

UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA



**ANÁLISE DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA PARA TÉCNICAS DE
ACIONAMENTO DE CORREIAS TRANSPORTADORAS**

FRANCISCO RODRIGO PAULINO DE MAGALHÃES

Fortaleza, outubro de 2010

FRANCISCO RODRIGO PAULINO DE MAGALHÃES

**ANÁLISE DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA PARA TÉCNICAS DE
ACIONAMENTO DE CORREIAS TRANSPORTADORAS**

Dissertação submetida à Coordenação do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, da Universidade Federal do Ceará como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Elétrica.

Orientador:

Prof. Ricardo Silva Thé Pontes, Dr.

Fortaleza, outubro 2010

ANÁLISE DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA PARA TÉCNICAS DE ACIONAMENTO DE CORREIAS TRANSPORTADORAS

Francisco Rodrigo Paulino de Magalhães

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Elétrica e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal do Ceará.

Ricardo Silva Thé Pontes, Dr.
Orientador

Luiz Henrique Barreto, Dr.
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica

Banca Examinadora

Ricardo Silva Thé Pontes, Dr.

Prof. Fernando Luiz Marcelo Antunes, PhD, Dr.

Prof. Paulo Cesar Marques de Carvalho, Dr

Prof. Paulo César Abreu Leão, Dr.

Fortaleza, outubro 2010

À minha querida mãe, Ana Maria, pelos esforços e dedicação para com os meus estudos desde o início até o presente dia e à minha amada filha Ana Clara para quem me entregarei todos os dias que me faltam.

Eu dedico este trabalho.

AGRADECIMENTOS

À CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) que contribuiu com o apoio financeiro para realização desse trabalho.

À Eletrobrás – Centrais Elétricas Brasileiras S.A pela implantação do LAMOTRIZ-UFC.

Ao professor Ricardo Silva Thé Pontes pela valiosa orientação, otimismo, confiança e dedicação neste projeto e em todas as atividades do LAMOTRIZ/UFC.

À minha namorada Nara Luna e mãe de minha filha que, na maioria dos momentos, teve a paciência e consciência necessárias quando, por diversas vezes, ausentei-me como companheiro e pai para me dedicar aos trabalhos acadêmicos.

À minha querida irmã e mãe da minha sobrinha Anita, Katy Cristina, por toda a motivação dada ao longo desta etapa. Minha maior referência como pessoa e profissional.

Aos servidores e funcionários técnico-administrativos deste departamento onde, sem eles, o processo de ensino não faz prevalecer e, portanto, devem ser valorizados quando das participações de seus representantes nos conselhos superiores dessa universidade. Destaco: Mário Sérgio (DEE), Rafael Gomes (PPGEE), Pedro (GPEC), Antônio (LAMOTRIZ), Eduardo (LAMOTRIZ) e Dona Socorro (serviços gerais DEE).

Às empresas Pyla Pedreira Yolita LTDA e Esmaltec Eletrodomésticos e seus representantes Ronaldo e Francisco José, respectivamente, pelas preciosas contribuições quando das visitas técnicas em seus respectivos ambientes de trabalho e a Ímpar Tecnologias pelo empréstimo do conversor de frequência utilizado nos ensaios.

Aos colegas de estudo, em especial, Francisco Eudes Barroso, Rafael Oliveira de Souza, Davi Nunes, Samuel Vieira, Cássio Andrade e Adson Bezerra (prezado Erreveciano), por estarem presentes e atuantes nas tarefas em conjunto do LAMOTRIZ. E aos colegas que fizeram parte do programa de pós-graduação juntamente comigo a citar: Antônio Barbosa, Daniel Lima, Hermínio Miguel, José Roque, Livia, Samuel e Wilkley.

A todos estes e aos que me esqueci de listar, agradeço pela amizade, incentivo e alegrias proporcionadas durante essa jornada.

"Estou realizado na minha profissão, mas, o que eu quero é que os senhores alcancem conquistas ainda maiores e que vão além de onde cheguei."

Professor Carlos Rizzi - SENAI "Manoel José Ferreira"

"Estou certo de que alguém, neste resto de século, falará de mim, lendo uma página, página e meia. Os seguintes menos e menos. Só espero que nenhum falte ao sacro dever de enunciar meu nome. Nisto consistirá minha imortalidade."

Darcy Ribeiro

RESUMO

Magalhães, F. R. P. “Análise de Eficiência Energética para Técnicas de Acionamento de Correias Transportadoras”, Universidade Federal do Ceará - UFC, 2010, 118p.

Nesta dissertação analisam-se a operação de um sistema de correias transportadoras, dadas suas técnicas de acionamento através de um redutor mecânico de velocidade e a velocidade variável utilizando o conversor de frequência. Cada tipo de acionamento é discutido e implementado em laboratório utilizando variação de carga e inclinação da correia transportadora e, em seguida, são obtidos parâmetros elétricos e físicos característicos da planta para abordar uma viabilidade técnica. Também é explorado o potencial energético desse sistema através da adequação do óleo lubrificante utilizado no interior da caixa de engrenagens e realizado ensaios específicos sobre os fenômenos físico-químicos particulares ao processo. Um estudo do ponto de vista da viscosidade cinemática do óleo e sua relação com a potência ativa demandada é detalhada para se chegar as conclusões.

Palavras-chave: Correias transportadoras, motor-redutor, conversor de frequência, eficiência energética.

ABSTRACT

Magalhães, F. R. P. “Analysis Techniques for Energy Efficiency Drive Belt Conveyors”, Universidade Federal do Ceará - UFC, 2010, 118p.

In this thesis we analyze the operation of a conveyor system, given its technical drive through a mechanic gearbox for speed and speed using the variable frequency converter. Each type of drive is discussed and implemented in a laboratory using load variation and inclination of the conveyor and then are obtained electrical parameters and physical characteristics of a plan to address the technical feasibility. Also explored is the potential energy of the system through the adaptation of lubricating oil used within the gearbox and performed specific tests on physical and chemical phenomena specific to the process. A study from the viewpoint of kinematic viscosity of oil and its relationship to the active power demanded is to reach detailed conclusions.

Keywords: Conveyor belts, motor-reducer, converter, save energy.

SUMÁRIO

RESUMO	vii
ABSTRACT	viii
LISTA DE FIGURAS	xii
LISTA DE TABELAS	xv
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	xvi
LISTA DE SÍMBOLOS	xvii
CAPÍTULO 1	
INTRODUÇÃO	1
1.1 Eficiência energética no setor industrial	1
1.2 Correias transportadoras.....	7
1.3 Revisão Bibliográfica.....	8
1.4 Organização do trabalho	11
1.5 Publicações relacionadas com a pesquisa.....	12
CAPÍTULO 2	
MIT E ACIONAMENTO À VELOCIDADE VARIÁVEL	13
2.1 Motor de indução trifásico (MIT) e suas perdas	13
2.1.1 Perdas mecânicas.....	14
2.1.2 Perdas magnéticas	15
2.1.3 Perdas resistivas.....	17
2.1.4 Perdas suplementares	19
2.2 Acionamento à velocidade variável	20
2.2.1 Sistemas de variação de velocidade tradicionais	21
2.2.2 Acionamento eletrônico	22
2.2.2.1 Operação e funcionamento	22
2.2.2.2 Perdas do MIT para uma alimentação não-senoidal	23
2.3 Tipos de controle.....	25
2.3.1 Controle escalar v/f	25
2.3.2 Controle vetorial	26
CAPÍTULO 3	
SISTEMAS DE CORREIAS TRANSPORTADORAS	29
3.1 Princípios físicos das máquinas de transporte	29

