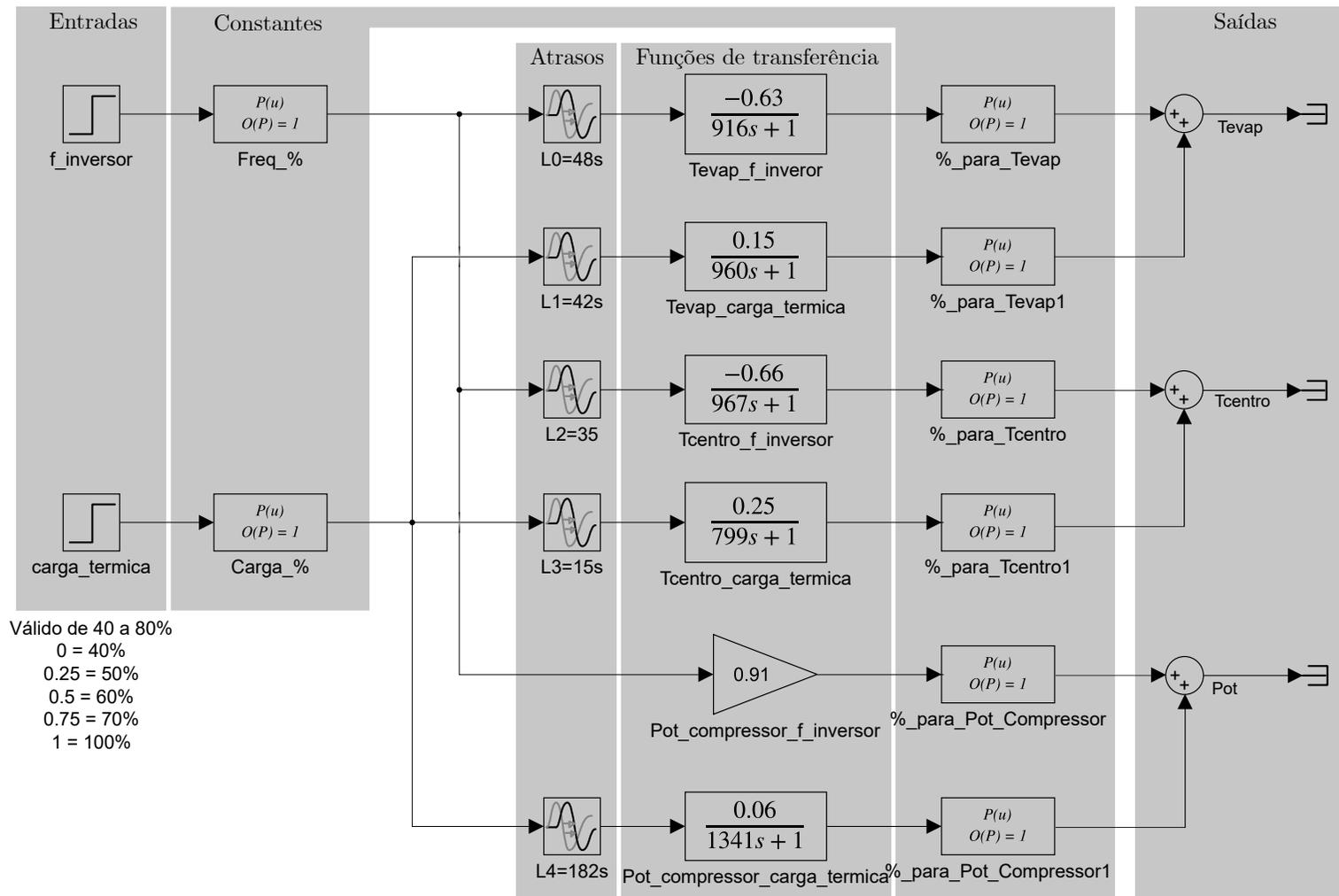


Figura 9 – Modelo implementado no *Simulink* para faixa estreita.  
 Fonte: autoria própria.

#### 2.5.4 Validação do modelo

A validação do modelo utiliza o modelo acionado de maneira *on-off*, tendo seus resultados comparados com as medições experimentais realizadas por Meneghetti (2009), aqui são mostrados apenas os resultados obtidos nas simulações.

- Entrada de frequência:  $0Hz$  e  $60Hz$
- Entrada de carga térmica: 40% que equivale à 30% da capacidade total do sistema
- Tempo: 5000s
- *Set-point* de temperatura:  $2^{\circ}C$
- Limite superior de temperatura:  $3^{\circ}C$
- Limite inferior de temperatura:  $1^{\circ}C$

Pode-se perceber que a temperatura no evaporador começa a diminuir, até atingir um limite inferior de temperatura, onde o compressor é desligado, fazendo com que a carga térmica aumente a temperatura do sistema. Após a ultrapassarem do limite superior, é dada partida no motor, e o sistema volta a refrigerar, até atingir novamente o ponto de desligamento. A Tabela 1 mostra os valores das variáveis de saída da simulação de validação

Tempo (s)	Temperatura inicial ( $^{\circ}C$ )	Energia consumida (kWh)
5000	9,1	1,5376

Tabela 1 – Resultados das simulações do sistema *on-off*.

A Figura 10 mostra as saídas de temperatura do modelo termodinâmico, o que evidencia o comportamento do sistema *on-off*.

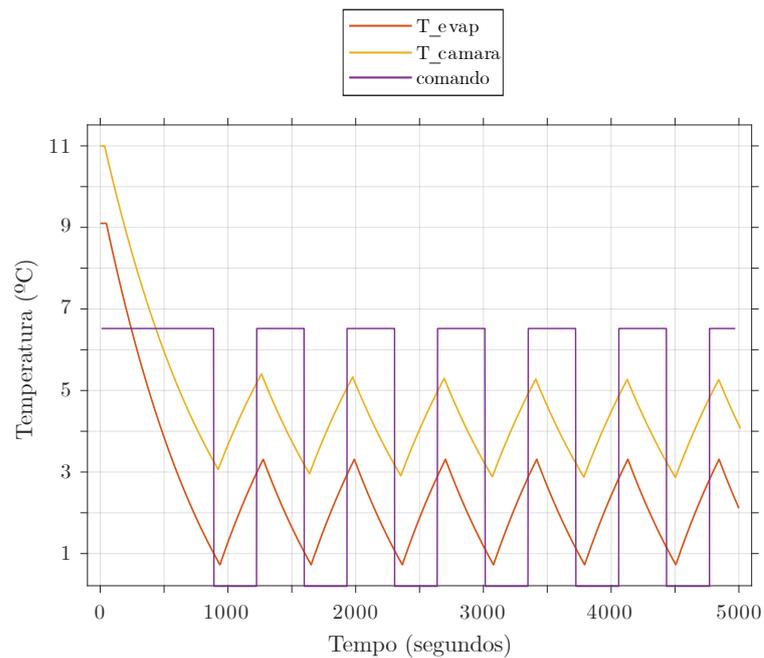


Figura 10 – Respostas de temperatura do sistema *on-off*.  
Fonte: autoria própria.

A Figura 11 mostra o comportamento do torque de carga do compressor, que é efetivamente aplicado sobre o eixo do motor de indução. Segundo os resultados, para esse caso de operação a saída de torque do modelo termodinâmico é uma saída de carga constante, o que já é esperado, visto que a relação utilizada na modelagem (Figura 9) diz que a variação da potência consumida é diretamente proporcional às variações da velocidade de operação do motor.

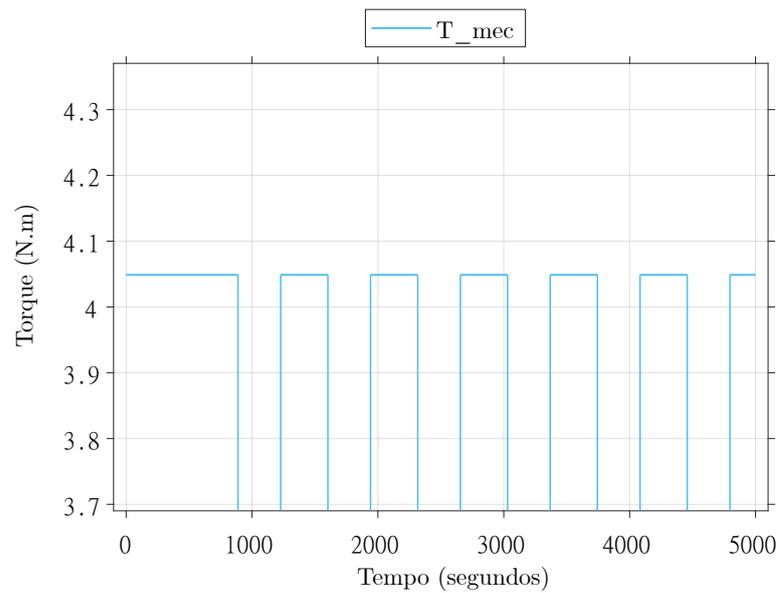


Figura 11 – Torque no eixo do compressor calculado a partir do modelo termodinâmico.  
Fonte: autoria própria.

Frente às variações da carga térmica imposta sobre o sistema de refrigeração, são obtidos os resultados mostrados nas Figuras 12 e 13.

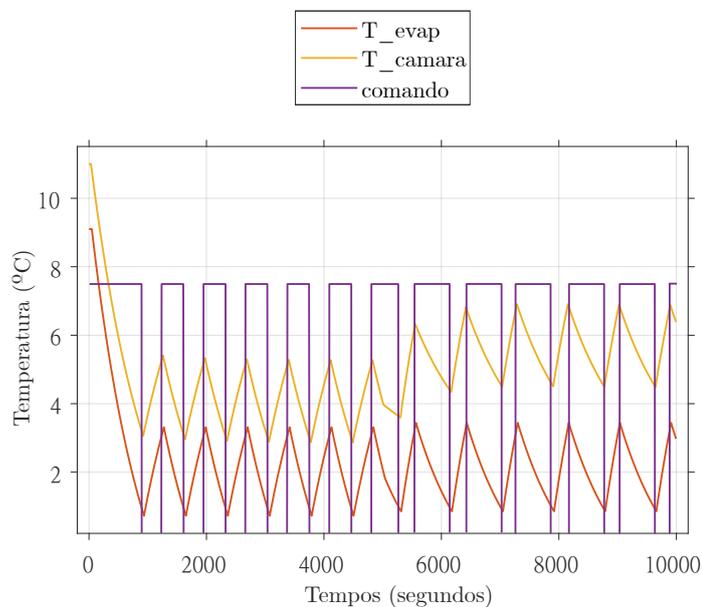


Figura 12 – Respostas de temperatura do sistema *on-off* com variação de carga térmica (40% a 80% em  $t = 5000s$ ).  
Fonte: autoria própria.

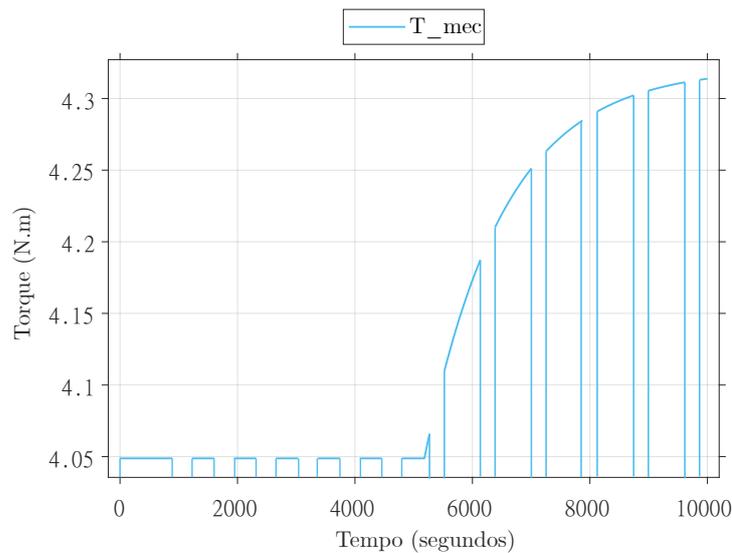


Figura 13 – Torque no eixo do compressor calculado a partir do modelo termodinâmico.  
Fonte: autoria própria.

## 2.6 Resumo do capítulo

No capítulo 2 foram apresentados os detalhes a respeito do funcionamento de um sistema de refrigeração. Além da revisão de bibliografia, foram analisadas as dinâmicas envolvidas na operação e modelagem de cada componente do sistema de refrigeração, sendo realizadas desde as análises funcionais dos equipamentos, até o estudo dos fenômenos físicos de cada parte do sistema.

A partir das análises sobre o funcionamento de um sistema de refrigeração, foi realizada uma revisão de bibliografia, a fim de encontrar um modelo simples cuja representação de um refrigerador fosse validada e coerente com a realidade. Foi encontrado o modelo de Meneghetti (2009), que foi revisado, implementado no *Simulink* e utilizado para realização das coletas de dados do sistema termodinâmico. (MENEGETTI, 2009)

### 3 Acionamento de motores de indução trifásicos

#### 3.1 Motor de indução trifásico (MIT)

O motor de indução trifásico é amplamente empregado na indústria, por vários motivos, se destacando: robustez e alta vida útil, simplicidade no acionamento e baixo custo. Segundo a Empresa de Pesquisas Energéticas (2021), a indústria é responsável por cerca de 35% do consumo de energia elétrica do sistema interligado nacional (SIN), sendo 60% desse montante devido ao uso de máquinas elétricas (EPE, 2012).

Dentro da área da refrigeração, por exemplo, os motores de indução trifásico são opção indispensável no dimensionamento e projeto de compressores. Nesse ramo, diversos acionamentos para a máquina são empregados, desde partidas diretas, estrela-triângulo, e partidas com tecnologias mais avançadas, como as *softstarters*. Dentre as tecnologias que se difundiram na indústria nos últimos anos, os inversores de frequência se destacam no quesito acionamento de MIT. A partir dele a forma de onda da tensão de entrada pode ser modelada à necessidade do projetista, e diversas estratégias de controle podem ser aplicadas.

Um motor de indução trifásico consiste em um núcleo de material ferromagnético, disposto dentro de um estator, de forma que a rotação seja permitida e facilitada. No estator são colocados três enrolamentos, um para cada fase de alimentação, nos quais é realizada a injeção de potência elétrica da máquina. Os enrolamentos do motor são dispostos dentro de ranhuras, com o objetivo de se minimizar o fluxo de dispersão do campo magnético gerado. No rotor, duas opções para a construção são as seguintes: rotor gaiola de esquilo e rotor bobinado. O rotor gaiola de esquilo possui barras interligadas através de anéis de curto circuito, sendo elas responsáveis por receber corrente gerada pelo efeito de indução (daí vem o nome do motor), fazendo com que esse tipo de motor seja mais barato, mais robusto e possua um melhor custo benefício. O motor do tipo rotor bobinado possui anéis deslizantes que fecham contato entre os enrolamentos, e são curto circuitados por meio de escovas. Por esse motivo, sua construção tende a ser mais cara e complexa, porém, obtém-se a possibilidade de se realizar controle de velocidade através do uso de resistências externas ligada às escovas, que limita a corrente do rotor, controlando assim o fluxo e a velocidade da máquina.

##### 3.1.1 Análise das perdas do MIT

Dentro do MIT são analisadas perdas de diferentes fontes. As perdas fazem parte do comportamento e da dinâmica do motor, e visa-se que elas sejam minimizadas. Através da lei da conservação da energia, são identificadas algumas das principais fontes de perdas, sendo elas:

- $P_{cus}$ : perda no cobre do estator: é a perda gerada por efeito *Joule* da passagem da corrente pela bobina do estator;
- $P_{FE}$ : perda no ferro: é a energia gasta para garantir a magnetização adequada do núcleo da máquina;
- $P_{cur}$ : perda no cobre do rotor: é a perda gerada por efeito *Joule* da passagem da corrente pela bobina do rotor;
- $P_{atrito}$ : perdas de atrito: são as perdas pela força de atrito e pela ventilação embutida no motor;
- $P_{supl.}$  perda suplementares: são perdas diversas encontradas no processo;

Como mostrado na Figura 14, a potência trifásica de entrada é subtraída das perdas, até chegar no valor final da potência no eixo, representando a energia que poderá ser efetivamente aplicada na carga. Nessa figura  $P_{gap}$  representa a potência que passa pelo entreferro, do circuito do estator para o do rotor.

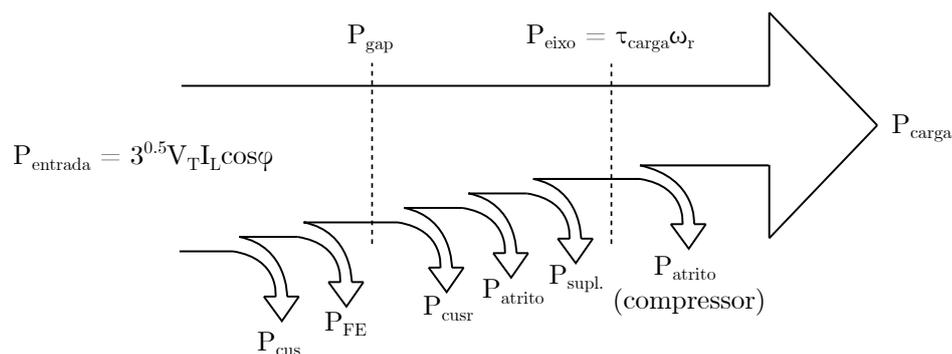


Figura 14 – Diagrama das perdas ao longo do motor de indução.  
Fonte: autoria própria.

Ainda a respeito da Figura 14 percebe-se que além das perdas elétricas e mecânicas do motor, é considerada ainda mais uma perda, correspondente às perdas fornecidas pelo compressor ao sistema. O compressor atua como um elemento que converte o trabalho exercido pelo motor em trabalho de compressão no fluido refrigerante do sistema de refrigeração. Dessa maneira, o compressor fornece também um consumo de energia para o sistema, que se reduz às suas perdas por atrito, e a um momento de inércia correspondente à energia necessária para se partir o elemento compressor.

### 3.2 Modelagem do MIT

Para realizar a análise do motor é necessária a utilização de um modelo e um ambiente para simulação computacional. Para esse trabalho o modelo deve garantir uma boa representação das correntes, fluxos, torque exercido e velocidade do motor.

O modelo proposto por Krause, Wasynczuk e Sudhoff (2002) utiliza as equações das tensões elétricas do motor em função de suas correntes, indutâncias e fluxos. Para esse modelo, a partir das tensões de entrada, e da orientação do sistema de referência arbitrário, consegue-se obter o comportamento das correntes, fluxos, torque exercido pela máquina e velocidade rotórica, bem como estimações mais precisas do fluxo rotórico. No Apêndice A é mostrada a modelagem do MIT com mais detalhes.

O modelo em espaço de estados utilizado é o modelo tensão-corrente, no qual as variáveis de estado do sistema são as correntes  $i_{qs}$ ,  $i_{ds}$ ,  $i_{qr}$  e  $i_{dr}$ , as entradas do sistema são as tensões  $V_{qs}$  e  $V_{ds}$ , e as matrizes  $A$  e  $B$  são compostas por indutâncias, resistências e velocidades. O sistema em espaço de estados é mostrado a seguir:

$$\begin{bmatrix} \dot{i}_{qs} \\ \dot{i}_{ds} \\ \dot{i}_{qr} \\ \dot{i}_{dr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A11 & A12 & A13 & A14 \\ A21 & A22 & A23 & A24 \\ A31 & A32 & A33 & A34 \\ A41 & A42 & A43 & A44 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{qs} \\ i_{ds} \\ i_{qr} \\ i_{dr} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B11 & B12 \\ B21 & B22 \\ B31 & B32 \\ B41 & B42 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_{qs} \\ V_{ds} \end{bmatrix} \quad (1)$$

A matriz  $A$  é dada por:

$$A11 = -\frac{R_s}{a_0 L_s}; \quad A12 = -(\omega + P\omega_r a_1 L_m); \quad A13 = a_1 R_r; \quad A14 = -(P\omega_r \frac{L_m}{a_0 L_s}) \quad (2)$$

$$A21 = (\omega + P\omega_r a_1 L_m); \quad A22 = -\frac{R_s}{a_0 L_s}; \quad A23 = P\omega_r \frac{L_m}{a_0 L_s}; \quad A24 = a_1 R_r; \quad (3)$$

$$A31 = a_1 R_s; \quad A32 = P\omega_r \frac{L_m}{L_r} (1 + a_1 L_m); \quad (4)$$

$$A33 = -a_2 (1 + a_1 L_m); \quad A34 = -(\omega - P\omega_r (1 + a_1 L_m)) \quad (5)$$

$$A41 = -P\omega_r \frac{L_m}{L_r} (1 + a_1 L_m); \quad A42 = a_1 R_s; \quad (6)$$

$$A43 = \omega - P\omega_r (1 + a_1 L_m); \quad A44 = -a_2 (1 + a_1 L_m) \quad (7)$$

A matriz  $B$  é dada por:

$$B11 = \frac{1}{a_0 L_s}; \quad B12 = 0; \quad (8)$$

$$B21 = 0; \quad B22 = \frac{1}{a_0 L_s}; \quad (9)$$

$$B31 = -a_1; \quad B32 = 0; \quad (10)$$

$$B41 = 0; B42 = -a_1; \quad (11)$$

Onde:

$$a_0 = 1 - \frac{L_{sr}^2}{L_s L_r}; a_1 = \frac{L_m}{a_0 L_s L_r}; a_2 = \frac{R_r}{L_r} \quad (12)$$

Para esse modelo:

- $R_s$ : resistência da bobina do estator, referida ao lado do estator;
- $R_r$ : resistência da bobina do rotor, referida ao lado do estator;
- $L_s$ : indutância da bobina do estator, referida ao lado do estator;
- $L_r$ : indutância da bobina do rotor, referida ao lado do estator;
- $L_m$ : indutância de magnetização da máquina, referida ao lado do estator;
- $P$ : número de par de polos do motor;
- $\omega$ : velocidade angular do eixo de referência;
- $\omega_r$ : velocidade angular do rotor.

A partir da simulação discretizada do modelo são obtidos os comportamentos das correntes, e com elas, é possível descrever todo o restante do comportamentos da máquina. Os fluxos, por exemplo, são calculados a partir das equações dos fluxos:

$$\varphi_{qs} = L_s i_{qs} + L_m i_{qr} \quad (13)$$

$$\varphi_{ds} = L_s i_{ds} + L_m i_{dr} \quad (14)$$

$$\varphi_{qr} = L_r i_{qr} + L_m i_{qs} \quad (15)$$

$$\varphi_{dr} = L_r i_{dr} + L_m i_{ds} \quad (16)$$

Para o cálculo do torque elétrico gerado pela máquina, a seguinte relação é utilizada:

$$T_e = \frac{3}{2} P L_m (i_{qs} i_{dr} - i_{ds} i_{qr}) \quad (17)$$

O torque elétrico, juntamente com o torque da carga são utilizados como entradas para o modelo mecânico do motor em espaço de estados, no qual as variáveis de estado são respectivamente a velocidade do rotor e o ângulo entre os eixos do rotor e do estator, o modelo é mostrado a seguir:

$$\begin{bmatrix} \dot{\omega}_r \\ \dot{\theta}_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{B_n}{J} & 0 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_r \\ \theta_r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{J} & -\frac{1}{J} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_E \\ T_L \end{bmatrix} \quad (18)$$

Onde:

- $\omega_r$ : velocidade angular do rotor;
- $\theta_r$ : ângulo entre o eixo do rotor e do estator;
- $B_n$ : coeficiente de atrito;
- $J$ : momento de inércia do eixo;
- $T_E$ : torque elétrico gerado pelo motor;
- $T_L$ : torque solicitado pela carga.

### 3.3 Parâmetros do motor

O motor utilizado para simular o comportamento do sistema elétrico em operação foi ensaiado e modelado por Marchetto (2016), e possui as características mostradas na Tabela 2.

Tabela 2 – Tabela de parâmetros do motor utilizado em simulação (o índice  $n$  denota valores nominais da máquina).

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Potência	$P_n$	4	$cv$
Tensão	$V_n$	220	$V$
Frequência	$f_n$	60	$Hz$
Corrente	$I_n$	11,1	$A$
Torque	$T_n$	16,7	$N.m$
Número de polos	$P$	4	
Fluxo	$\varphi_n$	0,7	$Wb$
Resistência do estator	$R_s$	1,79	$\Omega$
Resistência do rotor	$R_r$	1,59	$\Omega$
Indutância do estator	$L_s$	0,1678	$H$
Indutância do rotor	$L_r$	0,1678	$H$
Indutância de magnetização	$L_m$	0,1597	$H$
Momento de inércia	$J$	0,0105	$kg.m^2$
Coeficiente de atrito	$B_n$	0,002	$N.m.s/rad$

### 3.4 Simulação do modelo em malha aberta

Tendo o equacionamento que rege o comportamento do modelo em mãos e os parâmetros do mesmo, parte-se agora para a simulação numérica da planta. Utilizando o *software MATLAB* são criadas rotinas para definir variáveis, inicializar as mesmas, inicializar matrizes de espaço de estado, simular os modelos e graficar os resultados.

As simulações numéricas do MIT seguem o fluxo mostrado na Figura 15.

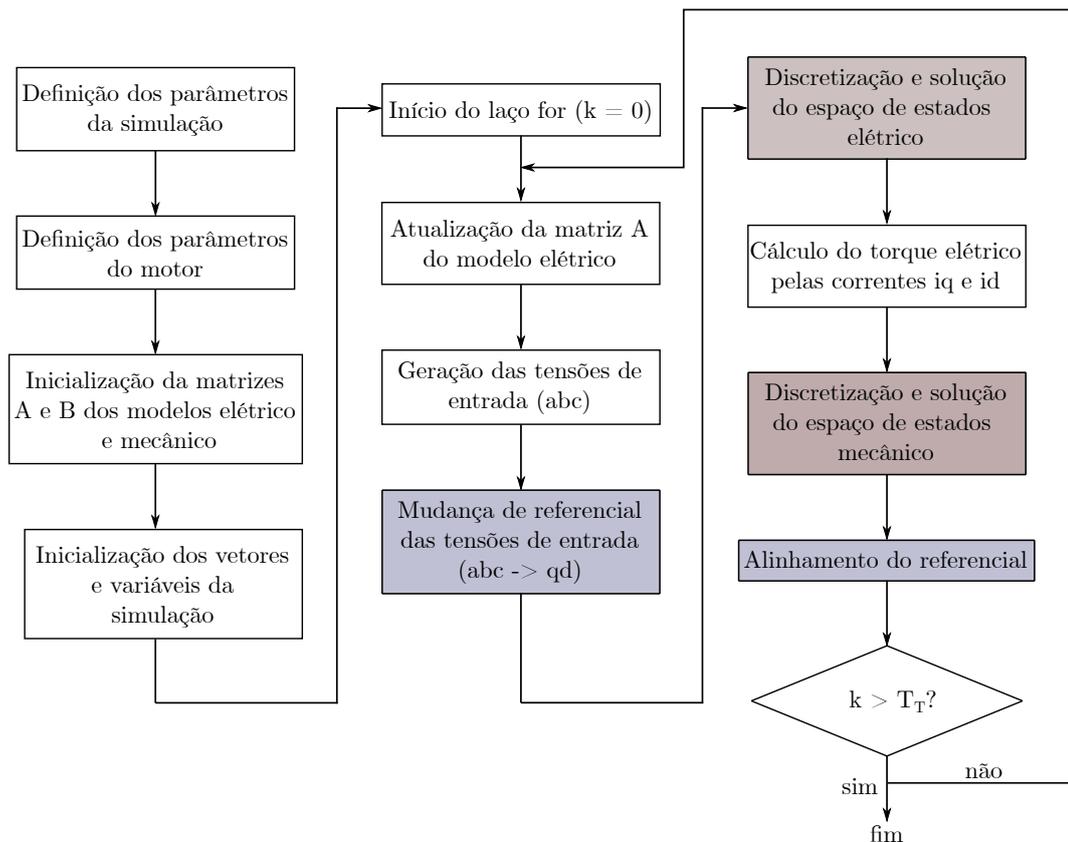


Figura 15 – Fluxo seguido para a realização da simulação em malha aberta ( $T_T$  é o tempo total de simulação).

Fonte: autoria própria.

O modelo simulado tem como entradas a frequência da tensão da rede ( $f_{rede} = 60Hz$ ), a tensão eficaz da rede ( $V_{rmsrede} = 220V$ ) e o torque de carga. A partir desses dados é criado um *script* no *MATLAB*, utilizando o fluxo da Figura 15, os resultados são mostrados a seguir, no referencial síncrono, nas Figuras 16, 17 e 18.

### 3.5 Controle para motores de indução

Como para qualquer para o sistema, o acionamento em malha aberta gera comportamentos indesejados para aplicações onde se necessita controle preciso das variáveis. Na Figura 17, percebe-se a existência de comportamento oscilatório tanto no torque quanto na velocidade do MIT nos momentos em que há entrada de carga, além do fato de a velocidade do rotor diminuir conforme há entrada de carga.

Para evitar esse evento é realizada a implementação do controle em malha fechada, tentando trazer para o acionamento do motor resultados mais precisos, com maior velocidade de resposta e com erro nulo em regime permanente. Ao longo do desenvolvimento da engenharia, diversas técnicas de controle para MIT foram desenvolvidas, entre elas

destacam-se os controles escalar e vetorial.

Uma das formas mais primitiva de controlar a velocidade do motor é através do uso de resistências variáveis ligadas às bobinas do rotor (apenas para motores de rotor bobinado), que ao terem seu valor incrementado, modificam a curva conjugado *versus* velocidade da máquina, conseqüentemente variando sua velocidade. A vantagem desse método é a facilidade de implementação, e as desvantagens envolvem alto custo do equipamento (motor de rotor bobinado tende a ser mais caro) e diminuição considerável da eficiência da máquina, visto que está sendo inserido um elemento dissipador de calor no circuito do motor. (CHAPMAN, 2013)

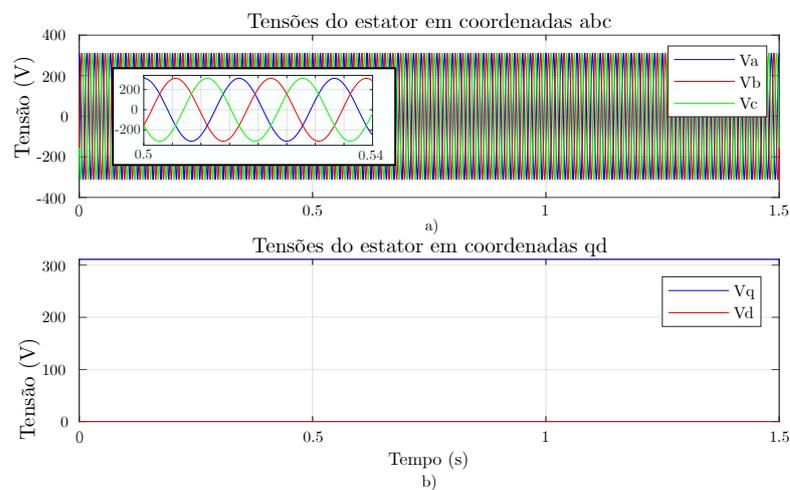


Figura 16 – Tensões em coordenadas  $abc$  (a) e  $qd$  (b) para o acionamento em malha aberta.  
Fonte: autoria própria.

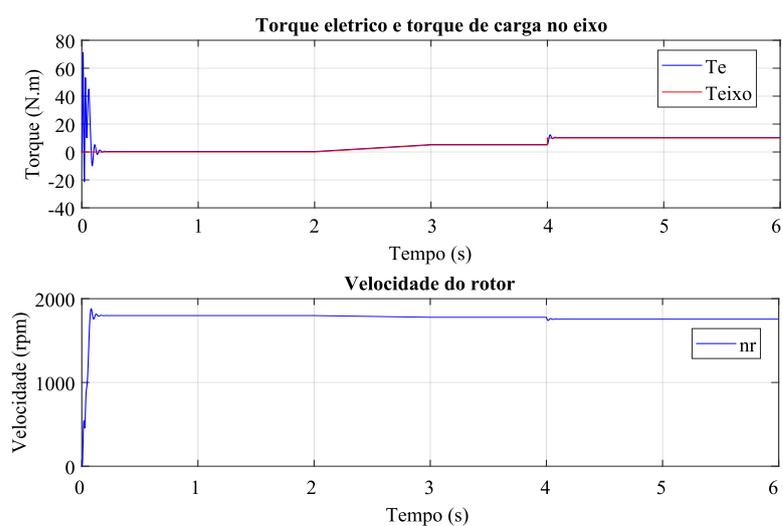


Figura 17 – Torque elétrico, torque de carga (a) e velocidade rotórica (b) para o acionamento em malha aberta.

Fonte: autoria própria.

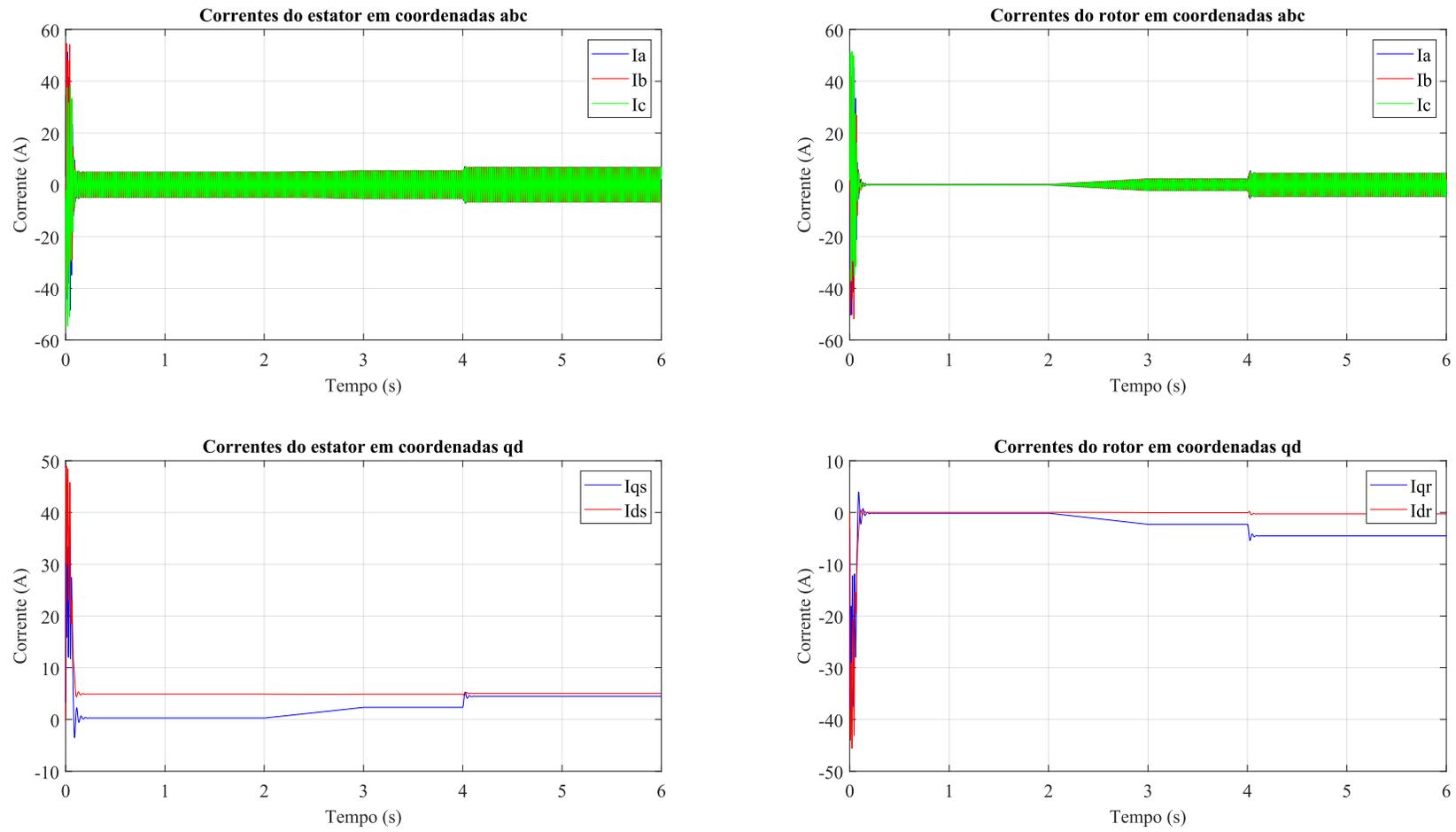


Figura 18 – Correntes em coordenadas  $abc$  ( $a$  e  $b$ ) e  $qd$  ( $c$  e  $d$ ) para o acionamento em malha aberta.  
 Fonte: autoria própria.

Uma solução para o controle da velocidade do motor é o controle direto da tensão de acionamento. Esse método atua também mudando a curva de conjugado *versus* velocidade, já que o conjugado é diretamente proporcional ao quadrado da tensão de acionamento. O problema disso é que ao se acionar o motor com subtensão, o ângulo de carga para o dado ponto de operação aumenta, fazendo com que as perdas aumentem, e o fator de potência diminua. (CHAPMAN, 2013).

Após a difusão dos inversores com modulação por largura de pulso no mercado, novas técnicas passaram a ser desenvolvidas, surgindo entre elas o controle escalar e vetorial. Ambas as estratégias serão apresentadas e discutidas mais à frente.

### 3.5.1 Controle escalar

O controle escalar é uma das técnicas de acionamento com variação de velocidade mais básica para se aplicar em um MIT. Tendo em vista as desvantagens dos métodos de acionamento mostrados anteriormente, o controle escalar é uma alternativa para compensar o alto consumo de energia da máquina durante sua partida. (KRAUSE; WASYNCZUK; SUDHOFF, 2002).

A variação da frequência do sinal de entrada da máquina de indução causa variação direta na velocidade do campo síncrono do MIT, fazendo com que a velocidade do rotor varie de forma proporcional. O problema está no projeto da máquina: os motores de indução são projetados para operar muito próximo à saturação do núcleo, fazendo com que variações na frequência de alimentação tendam a elevar significativamente a corrente de magnetização, aumentando as perdas e causando sobreaquecimento no núcleo. A equação 19 mostra a tensão de uma bobina do estator em função da componente resistiva e da componente do fluxo.

$$V_{as} = R_s I_{as} + \frac{d}{dt} \varphi_{as} \quad (19)$$

Considerando que em regime permanente a componente do fluxo é muito maior do que a componente resistiva:

$$V_s = \omega_e \varphi_s \quad (20)$$

A equação 20 mostra que a tensão de acionamento é proporcional à frequência de entrada da onda. A partir dessa relação, conclui-se que é possível controlar a velocidade do campo síncrono do motor sem causar grandes perdas por corrente de magnetização ao se variar a tensão de alimentação proporcionalmente à frequência, constituindo assim o controle  $V/F$ .

Na prática, o inversor de frequência é um *drive* de acionamento para o motor, e toda a lógica de chaveamento para moldar a forma de onda ocorre dentro de um microcontrolador. A partir dessa ideia pode-se realizar a implementação do controle  $V/F$

em malha fechada utilizando um ambiente de programação, nesse caso o *MATLAB*. O modelo mostrado na Figura 15 pode ser melhor desenvolvido adicionando à ele as etapas de controle, conforme a Figura 19.

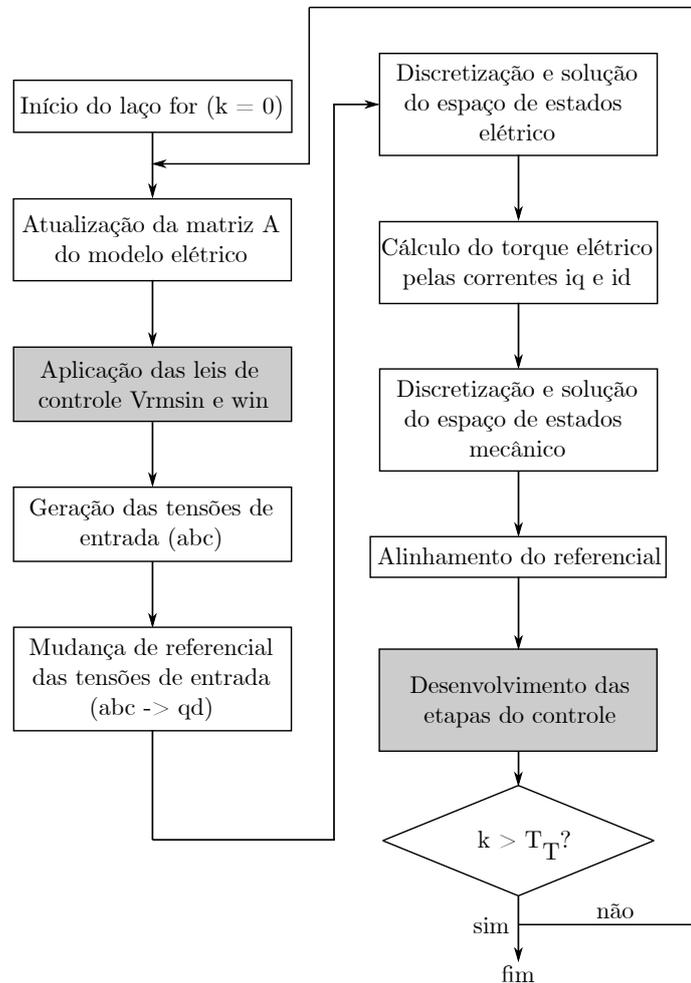


Figura 19 – Fluxo da simulação do controlador  $V/F$  (destacam-se as etapas do controle).  
Fonte: autoria própria.

A Figura 20 mostra a topologia utilizada para o controle  $V/F$ . Ao implementar o modelo no *software*, faz-se necessária a determinação dos ganhos do controlador. Para esse trabalho foram utilizados:  $K_p = 0,9$ ,  $K_i = 0,0000275$  e  $V_0 = 0,05 \cdot V_n$ . Com a adoção desses parâmetros, deve-se ressaltar que foram adicionadas saturações para as ações de controle nos limites operacionais da máquina, são obtidos os resultados do acionamento com controle  $V/F$ , como mostram as Figuras 21, 22 e 23.

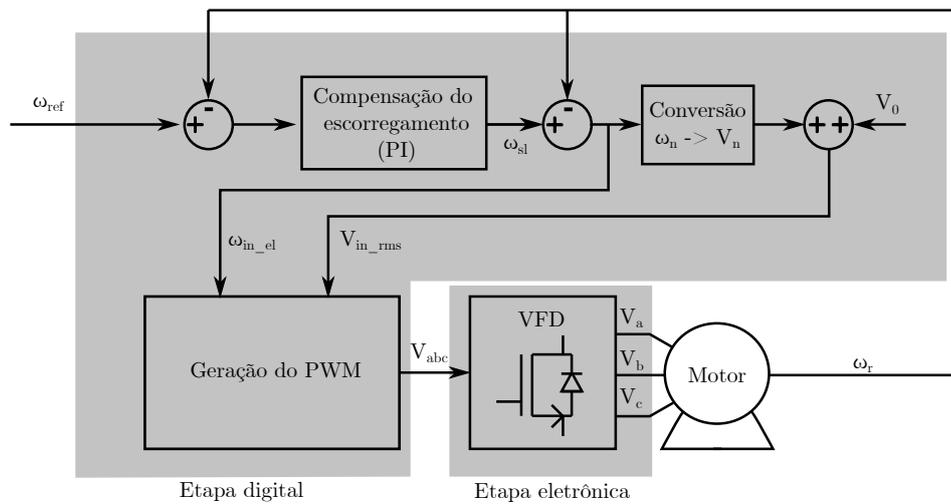


Figura 20 – Diagrama de blocos do controle  $V/F$  ( $VFD$  - *variable frequency driver*).  
Fonte: autoria própria.

O ganho de conversão  $\omega_n$  para  $V_n$  é implementado para realizar a normalização, o valor da velocidade angular da etapa de correção do escorregamento, sendo convertida para uma base de tensão nominal. Com isso, faz-se com que o valor da tensão  $RMS$  aplicado pelo *drive* seja proporcional ao valor da frequência, fazendo com que a relação entre tensão e frequência seja constante (caracterizando assim o método de acionamento).