3.1.1 Dinâmica do ponto material.....	29
3.1.2 Dinâmica de um sistema de pontos	30
3.2 Correias transportadoras.....	34
3.2.1 Partes integrantes do sistema.....	35
3.2.1.1 Correia	35
3.2.1.2 Tambores	38
3.2.1.3 Roletes	39
3.2.1.4 Esticadores de correia	39
3.2.2 Acoplamentos	41
3.2.2.1 Acoplamento elástico	41
3.2.2.2 Acoplamento por corrente.....	42
3.2.2.3 Redutor mecânico de velocidade	43
3.2.2.4 Acoplamento hidrodinâmico	45
3.2.3 Perdas resistentes e por agitação do óleo lubrificante.....	47
3.2.3.1 Perdas por agitação do óleo lubrificante	48
3.2.3.2 Perdas resistentes devido ao movimento.....	50
3.3 Acionamentos	51
3.3.1 Acionamento com partida direta via redutor de velocidade.....	52
3.3.2 Acionamento via conversor de frequência	53

CAPÍTULO 4

A BANCADA EXPERIMENTAL	56
4.1 Bancada	56
4.2 Descrição dos equipamentos	60
4.2.1 Motor de indução trifásico (MIT).....	60
4.2.2 Conversores de frequência trifásicos	61
4.2.3 Redutor de velocidade	62
4.3 Instrumentos de controle e medição	65
4.3.1 Rede de comunicação.....	65
4.3.2 Controlador lógico programável (CLP)	66
4.3.3 Sistema supervisório	67
4.3.4 Medidor multigrandezas	68
4.3.5 Sensor de temperatura.....	70
4.3.6 Encoder	70
4.3.7 Sensor indutivo.....	71
4.3.8 Coluna de sinalização	73

CAPÍTULO 5

RESULTADOS EXPERIMENTAIS	75
5.1 Análise térmica.....	75

5.1.1 Ensaio do comportamento térmico.....	76
5.1.2 Ensaio com carga.....	80
5.2 Análise físico-química do óleo lubrificante	86
5.2.1 Descrição dos procedimentos experimentais adotados	86
5.2.2 Adequação do lubrificante sintético empregado.....	87
5.2.3 Análise dos parâmetros elétricos	88
5.3 Acionamento via conversor de frequência	93
5.3.1 Ensaio via conversor de frequência	94
5.4 Acionamento do conjunto moto-redutor via conversor de frequência	99
5.4.1 Ensaio para frequências de chaveamento distintas	99
CAPÍTULO 6	
CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS	102
6.1 Conclusões	102
6.2 Propostas de trabalhos futuros	105
APÊNDICE A	107
APÊNDICE B	108
APÊNDICE C	114
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	115

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Capacidade instalada no Brasil em MW [55].....	2
Figura 1.2 - Dependência externa de fontes energéticas (%) [55].....	3
Figura 1.3 - Consumo nacional de eletricidade por setor (%) [55].....	4
Figura 1.4 - Consumo final de eletricidade por tipo de indústria brasileira em 2008 (%) [55].	5
Figura 1.5 - Distribuição do consumo de energia elétrica por uso final na indústria no Brasil e no nordeste em 2005 [56].	5
Figura 1.6 - Consumo por setor (%).	7
Figura 2.1 - Diagrama de Sankey.	14
Figura 2.2 - Curva de histerese característica de um meio ferromagnético.	16
Figura 2.3 - Curvas V/f padronizadas pelos conversores de frequência.	26
Figura 3.1 - Carcaça da correia e suas coberturas superior e inferior [01].	36
Figura 3.2 - Correia metálica formada por chapas de inox pré-moldadas [48].	38
Figura 3.3 - Tambores de acionamento (à direita) e tambor de livre (à esquerda) [25].	38
Figura 3.4 - Montagem de roletes de impacto duplo (a), em catenária (b) e em impacto triplo. Fonte [27].	39
Figura 3.5 - Esticamento por parafuso (a) e por gravidade vertical (b). Fonte: [25].	40
Figura 3.6 - Acoplamento flexível do tipo UNIFLEX. Fonte: [49].	41
Figura 3.7 - Detalhe do acoplamento por corrente. Fonte: [50].	42
Figura 3.8 - Redutor de velocidade da correia transportadora conectada ao motor de 5CV via correia em “V”.	45
Figura 3.9 - Detalhes do acoplamento hidrodinâmico e demais acoplamentos. Fonte [23].	46
Figura 3.10 - Detalhe do acoplamento hidrodinâmico com sistema de freio em conjunto com um motor de 320 KW (a direita) e redutor de velocidade (a esquerda). Fonte: [51].	47
Figura 3.11 - Diagrama de perdas do sistema de correia transportadora do LAMOTRIZ/UFC.	48
Figura 4.1 - Planta das correias transportadoras do LAMOTRIZ/UFC.	57
Figura 4.2 - Layout e diagrama unifilar da bancada das correias transportadoras.	57
Figura 4.3 - Quadros de comando (direita) e automação (esquerda) fechados.	58
Figura 4.4 - Quadros de comando (direita) e automação (esquerda) abertos.	59
Figura 4.5 - Acoplamento em eixo direto (a) e acoplamento via redutor de velocidade (b)..	61
Figura 4.6 - Conversor de controle escalar (a) e conversor com controle vetorial (b).	62
Figura 4.7 - Conjunto moto-redutor conectado ao tambor de acionamento	63

Figura 4.8 - Detalhes das partes construtivas do redutor de velocidade.....	63
Figura 4.9 - Entrada com flange lanterna (a), braço torção (b) e posição de trabalho (c). ...	64
Figura 4.10 - Cabo para comunicação e alimentação da rede AS-i.	65
Figura 4.11 - Módulo principal e de expansão do CLP da Siemens.....	66
Figura 4.12 - Tela do layout do LAMOTRIZ no supervisório.....	67
Figura 4.13 - Tela da correia transportadora n°2 do LAMOTRIZ/UFC.	68
Figura 4.14 - Medidor de multigrandezas.	69
Figura 4.15 - Sensor de temperatura localizado na carcaça do motor.	70
Figura 4.16 - Encoder instalado no eixo do motor.	71
Figura 4.17 - Detalhe de um dos sensores indutivos instalados na planta.....	72
Figura 4.18- Módulo escravo dos sensores.....	72
Figura 4.19 - Coluna de sinalização da rede AS-i (a) e localização no interior do laboratório (b).....	73
Figura 5.1 - Regime térmico para MIT e redutor de velocidade.....	77
Figura 5.2 - Imagens de um termovisor para o conjunto moto-redutor em relação aos pontos destacados na Figura 5.1.....	79
Figura 5.3 - Correias transportadora do LAMOTRIZ/UFC acoplada ao redutor de velocidade e com carga plena na posição horizontal.....	80
Figura 5.4 - Correia transportadora do LAMOTRIZ/UFC acoplada ao redutor de velocidade em plano inclinado	81
Figura 5.5 - Temperaturas em °C para o redutor de velocidade na posição horizontal.....	83
Figura 5.6 - Temperaturas em °C do redutor de velocidade para o plano inclinado.....	84
Figura 5.7 - Temperaturas em °C do MIT para o plano horizontal.....	85
Figura 5.8 - Temperaturas em °C do MIT para o plano inclinado	85
Figura 5.9 - Corrente elétrica do MIT em Ampères para os diversos tipos de lubrificantes utilizados em plano horizontal.....	89
Figura 5.10 - Corrente elétrica do MIT em Ampères para os diversos tipos de lubrificantes utilizados em plano inclinado	90
Figura 5.11 - Potência ativa do MIT em Watts para os diversos tipos de lubrificantes utilizados em plano horizontal.....	91
Figura 5.12 - Potência elétrica do MIT em Watts para os diversos tipos de lubrificantes utilizados em plano inclinado	92
Figura 5.13 - Correia transportadora do LAMOTRIZ/UFC acionada por conversor de frequência e MIT acoplado diretamente.....	94
Figura 5.14 - Detalhe do posicionamento do carro para o acionamento do procedimento experimental via acionamento por conversor de frequência.....	95

Figura 5.15 - Velocidade do motor em RPM para as velocidades de referência do conversor de frequência e diferentes carregamentos.....	96
Figura 5.16 - Corrente em A para diversas velocidades de referência e carregamentos.....	97
Figura 5.17 - Frequência de saída do conversor para as diversas velocidades de referência e carregamentos	98
Figura 5.18 - Potência ativa dada em W para diversas velocidades de referência e carregamentos	98
Figura 5.19 - Potência ativa dada em W para frequência de chaveamento de 2,5KHz e 5Khz para uma velocidade de referência de 2000rpm.....	100
Figura 5.20 - Potência ativa dada em W para frequência de chaveamento de 2,5KHz e 5Khz para uma velocidade de referência de 1730rpm.....	100
Figura 5.21 - Potência ativa dada em W para frequência de chaveamento de 2,5KHz e 5Khz para uma velocidade de referência de 1500rpm.....	101

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Temperatura limite para classe de isolamento em motores de indução trifásicos	18
Tabela 2.2 - Perdas suplementares segundo a norma IEEE 112-1996.....	20
Tabela 3.1 - Elastômeros utilizados em fabricação de correias [45].....	37
Tabela 3.2 - Faixa de relação de transformação (<i>i</i>) de acordo com o tipo de engrenagem. Fonte: [24].	43
Tabela 4.1 - Legenda da Figura 4.3 e Figura 4.4.....	59
Tabela 4.2 - Dados técnicos dos MIT's das correias transportadoras.	60
Tabela 4.3 - Dados de placa do redutor de velocidade utilizado.	62
Tabela 4.4 - Rendimento dos tipos redutores de 1 estágio a 1750rpm.	64
Tabela 4.5 - Tipos e funções das entradas e saídas do módulo principal e de expansão do CLP.	66
Tabela 4.6 - Especificações técnicas do medidor de multigrandezas.	69
Tabela 4.7 - Especificações do encoder.	71
Tabela 4.8 - Módulos para coluna de sinalização.....	73
Tabela 5.1 - Temperaturas de regime permanente para o MIT	79
Tabela 5.2 - Óleos lubrificantes para aplicações industriais utilizados.....	82
Tabela 5.3 - Valores de viscosidade cinemática dados em cSt e índice de viscosidade (IV)....	87
Tabela 5.4 - Temperaturas da carcaça e no interior do elemento mecânico dada em °C....	88
Tabela 5.5 - Viscosidades estimadas para os lubrificantes ensaiados.....	88
Tabela 5.6 - Valores percentuais de eficiência energética em relação ao óleo mineral ISO 680	92
Tabela 5.7 - Valores percentuais de eficiência energética com a redução da frequência de chaveamento.....	101

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BEN	Balanço Energético Nacional
LAMOTRIZ	Laboratório de Eficiência Energética em Sistemas Motrizes Industriais
PROCEL	Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
MIT	Motor de Indução Trifásico
PWM	<i>Pulse-Width Modulation</i>
IV	Índice de Viscosidade
CLP	Controlador Lógico Programável
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
SCADA	<i>Supervisory Control and Data Acquisition</i>
DEE	Departamento de Engenharia Elétrica
CHESF	Companhia Hidro Elétrica do São Francisco
OPEP	Organização dos Países Exportadores de Petróleo
PCH	Pequena Central Hidrelétrica
DVV	Dispositivo Variador de Velocidade

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Nome	Unidade	Abreviatura
μ	Viscosidade dinâmica do fluido	Pascal.segundo	[Pa.s]
ν	Viscosidade cinemática do fluido	Metro ² /segundo	[m ² /s]
g	Aceleração da gravidade	Metro/segundo ²	[m/s ²]
P_e	Potência requerida	Watt	[W]
η_T	Rendimento do redutor de velocidade	adimensional	-
ω	Velocidade angular	Radiano/segundo	[rad/s]
P_{d0}	Perdas por agitação do óleo lubrificante	Watt	[W]
ω_S	Velocidade do campo girante ou velocidade síncrona	Radiano/segundo	[rad/s]
p	Número de pares de pólos	adimensional	-
ω_R	Velocidade do rotor	Radiano/segundo	[rad/s]
s	Escorregamento	adimensional	-
f	Freqüência da rede	Hertz	[Hz]
f_S	Freqüência da componente fundamental das tensões do estator	Hertz	[Hz]
f_{nom}	Freqüência nominal de alimentação do motor	Hertz	[Hz]
$X_{S(sen)}$	Reatância do estator para variação de freqüência	Ohm	[Ω]
$X_{R(sen)}$	Reatância do rotor para variação de freqüência	Ohm	[Ω]
$X_{m(sen)}$	Reatância de magnetização para variação de freqüência	Ohm	[Ω]
Z_S	Impedância do estator	Ohm	[Ω]
R_S	Resistência do estator	Ohm	[Ω]
X_S	Reatância do estator	Ohm	[Ω]
Z_R	Impedância do rotor	Ohm	[Ω]
R_R	Resistência do rotor	Ohm	[Ω]
s_R	Escorregamento	adimensional	-
X_R	Reatância do rotor	Ohm	[Ω]
Z_m	Impedância de magnetização	Ohm	[Ω]
R_{fe}	Resistência do ferro ou núcleo	Ohm	[Ω]
X_m	Reatância de magnetização	Ohm	[Ω]
Z_{eq}	Impedância equivalente do motor	Ohm	[Ω]
λ	Inclinação do filete do parafuso	Graus	[°]
P_{ativa}	Potencia ativa de entrada do motor para	Watt	[W]

alimentação senoidal			
P_{J1}	Perdas joule no estator para alimentação senoidal	Watt	[W]
P_{J2}	Perdas joule no rotor para alimentação senoidal	Watt	[W]
P_{fe}	Perdas no ferro para alimentação senoidal	Watt	[W]
P_{ad}	Perdas adicionais para alimentação senoidal	Watt	[W]
P_{rot}	Perdas rotacionais para alimentação senoidal	Watt	[W]

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

Com o crescente consumo de energia elétrica, consequência de um sistema econômico baseado no consumo de bens não duráveis, e em uma era climática mundial que coloca questões como preservação ambiental e aquecimento global na principal pauta de reuniões de gestores da indústria, o conceito de eficiência energética vem como um alento e despertando interesse do empresariado a cada dia.