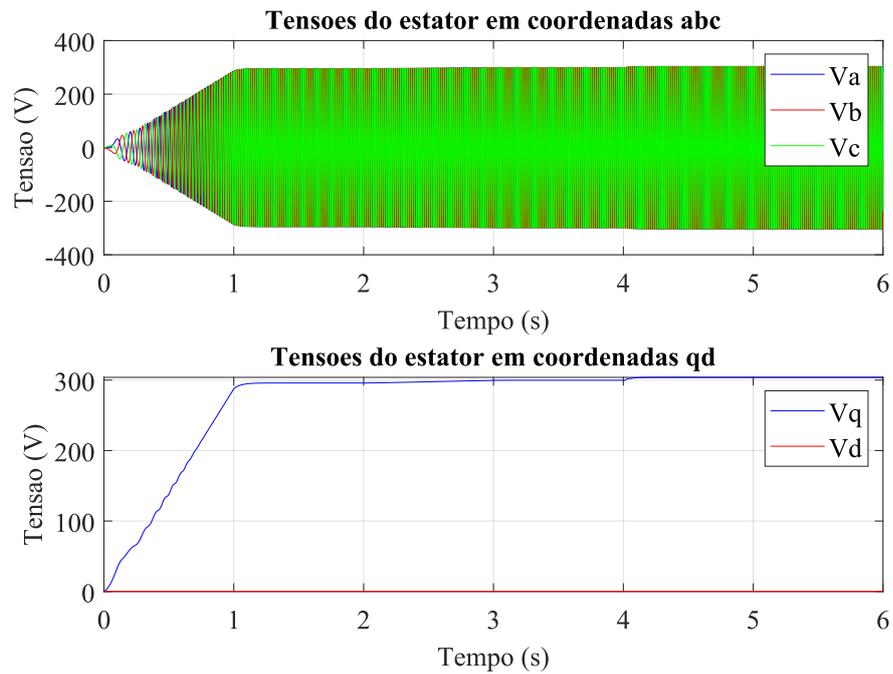


Figura 21 – Tensões em coordenadas  $abc$  (a) e  $qd$  (b) para o acionamento em malha fechada, com controle  $VF$ , o eixo de referência é alinhado à velocidade síncrona. Fonte: autoria própria.

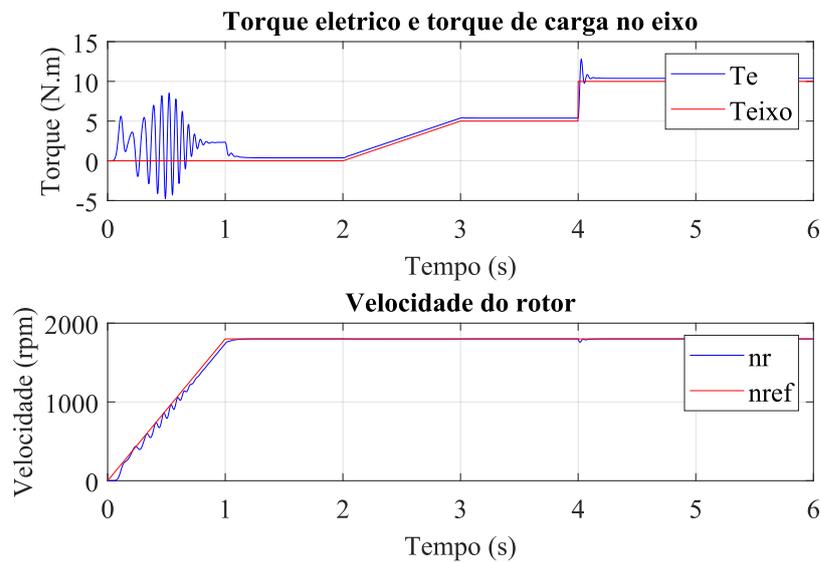


Figura 22 – Torque elétrico, torque de carga (a) e velocidade rotórica (b) para o acionamento em malha fechada, com controle  $VF$ . Fonte: autoria própria.

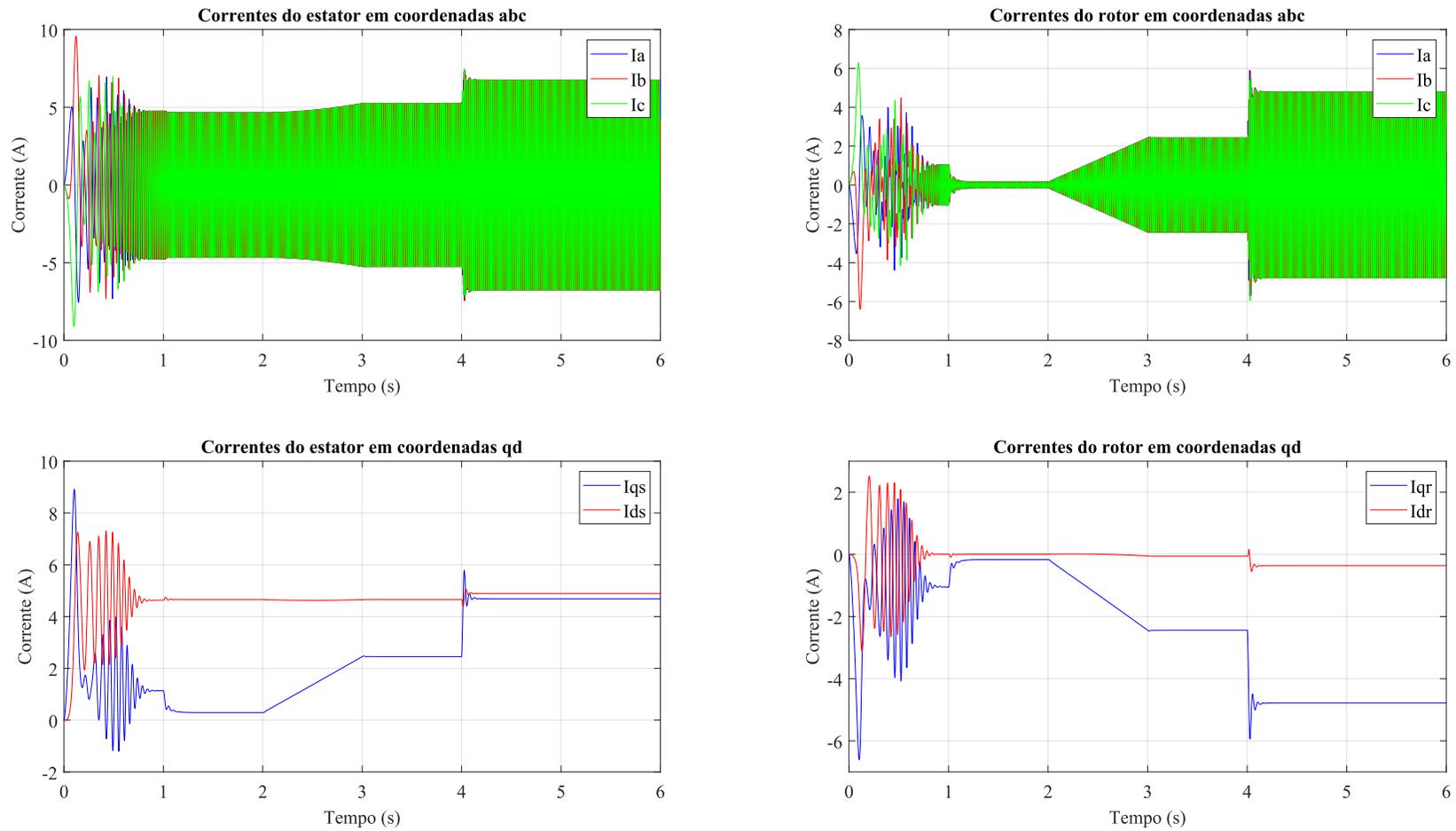


Figura 23 – Correntes em coordenadas  $abc$  ( $a$  e  $b$ ) e  $qd$  ( $c$  e  $d$ ) para o acionamento em malha fechada, com controle  $VF$ , o eixo de referência é alinhado à velocidade síncrona.  
 Fonte: autoria própria.

A principal diferença verificada entre o acionamento em malha aberta e o acionamento com controle  $V/F$ , é a velocidade rotórica. É claro que o erro entre a referência e a velocidade converge a zero, graças à atuação de um controlador integral. Ao passo que no acionamento sem realimentação a velocidade sofre quedas conforme há a entrada de carga. Com o controle  $V/F$  é percebida a compensação da variável conforme a carga entra no sistema, além de se analisar a dinâmica de partida da máquina: com malha aberta a velocidade de rotor sobe e oscila até entrar em regime, enquanto no controle  $V/F$  a rampa de aceleração é mais suave, sem ultrapassagem significativa da referência.

Vale detalhar que o torque exercido pelo MIT é elevado em relação à carga durante a rampa, pois nesse período de operação é necessária a geração de aceleração (pela segunda lei de *Newton*:  $F_r \neq 0$ ). Após a finalização da rampa, o torque sofre uma queda, sendo utilizado apenas o valor necessário para manter a carga em operação e para superar o atrito dinâmico.

### 3.5.2 Controle vetorial - *Indirect Field Oriented Control*

O controle vetorial surge como uma evolução do escalar, no qual a estratégia de acionamento do motor relaciona mais variáveis além da magnitude e frequência da tensão de entrada. No controle vetorial se destacam duas estratégias comumente utilizadas: o controle por orientação indireta de campo (*IFOC - indirect field orientation*), e o controle direto de torque (*DTC - direct torque control*). Neste trabalho será abordado o *IFOC* devido a simplicidade de implementação a partir das correntes da máquina.

O controle *IFOC* vem como uma das vertentes do controle *FOC (field oriented control)* proposto por Blaschke (1972). Nessa estratégia as tensões e correntes da máquina são transformadas em vetores, possuindo magnitude, fase e orientação (daí vem o nome “controle vetorial”). O cálculo das tensões de controle ocorre dentro do microcontrolador, sendo realizados nele as transformações de coordenadas, que são convertidas em *PWM* para aplicação nas chaves do inversor utilizado como *drive* do motor. Aqui são aplicadas as equações de *Clark e Park* (mostradas no Apêndice A), visto que do ponto de vista físico-matemático as dinâmicas do motor de indução podem ser demasiadamente complexas quando se analisando os vetores no referencial trifásico. Para essa aplicação são obtidas as matrizes de *Clark e Park*, que são responsáveis pelas transformações de coordenadas e modelagens do *MIT* no referencial arbitrário.

Para a simulação e implementação do controle *IFOC* a velocidade do campo rotórico é utilizada como referência do eixo arbitrário da transformada de *Park*. Com a aplicação dessa condição, ocorre um significativo desacoplamento entre as variáveis do rotor e do estator onde fica possibilitado o controle da velocidade e fluxo da máquina de forma independente, utilizando, por exemplo, controladores *PI*.

A Figura 24 mostra o diagrama utilizado para realizar a implementação do controle *IFOC* (MARCHETTO, 2016).

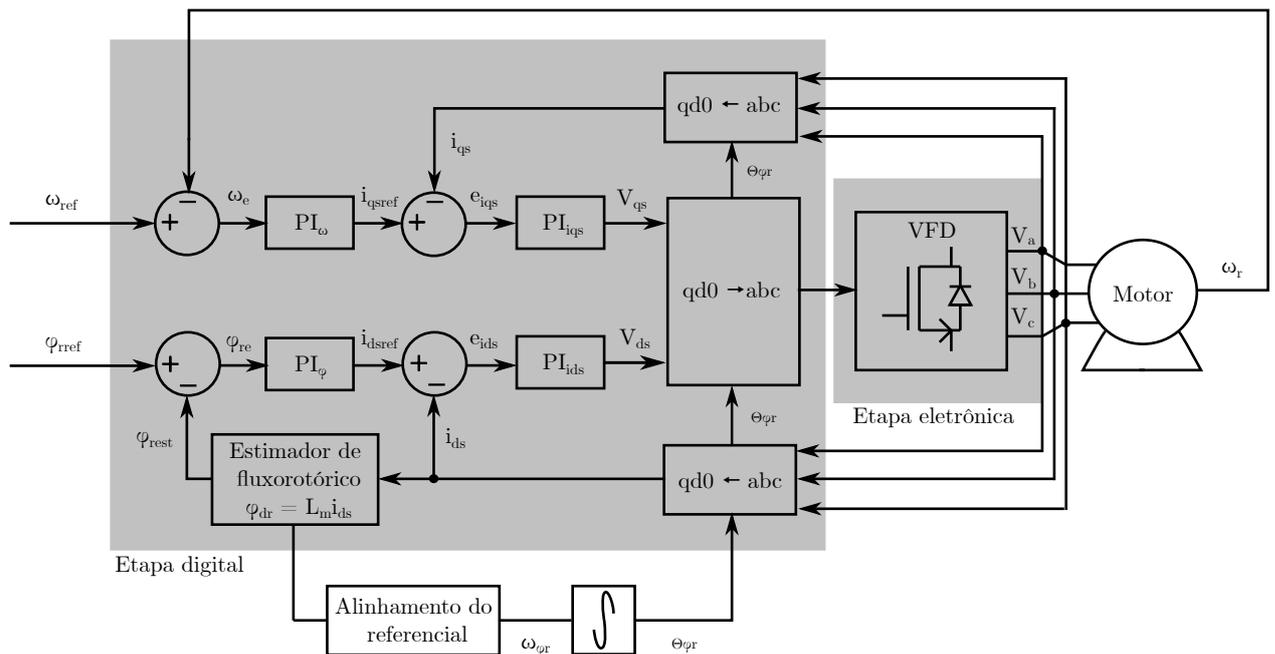


Figura 24 – Diagrama de blocos do controle *IFOC*.

Fonte: autoria própria.

Dentro da topologia do controlador, pode-se perceber que existem dois ramos principais que o constituem: o ramo de controle de velocidade, e o de controle de fluxo.

### 3.5.2.1 Ramo de controle de velocidade

O primeiro ramo do *IFOC* a ser projetado é o ramo de velocidade. Nele é tido como valor de referência a velocidade que deseja-se ser desenvolvida pelo motor. Como mostrado na Figura 24, após ser realizada a subtração entre velocidade de referência ( $\omega_{ref}$ ) e a velocidade aferida (ou estimada) ( $\omega_r$ ), é obtido o valor do erro de velocidade ( $\omega_e$ ), que é aplicado diretamente no controlador de velocidade.

A saída do controlador de velocidade gera um valor de referência que é utilizado no controle da corrente do estator no eixo em quadratura. Com esse valor de referência, é subtraído o valor da corrente do estator em quadratura medida ( $i_{qs}$ ) (após medir as correntes trifásicas e aplicar sobre elas a matriz de transformação para o referencial de fluxo rotórico), gerando assim o sinal de erro da corrente  $i_{qs}$  ( $e_{iqs}$ ), que é alimentado no controlador de corrente. Por sua vez, a saída do controlador da corrente  $i_{qs}$  gera a tensão em quadratura que será aplicada no estator ( $V_{qs}$ ). (FITZGERALD; UMANS; KINGSLEY, 2006).

### 3.5.2.2 Ramo de controle de fluxo

Para o controle de fluxo é tido como referência o fluxo que deve ser gerado pelo rotor do motor ( $\varphi_{rref}$ ). A medição do fluxo pode ser realizada utilizando sensores, porém, por ser um sistema de construção complexa, e rotativo, se torna alto o custo de implementação, o que levou a engenharia a desenvolver métodos matemáticos para a estimação do fluxo rotórico, permitindo a implementação sem a necessidade de medições diretas de fluxo. Com a estimação do fluxo ( $\varphi_{rest}$ ) é possível determinar o erro de fluxo ( $\varphi_{re}$ ), que será a entrada do controlador de fluxo. Analogamente ao ramo de controle de velocidade, a saída do controle de fluxo gera o sinal de referência para a corrente do estator no eixo direto ( $i_{dsref}$ ), subtraída do valor medido na máquina, que será utilizada como entrada para o controle de corrente no eixo direto. A saída do controlador de corrente gera o sinal  $V_{ds}$ , que será transformado para coordenadas trifásicas e aplicado no *VFD*. (FITZGERALD; UMANS; KINGSLEY, 2006).

### 3.5.2.3 Simulação do *IFOC*

Para realizar a simulação é utilizado o seguinte fluxo de programação, conforme a figura 25.

Dentro desse fluxo de código, percebe-se um novo passo em relação ao algoritmo utilizado para o controle *V/F*: a estimação do fluxo rotórico. Para que seja possível realizar o controle *IFOC* o sistema de referência deve ter sua velocidade sincronizada com a do fluxo gerado pelo campo síncrono do rotor, onde se faz necessária a utilização de novas equações.

Considerando as seguintes equações para descrever as tensões do rotor do *MIT*: (FITZGERALD; UMANS; KINGSLEY, 2006)

$$\begin{bmatrix} V_{dr} \\ V_{qr} \end{bmatrix} = \frac{R_r}{L_r} \begin{bmatrix} \varphi_{dr} \\ \varphi_{qr} \end{bmatrix} - \frac{R_r L_m}{L_r} \begin{bmatrix} I_{ds} \\ I_{qs} \end{bmatrix} + \frac{d}{t} \begin{bmatrix} \varphi_{dr} \\ \varphi_{qr} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varphi_{dr} \\ \varphi_{qr} \end{bmatrix} (\omega - \omega_r) \quad (21)$$

Fitzgerald (2006) considera que o fluxo do rotor no eixo em quadratura é zero, além de que  $V_{qr}$  e  $V_{dr}$  são também zero (por conta dos anéis de curto circuito). Com essas considerações, pode ser simplificada a Equação 21, obtendo-se:

$$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \frac{R_r}{L_r} \begin{bmatrix} \varphi_{dr} \\ 0 \end{bmatrix} - \frac{R_r L_m}{L_r} \begin{bmatrix} I_{ds} \\ I_{qs} \end{bmatrix} + \frac{d}{t} \begin{bmatrix} \varphi_{dr} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varphi_{dr} \\ 0 \end{bmatrix} (\omega - \omega_r) \quad (22)$$

Ao desenvolver o equacionamento, (PALUDO; MENDES, 2020) obtém a estimação do fluxo rotórico em regime permanente:

$$\varphi_{dr} = L_m I_{ds} \quad (23)$$

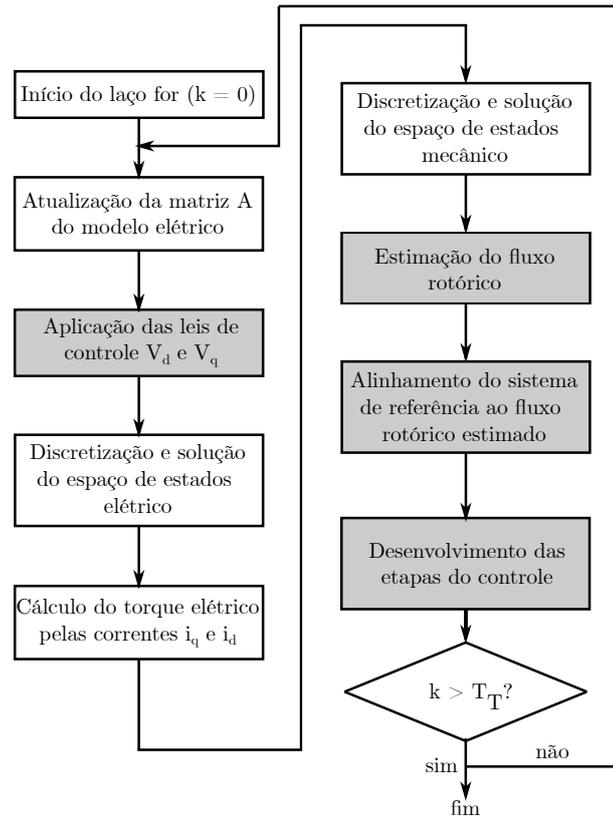


Figura 25 – Fluxo utilizado no código de simulação do acionamento *IFOC* em malha fechada.

Fonte: autoria própria.

Através desse fluxo estimado, calcula-se também a velocidade de escorregamento da máquina (que é a velocidade do eixo de referência), utilizada na etapa de orientação do sistema de referência:

$$\omega_{sl} = \frac{L_m R_r}{L_r \varphi_{drest}} I_{qs} \quad (24)$$

A partir das Equações 23 e 24, pode ser realizada a orientação completa do sistema de referência. A velocidade utilizada para orientar os eixos  $q$  e  $d$  é  $\omega_{sl}$ , enquanto a posição é calculada através da soma do valor do deslocamento anterior com o valor do deslocamento acumulados desde o início da simulação, conforme a Equação 25:

$$\theta = \theta_{ant} + T_d \omega_{sl} \quad (25)$$

Onde:

- $\theta$ : deslocamento angular atual do eixo de referência;
- $\theta_{ant}$ : deslocamento angular do eixo de referência na iteração anterior ;
- $T_d$ : período de amostragem da simulação;
- $\omega_{sl}$ : velocidade utilizada para a orientação do eixo de referência.

Para a obtenção dos resultados foram utilizados os seguintes ganhos nos controladores:

Controlador	$K_P$	$K_I$
Velocidade	2	20
Fluxo	2	30
$I_{ds}$	50	150
$I_{qs}$	50	150

Com a finalização dos cálculos, a simulação é concluída e as variáveis são plotadas nas Figuras 26, 27 e 28.

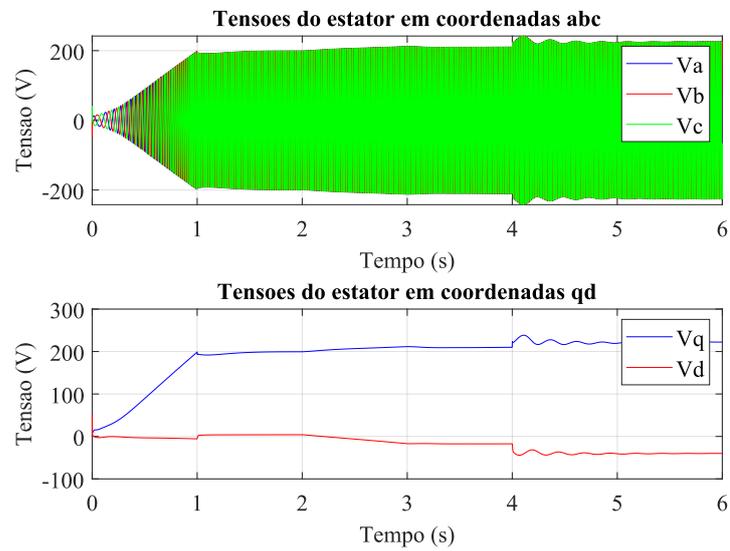


Figura 26 – Tensões em coordenadas  $abc$  (a) e  $qd$  (b) para o acionamento *IFOC*.  
Fonte: autoria própria.

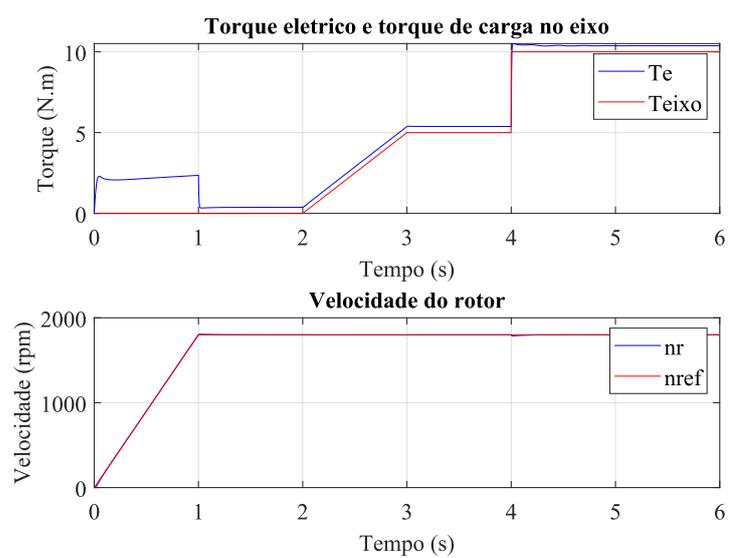


Figura 27 – Torque elétrico, torque de carga (a) e velocidade rotórica (b) para o acionamento *IFOC*.