Desse cenário surgem estudos e novas técnicas que, não somente proporcionam soluções sustentáveis, mas, ampliam visões do ponto de vista técnico e econômico que dinamizam os atuais processos e sugerem uma nova tendência de mercado baseado na sustentabilidade e com produção maior e mais eficiente.

1.1 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA NO SETOR INDUSTRIAL

Após a explosão do capitalismo e do conceito de produção em série iniciada por Henry Ford ainda em 1913, o mundo passou a necessitar de uma demanda por fontes de energia elétrica cada vez maior e constante para atender os diversos tipos de empreendimentos e negócios que surgiam.

No Brasil, em meados de 1916, Delmiro Golveia instalava ao entorno de uma fábrica de tecidos um complexo com 250 casas providas de energia elétrica, água e esgoto o que, para época, causou grande repercussão em se tratando de um investimento daquela magnitude em pleno sertão alagoano o que, atualmente, deu origem a então consolidada Companhia Hidro Elétrica do São Francisco (CHESF). Mas o impulso do setor energético e industrial, conseqüentemente, econômico no Brasil se deu com o governo de Vargas e, posteriormente na década de 50, com a liderança de Juscelino Kubitschek que alavancou o desenvolvimento a um país até então essencialmente agrário. A partir daí, a produtividade industrial passou para patamares, por cada período, mais desafiadores onde a demanda por energia

elétrica se fazia presente e constante. Para anos mais recentes, esse processo pode ser acompanhado através da Figura 1.1 que retrata a capacidade instalada de potência elétrica no Brasil em megawatts.

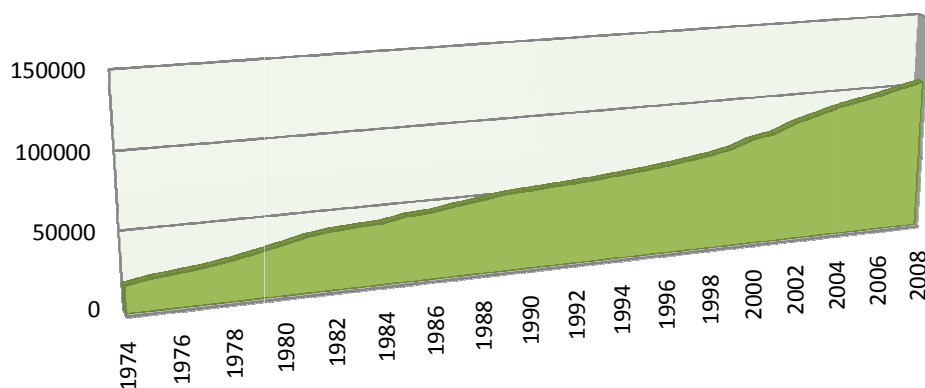


Figura 1.1 - Capacidade instalada de potência elétrica no Brasil em MW [55].

Esse crescimento, que em 2007 atingiu a ordem de 100 MW, justifica-se pelo crescimento da economia nacional com a consolidação de novos empreendimentos o que leva a uma produtividade intensa e exige instalações fabris cada vez maiores. Com isso, dentro de um contexto de intenso crescimento econômico, a necessidade de estudos para ampliar as atuais hidroelétricas¹ juntamente com a inserção de outras fontes de energias renováveis para geração de energia elétrica, induzem o governo brasileiro a se inserir em um movimento dito globalizado onde a importação é a saída para atender, em alguns casos, o consumo interno. Da Figura 1.2 pode-se verificar a evolução dos últimos 38 anos em relação às importações de fontes de energia sejam para fins de geração de energia elétrica ou outros destinos finais como o setor de transportes.

¹ As fontes hidroelétricas representam a principal produção de energia elétrica no Brasil com 77% seguida das termelétricas com 21%, nucleares com 2% e as eólicas com menos de 1%. Fonte: BEN 2008.

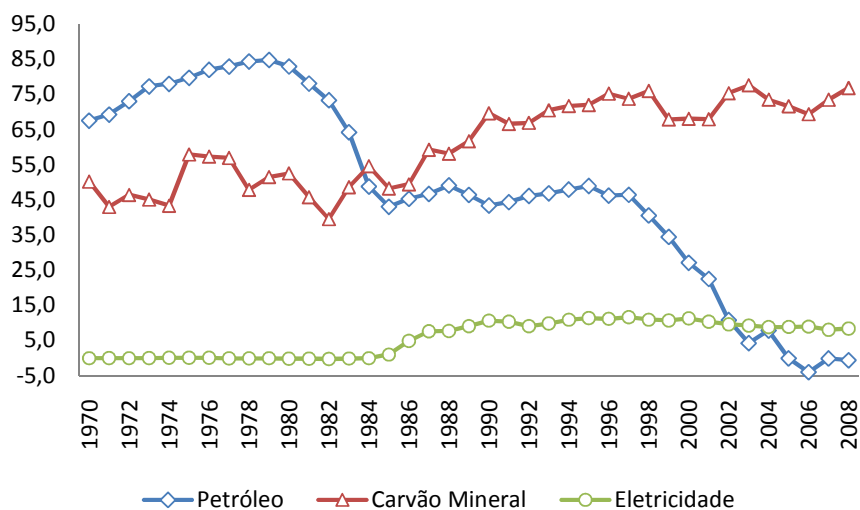


Figura 1.2 - Dependência externa de fontes energéticas (%) [55].

Observa-se através da Figura 1.2, o comportamento das curvas de dependência externa pelo Brasil de fontes energéticas. A destacar a redução de importações do produto petróleo e a elevação, até então inexistente, de eletricidade. Isto devido à inauguração em maio de 1984 da hidroelétrica binacional de Itaipú entre Paraguai e Brasil, onde, de um acordo entre os dois países a maior parte da eletricidade gerada na usina seria vendida exclusivamente para o lado brasileiro. Também é evidente neste gráfico a importação de petróleo que se fez diminuir momentaneamente desde o fim da década de 70. Isto devido às crises do petróleo geradas sejam por conflitos nos países grandes produtores ou por intervenções econômicas da OPEP². Contribui para essa queda na curva do petróleo os altos investimentos do Brasil na área da pesquisa e desenvolvimento de exploração das bacias nacionais e a criação de fontes alternativas de combustíveis como o então Pró-álcool.

Do potencial energético instalado atualmente no Brasil, segundo dados do balanço energético nacional com ano base de 2008, o consumo industrial de energia elétrica representa, para este mesmo ano, 192,6 TWh onde, destes, 74,3% são de

²A OPEP (Organização dos Países Exportadores de Petróleo) foi fundada em 1960 e tem atualmente como países integrantes: Arábia Saudita, Irã, Iraque, Kuwait, Qatar, Emirados Árabes Unidos, Angola, Argélia, Líbia, Nigéria, Equador e Venezuela.

origem hídrica incluindo os grandes reservatórios e as pequenas centrais hidroelétricas (PCH's)³.

De acordo com o balanço energético nacional, a distribuição atual do consumo de energia elétrica por setor se dá conforme a Figura 1.3.

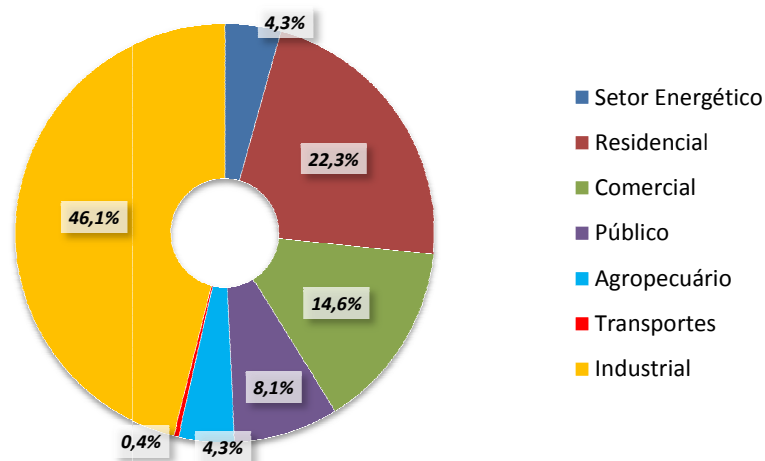


Figura 1.3 - Consumo nacional de eletricidade por setor (%) [55].

Torna-se evidente a parcela de responsabilidade da indústria assim como dos setores residencial (22,3%) e comercial (14,6%) para a balança energética do país lembrando que esse percentual é um número restrito à energia elétrica desconsiderando outras fontes energéticas como o GLP, óleo diesel, gás natural, lenha, óleo combustível, carvão e outros. Da parte que compete à indústria podemos extratificar o montante correspondente aos 46,1% da indústria nos tipos específicos de indústrias como é mostrado na Figura 1.4.

³ PCH's (Pequenas Centrais Hidroelétricas) é toda e qualquer usina hidroelétrica de pequeno porte cujo potencial instalado seja menor que 30 MW [59].

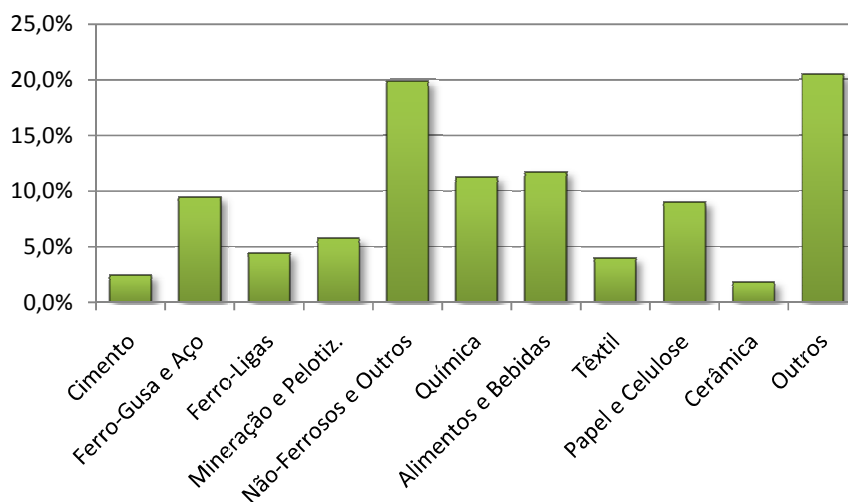


Figura 1.4 - Consumo final de eletricidade por tipo de indústria brasileira em 2008 (%) [55].

Dentro de qualquer uma destas indústrias, a energia elétrica é aplicada em vários equipamentos e funções onde é requisitada. A Figura 1.5 coloca estas atribuições e faz um comparativo entre Nordeste e Brasil.

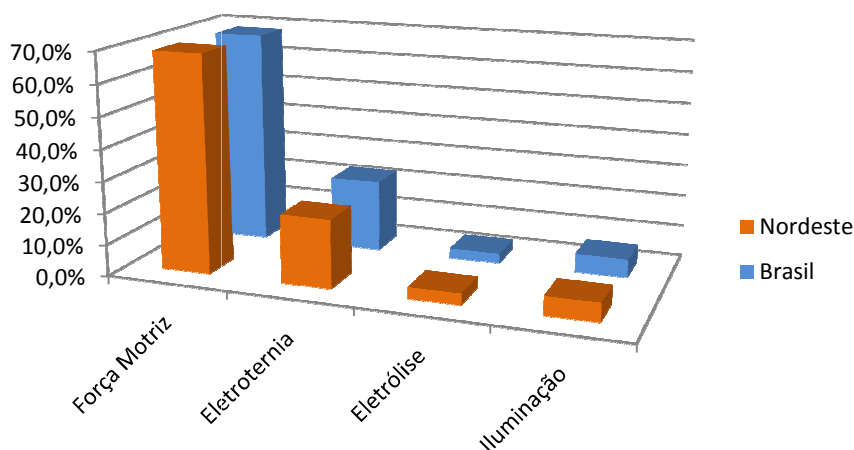


Figura 1.5 - Distribuição do consumo de energia elétrica por uso final na indústria no Brasil e Nordeste em 2005 [56].

Os gráficos revelam que, embora o perfil de indústrias instaladas no nordeste seja, proporcionalmente, diferente dos principais centros industriais do resto do Brasil, o consumo de energia elétrica atribuída a cada aplicação dentro das

plantas se mostra muito semelhante com grande destaque para a força motriz (68,9% no Nordeste e 68,3% em um panorama nacional).

No cenário industrial mundial, a carga que mais prevalece dentro da indústria é o motor de indução trifásico. Não somente o estudo realizado pela Eletrobrás [55], mas, outros resultados como o SAVE II⁴ que contempla países da União Européia também apresenta números próximos com 69% do consumo, resultado apenas da utilização de motores na indústria. No desenvolvimento da pesquisa, conclui-se que seriam economizados, através da utilização de motores mais eficientes e DVV's, 89,5 TWh até 2015 o que, convertidos em CO₂ corresponderia à 45 Mton do gás que não são lançados na atmosfera contribuindo para a camada de ozônio.

Dentre esses e outros aspectos, os estudos de eficiência energética na indústria com foco no motor vem ganhando grande respaldo através de aplicações e casos de sucesso. Aplicações essas que têm como fator primordial a economia em energia elétrica e o retorno de investimentos em curto e médio tempo. Porém, muitos empresários da área, dada a energia abundante e por elevados lucros, ainda repudiam certas ações que venham a otimizar processos e reduzir custos com energia elétrica. Muito desse receio se deve ao tempo de instalação, medo de insucesso na empreitada e falta de informações técnicas.

Como produto da pesquisa da Eletrobrás realizada em 2005, intitulada “Pesquisa de Posse de Equipamentos e Hábitos de Uso”, apresentou que somente 11,7% das indústrias pesquisadas possuíam uma comissão interna de gestão de energia (CIGE). Ainda no âmbito da pesquisa foi levantado que 60,7% conheciam o selo Procel, destes, 11,3% não tinham consciência do real significado do programa.

Desses dados que revelam o pouco preparo em gestão de energia elétrica, como o elevado índice de questionários e tópicos em branco no levantamento acima mencionado, justifica-se a intensa pesquisa a respeito de aplicações de eficiência energética em motores na indústria. O assunto é amplo

⁴ Estudo realizado entre países da União Européia com o objetivo de se estimar um potencial energético com a utilização de motores eficientes e dispositivos de variação de velocidade (DVV) para um horizonte de 2015 para o setor industrial e terciário.

onde se inclui também a questão da qualidade de energia, e, contudo, um assunto ainda distante de ser esgotado.