Fonte: autoria própria.

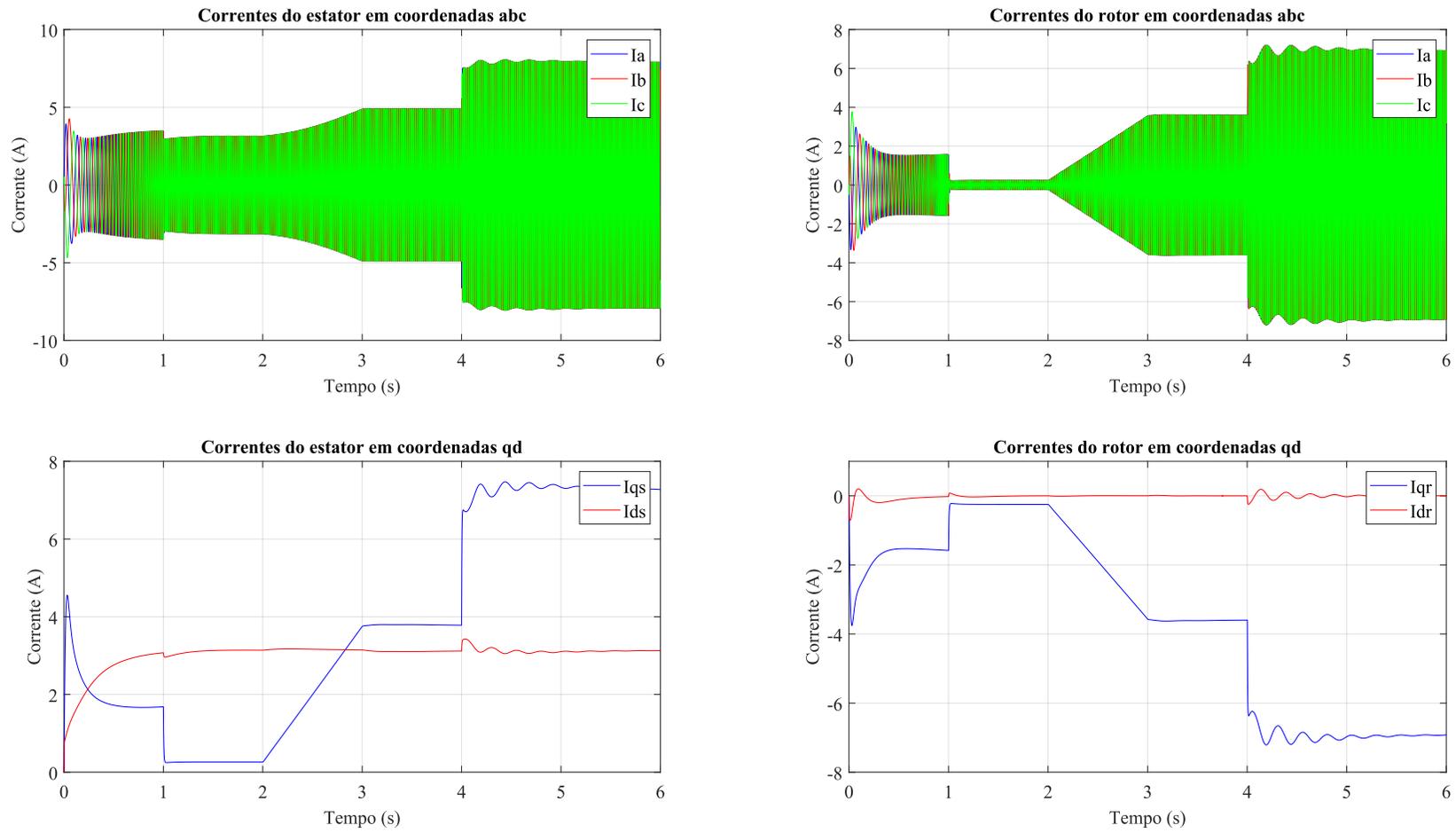


Figura 28 – Correntes em coordenadas  $abc$  ( $a$  e  $b$ ) e  $qd$  ( $c$  e  $d$ ) para o acionamento  $IFOC$ .  
 Fonte: autoria própria.

É perceptível que durante a adição de torque de uma maneira brusca, a partir de  $t = 4s$ , a máquina sofre oscilações consideráveis na tensão, correntes e fluxos gerados. Isso se deve ao fato de que para uma variação muito brusca do torque, o motor acaba por compensar muito rapidamente essa variação do erro, gerando um comportamento oscilatório indesejado, mas que não existe na prática, sendo realizada sua implementação apenas por fim de análise.

### 3.5.3 Análise do consumo da máquina para diferentes acionamentos

Com a conclusão das simulações do motor frente a diferentes técnicas de acionamento, é feita agora uma comparação entre o desempenho da máquina em cada tipo de operação. Para a realização da análise entre o desempenho e consumo da máquina acionada via partida direta, controle  $V/F$  ou com acionamento vetorial ( $IFOC$ ), são utilizadas as seguintes proposições:

- O tempo total de acionamento, desde a partida até o acionamento em regime permanente é de  $1s$ ;
- O torque de carga utilizado para fim de análise é de  $5N.m$  (equivalente a 30% da capacidade nominal do motor);
- Em partida direta, é realizada a operação do motor em condições de tensão nominal, enquanto para o acionamento  $V/F$  e  $IFOC$  é utilizada uma rampa de  $0,2s$  até a velocidade nominal da máquina (simulando o tempo de transitório de uma partida direta);
- Os consumos são comparados entre dois intervalos de tempo:  $0 a 1s$  e  $1s a 2s$

Segundo Marchetto (2016) a Equação 26 descreve o consumo do  $MIT$  utilizando as correntes e tensões no eixo direto e em quadratura.

$$P_{in} = \frac{3}{2}(v_{qs}i_{qs} + v_{ds}i_{ds}) \quad (26)$$

A Figura 29 mostra os resultados das simulações para cada tipo de acionamento, na qual em azul se tem a partida direta, em vermelho o controle  $V/F$ , e em verde o controle vetorial. A Figura 30 mostra o consumo da máquina durante o acionamento.

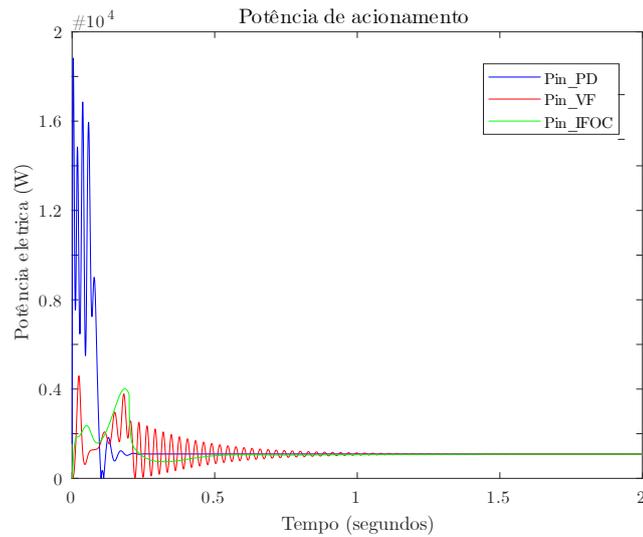


Figura 29 – Resultados das potências consumidas pelo motor de indução durante os três métodos de acionamento.  
Fonte: autoria própria.

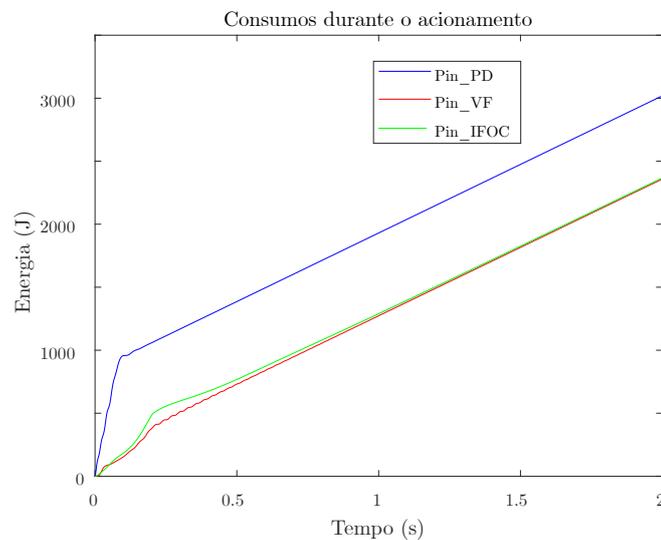


Figura 30 – Resultados dos consumos do motor de indução durante os três métodos de acionamento.  
Fonte: autoria própria.

Conforme visto nos gráficos das Figuras 17, 22 e 27, as duas principais distinções entre os tipos de acionamento no quesito desempenho da máquina são o erro de velocidade durante o movimento, e a estabilidade do torque durante e após a partida do motor. Quando analisado o motor partindo via partida direta, percebe-se facilmente que o torque

eletromagnético induzido alcança valores extremamente altos, chegando a até 5 vezes o valor do conjugado nominal.

Em questão de velocidade não existe grande diferença entre o desempenho do  $VF$  e do  $IFOC$ , porém, ao se analisar o torque eletromagnético induzido percebe-se que a partida  $IFOC$  tende a ser mais suave se em comparação ao acionamento  $VF$ .

A questão fundamental é a respeito do consumo. A Tabela 3 mostra os consumos de cada acionamento durante seu intervalo de análise, com o motor funcionando com velocidade nominal.

Acionamento	Intervalo	Consumo (J)	Intervalo	Consumo (J)
Partida direta	0s a 1s	1930,20	1s a 2s	1088,60
Tensão por frequência ( $V/F$ )	0s a 1s	1273,10	1s a 2s	1085,30
IFOC	0s a 1s	1289,60	1s a 2s	1077,00

Tabela 3 – Tabela de resultados para os consumos dos métodos de acionamento.

Pela tabela construída percebe-se que o valor da energia consumida durante a partida (0s a 1s) é cerca de 30% menor para os acionamentos  $V/F$  e  $IFOC$ , isso se deve ao fato de que quando acionado com auxílio de um inversor, o motor desenvolve uma rampa de aceleração muito mais suave, facilitando assim a partida, sem grandes demandas de energia para partir bruscamente, o que é bom para a operação do MIT, mas pode acarretar em problemas na operação da carga.

Já em regime permanente o consumo dos três métodos se mostra o mesmo, não havendo grandes ganhos de eficiência com o uso do inversor.

### 3.6 Resumo do capítulo

Neste capítulo foram explicadas e finalizadas as deduções matemáticas das equações que compõem o modelo elétrico do motor de indução, desde sua etapa eletromagnética até a modelagem do comportamento do sistema mecânico que envolve o processo. Foi também explicada a relação entre o modelo mecânico do sistema de refrigeração (compressor), e a maneira com que ele relaciona o modelo elétrico do  $MIT$  com o modelo termodinâmico apresentado no capítulo 2. Além disso, foram realizadas as simulações do motor acionado de três maneiras diferentes: via partida direta, via controle de tensão por frequência, e via controle vetorial ( $IFOC$ ).

As primeiras análises realizadas dizem respeito ao acionamento da máquina para diferentes pontos de operação (torque constante, torque em rampa, velocidade em rampa e constante), nos quais são plotadas e estudadas as principais variáveis de estado do processo (tensões, correntes, fluxos, torque induzido, velocidade).

Após isso, são realizadas as análises a caráter da potência consumida pela máquina de indução em cada tipo de acionamento, sendo gerados gráficos e tabelas para expor os resultados de maneira mais visual.

## 4 Análise computacional dos modelos propostos

### 4.1 Interface entre os modelos termodinâmico e elétrico

Para que seja possível fazer uma análise da eficiência energética do sistema é necessária a integração entre o modelo termodinâmico proposto por Meneghetti (2009) e o modelo elétrico do motor de indução.

A primeira etapa realizada é a classificação dos modelos. O modelo termodinâmico tem como entrada a frequência da tensão de alimentação do motor de indução e a carga térmica no interior da câmara fria, enquanto tem como saída as temperaturas de evaporação e no interior da câmara fria, também como a potência consumida pelo compressor. O modelo elétrico tem como entradas o torque de carga sobre seu eixo, e sua velocidade de referência. A Figura 31 mostra o diagrama geral do sistema, com suas partes já classificadas e separadas:

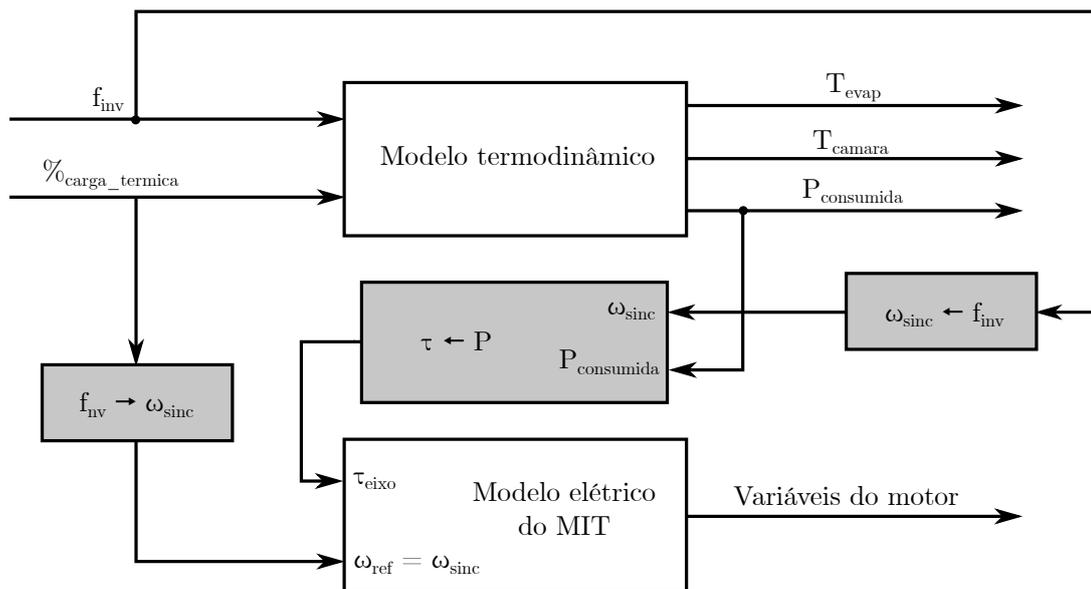


Figura 31 – Diagrama de blocos explicando a topologia utilizada para realizar a junção dos modelos termodinâmico e elétrico.

Fonte: autoria própria.

Para a análise dos resultados da pesquisa o modelo do motor de indução é simulado em paralelo ao modelo da câmara fria, sendo necessários blocos para realizar as conversões das saídas do modelo térmico para atuarem como entrada para o modelo elétrico.

#### 4.1.1 Cálculo da velocidade de referência do modelo elétrico

A Figura 32 mostra o primeiro bloco de conversão utilizado na simulação, que converte a frequência do sinal na saída do inversor para o valor da velocidade de referência do modelo elétrico do *MIT* (que basicamente é a velocidade síncrona do campo gerado pelo estator da máquina).

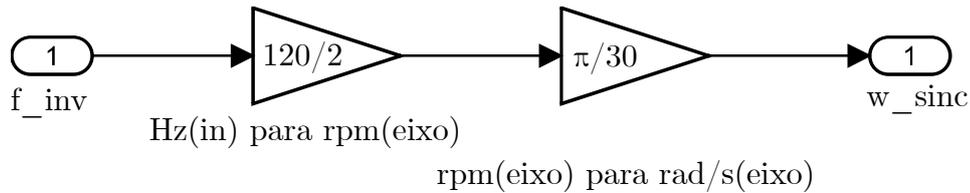


Figura 32 – Bloco de conversão para a velocidade de referência do motor.  
Fonte: autoria própria.

Chapman (2013) diz que a frequência da tensão de alimentação de um conjunto de bobinas trifásicas defasadas  $120^\circ$  entre si gera um campo líquido síncrono, que possui velocidade:

$$\omega_{sinc} = \frac{120f}{p} \quad (27)$$

Onde:

- $\omega_{sinc}$ : velocidade angular do campo líquido síncrono;
- $f$ : frequência da tensão de alimentação;
- $p$ : número de polos do motor.

O resultado da Equação 27 é dado em RPM, o que ainda faz com que seja necessária a multiplicação do valor por  $\frac{\pi}{30}$ , visto que no modelo elétrico a velocidade de referência do *MIT* é dada em *rad/s*.

Ainda para a obtenção da velocidade na qual o motor de indução realmente deverá ser acionado, é calculado a velocidade rotórica final com a expressão:  $\omega_{ref} = \omega_s(1 - s)$ , fazendo com que o controle *IFOC* mantenha o *MIT* na velocidade em que realmente ele deve ser operado, sem compensação do escorregamento, que poderia acarretar em maior consumo, distorcendo o resultado da análise.

#### 4.1.2 Cálculo do torque de carga do modelo elétrico

A segunda entrada do modelo elétrico é o torque de carga. Essa variável é essencial para a simulação, visto que determina a potência que o motor precisa consumir para desenvolver a velocidade requerida pela referência.

Para realizar a obtenção desse valor a partir do modelo termodinâmico, é utilizado o diagrama da Figura 33.

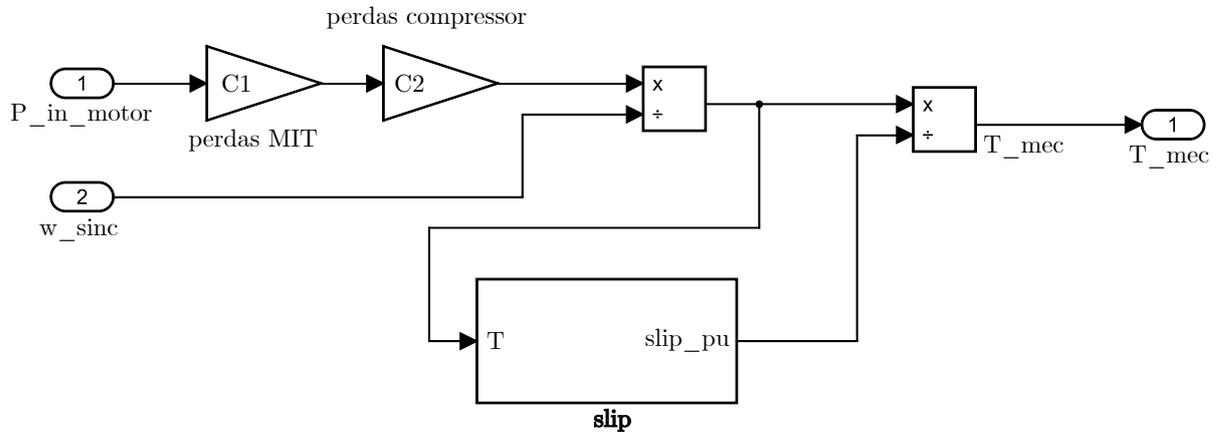


Figura 33 – Bloco de conversão para o torque de carga aplicado ao eixo do motor.  
Fonte: autoria própria.

A obtenção do torque mecânico através da potência de entrada do motor no modelo termodinâmico ocorre em duas etapas: a estimação das perdas, que permite isolar da potência elétrica de entrada apenas o valor efetivamente transferido à carga, e a estimação e correção do escorregamento do motor, já que existe uma pequena perda de velocidade do rotor em relação ao campo síncrono do estator (FITZGERALD; UMANS; KINGSLEY, 2006).

As constantes  $C_1$  e  $C_2$ , correspondentes às perdas relacionadas ao conjunto motor-compressor, são definidas através de uma análise sobre as características do equipamento. O compressor utilizado é o *CS14K6E-TF5-522*, que segundo o fabricante (*Heatcraft do Brasil*) possui as seguintes características:

- Potência nominal: 2cv
- Tensão nominal: 220V
- Fases: 3
- Corrente nominal: 3,1A
- Rendimento (equipamentos semelhantes): 0,8

O próximo passo é estimar e aplicar o escorregamento no bloco de conversão, gerando assim o torque mecânico que será utilizado como entrada do modelo elétrico. Para realizar a estimação do escorregamento, é feita uma normalização dos valores dos blocos. A Figura 34 mostra o bloco de correção do escorregamento.

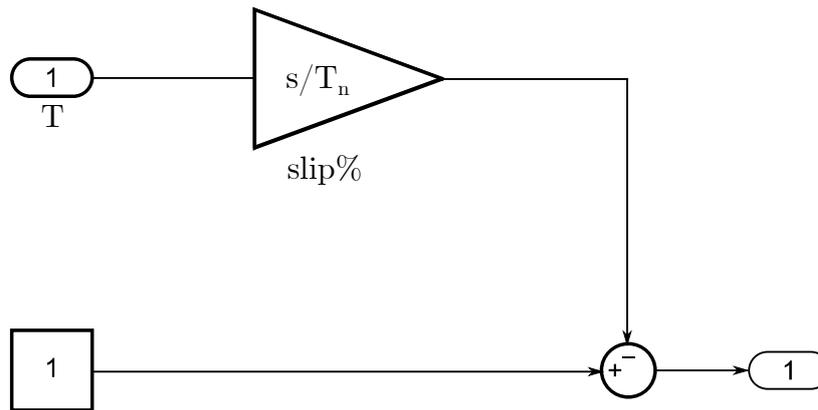


Figura 34 – Bloco de correção para aplicação do escorregamento no cálculo do torque.  
Fonte: autoria própria.

Nesse bloco de conversão a seguinte equação é aplicada:

$$T_{mec} = \frac{P_{in\_motor} C_1 C_2}{w_{eixo} \left( 1 - \frac{P_{in\_motor} C_1 C_2 s}{T_n} \right)} \quad (28)$$

onde:

- $P_{in\_motor}$ : potência consumida pelo motor (uma das saídas do modelo termodinâmico);
- $C_1$ : constante de perdas do motor;
- $C_2$ : constante de perdas do compressor;
- $w_{eixo}$ : velocidade angular do campo síncrono do estator (que causa o movimento do rotor);
- $s$ : escorregamento nominal;
- $T_n$ : torque nominal.

A ideia principal da Equação 28 é a de fazer com que o escorregamento do motor dentro do modelo termodinâmico possua um valor inversamente proporcional à potência demandada pela carga acoplada ao eixo. Isso mostra que conforme a carga no eixo aumenta, uma quantidade maior de energia passa a ser utilizada para mantê-la em movimento, o que acaba aumentando o escorregamento e conseqüentemente reduzindo a velocidade do motor, seguindo o princípio da conservação de energia.

Com os dois modelos prontos, e com o acoplamento entre eles também projetado, pode-se agora iniciar a coleta dos dados das simulações.

O primeiro problema a ser solucionado, é a discrepância entre os tempos das simulações termodinâmica e elétrica. Por um lado, o modelo térmico possui constantes de tempo elevadas, chegando a simulações de até 10000s. Pelo outro, o modelo do motor

exige uma taxa de amostragem altíssima (na ordem de  $5000Hz$ ), fazendo com que uma simulação de  $1000s$  possa ter um custo computacional muito grande. Por esse motivo, são definidos pontos de operação para a realização dos cálculos computacionais, com o objetivo de obter dados para realizar as análises.

Para cada tipo de acionamento que é estudado neste trabalho (*on-off* e com velocidade variável) o modelo termodinâmico deve ser operado de uma forma diferente. Nas seções a seguir é realizada a explicação dos modelos e seus respectivos acionamentos, bem como as dinâmicas envolvidas nas simulações e nos si temas reais, além de serem definidos os pontos de operação da onde serão coletados os dados para realizar a simulação do modelo elétrico.

## 4.2 Acionamento *on-off*

A primeira forma de acionamento do sistema de refrigeração, e também a mais básica é o acionamento *on-off*. Partindo da ideia que o modelo termodinâmico é do tipo caixa preta (o que há dentro do bloco não importa, apenas importa a relação entre as entradas e as saídas), é criado um subsistema no *simulink*, para facilitar a implementação do acionamento *on-off*. A Figura 39 mostra o diagrama que foi implementado para simular o acionamento em questão.

O modelo é subdividido em 3 partes: a etapa do sistema termodinâmico, o controlador e a interface com o modelo elétrico do *MIT*. Para a simulação do acionamento *on-off* é utilizada uma histerese, cuja entrada é o erro de temperatura, onde a variável controlada é a temperatura de evaporação. O projeto do controlador é feito de forma que a temperatura atinja no máximo  $1^{\circ}C$  de erro, fazendo com que o compressor ligue quando  $T_{evap} > Set - point + 1$  e desligue quando  $T_{evap} < Set - point - 1$ .

A Figura 35 mostra o bloco implementado.

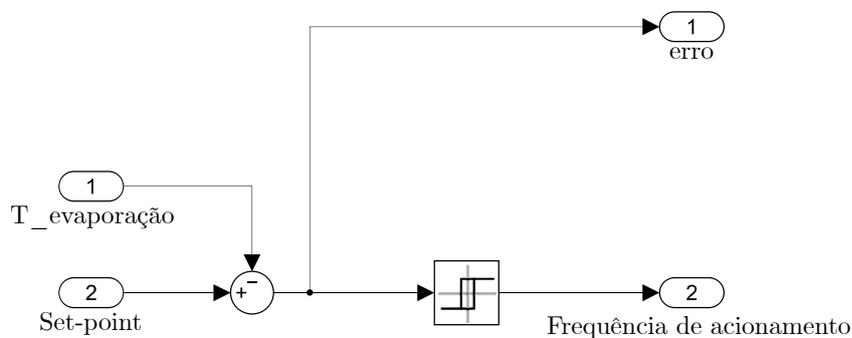


Figura 35 – Diagrama implementado no *simulink* para realizar a aplicação da histerese na simulação do modelo.

Fonte: autoria própria.

Basicamente, quando o erro é maior do que 1, a frequência aplicada ao modelo térmico é  $0Hz$ , e quando o erro é menor do que  $-1$ , aplica-se a frequência de  $60Hz$ .

O sistema é ensaiado da seguinte forma: a partir da temperatura inicial do modelo proposto por Meneghetti (2009), a operação do sistema é iniciada. Durante  $5000s$  o sistema permanece ligado, visando analisar seu comportamento em regime permanente. A entrada correspondente à carga térmica é constante.

Como esperado, por conta da natureza “liga-desliga” do controlador, a velocidade de operação do compressor durante o ensaio é gerada por uma onda que possui frequência  $60Hz$ , utilizando a Equação 29, calcula-se a velocidade do campo síncrono que gera o movimento do rotor. A Figura 36 mostra o gráfico da velocidade do campo síncrono gerado pelo estator durante o ensaio.

$$\omega_{sinc} = 2\pi f = 2\pi 60 = 376,9911 \text{rads} \quad (29)$$

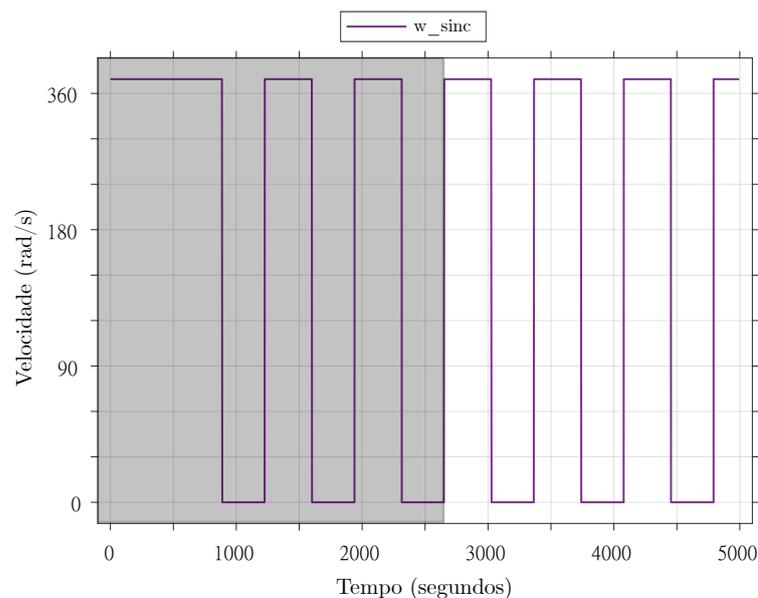


Figura 36 – Gráfico da velocidade angular da forma de onda gerada pelo inversor, que determina a velocidade de operação do compressor (a área hachurada corresponde ao transitório, que não é pertinente a essa análise).

Fonte: autoria própria.

A Figura 37 mostra as temperaturas de saída do modelo termodinâmico quando utilizado o acionamento da Figura 35. Pode-se perceber que a temperatura de evaporação sempre oscila em torno de  $2^{\circ}C$ , sendo realizados os desligamentos e partidas do compressor com o erro pouco maior a  $1^{\circ}C$  (isso se deve ao fato de o sistema possuir dinâmica lenta e alta inércia, o que acaba fazendo com que as ações de controle possuam um pequeno atraso entre a aplicação e o efeito).

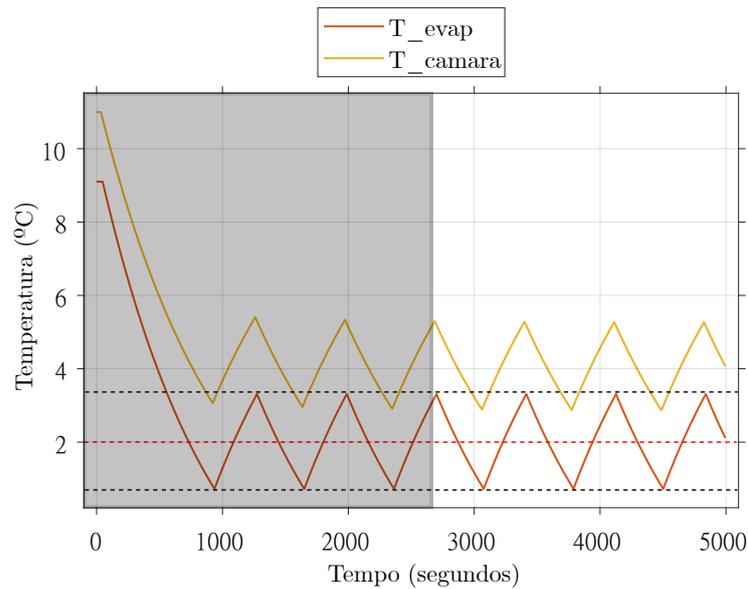


Figura 37 – Gráfico das temperaturas de evaporação e da câmara para o acionamento *on-off* (a área hachurada corresponde ao transitório, que não é pertinente a essa análise).

Fonte: autoria própria.

A temperatura medida no interior da câmara é sempre um pouco mais elevada em relação à temperatura de evaporação, visto que a primeira está próxima do elemento refrigerado, onde ocorre a liberação de calor, tendo uma temperatura elevada.

A potência consumida pelo compressor é mostrada na figura 38. Com o gráfico da potência ao longo do tempo é perceptível a dinâmica *liga/desliga* do método de acionamento. Ora o compressor não consome energia, ora ele consome um valor muito próximo da potência nominal, visto que para essa forma de acionamento são utilizadas partidas diretas, com o motor funcionando em sua velocidade nominal ( $60Hz$  na saída do inversor).

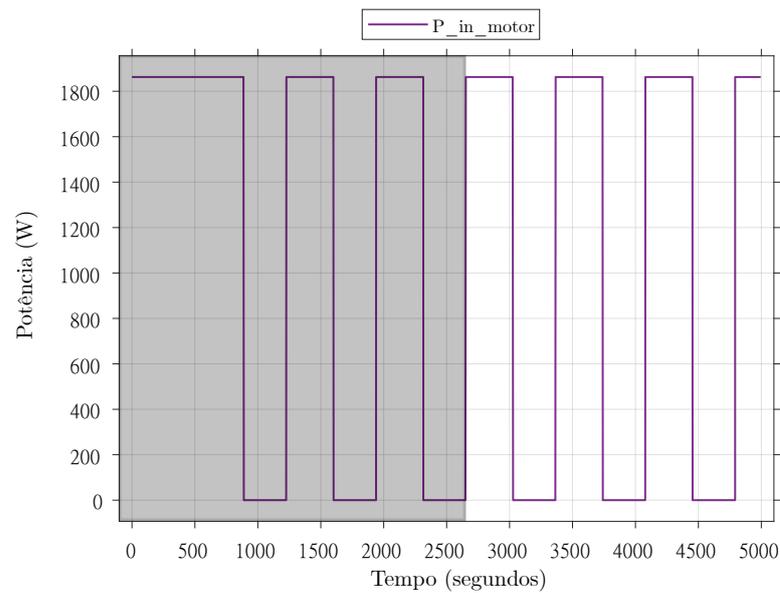


Figura 38 – Gráfico da potência na entrada do motor para o acionamento *on-off* (a área hachurada corresponde ao transitório, que não é pertinente a essa análise).  
Fonte: autoria própria.

A Tabela 4 mostra numericamente os resultados da Figura 38.

Intervalo	Tempo (s)	Potência média (W)	Consumo (Wh)
0-889	889	1862	459,81
1227-1603	376	1862	194,47
1941-2317	376	1862	194,47
2655-3031	376	1862	194,47
3369-3745	376	1862	194,47
4082-4458	376	1862	194,47
4796-5000	204	1862	105,51
Intervalo	Tempo total (s)	Potência média (W)	Consumo (Wh)
2655-5000	1332	1862	688,94

Tabela 4 – Resultados numéricos da simulação do sistema termodinâmico acionado de maneira *on-off*. O tempo de acionamento desconsidera todos os períodos do acionamento no qual o compressor está desligado.

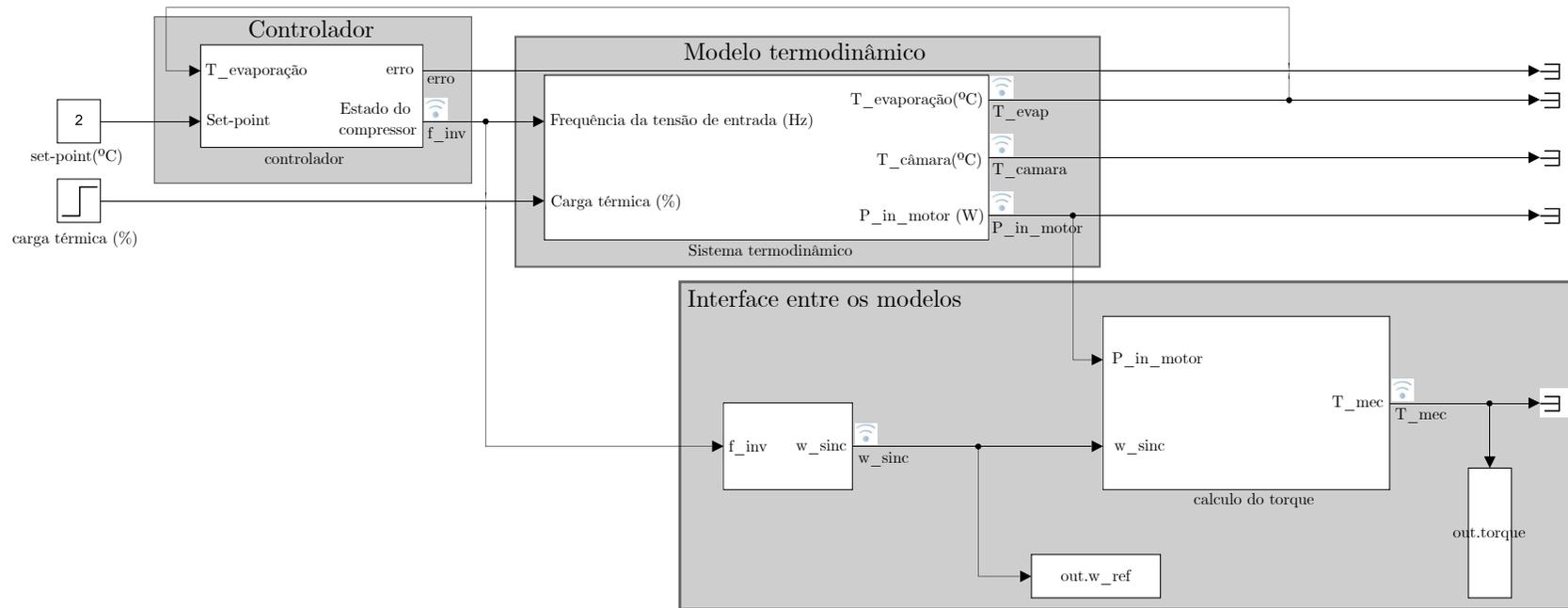


Figura 39 – Diagrama implementado no *simulink* para realizar a simulação do sistema termodinâmico acionado de maneira *on-off*.  
 Fonte: autoria própria.

A Figura 40 mostra o gráfico do torque mecânico estimado através do bloco de interface entre os modelos. Nota-se que o seu valor em operação nominal é de aproximadamente  $4,0498Nm$ , valor muito próximo ao torque nominal de um *MIT* de  $2cv$  ( $4,0613Nm$  segundo catálogo da *WEG*), o que indica que o sistema de refrigeração utilizado por Meneghetti (2009) para obter o modelo foi projetado para atuar muito próximo de seus valores nominais.

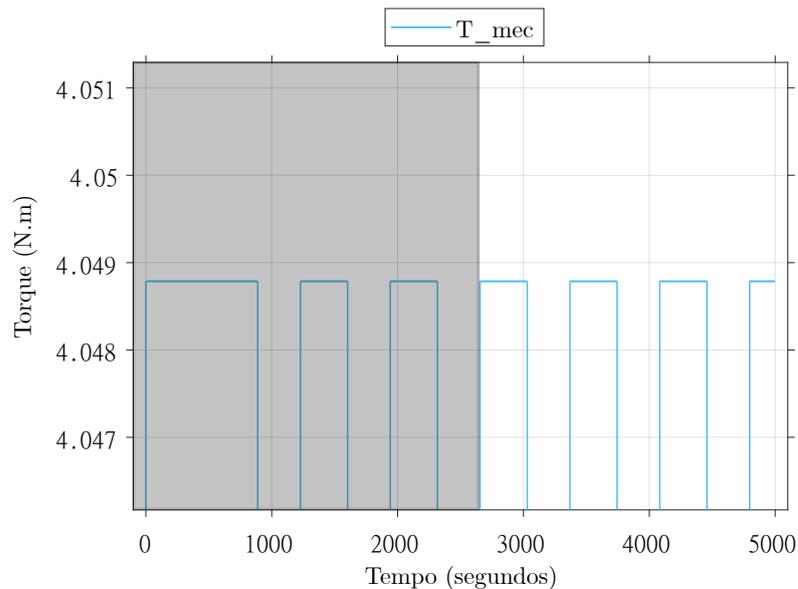


Figura 40 – Gráfico do torque de carga obtido na saída da etapa de interface entre os modelos (a área hachurada corresponde ao transitório, que não é pertinente a essa análise).

Fonte: autoria própria.

#### 4.2.1 Aplicação da velocidade e torque no modelo elétrico

No trabalho de Meneghetti (2009) a modelagem do comportamento da potência consumida pelo compressor é feita através da média do consumo da máquina a cada 15 *minutos*. Com essa informação, segue-se para a ideia de que o consumo analisado na simulação elétrica deve ser o consumo do motor em regime permanente (pois o consumo do compressor durante as partidas está “diluído” no valor simulado para a potência de entrada calculada no modelo termodinâmico). Dessa maneira, são extraídas da simulação termodinâmica a velocidade de referência utilizada no motor e o torque de carga aplicado ao seu eixo, sendo realizada as análises do comportamento do *MIT* com base nos dois parâmetros extraídos do modelo da câmara fria (o modelo do compressor e do motor elétrico não estão presentes na modelagem termodinâmica, portanto, a solução é simular o motor independentemente da câmara fria, e realizar as análises em cima do consumo medido no modelo elétrico, como se fosse montada uma bancada de testes, apenas utilizando os

valores do modelo termodinâmico como parâmetros do acionamento do *MIT*).

O motor utilizado para a realização das análises possui os parâmetros mostrados na Tabela 5, sua alimentação é em 220V a 60Hz (CAD, 2000).

Tabela 5 – Tabela de parâmetros do motor utilizado em simulação (o índice  $n$  denota valores nominais da máquina).

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Número de polos	$P$	2	sem unidade
Fluxo	$\varphi_n$	0,8772	$Wb$
Resistência do estator	$R_s$	7,56	$\Omega$
Resistência do rotor	$R_r$	3,84	$\Omega$
Indutância do estator	$L_s$	0,3509	$H$
Indutância do rotor	$L_r$	0,3509	$H$
Indutância de magnetização	$L_m$	0,3361	$H$
Momento de inércia	$J$	0,0027	$kg.m^2$
Coefficiente de atrito	$B_n$	0,002	$N.m.s/rad$

Para o compressor, considera-se que o momento de inércia e o atrito são equivalentes ao do *MIT* (por serem equipamentos de funcionamento mecânico semelhantes, e de mesma magnitude). A Tabela 6 mostra os dois parâmetros utilizados na modelagem do equipamento.

Tabela 6 – Tabela de parâmetros do compressor utilizado na simulação.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Momento de inércia	$J$	0,0025	$kg.m^2$
Coefficiente de atrito	$B_n$	0,002	$N.m.s/rad$

Como o modelo termodinâmico está sendo acionado de maneira *on-off*, é simulado o comportamento do *MIT* em regime permanente, e é analisado o produto da potência simulada pelo tempo em que o mesmo permanece acionado, obtendo-se assim o consumo do motor durante o período de operação. As figuras 41 e 42 mostram o comportamento do motor ao ser acionado com um torque de 4,0498N.m, e velocidade rotórica de referência de 368,05rad/s (valores extraídos do modelo térmico).

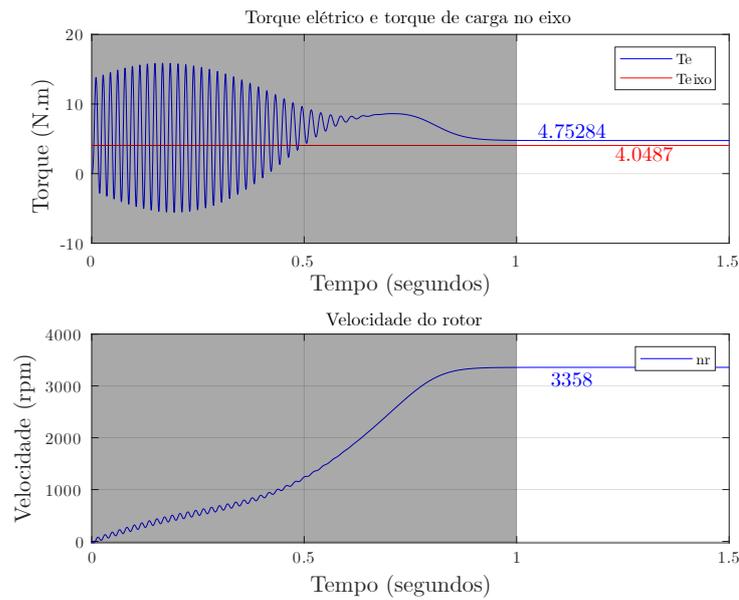


Figura 41 – Gráfico dos torques e velocidade desenvolvidos pelo *MIT* durante o acionamento com torque de carga extraído do modelo termodinâmico (a área hachurada corresponde ao transitório, que não é pertinente a essa análise).  
Fonte: autoria própria.

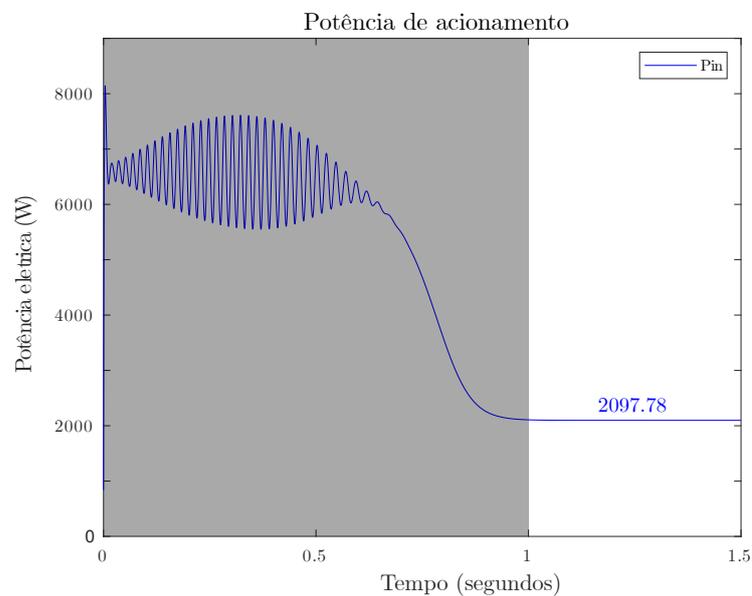


Figura 42 – Gráfico da potência consumida pelo *MIT* durante o acionamento com torque de carga extraído do modelo termodinâmico (a área hachurada corresponde ao transitório, que não é pertinente a essa análise).  
Fonte: autoria própria.