1.2 CORREIAS TRANSPORTADORAS

Os principais sistemas motrizes que compõem o parque industrial brasileiro podem ser classificados como sistemas de bombeamento, ventilação, ar comprimido, refrigeração e sistemas de movimentação, deslocamento e manuseio onde, inseridos neste, encontram-se as correias transportadoras. Segundo o SAVE II, as plantas industriais ditas máquinas de fluxo que compreendem as bombas, ventiladores e compressores de ar, são responsáveis pela grande parte do consumo de energia elétrica de origem motriz na indústria. Considerando a média das principais plantas industriais, a Figura 1.6 mostra esse balanço para cada uso final.

Segundo o mesmo estudo, o consumo em correias transportadoras representa um percentual maior para o setor terciário no valor de 10,9%. Esse tipo de sistema se apresenta com maior frequência, segundo BEN 2008, em plantas de alimentos e bebidas, minerais não-metálicos e metalurgia básica estando presente em 47,3% das indústrias pesquisadas.

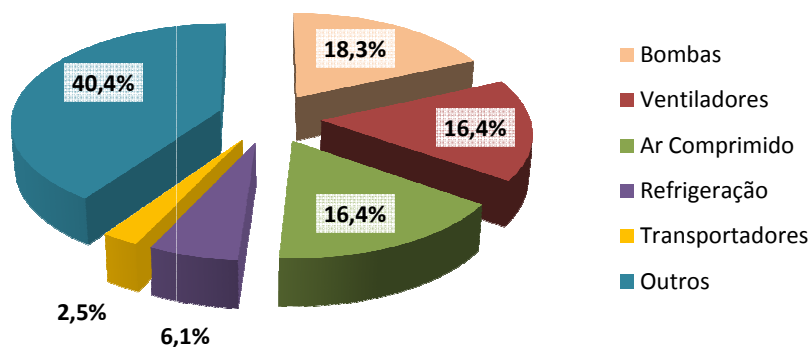


Figura 1.6 - Consumo de energia elétrica por setor (%) [53].

Esses sistemas podem ser divididos entre duas possíveis aplicações. Uma está relacionada com as correias transportadoras que realizam trabalho de transporte de produtos compactos na indústria ou em linhas de montagem e de manipulação para curtas distâncias como, por exemplo, montagens de eletrodomésticos ou processamento manual de amêndoas de castanhas. A outra se refere aos grandes transportadores que movimentam materiais granulados (areia, brita, carvão entre outros) em volumosas quantidades por centenas de metros podendo a atingir quilômetros de distância. Cada qual com a sua particularidade, porém, o princípio de operação e manutenção é semelhante. Para a atual dissertação não se desejará aprofundar na segunda categoria de correias já que os resultados experimentais são obtidos a partir do ensaio de uma planta com características de transporte para curtas distâncias.

1.3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Mundialmente, um marco nas publicações técnicas que merece destaque em eficiência energética, especificamente para o setor industrial, é o programa SAVE II adotado em dezembro de 1996 o qual objetivou uma criteriosa avaliação e levantamento de dados a fim de se tomar o perfil do consumo de energia elétrica em países que compõem a União Européia. Neste estudo, os autores Aníbal Almeida, Fernando Ferreira e Paula Fonseca dividem o estudo em dois módulos. O primeiro chamado de *“Improving the penetration of energy-efficient motors and drives”* envolveu seis países com parques industriais bem definidos. Utilizou-se de questionários e auditorias técnicas, além de outras fontes de dados como a IEA (*Internacional Energy Agency*) e a EURODEEM (*European Database of Energy Efficient Motors*), consolidando um banco de dados que gerou estatísticas, pontuais e generalizadas, de cada tipo de carga caracterizada. No segundo módulo denominado *“VSDs for Electric Motor Systems”*, fez-se um estudo teórico, técnico e econômico do uso de dispositivos de variação de velocidade em motores elétricos como potencial energético para plantas industriais. Para efeito de resultados, utilizou-se dos dados adquiridos pelo primeiro projeto acima citado para quantificar o

potencial energético das plantas industriais e, conseqüentemente, outros parâmetros como o valor econômico e redução da emissão de gás carbono agregada.

No Brasil um estudo similar [56] foi divulgado em março de 2008 (ano base: 2005) pelo Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica - PROCEL da Eletrobrás. A então “Pesquisa de Posse de Equipamentos e Hábitos de Uso” contemplou as cinco regiões do Brasil e caracterizou 17 setores do parque industrial brasileiro totalizando 478 amostras de 1000 desejáveis inicialmente. Da mesma forma como ocorreu na Europa, a pesquisa foi baseada em questionários distribuídos nas indústrias com o auxílio e supervisão das concessionárias locais. As dificuldades apresentadas foram, fundamentalmente, a falta de informações que as próprias indústrias tinham quando do preenchimento dos formulários o que acabou gerando dados incompletos, em branco e em amostras descartadas. A conseqüência mais grave para esse processo foi a falta de dados estatísticos ou duvidosos em algumas regiões onde, em alguns casos, o erro se deu na ordem de 16% em relação às amostras efetivas consideradas pela pesquisa.

Em publicações acadêmicas ocorrem grandes contribuições na área de eficiência energética principalmente em relação à utilização de motores elétricos de indução acionados por dispositivos de variação de velocidade, entre eles, o mais comum e comercial, o conversor de freqüência, avaliando sua viabilidade e problemas gerados como conseqüências para a qualidade de energia e rendimento de motores. Também se tem resultados obtidos com o uso de motores de alto rendimento. Dentre eles destacam-se:

Boglietti e Ferraris [5] publicam em 1993 o comportamento energético de motores de indução do tipo padrão quando alimentados por conversores de freqüência. O artigo traça comentários acerca do assunto e resultados experimentais. Em [6] os mesmos autores abordam as perdas no ferro pela utilização de conversores do tipo PWM o que se repete em 1996. No ano seguinte (1994), Gordon Slemon reafirma em [14] as conclusões de Boglietti a respeito do uso de dispositivos de freqüência variável aplicado em motores de indução.

Em 1999, Di Gerlando e Perini [11] criam um método para calcular as perdas adicionais no ferro avaliando os efeitos das harmônicas de tensão pela utilização de conversores em dispositivos eletromagnéticos.

Em [11] em uma abordagem mais abrangente, Hildenbrand e Roehrdanz colocam seus resultados experimentais acerca das perdas no ferro de máquinas trifásicas alimentadas por conversores PWM.

Trabalhando especificamente o motor, Boglietti e Cavagnino comparam em [8] a eficiência energética de um MIT do tipo gaiola de esquilo de cobre em relação ao fabricado com alumínio. No ano anterior (2007), Adriano Holanda Pereira defende sua dissertação [58] onde projetou um freio eletromagnético para ensaios de motores do tipo padrão e de alto rendimento, além também de utilizar-se de conversores de frequência para o acionamento. Desse estudo, foi possível extrair dados que originaram [37] em que Cássio Andrade compara, do ponto de vista econômico e elétrico, o uso de motores elétricos industriais de alto rendimento.

Em respeito às correias transportadoras especificamente, poucos estudos acadêmicos vêm sendo publicados em que se destaque eficiência energética. A maioria das publicações visa estratégias de controle, métodos de acionamentos como frenagem regenerativa e modelos. Em 1997 em mais um estudo de caso, Broadfoot e Betz modelam matematicamente em [4] uma longa correia transportadora contemplando todas as forças resistentes e modelos clássicos para se prever a potência requerida pelo sistema. No mesmo ano, Yingling e Zhonghui utilizam em [15] técnicas de controle para minimizar picos de carregamento variáveis ao longo de transportadores de minério.