Sabendo que o valor da potência em regime é o valor que efetivamente o motor

consome durante os ciclos de operação mostrados na figura 37, é realizado o cálculo do consumo total do motor simulado quando submetido aos valores extraídos do modelo termodinâmico. A Tabela 4.2.1 mostra os resultados da simulação.

Intervalo	Tempo (s)	Potência média (W)	Consumo (Wh)
0-889	889	2097,78	518,03
1227-1603	376	2097,78	219,10
1941-2317	376	2097,78	219,10
2655-3031	376	2097,78	219,10
3369-3745	376	2097,78	219,10
4082-4458	376	2097,78	219,10
4796-5000	204	2097,78	118,87
Intervalo	Tempo total (s)	Potência média (W)	Consumo (Wh)
2655-5000	2345	2097,78	776,18

Tabela 7 – Resultados numéricos das simulações do motor de indução acionado de maneira *on-off*, com os parâmetros extraídos da simulação termodinâmica. O tempo de acionamento desconsidera todos os períodos do acionamento onde o compressor está desligado.

Existe uma pequena diferença entre a potência simulada no modelo termodinâmico e no modelo elétrico (por conta da falta de informações a respeito do motor utilizado no trabalho referência (Meneghetti (2009))). Porém, para realizar a análise de comparação entre os acionamentos *on-off* e com variação da velocidade rotórica, não ocorrerá perda de confiabilidade nos resultados, visto que em ambos os casos está sendo simulado o mesmo modelo de motor para as duas formas de acionamento do sistema térmico.

### 4.3 Acionamento com velocidade variável

A variação da velocidade do compressor é uma estratégia que vem se difundindo nos últimos tempos no controle de sistemas de refrigeração, principalmente quando o quesito é eficiência energética. A lógica consiste em tentar reduzir o consumo do sistema através de algumas ações, como reduzir e suavizar as partidas do motor, reduzir a potência média consumida através do uso de baixas rotações em regime permanente, reduzir o desgaste sobre o equipamento, consequência de reduzir o esforço sobre ele.

Para a implementação da estratégia de controle, é realizada a realimentação da temperatura de evaporação do modelo termodinâmico. A partir da leitura da temperatura, é gerado um sinal de erro, que atua como entrada de um controlador proporcional integral. A saída desse controlador é utilizada para controlar a frequência do sinal de acionamento do compressor entre  $30Hz$  e  $60Hz$ . A velocidade de operação do equipamento não pode ser menor do que  $30Hz$ , pois a refrigeração do mesmo depende que uma vazão mínima de fluido refrigerante ocorra dentro dele, caso a velocidade mínima não seja respeitada, o óleo

lubrificante pode carbonizar no cárter, ocasionando a quebra do compressor. A Figura 43 mostra o modelo implementado no *Simulink*.

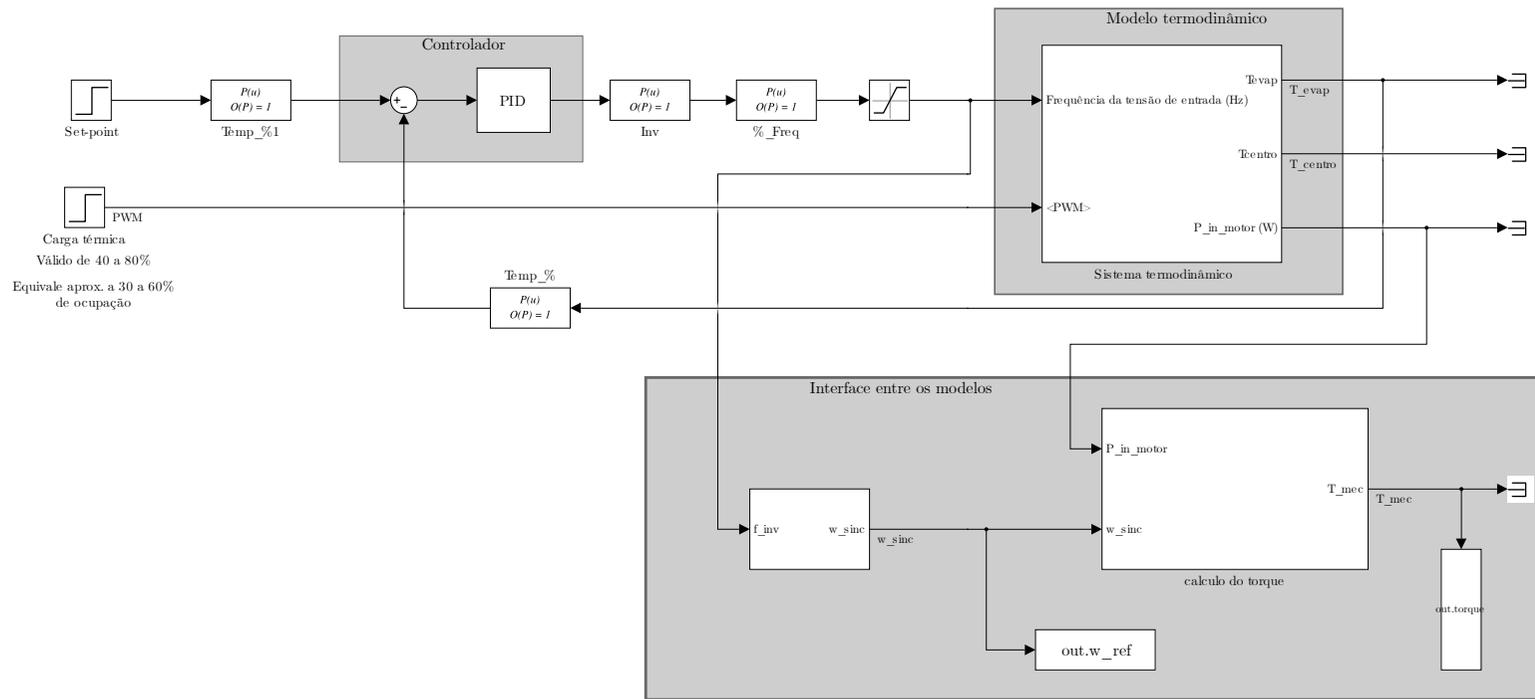


Figura 43 – Diagrama implementado no *Simulink* para simular o comportamento do modelo termodinâmico acionado com variação da velocidade do compressor.  
 Fonte: autoria própria.

Sabe-se que durante a partida do sistema de refrigeração o compressor atuará em sua potência máxima, com o intuito de se diminuir rapidamente o erro lido pelo controlador. A partir desse momento, a velocidade do compressor se estabilizará em um nível no qual o fluxo de massa de fluido refrigerante resultante seja apenas o suficiente para manter a temperatura da câmara fria, quando submetida a uma determinada carga térmica.

#### 4.3.1 Resultados da simulação do modelo termodinâmico

As Figuras 44, 45 e 47 mostram respectivamente os comportamentos das temperaturas, consumo de energia do motor, e torque de carga no eixo do compressor.

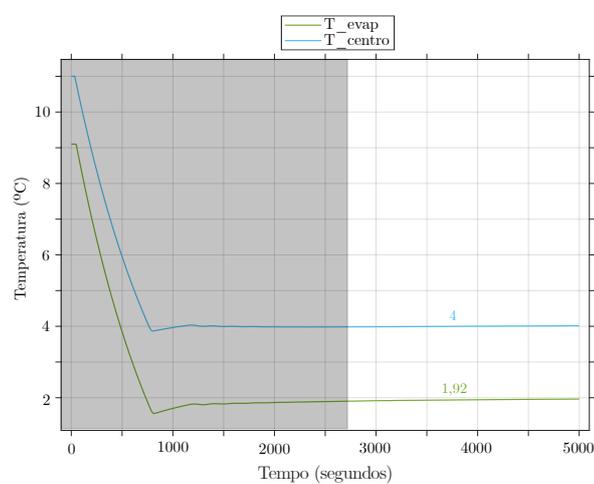


Figura 44 – Gráfico das temperaturas no interior da câmara fria durante o acionamento com variação da velocidade.

Fonte: autoria própria.

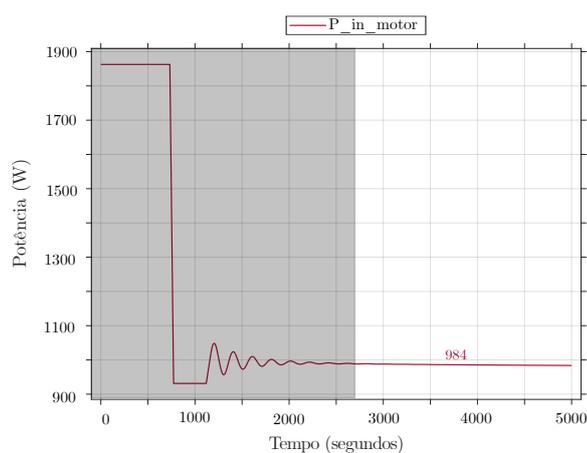


Figura 45 – Gráfico do consumo do compressor durante o acionamento com variação da velocidade.

Fonte: autoria própria.

Como já comentado, em regime permanente o torque resultante calculado no modelo termodinâmico se torna constante, quando não ocorre variação de carga térmica, já que a relação entre a potência consumida e a velocidade de entrada do sistema é linear, e o torque resultante no eixo do compressor é a razão entre a potência e a velocidade angular aplicadas sobre o mesmo, conforme a Figura 33. A Figura 46 mostra a equidade entre as formas da onda da potência consumida ao longo do tempo, e a velocidade angular do eixo da máquina.

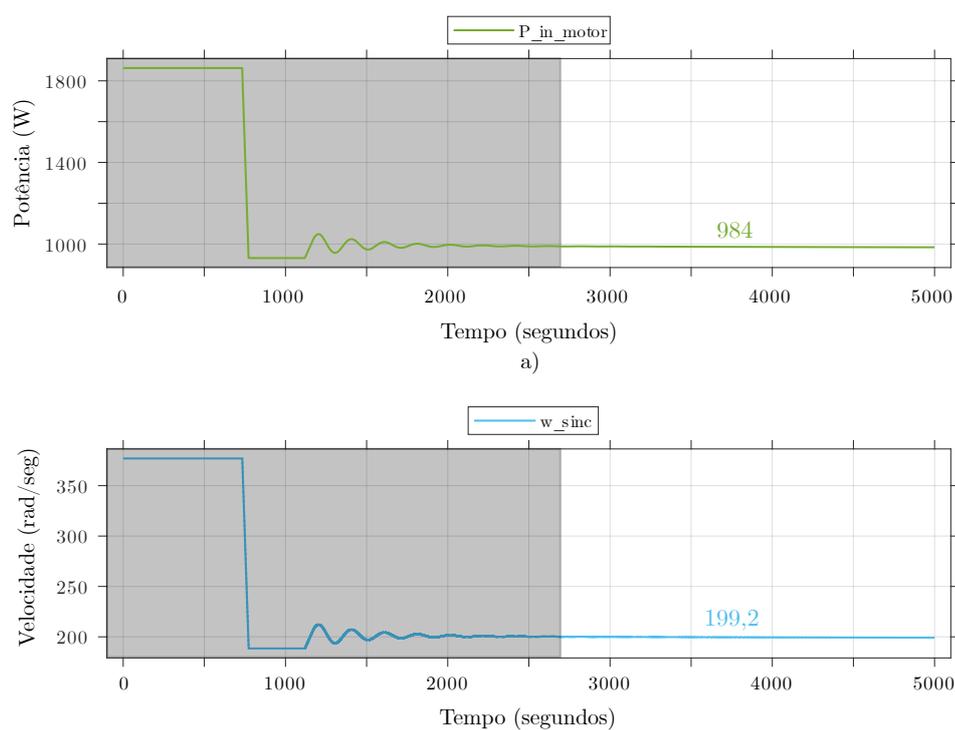


Figura 46 – Gráfico de comparação entre a potência consumida pelo compressor e a velocidade rotórica do mesmo.

Fonte: autoria própria.

A Tabela 8 mostra os resultados do consumo do compressor em regime permanente.

Intervalo	Tempo (s)	Potência média (W)	Consumo (Wh)
2655-5000	2345	984	640,97

Tabela 8 – Resultados numéricos das simulações do sistema termodinâmico com variação de velocidade.

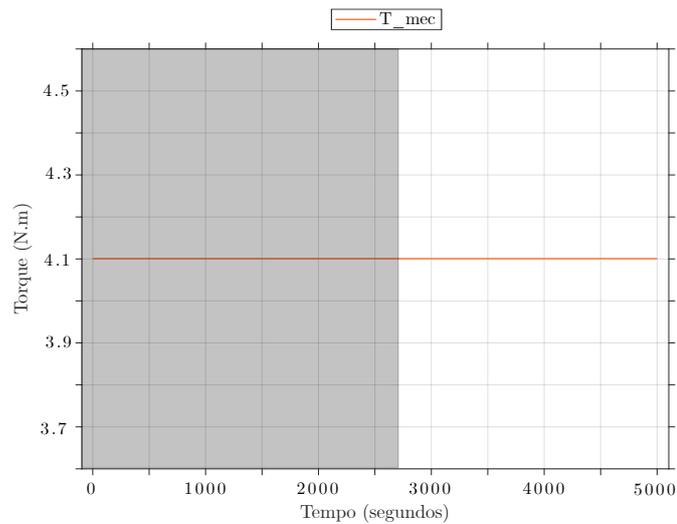


Figura 47 – Gráfico do torque mecânico no eixo do compressor durante o acionamento com variação da velocidade.

Fonte: autoria própria.

Uma possível interpretação para explicar o comportamento constante do torque de carga é o nível de abertura da válvula de expansão. Para uma determinada carga térmica, a válvula de expansão se abre a um nível, de forma que o fluido refrigerante possa circular pelo circuito, retirando calor da câmara fria. Conforme a temperatura se eleva, o compressor aumenta sua velocidade, aumentando a vazão mássica do refrigerante, consequentemente aumentando o calor retirado. Caso seja aumentada a carga térmica sobre o equipamento, a válvula de expansão começará a se abrir, fazendo com que o volume de líquido refrigerante aumente, aumentando também a carga sobre o eixo do compressor mecânico.

#### 4.3.2 Aplicação da velocidade e torque no modelo elétrico

Utilizando os mesmos parâmetros do motor simulado no caso do acionamento *on-off*, é feita uma análise computacional do motor de indução operando com os valores de referência extraídos do modelo da Figura 43. A Tabela 9 mostra os valores utilizados na simulação do motor.

Grandeza	Valor	Unidade
Torque de carga	4,1006	N.m
Velocidade rotórica	195,02	rad/s

Tabela 9 – Tabela com os parâmetros calculados na simulação termodinâmica, utilizados no modelo do motor elétrico.

Realizando a simulação do *MIT* a partir das entradas dadas na tabela anterior, obtém-se os gráficos das Figuras 48 e 49.

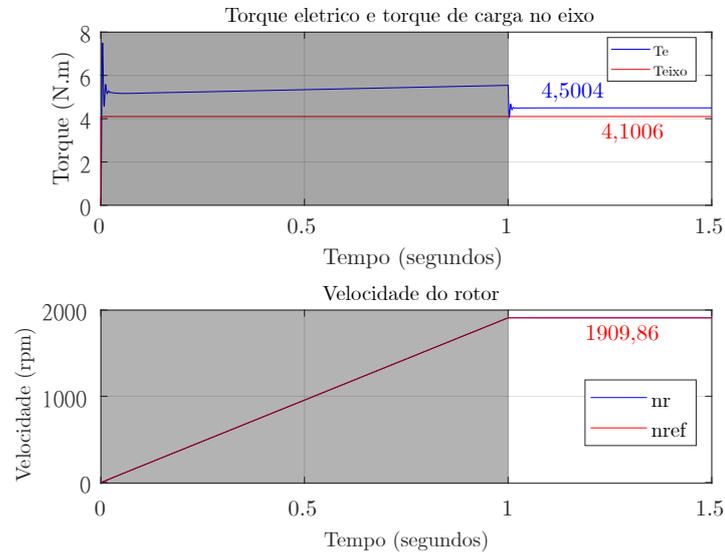


Figura 48 – Gráfico do torque mecânico no eixo do compressor e velocidade rotórica durante o acionamento com os parâmetros extraídos do modelo térmico. Fonte: autoria própria.

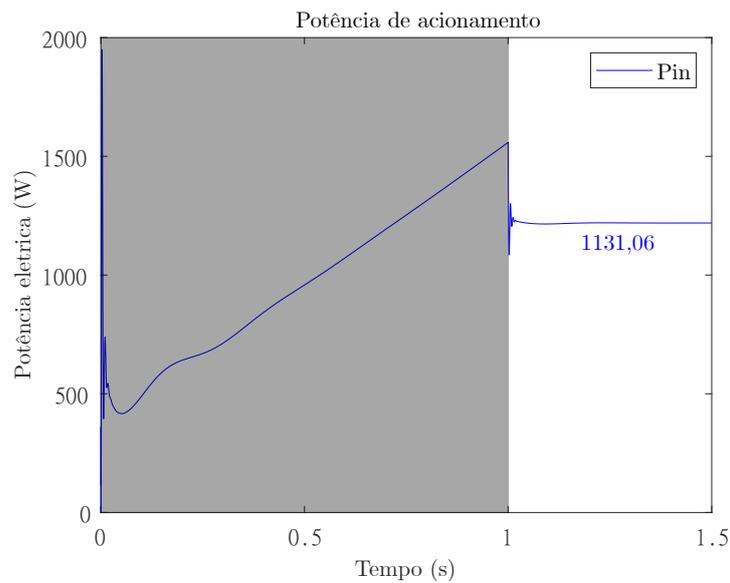


Figura 49 – Gráfico da potência consumida pelo compressor durante o acionamento com os parâmetros extraídos do modelo térmico. Fonte: autoria própria.

Analisando o valor das variáveis em regime permanente, percebe-se que o torque desenvolvido pelo motor e a velocidade rotórica condizem com o que foi extraído do moledo termodinâmico. Com isso, parte-se para a análise da potência consumida.

Na Tabela 10 pode-se ver a relação entre a potência média da operação e o consumo final de energia.

Intervalo	Tempo (s)	Potência média (W)	Consumo (Wh)
2655-5000	2345	1131,06	736,75

Tabela 10 – Resultados numéricos das simulações do motor de indução acionado com variação de velocidade, utilizando os parâmetros extraídos da simulação do modelo termodinâmico.

Através da simulação do modelo elétrico é percebido que o consumo do motor quando simulado com os parâmetros da Tabela 9 acaba por ser significativamente elevado em relação ao consumo simulado no modelo termodinâmico. Isso mostra que embora o modelo termodinâmico possua suas imprecisões, ainda é possível realizar comparações entre técnicas de redução de consumo exclusivas para motores de indução trifásicos, como é mostrado no capítulo a seguir.

## 5 Análise e discussão dos resultados

Com os resultados obtidos nas simulações dos modelos, pode-se ser realizada a construção da Tabela 11, com a qual é possível comparar todos os resultados em uma só análise.

Acionamento	Modelo simulado	Tempo de acionamento (s)	Consumo (Wh)
<i>On-off</i>	Termodinâmico	2345	688,94
<i>On-off</i>	Elétrico	2345	776,17
PID	Termodinâmico	2345	640,97
PID	Elétrico	2345	736,75

Tabela 11 – Tabela de comparação dos resultados das técnicas de acionamento simuladas. O tempo de acionamento desconsidera todos os períodos do acionamento onde o compressor está desligado.

Com os resultados mostrados na tabela são feitas algumas análises, das quais são tiradas conclusões. Primeiramente têm-se que o consumo calculado no modelo elétrico tende a ser maior do que o consumo calculado no modelo termodinâmico, como já comentado por conta da falta de dados a respeito do compressor utilizado no trabalho de Meneghetti (2009), por esse motivo, existe um erro na faixa dos 9 – 13%, fator causado pela ausência de dados.

De qualquer forma, é perceptível a redução do consumo apenas por se operar o compressor com velocidade média sem partidas e desligamentos, quando operado com desligamentos e acionamentos consecutivos, o motor de indução consome 776,17Wh de energia durante todo o período da simulação. Em contrapartida, quando operado em velocidade reduzida, pelo mesmo intervalo de tempo, seu consumo é reduzido cerca de 5,0787%, conforme mostrado na Equação 30.

$$\%_{reduzida} = \frac{776,17 - 736,75}{776,17} = 5,0787\% \quad (30)$$

### 5.1 Comparação entre os consumos dos dois tipos de acionamento (*on-off* vs PID)

Com esse resultado mostra-se que de certa forma a adoção de sistemas de refrigeração que utilizem variação de velocidade pode ser viável nos casos em que o número de partidas do sistema termodinâmico seja limitada. Ou seja, caso o sistema necessite de ser desligado, e que sua temperatura interna constantemente aumente até a temperatura ambiente, a técnica de variação da velocidade do motor pode não ser viável, visto que nos minutos iniciais da operação da máquina o motor ficaria em sua máxima potência, para tirar o sistema de inércia e levá-lo até a temperatura de referência. Já para o caso no qual o sistema de refrigeração operará em um regime constante de carga térmica, e temperatura,

a variação da velocidade se mostra viável, pois após dada a partida do refrigerador, o sistema se manterá sempre em um consumo constante, reduzido em relação ao método *on-off*. A Figura 50 mostra a comparação entre os consumos de energia dos dois métodos de acionamento para o sistema de refrigeração, já a Figura 51 mostra o comportamento do consumo da máquina.

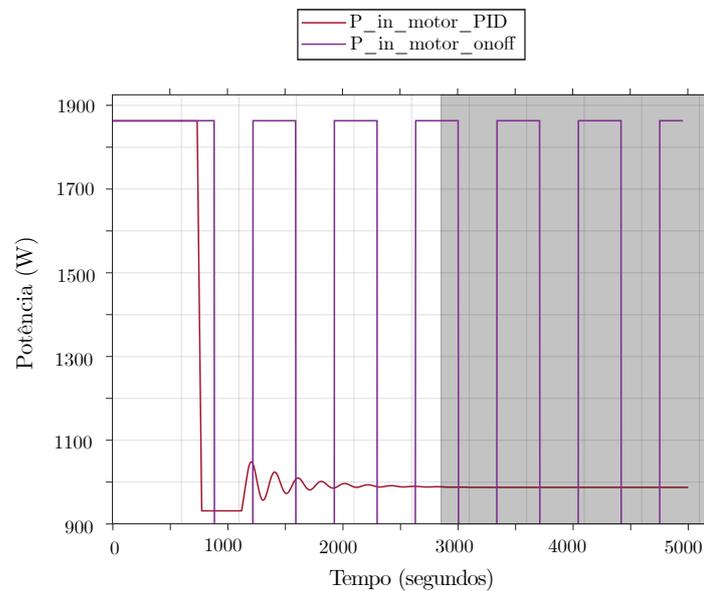


Figura 50 – Comparação entre as potências consumidas pelo compressor durante a partida do sistema de refrigeração utilizando os dois métodos de acionamento estudados.