Um ano após, novamente Broadfoot e Betz desenvolvem em [2] um algoritmo para o controle de um conversor de frequência demonstrando o desempenho por simulação computacional e apontam problemas acerca da operação de longos transportadores em minas através do uso desses dispositivos de variação de velocidade.

Também em 1998, Morley e Kohler apresentam em [18] um modelo para determinação da potência demandada por um transportador bem como a estimação do tempo de aceleração para um dado carregamento e o comprimento máximo aceitável para uma correia.

Rodríguez e Pontt publicaram em [16] no ano de 2002 um estudo de dispositivos regenerativos na ordem de megawatt para correias transportadoras de alto desempenho em elevação.

Reavaliando o relatório técnico realizado em 1996, Almeida e Ferreira publicam em [10] as considerações técnicas e econômicas em aplicações de variação de velocidade com sistemas de motor elétrico com perspectivas para o setor industrial e terciário para um horizonte de 2015.

Já em [19], Oliveira e Silva apresentam um modelo computacional e o validam através de um sistema para realocação de energia por frenagem regenerativa.

Devido ao grande campo de pesquisa do tema e o baixo número de publicações em relação às correias transportadoras, a presente dissertação vem a contribuir para um cenário nacional e regional com o objetivo de se popularizar as técnicas de acionamento já utilizadas para outras cargas da indústria além de unir as técnicas utilizadas ao conceito de eficiência energética para esse tipo de sistema.

1.4 ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO

O presente estudo está estruturado como se segue:

No capítulo em curso, são introduzidos percentuais do consumo de energia das principais cargas da indústria destacando-se os transportadores e justificando o atual estudo através dos resultados da revisão bibliográfica realizada previamente.

No capítulo 2 é dada a modelagem clássica para o motor de indução trifásico através do circuito equivalente bem como suas características físicas e elétricas. No mesmo capítulo são apresentados os tipos de controle para dispositivos eletrônicos de variação de velocidade usualmente utilizados dentro da indústria.

No capítulo 3 é dado o suporte matemático para características mecânicas e físicas de sistemas de transporte além de descrever o sistema de correias transportadoras sob todos os aspectos construtivos. Ao final do mesmo são apresentadas algumas técnicas de acionamentos para correias transportadoras.

No capítulo 4 é apresentada a bancada de ensaios do LAMOTRIZ/UFC utilizada para efeito dos resultados experimentais. São descritas as possibilidades

de ensaios que podem ser realizadas no laboratório com o suporte de sensores, equipamentos e outros dispositivos que coordenam a planta como um todo.

No capítulo 5 são levantados os resultados experimentais com a descrição dos ensaios realizados em laboratório para futuras discussões. Aqui são comparadas as técnicas de acionamento para os problemas apresentados e visualizadas através de gráficos de parâmetros elétricos e físicos inerentes ao processo.

No capítulo 6 são apresentadas as considerações finais da dissertação com discussões acerca da viabilidade técnica e econômica dos acionamentos envolvidos e também propostas futuras para explorar o campo de estudos das correias transportadoras.

1.5 PUBLICAÇÕES RELACIONADAS COM A PESQUISA

MAGALHÃES, F.R.P.; BEZERRA, A. M., PONTES, R. S. T.. “Eficiência energética em um sistema de moto-redutor acoplado a uma correia transportadora”. Artigo apresentado na cidade de Belém no Pará na ocasião do III CBEE (3º Congresso Brasileiro de Eficiência Energética). Agosto de 2009.

MAGALHÃES, F.R.P.; PONTES, R. S. T.. “Análise de eficiência energética do óleo sintético KLÜBERSYNTH GH 6-320 pertencente à Klüber Lubrification do Brasil”. Relatório técnico apresentado à Klüber Lubrification do Brasil sobre o impacto, do ponto de vista da eficiência energética, do uso do lubrificante sintético de uso industrial GH 6-320 em um sistema mecânico de moto-redutor. Fortaleza/CE. Janeiro de 2009.

MAGALHÃES, F.R.P.; SOUSA, R.O.; OLIVEIRA, D.N., BARROZO, F. E. O., AGUIAR, V.P.B., PONTES, R.S.T.. “Correias transportadoras: um estudo de eficiência energética para o acionamento a velocidade variável”. Artigo apresentado na cidade de Juiz de Fora em Minas Gerais na ocasião do XVII CBA (17º Congresso Brasileiro de Automática). Agosto de 2008.

Capítulo 2

MIT E ACIONAMENTO À VELOCIDADE VARIÁVEL

Neste capítulo, apresentam-se as características fundamentais de um motor de indução trifásico (MIT), bem como uma discussão das características físicas e elétricas. Também se aprofunda o estudo do princípio de funcionamento do conversor de frequência, técnicas de acionamentos e as consequências da utilização para a rede elétrica.

2.1 MOTOR DE INDUÇÃO TRIFÁSICO (MIT) E SUAS PERDAS

O motor de indução trifásico, MIT é o principal dispositivo consumidor de energia elétrica nas indústrias brasileira e mundial. O MIT é um conversor de energia eletromagnético que age sob efeito de um campo magnético girante. A combinação e distribuição espacial das três fases de alimentação faz circular pelo estator um campo girante proveniente do somatório fasorial das três ondas de força magnetomotriz (f.m.m.) pulsantes.

Embora os estudos em relação à redução das diversas perdas encontradas nos MIT's estejam avançados, o rendimento da máquina nunca atingirá um valor de 100%. Na Figura 2.1 discriminam-se todas as perdas encontradas em um motor pelo diagrama de Sankey.

Decretos como o da portaria¹ n°553 obrigam fabricantes de motores elétricos a se adequarem a níveis de rendimentos mínimos. Os números apontam para índices que variam 70% a 95%. Esses valores consideravelmente distintos podem ser justificados, além de outros fatores, através da faixa de potência dos motores considerados que foram de 1-250 CV e de 2, 4, 6 e 8 pólos. Atualmente, a

¹ Portaria interministerial n° 553, de 8 de dezembro de 2005, em referência à lei 10.295 (lei de eficiência energética que estipula metas de eficiência em motores trifásicos do tipo gaiola de esquilo).

linha Premium já é mais eficiente sendo uma realidade comercial e atingindo rendimentos de 96,8%².

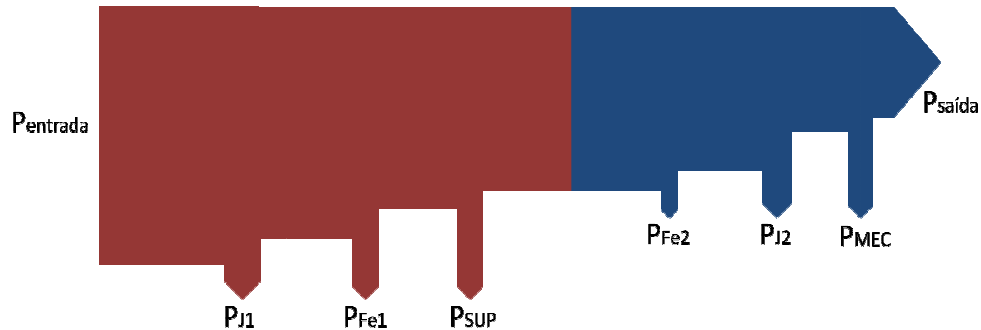


Figura 2.1 - Diagrama de Sankey³.