Fonte: autoria própria.

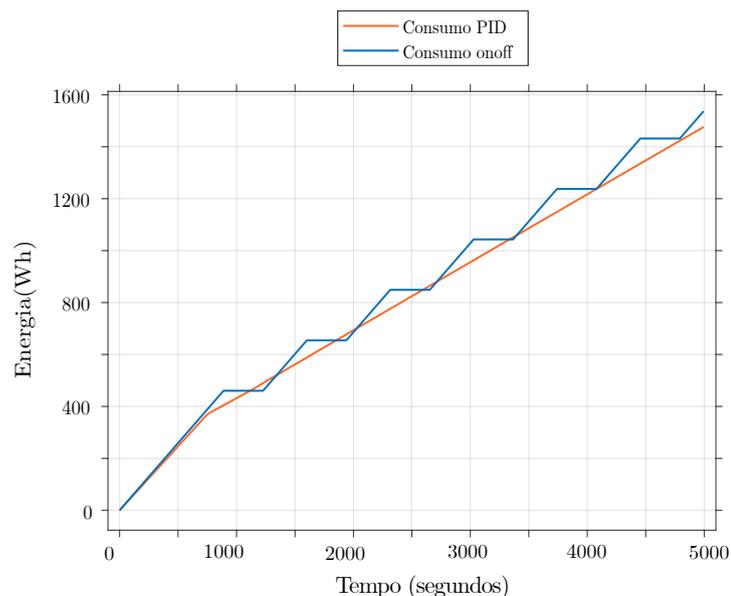


Figura 51 – Comparação entre os consumos do compressor durante a partida do sistema de refrigeração utilizando os dois métodos de acionamento estudados.

Fonte: autoria própria.

Durante o transitório, é visível que a potência consumida para o acionamento PID é maior do que o acionamento com histerese, pois nesse ponto o erro de temperatura é muito grande, o que força o sistema a operar acima das condições nominais do equipamento, tendendo a diminuí-lo rapidamente. Isso comprova que quando há a necessidade de desligamento, e degelos mais demorados no túnel de congelamento (no qual será atingida uma temperatura muito próxima da temperatura ambiente), por exemplo, o acionamento com velocidade variável deixará de apresentar uma redução de consumo tão efetiva, visto que nos momentos iniciais após o religamento do sistema térmico, seu consumo será até maior do que o acionamento *on-off*.

## 5.2 Análise de viabilidade econômica para a adoção de sistemas “inverter”

A melhor forma de se determinar o resultado das medidas de melhoria de eficiência energética do sistema de refrigeração, é comparar em termos monetários a relação entre custo e ganho na adoção dessa estratégia de acionamento.

Considerando a máquina em análise nesse trabalho, são utilizadas algumas premissas para definir um consumo médio do sistema de refrigeração (baseado nos dados de consumo de uma empresa de alimentos do sudoeste do Paraná).

- O refrigerador funciona 24h por dia (resfriamento de insumos);
- A carga térmica média ao longo do dia corresponde a 40% da capacidade da máquina;
- Desconsidera-se o consumo de todos os elementos do refrigerador, a não ser do compressor (para isolar o consumo do mesmo);
- É considerado o período de 1 mês para a análise de consumo;
- O custo do *MWh* é baseado no preço obtido pela fatura de energia da empresa durante o mês de setembro de 2020;
- O preço do equipamento estimado é realizado sobre custos encontrados no catálogo de uma empresa especializada na área de acionamentos elétricos (cerca de R\$1500,00);
- Para fim de análise, serão utilizados os resultados obtidos nas simulações dos modelos no capítulo 4.

Para calcular quanta energia o sistema consome, é realizada uma proporção direta entre o consumo obtido durante o tempo de simulação, e o consumo obtido entre 3600s ( $\frac{3600}{2345} = 1,5352$ ). A Tabela 12 mostra os resultados.

Acionamento	Consumo - 2345s (Wh)	Fator de conversão	Consumo - 3600s (Wh)
<i>On-off</i>	776,17	1,5352	1191,60
PID	736,75	1,5352	1131,00

Tabela 12 – Cálculo do consumo do sistema operando em cada método durante uma hora.

Considerando agora que o refrigerador funciona como uma câmara de estoque de insumos (visto as proporções de seu dimensionamento), pode-se considerar um tempo de

operação de 22,5h por dia, apenas sendo desconsiderado o tempo de degelo. Com isso, calcula-se que em um ano, o a redução de custos (o preço do *MWh* contratado pela empresa no mês de setembro de 2020 era de R\$242,32), conforme a Tabela 13).

Acionamento	Consumo anual (MWh)	Custo anual (R\$)
<i>On-off</i>	9,786	2731,3
PID	9,288	2250,07

Tabela 13 – Calculo do consumo do sistema, e redução de custos para o período de operação de um ano..

Com isso, considera-se que a redução de consumo, e conseqüentemente de custo, quando adotado o acionamento do refrigerador com variação de velocidade, alcança um valor de aproximadamente 5%, fazendo com que o método seja viável para implementação, mas que tenha maior viabilidade econômica para acionamento de sistemas de grande porte (motores na ordem dos 160cv). A redução anual simulada é de R\$ 481,23.

### 5.3 Resumo do capítulo

Neste capítulo foi realizado o acoplamento entre os modelos utilizados no trabalho: o termodinâmico e o elétrico. Aqui foram realizados o projeto e implementação de blocos responsáveis pela extração dos parâmetros de acionamento do *MIT* através das estratégias escolhidas, e foi também realizada a própria simulação computacional desse último.

De modo geral, no capítulo 4 são realizadas as análises computacionais de todos os modelos já vistos, são plotadas as variáveis em gráficos, e realizadas breves análises de desempenho e eficiência sobre os resultados obtidos, não sendo aprofundado nesse quesito, pois isso é realizado no capítulo a seguir.

## 6 Conclusão

Tendo em vista o que foi abordado e analisado nos capítulos 2 e 3, fica claro que a grande oportunidade de melhoria na eficiência de sistemas de refrigeração está no uso de uma potência de valor médio, continuamente ao longo do tempo de operação, ao invés de se utilizar a potência nominal dentro de certos intervalos de tempo. O gasto energético por conta dos picos de partida para aplicações de pequena escala acaba por não ser um grande influenciador no consumo da máquina, ao passo que conseguir realizar o mesmo trabalho utilizando um consumo médio de energia menor, se mostra um grande avanço, visto que essa é a definição de eficiência por si própria.

As análises econômicas para a operação são realizadas desconsiderando diversos fatores chave para um bom planejamento do uso da máquina, como por exemplo: as não linearidades envolvidas na modelagem do processo, as mudanças climáticas ao longo do ano (aumentando ou diminuindo o consumo da máquina), as imperfeições dos equipamentos (não sendo encontrado exatamente o comportamento simulado no mundo real), entre outros. Tendo em vista isso, as análises realizadas descrevem um comportamento médio do sistema modelado para condições específicas (encontradas no trabalho de Meneghetti (2009)), porém, ainda assim são idealizadas e analisadas as diversas dinâmicas envolvidas no processo.

### 6.1 Trabalhos futuros

Tendo em vista que o modelo termodinâmico adotado não contempla todas as dinâmicas importantes para a análise do ponto de vista de eficiência energética, sugere-se para trabalhos futuros: a obtenção de novos modelos, com maior precisão, onde possam ser analisados com exatidão os consumos, pressões, temperaturas e demais variáveis de estado do sistema de refrigeração, sendo possibilitado assim novas análises à respeito do assunto.

## Referências

- BRAGA, I. F. C. M. Modelo dinâmico do resfriador de gás de uma bomba de calor solar a co2 pelo método de fronteira móvel. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, Brasil, p. 78, 2019. Citado 2 vezes nas páginas 7 e 8.
- CAD, M. M. Estratégias de modelagem dinâmica e simulação computacional do motor de indução trifásico. Universidade de São Paulo, São Carlos, Brasil, p. 171, 2000. Citado na página 54.
- CHAPMAN, S. J. **Fundamentos de Máquinas Elétricas**. [S.l.]: AMGH Editora Ltda., 2013. 684 p. ISBN 978-85-8055-207-2. Citado 2 vezes nas páginas 26 e 29.
- FERRAZ, F. Apostila de refrigeração. Centro Federal de Educação Tecnológica da Bahia, Santo Amaro, Brasil, p. 74, 2008. Citado 2 vezes nas páginas 5 e 9.
- FERREIRA, J. D. R. B. Análise do potencial e melhoria de eficiência energética utilizando tecnologias de regulação contínua de potência em compressores semi-herméticos. Faculdade de Engenharia Universidade do Porto, Porto, Portugal, p. 87, 2016. Citado na página 1.
- FERREIRA, J. D. R. B. Análise do potencial e melhoria de eficiência energética utilizando tecnologias de regulação contínua de potência em compressores semi-herméticos. Universidade do Porto, Porto, Portugal, p. 16, 2016. Citado na página 5.
- FITZGERALD, A. E.; UMANS, S. D.; KINGSLEY, C. **Máquinas elétricas**. [S.l.]: Artmed, 2006. 603 p. (6<sup>a</sup> ed.). ISBN 978-85-60031-06-. Citado 3 vezes nas páginas 35, 36 e 46.
- GOSNEY, W. B. **Principles of Refrigeration**. Cambridge: Cambridge University Press, 1982. 679 p. ISBN 978-0521236713. Citado na página 1.
- GUERESI, A. Análise de uma máquina de refrigeração industrial utilizando dois fluidos refrigerantes diferentes. Universidade Federal do Rio Grande do sul, Porto Alegres, Brasil, p. 16, 2015. Citado na página 5.
- KRAUSE, P. C.; WASYNCZUK, O.; SUDHOFF, S. **Analysis of Electric Machinery and Drive Systems**. [S.l.]: IEEE Press, 2002. 613 p. ISBN 9780471143260. Citado na página 29.
- LAGO, T. G. S. Estudo experimental e controle de um sistema de refrigeração com compressor de velocidade variável e válvula de expansão eletrônica. Universidade Estadual de Campinas, Campinas, Brasil, p. 153, 2016. Citado na página 9.
- MARCHETTO, G. F. Análise e comparação de técnicas de controle para aumento da eficiência energética de motores de indução trifásicos. Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, Brasil, p. 89, 2016. Citado na página 34.
- MATIAS, G. Desenvolvimento de estratégia de controle para compressor de capacidade variável e válvula de expansão eletrônica em um sistema de refrigeração industrial. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, p. 127, 2017. Citado na página 8.

- MENDES, J. E. Eficiência energética aplicada na indústrias de bebidas em sistemas de refrigeração e ar comprimido - estudo de casos. Universidade Estadual Paulista - Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Guaratinguetá, Brasil, p. 141, 2014. Citado na página 11.
- MENEGHETTI, C. R. Estratégias de controle em câmara de refrigeração por compressão de vapor. Universidade Estadual de Campinas, Campinas, Brasil, p. 139, 2009. Citado na página 19.
- NETO, F. L. Dimensionamento de trocadores de calor de um sistema de refrigeração de um ônibus com baixo impacto ambiental pelo método de multizona (ou fronteira móvel). Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil, p. 57, 2017. Citado 2 vezes nas páginas 8 e 9.
- NÓBREGA, C. R. E. S. Análise da eficiência energética de um sistema de refrigeração utilizando compressor de velocidade variável. Universidade de Campinas, Campinas, Brasil, p. 65, 2015. Citado na página 1.
- NÓBREGA, C. R. E. S. Análise da eficiência energética de um sistema de refrigeração utilizando compressor de velocidade variável. Universidade Estadual de Campinas, Campinas, Brasil, p. 65, 2015. Citado na página 10.
- PALUDO, L. G. S.; MENDES, V. S. Estratégias de controle de torque para o acionamento de motores trifásicos de indução. Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, Brasil, p. 85, 2020. Citado na página 36.
- REFRIGERATION, I. I. of. 2016. Disponível em: <[https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-341/NT%20EPE%20030\\_2018\\_18Dez2018.pdf](https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-341/NT%20EPE%20030_2018_18Dez2018.pdf)>. Citado na página 1.
- SALVADOR, F. Projeto de refrigeração industrial com "set-point" variável. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, Brasil, p. 105, 1999. Citado 2 vezes nas páginas 1 e 10.
- SCARMIN, A. Otimização da eficiência energética no acionamento de motores de indução utilizando técnicas de controle adaptativo em tempo discreto. Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, Brasil, p. 107, 2011. Citado na página 11.
- SOLAK, E. Aplicação de acionamentos de velocidade variável em sistemas de refrigeração para aumento da eficiência energética. Instituto de engenharia do Paraná, Curitiba, Brasil, p. 114, 2012. Citado na página 12.
- SOTOMAYOR, P. O. Caracterização e simulação de compressores alternativos utilizando fluidos com baixo potencial de aquecimento global. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil, 2013. Citado na página 10.

## Apêndices

## APÊNDICE A – Modelagem do motor de indução trifásico

Neste anexo será discutido à respeito da modelagem utilizada para desenvolver uma simulação computacional do comportamento do MIT. Para este procedimento serão desenvolvidas as equações da parte elétrica e mecânica do motor (tensões, correntes, fluxos, torque e velocidade). Como o modelo do motor possui dependências entre as variações das indutâncias mutuas entre estator e rotor com as variações de ângulo entre os mesmos, será utilizada a transformada  $\alpha\beta 0$  para a conversão das variáveis em um referencial bifásico, e após isso adotado um novo referencial arbitrário para a orientação do sistema nos eixos  $qd0$ .

O modelo proposto é feito sob a condição da invariância da potência, ou seja:

$$P_{abc}(t) = P_{qd0}(t) \quad (31)$$

### A.1 Modelagem elétrica do sistema trifásico

#### A.1.1 Equação das malhas

A primeira parte da modelagem diz respeito à dedução das equações que relacionam as tensões trifásicas de entrada do MIT ( $V_a$ ,  $V_b$ ,  $V_c$ ) com as correntes geradas pelas mesmas ( $I_a$ ,  $I_b$ ,  $I_c$ ), e os respectivos fluxos subsequentes destas últimas ( $\varphi_a$ ,  $\varphi_b$ ,  $\varphi_c$ ). O equacionamento é feito segundo o método utilizado por Krause, Wasynczuk e Sudhoff (2002).

Considere a Figura 52, que mostra a construção simplificada de um motor de indução trifásico.

Para gerar movimento no rotor de uma máquina de indução, Chapman (2013) diz que tensões trifásicas são introduzidas nos enrolamentos do estator (denotado por  $s$ ), gerando correntes trifásicas nos mesmos. Essas correntes fluem através dos condutores e geram campos magnéticos, cujo comportamento assume a mesma forma da tensão. Devido ao efeito de sobreposição, a soma dos campos criados por cada fase gera um campo líquido girante, que gira na velocidade síncrona ( $\omega_{sinc}$ ).

O movimento relativo entre o campo girante e o eixo magnético das bobinas do rotor (denotado por  $r$ ) induz correntes trifásicas no mesmo, visto que esses enrolamentos são fechados. Essas correntes de rotor criam um campo girante líquido do rotor, da mesma forma que acontece no estator. A interação do campo do rotor com o campo do estator produz conjugado magnético, fazendo com que se inicie o movimento de rotação.

A velocidade de rotação do campo líquido rotor é menor do que a velocidade síncrona do campo girante do estator, pois caso elas fossem iguais, não haveria movimento relativo, fazendo com que o conjugado resultante fosse 0, o rotor desaceleraria

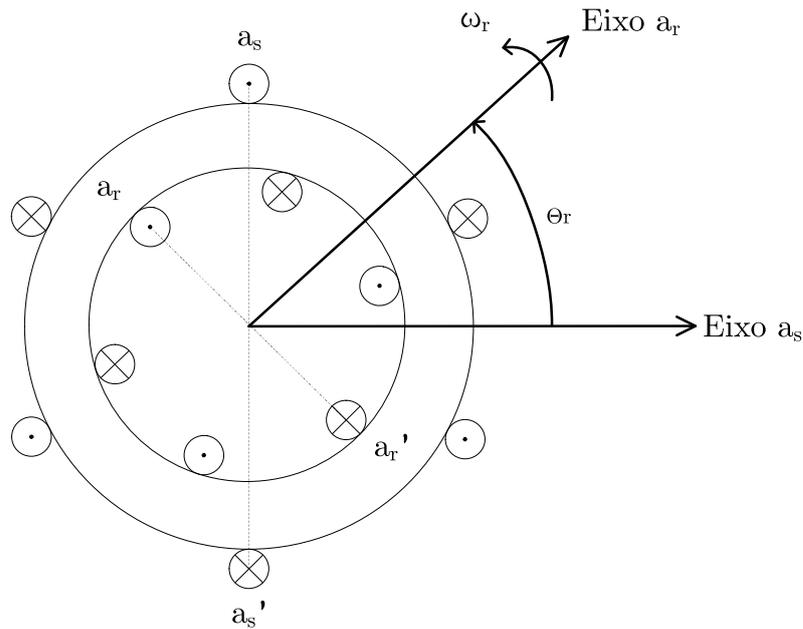


Figura 52 – Diagrama representativo do estator e rotor do MIT.

gradativamente por conta das perdas por atrito. A diferença de velocidade é chamada de escorregamento, e aqui será denotada por  $s_{esc}$ .

Para deduzir as equações elétricas Krause, Wasynczuk e Sudhoff (2002) assume 6 hipóteses:

- as 3 bobinas do estator são idênticas (o mesmo vale para o rotor);
- o núcleo não satura em momento algum;
- os enrolamentos de estator e rotor estão distribuídos exatamente a 120 graus mecânicos entre si;
- não existem harmônicos da distribuição da força magnetomotriz (FMM) no entreferro;
- a alimentação da máquina é equilibrada;
- o motor possui rotor gaiola de esquilo.

Primeiramente são apresentadas as equações de malha da máquina.

$$\begin{bmatrix} V_{as} \\ V_{bs} \\ V_{cs} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_s & 0 & 0 \\ 0 & R_s & 0 \\ 0 & 0 & R_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_{as} \\ I_{bs} \\ I_{cs} \end{bmatrix} + \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \varphi_{as} \\ \varphi_{bs} \\ \varphi_{cs} \end{bmatrix} \quad (32)$$

$$\begin{bmatrix} V_{ar} \\ V_{br} \\ V_{cr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_r & 0 & 0 \\ 0 & R_r & 0 \\ 0 & 0 & R_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_{ar} \\ I_{br} \\ I_{cr} \end{bmatrix} + \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \varphi_{ar} \\ \varphi_{br} \\ \varphi_{cr} \end{bmatrix} \quad (33)$$

$$V_{abcs} = R_s I_{abcs} + \frac{d}{dt} \varphi_{abcs} \quad (34)$$

$$V_{abcr} = R_r I_{abcr} + \frac{d}{dt} \varphi_{abcr} \quad (35)$$

### A.1.2 Equação dos fluxos

Segundo as equações apresentadas, nota-se que as tensões nos enrolamentos dependem da queda de tensão gerada pela passagem de corrente na resistência dos enrolamentos ( $R_s$  e  $R_r$ ) e pela tensão induzida devido a variação dos fluxos concatenados de cada bobina (lei da indução de *Faraday*) ( $\varphi_s$  e  $\varphi_r$ ). O fluxo concatenado é calculado a partir da soma dos produtos entre as indutâncias (próprias e mutuas) de cada bobina, com suas respectivas correntes, como exemplificado a seguir:

$$\varphi_{as} = L_{asas} I_{as} + L_{asbs} I_{bs} + L_{ascs} I_{cs} + L_{asar} I_{ar} + L_{asbr} I_{br} + L_{ascr} I_{cr} \quad (36)$$

Aplicando o equacionamento em cada bobina do sistema:

$$\begin{bmatrix} \varphi_{as} \\ \varphi_{bs} \\ \varphi_{cs} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_{asas} & L_{asbs} & L_{ascs} \\ L_{bsas} & L_{bsbs} & L_{bscs} \\ L_{csas} & L_{csbs} & L_{cscs} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} I_{as} \\ I_{bs} \\ I_{cs} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} L_{asar} & L_{asbr} & L_{ascr} \\ L_{bsar} & L_{bsbr} & L_{bscr} \\ L_{csar} & L_{csbr} & L_{cscr} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} I_{ar} \\ I_{br} \\ I_{cr} \end{bmatrix} \quad (37)$$

$$\begin{bmatrix} \varphi_{ar} \\ \varphi_{br} \\ \varphi_{cr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_{arar} & L_{arbr} & L_{arcr} \\ L_{brar} & L_{brbr} & L_{brcr} \\ L_{crar} & L_{crbr} & L_{cr cr} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} I_{ar} \\ I_{br} \\ I_{cr} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} L_{aras} & L_{arbs} & L_{arcs} \\ L_{brcs} & L_{brbs} & L_{brcs} \\ L_{cras} & L_{crbs} & L_{cr cs} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} I_{as} \\ I_{bs} \\ I_{cs} \end{bmatrix} \quad (38)$$

### A.1.3 Distribuição das bobinas no espaço

Devem ser feitas considerações à respeito da disposição física entre os enrolamentos, a fim de se deduzir mais detalhadamente as indutâncias próprias e mutuas entre estator e rotor. A Figura 53 mostra a distribuição dos enrolamentos no espaço

Para o cálculo das indutâncias próprias, será usada a indutância do enrolamento, e sua respectiva indutância de dispersão. Para o cálculo das indutâncias mutuas de estator, serão utilizados os ângulos entre as bobinas. E por fim, para cálculo das indutâncias mutuas entre estator e rotor, deve ser utilizado na relação o ângulo entre os mesmos, as relações de indutâncias são mostradas a seguir:

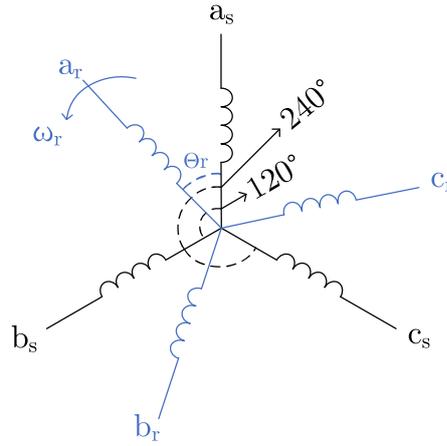


Figura 53 – Diagrama representativo à respeito dos ângulos e da disposição física entre os enrolamentos do motor.

Indutâncias próprias do estator:

$$L_{a_s a_s} = L_{b_s b_s} = L_{c_s c_s} = L_s + L_{disps} \quad (39)$$

Indutâncias mútuas do estator:

$$L_{a_s b_s} = L_{b_s c_s} = L_{c_s a_s} = L_s \cos(120^\circ) = -\frac{1}{2} L_s \quad (40)$$

$$L_{a_s c_s} = L_{b_s a_s} = L_{c_s b_s} = L_s \cos(240^\circ) = -\frac{1}{2} L_s \quad (41)$$

Indutâncias mútuas entre estator e rotor:

$$L_{a_s a_r} = L_{b_s b_r} = L_{c_s c_r} = L_m \cos(\theta_r) \quad (42)$$

$$L_{a_s b_r} = L_{b_s c_r} = L_{c_s a_r} = L_m \cos(\theta_r + 120^\circ) \quad (43)$$

$$L_{a_s c_r} = L_{b_s a_r} = L_{c_s b_r} = L_m \cos(\theta_r + 240^\circ) \quad (44)$$

Indutâncias próprias do rotor:

$$L_{a_r a_r} = L_{b_r b_r} = L_{c_r c_r} = L_r + L_{dispr} \quad (45)$$

Indutâncias mútuas do rotor:

$$L_{a_r b_r} = L_{b_r c_r} = L_{c_r a_r} = L_r \cos(120^\circ) = -\frac{1}{2} L_r \quad (46)$$

$$L_{arcr} = L_{brar} = L_{crbr} = L_r \cos(240^\circ) = -\frac{1}{2}L_r \quad (47)$$

Indutâncias mútuas entre rotor e estator:

$$L_{aras} = L_{brbs} = L_{crbs} = L_m \cos(\theta_r) \quad (48)$$

$$L_{arbs} = L_{brcs} = L_{cras} = L_m \cos(\theta_r + 240^\circ) \quad (49)$$

$$L_{arcs} = L_{brcs} = L_{crbs} = L_m \cos(\theta_r + 120^\circ) \quad (50)$$

Substituindo as Equações 39, 40, 41, 42, 43, 44 na Equação 37:

$$\begin{bmatrix} \varphi_{as} \\ \varphi_{bs} \\ \varphi_{cs} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_s + L_{disps} & -\frac{1}{2}L_s & -\frac{1}{2}L_s \\ -\frac{1}{2}L_s & L_s + L_{disps} & -\frac{1}{2}L_s \\ -\frac{1}{2}L_s & -\frac{1}{2}L_s & L_s + L_{disps} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} I_{as} \\ I_{bs} \\ I_{cs} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} L_m \cos(\theta_r) & L_m \cos(\theta_r + 120^\circ) & L_m \cos(\theta_r + 240^\circ) \\ L_m \cos(\theta_r + 240^\circ) & L_m \cos(\theta_r) & L_m \cos(\theta_r + 120^\circ) \\ L_m \cos(\theta_r + 120^\circ) & L_m \cos(\theta_r + 240^\circ) & L_m \cos(\theta_r) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} I_{ar} \\ I_{br} \\ I_{cr} \end{bmatrix} \quad (51)$$

Analogamente para o rotor:

$$\begin{bmatrix} \varphi_{ar} \\ \varphi_{br} \\ \varphi_{cr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_r + L_{dispr} & -\frac{1}{2}L_r & -\frac{1}{2}L_r \\ -\frac{1}{2}L_r & L_r + L_{dispr} & -\frac{1}{2}L_r \\ -\frac{1}{2}L_r & -\frac{1}{2}L_r & L_r + L_{dispr} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} I_{ar} \\ I_{br} \\ I_{cr} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} L_m \cos(\theta_r) & L_m \cos(\theta_r + 240^\circ) & L_m \cos(\theta_r + 120^\circ) \\ L_m \cos(\theta_r + 120^\circ) & L_m \cos(\theta_r) & L_m \cos(\theta_r + 240^\circ) \\ L_m \cos(\theta_r + 240^\circ) & L_m \cos(\theta_r + 120^\circ) & L_m \cos(\theta_r) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} I_{as} \\ I_{bs} \\ I_{cs} \end{bmatrix} \quad (52)$$

Simplificando os dois sistemas:

$$\varphi_{abcs} = L_s I_{abcs} + L_m(\theta_r) I_{abcr} \quad (53)$$

$$\varphi_{abcr} = L_s I_{abcr} + L_r(\theta_r) I_{abcs} \quad (54)$$

Assim definem-se as matrizes de indutâncias:

$$L_s = \begin{bmatrix} L_s + L_{disps} & -\frac{1}{2}L_s & -\frac{1}{2}L_s \\ -\frac{1}{2}L_s & L_s + L_{disps} & -\frac{1}{2}L_s \\ -\frac{1}{2}L_s & -\frac{1}{2}L_s & L_s + L_{disps} \end{bmatrix} \quad (55)$$

$$L_r = \begin{bmatrix} L_r + L_{dispr} & -\frac{1}{2}L_r & -\frac{1}{2}L_r \\ -\frac{1}{2}L_r & L_r + L_{dispr} & -\frac{1}{2}L_r \\ -\frac{1}{2}L_r & -\frac{1}{2}L_r & L_r + L_{dispr} \end{bmatrix} \quad (56)$$

$$L_m(\theta_r) = L_m \begin{bmatrix} \cos(\theta_r) & \cos(\theta_r + 120^\circ) & \cos(\theta_r + 240^\circ) \\ \cos(\theta_r + 240^\circ) & \cos(\theta_r) & \cos(\theta_r + 120^\circ) \\ \cos(\theta_r + 120^\circ) & \cos(\theta_r + 240^\circ) & \cos(\theta_r) \end{bmatrix} \quad (57)$$

$$L_{rs}(\theta_r) = [L_m(\theta_r)]^T \quad (58)$$

#### A.1.4 Transformadas de *Clark* e *Park*

O motor de indução agora está modelado com base nas equações das malhas e das relações entre fluxos e indutâncias, porém, ainda se tem acoplamento entre as indutâncias mutuas de estator e rotor e o ângulo entre os mesmos. Para que seja contornada essa interdependência, são realizadas as duas mudanças de referencial, primeiro a transformação  $\alpha\beta 0$  e logo em seguida a adoção do referencial arbitrário para a transformação  $qd0$ .

A primeira transformação (mostrada na Figura 54) traz as componentes das três fases para apenas duas, criando um referencial bifásico. Após essa conversão se tem dois eixos perpendiculares para o estator e dois para o rotor, o que simplifica o problema, mas não o soluciona, visto que as variáveis do rotor e estator ainda não estão desacopladas.

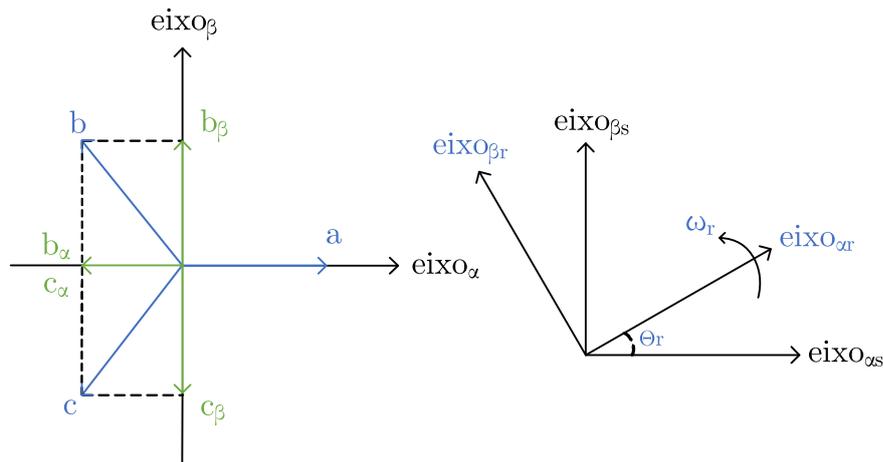


Figura 54 – Representação gráfica da transformada  $\alpha\beta$

Para que sejam orientadas todas as variáveis nos mesmos eixos, é necessária a aplicação da transformação de *Park*. Através de análises trigonométricas sobre eixos  $\alpha\beta$ , conforme a Figura 55, são calculadas as componentes  $qd0$  das variáveis da máquina. Os três eixos analisados são: eixo em quadratura (denotado por “ $q$ ”), eixo direto (denotado por

“d”) e sequência zero (denotada por “0”). Os eixos em quadratura e direto são utilizados para descrever e simular o comportamento do MIT, enquanto o eixo de sequência zero permanece zerado, já que ele apenas existe em máquinas onde há desequilíbrio entre as fases.

Nota-se que o eixo direto está adiantado em 90 graus em relação ao eixo em quadratura, enquanto ambos giram a uma velocidade arbitrária  $\omega$ , fazendo um ângulo  $\theta$  com os eixos das componentes  $\alpha\beta$  do estator. Ao mesmo tempo, as componentes  $\alpha\beta$  do rotor possuem velocidade angular  $\omega_r$  e ângulo  $\theta_r$  com o estator, o que acarreta em movimento relativo com o sistema  $qd0$ .

A velocidade do sistema  $qd0$  é escolhida de acordo com a necessidade de quem modela o sistema. A seguir são listadas 3 escolhas comumente usadas, e característica do sistema para a adoção de cada uma:

- $\omega =$  velocidade síncrona: referencial síncrono: para essa velocidade de referência, as variáveis elétricas da máquina assumem comportamento contínuo para o regime permanente, permitindo a aplicação de controle *PID* no motor.
- $\omega =$  zero: referencial estacionário: quando o eixo de referência está parado, as variáveis elétricas continuam com seu comportamento senoidal, fazendo com que o comportamento das variáveis referentes ao estator seja muito próximo do sistema real.
- $\omega =$  velocidade do rotor: referencial rotórico: muito utilizada quando necessita-se a realização do controle de torque e velocidade tanto em regime permanente quanto em período transitório.

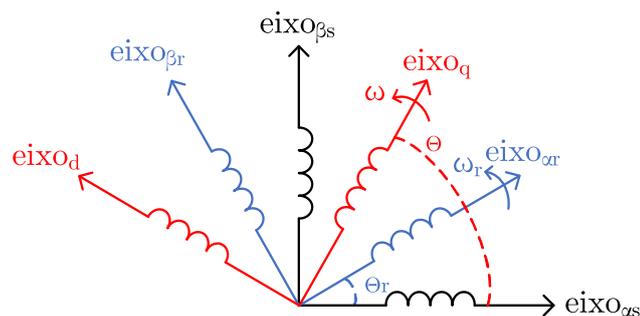


Figura 55 – Representação gráfica da transformada  $qd0$ .

## A.1.5 Aplicação das transformadas no MIT

A aplicação da transformação de coordenadas é feita com o uso da seguinte matriz de transformação:

$$A(\theta) = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} \cos(\theta) & \cos(\theta - 120) & \cos(\theta - 240) \\ \text{sen}(\theta) & \text{sen}(\theta - 120) & \text{sen}(\theta - 240) \\ \frac{1}{2} & \frac{1}{2} & \frac{1}{2} \end{bmatrix} \quad (59)$$

Para realizar a transformada inversa, e converter um sistema  $qd0$  para um sistema trifásico:

$$A(\theta)^{-1} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & \text{sen}(\theta) & 1 \\ \cos(\theta - 120) & \text{sen}(\theta - 120) & 1 \\ \cos(\theta - 240) & \text{sen}(\theta - 240) & 1 \end{bmatrix} \quad (60)$$

Aplicando a matriz de transformação 59 na equação 34 se obtém:

$$A(\theta)V_{abcs} = A(\theta)R_s I_{abcs} + A(\theta)\frac{d}{dt}\varphi_{abcs} \quad (61)$$

Considerando:

$$A(\theta)V_{abcs} = V_{qd0s} \quad (62)$$

$$A^{-1}(\theta)I_{qd0s} = I_{abcs} \quad (63)$$

$$A^{-1}(\theta)\varphi_{abcs} = \varphi_{qd0s} \quad (64)$$

Substituindo as considerações de 62, 63 e 64 em 59:

$$V_{qd0s} = A(\theta)R_s A^{-1}(\theta)I_{qd0s} + A(\theta)\frac{d}{dt}(A^{-1}(\theta)\varphi_{qd0s}) \quad (65)$$

Para desenvolver a equação 65 serão realizadas duas etapas, uma referente à primeira parcela da soma, e uma referente à segunda. Para o primeiro termo considera-se que:

$$A(\theta)R_s A^{-1}(\theta) = \begin{bmatrix} R_s & 0 & 0 \\ 0 & R_s & \\ 0 & 0 & R_s \end{bmatrix} \quad (66)$$

Dessa forma, 65 fica:

$$V_{qd0s} = R_s I_{qd0s} + A(\theta)\frac{d}{dt}(A^{-1}(\theta)\varphi_{qd0s}) \quad (67)$$

Para a segunda parcela de 65 é feita a seguinte proposição:

$$\frac{d}{dt}(A^{-1}(\theta)\varphi_{qd0s}) = \frac{d}{d\theta}(A^{-1}(\theta))\frac{d\theta_s}{dt}\varphi_{qd0s} + A^{-1}(\theta)\frac{d}{dt}\varphi_{qd0s} \quad (68)$$

Analisando as transformadas dos fluxos, e já considerando que para o fluxo rotórico deve ser incluída a diferença entre a velocidade síncrona e a velocidade do campo do rotor:

$$A(\theta)\varphi_{abcs} = \varphi_{qd0s} = A(\theta)L_s I_{abcs} + A(\theta)L_m I_{abcr} \quad (69)$$

$$A^{-1}(\theta - \theta_r)I_{qd0r} = I_{abcr} \quad (70)$$

Substituindo agora 63 e 70 em 69:

$$\varphi_{qd0s} = A(\theta)L_s A^{-1}(\theta)I_{qd0s} + A(\theta)L_m A^{-1}(\theta)I_{qd0r} \quad (71)$$

Analogamente à 66, consideramos a seguinte matriz de indutâncias:

$$L_{qd0s} = \begin{bmatrix} L_{disp} + \frac{3}{2}L_s & 0 & 0 \\ 0 & L_{disp} + \frac{3}{2}L_s & 0 \\ 0 & 0 & L_{disp} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L'_s & 0 & 0 \\ 0 & L'_s & 0 \\ 0 & 0 & L'_{s0} \end{bmatrix} \quad (72)$$

$L'_s$  e  $L'_{s0}$  recebem uma nomenclatura diferenciada, sendo a primeira conhecida como indutância cíclica e a segunda como indutância homopolar. Para as indutâncias mutuas, é feita nova consideração:

$$L_{qd0sr} = \begin{bmatrix} \frac{3}{2}L_m & 0 & 0 \\ 0 & \frac{3}{2}L_m & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L'_{sr} & 0 & 0 \\ 0 & L'_{sr} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (73)$$

Aqui denota-se como indutância cíclica mutua a variável  $L'_{sr}$ . Analisando a matriz das indutâncias mutuas referenciadas ao eixo  $qd0$  percebe-se que a diagonal principal está preenchida com valores constantes, ao passo que as demais posições matriciais estão zeradas. A partir daqui, pode ser considerado que há minimização do acoplamento entre as variáveis do rotor e do estator (o acoplamento ainda existe, como será visto em simulação, porém, ele é mínimo). Pode-se escrever agora a equação 71 em termos das indutâncias referenciadas ao eixo  $qd0$ , obtendo-se:

$$\varphi_{qd0s} = L_{qd0s}I_{qd0s} + L_{qd0sr}I_{qd0r} \quad (74)$$

$$\varphi_{qd0r} = L_{qd0r}I_{qd0r} + L_{qd0sr}I_{qd0s} \quad (75)$$

Substituindo 74 em 68 e sucessivamente em 67:

$$V_{qd0s} = R_s I_{qd0s} + A(\theta) \left( \frac{d}{d\theta} (A^{-1}(\theta)) \frac{d\theta}{dt} \varphi_{qd0s} + A^{-1}(\theta) \frac{d}{dt} \varphi_{qd0s} \right) \quad (76)$$

São realizadas agora duas considerações importantes:

$$\frac{d\theta}{dt} = \omega \quad (77)$$

$$A(\theta) \frac{d}{d\theta} (A^{-1}(\theta)) = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (78)$$

Desenvolvendo a equação 76:

$$V_{qd0s} = R_s I_{qd0s} + A(\theta) \left( \frac{d}{d\theta} (A^{-1}(\theta)) \frac{d\theta}{dt} \varphi_{qd0s} \right) + A^{-1}(\theta) \frac{d}{dt} \varphi_{qd0s} \quad (79)$$

Substituindo as equações 77 e 78 em 79

$$\begin{bmatrix} V_{qs} \\ V_{ds} \\ V_{0s} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_s & 0 & 0 \\ 0 & R_s & 0 \\ 0 & 0 & R_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_{qs} \\ I_{ds} \\ I_{0s} \end{bmatrix} = \omega \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi_{qs} \\ \varphi_{ds} \\ \varphi_{0s} \end{bmatrix} + \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \varphi_{qs} \\ \varphi_{ds} \\ \varphi_{0s} \end{bmatrix} \quad (80)$$

Substituindo as equações 74 e 75 em 80:

$$V_{qs} = R_s I_{qs} + \omega (L'_s I_{ds} + L'_{sr} I_{dr}) + \frac{d}{dt} (L'_s I_{qs} + L'_{sr} I_{qr}) \quad (81)$$

$$V_{ds} = R_s I_{ds} - \omega (L'_s I_{qs} + L'_{sr} I_{qr}) + \frac{d}{dt} (L'_s I_{ds} + L'_{sr} I_{dr}) \quad (82)$$

$$V_{qr} = R_r I_{qr} + (\omega - \omega_r) (L'_{sr} I_{ds} + L'_r I_{dr}) + \frac{d}{dt} (L'_{sr} I_{qs} + L'_r I_{qr}) \quad (83)$$

$$V_{dr} = R_r I_{dr} - (\omega - \omega_r) (L'_{sr} I_{qs} + L'_r I_{qr}) + \frac{d}{dt} (L'_{sr} I_{ds} + L'_r I_{dr}) \quad (84)$$

#### A.1.6 Modelagem em espaço de estados

Neckel (2017) considera que por se tratar de um motor com rotor gaiola de esquilo, a tensão nas barras da gaiola são iguais a 0V. A partir disso podem ser calculadas as derivadas das correntes rotóricas:

$$\dot{i}_{qr} = -\frac{R_r}{L_r} i_{qr} - \frac{L_m}{L_r} \dot{i}_{qs} - (\omega - \omega_r) \left( \frac{L_m}{L_r} i_{ds} + i_{dr} \right) \quad (85)$$

$$\dot{i}_{dr} = -\frac{R_r}{L_r} i_{dr} - \frac{L_m}{L_r} \dot{i}_{ds} - (\omega - \omega_r) \left( \frac{L_m}{L_r} i_{qs} + i_{qr} \right) \quad (86)$$

Substituindo agora as equações 85 e 86 em 81 e 82:

$$\begin{aligned} \dot{i}_{qs} = & \frac{L_m R_r}{L_r L_s - L_m L_m} i_{qr} + (\omega - \omega_r) \left( \frac{L_m L_m}{L_r L_s - L_m L_m} i_{ds} + \frac{L_m L_r}{L_r L_s - L_m L_m} i_{dr} \right) - \\ & \omega \left( \frac{L_r}{L_r L_s - L_m L_m} \right) (L_s i_{ds} + L_m i_{dr}) - \left( \frac{L_r R_s}{L_r L_s - L_m L_m} \right) i_{qs} + \left( \frac{L_r}{L_r L_s} \right) v_{qs} \end{aligned} \quad (87)$$

$$\begin{aligned} \dot{i}_{ds} = & \frac{L_m R_r}{L_r L_s - L_m L_m} i_{dr} + (\omega - \omega_r) \left( \frac{L_m L_m}{L_r L_s - L_m L_m} i_{qs} + \frac{L_m L_r}{L_r L_s - L_m L_m} i_{qr} \right) - \\ & \omega \left( \frac{L_r}{L_r L_s - L_m L_m} \right) (L_s i_{qs} + L_m i_{qr}) - \left( \frac{L_r R_s}{L_r L_s - L_m L_m} \right) i_{ds} + \frac{L_r}{L_r L_s} v_{ds} \end{aligned} \quad (88)$$

Para facilitar a simulação das equações no *MATLAB*, são feitas as seguintes atribuições:

$$a_0 = 1 - \frac{L_{sr}^2}{L_s L_r} \quad (89)$$

$$a_1 = \frac{L_m}{a_0 L_s L_r} \quad (90)$$

$$a_2 = \frac{R_r}{L_r} \quad (91)$$

O modelo seguido utiliza como variáveis de estado as correntes  $i_{qs}$ ,  $i_{ds}$ ,  $i_{qr}$ ,  $i_{dr}$ . Neckel (2017) completa a modelagem aplicando as atribuições 89, 90 e 91 nas equações 87 e 88, conforme a seguir, onde  $\omega$  é a velocidade de orientação do eixo de referência:

$$\dot{i}_{qs} = -\frac{R_s}{a_0 L_s} i_{qs} - (\omega + P\omega_r a_1 L_m) i_{ds} + a_1 R_r i_{qr} - \left( P\omega_r \frac{L_m}{a_0 L_s} \right) i_{dr} + \frac{1}{a_0 L_s} v_{qs} \quad (92)$$

$$\dot{i}_{ds} = (\omega + P\omega_r a_1 L_m) i_{qs} - \frac{R_s}{a_0 L_s} i_{ds} + P\omega_r \frac{L_m}{a_0 L_s} i_{qr} + a_1 R_r i_{dr} + \frac{1}{a_0 L_s} v_{ds} \quad (93)$$

$$\dot{i}_{qr} = a_1 R_s i_{qs} + P\omega_r \frac{L_m}{L_r} (1 + a_1 L_m) i_{ds} - a_2 (1 + a_1 L_m) i_{qr} - (\omega - P\omega_r (1 + a_1 L_m)) i_{dr} - a_1 v_{qs} \quad (94)$$

$$\dot{i}_{dr} = -P\omega_r \frac{L_m}{L_r} (1 + a_1 L_m) i_{qs} + a_1 R_s i_{ds} + (\omega - P\omega_r (1 + a_1 L_m)) i_{qr} - a_2 (1 + a_1 L_m) i_{dr} - a_1 v_{ds} \quad (95)$$