Contudo, agora se detalham as perdas que contribuem para essa variação do rendimento.

2.1.1 PERDAS MECÂNICAS

Causadas exclusivamente pelo atrito das partes móveis da máquina, estão presentes nos rolamentos, nos anéis V'Ring, no rotor dada a ventilação interna gerada pela construção física dos anéis de curto-circuito do mesmo e pela ventilação forçada localizada na extremidade oposta da ponta de eixo do motor.

No caso dos rolamentos, a perda depende da pressão, da velocidade angular e do coeficiente de atrito dos rolamentos que podem ser traduzidos, segundo [37], na Equação (2.1).

$$P_{\text{rol}} = 1,5 F_{\text{rol}} \frac{v}{d_{\text{esf}}} 10^{-5} \quad (2.1)$$

² Para um motor industrial de 550CV - 4 pólos - 60Hz. Fonte: [32].

³ As perdas suplementares (Psup) são assim consideradas por não se enquadrarem nas demais perdas classificadas anteriormente.

onde F_{rol} é a força radial aplicada no rolamento dada em Newtons, d_{esf} o diâmetro médio das esferas e v a velocidade tangencial da superfície interna dos rolamentos.

A perda por ventilação externa é a que representa a maior perda devido o arrasto aerodinâmico presente na estrutura. Ela depende de parâmetros construtivos das pás como diâmetro, formato e número de pás. A esse conjunto associa-se a variável Z_m dada em $Pa.s/m^6$. Também é influenciada pela vazão de saída (Q) em sistema MKS e da eficiência do ventilador fornecida pelo fabricante em porcentagem. Assim, novamente por [37], tem-se, através da Equação (2.2), o cálculo da perda por ventilação externa.

$$P_{\text{vent,out}} = \frac{Z_m Q^3}{\eta_e} \quad (2.2)$$

Assim como a ventilação externa, a ventilação interna dos anéis de curto-circuito do rotor desempenha uma função fundamental para a regulação da temperatura do estator e do MIT em geral. Segundo [37] a perda por ventilação interna é influenciada pela própria ventilação externa já que está imerso neste e pelo número de pólos da máquina sendo expressa empiricamente pela equação abaixo:

$$P_{\text{vent,in}} = (2p)P_{\text{vent,out}} \quad (2.3)$$

2.1.2 PERDAS MAGNÉTICAS

Referem-se às perdas no núcleo ferromagnético do motor. Aqui onde os fenômenos de histerese e correntes parasitas atuam.

As perdas por histerese são devido à reorientação dos seus domínios magnéticos causada pela variação intrínseca da corrente alternada circulante nos enrolamentos de alimentação. Isso porque, quando percorrido por uma corrente alternada, a intensidade do campo magnético varia de forma oscilante (Figura 2.2). A variação da energia armazenada ao longo da curva dada pela variação da intensidade do campo de seu máximo positivo até seu máximo negativo representa a parcela necessária para reorientar os domínios magnéticos do material.

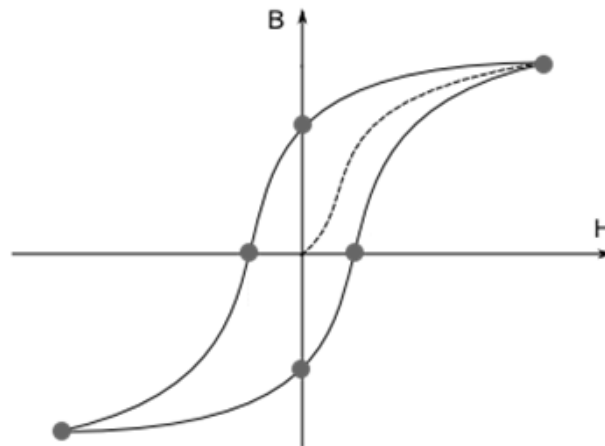


Figura 2.2 - Curva de histerese característica de um meio ferromagnético.

Da Figura 2.2 conclui-se quanto maior a área interna maiores as perdas bem como o inverso também é válido. A relação mais comumente utilizada trata de uma equação empírica dada por [36]:

$$P_{\text{hist}} = K_h f B_{\text{max}}^n \quad (2.4)$$

onde K_h é uma constante de proporcionalidade que depende das características do material e do seu volume, f a frequência, B_{max} a indução magnética e n um parâmetro que varia de 1,5 a 2,5 dependendo das propriedades do material.

Esse mesmo movimento dos domínios magnéticos também é responsável por correntes induzidas no material envolto que criam um novo campo oposto ao campo aplicado. Elas são as perdas por corrente de Foucault e serão aqui tratadas como perdas clássicas pela Equação (2.5).

$$P_{\text{class}} = K_f (B_{\text{max}} f \tau)^2 \quad (2.5)$$

onde K_f representa uma constante de proporcionalidade que depende do volume e da resistividade do ferro e τ a espessura das chapas metálicas que formam o núcleo, daí, podemos concluir que uma das ações tomadas pelos fabricantes para diminuir essa perda em específico é a tecnologia de laminação das chapas

metálicas visto que essas perdas variam diretamente proporcional com o quadrado dessa dimensão.

Apesar das definições a respeito do comportamento dos fenômenos magnéticos das máquinas rotativas, alguns pesquisadores vêm definindo um novo termo empregado para perdas magnéticas que, embora proporcionalmente muito menores, não estavam inseridas nas perdas por histerese e clássicas: são as perdas por excesso [37]. Nela são adicionadas aquelas que não foram contempladas nas duas anteriores por estarem em um patamar macroscópico. As perdas por excesso consideram uma nova entidade física intitulado de objeto magnético (OM) em que o deslocamento dos domínios magnéticos observado pelas curvas de histerese também provocam uma variação de fluxo magnético que induzem correntes parasitas em nível microscópico. O cálculo matemático dessa grandeza exige um elaborado conhecimento e técnica que não estão nos objetivos deste trabalho.

2.1.3 PERDAS RESISTIVAS

Essas perdas estão associadas aos elementos condutores do estator e rotor, que aquecem devido ao efeito Joule.

A representatividade dessa perda no total depende do valor da resistência que poderá ser influenciada pelo tipo de material, comprimento, área da seção transversal e ainda pela temperatura e o efeito pelicular.

No estator, o material empregado comercialmente para o bobinamento é o cobre. Cada material tem uma resistividade diferente o que acarreta resistências diferentes mesmo para dimensões idênticas. A resistência é dada pela Equação (2.6) em que ρ é a resistividade do material utilizado fornecido em catálogos de materiais e dada em $\Omega.m$, l o comprimento em metros e S a seção transversal reta do condutor em m^2 .

$$R = \rho \frac{l}{S} \quad (2.6)$$

Por se tratar de um metal, a temperatura influencia diretamente sua resistência, pois ela altera o coeficiente de dilatação linear como pode ser verificado a seguir:

$$\alpha = \frac{\Delta l}{l_0 \Delta T} = \frac{\Delta R}{R_1 \Delta T} = \frac{R_2 - R_1}{R_1 (T_2 - T_1)} \quad (2.7)$$

Esse parâmetro é uma variação do comprimento em relação a uma taxa de variação da temperatura. Como dado pela Equação (2.6) a resistência é diretamente proporcional ao comprimento, pode-se relacionar o coeficiente de dilatação diretamente com ele como é mostrado pela própria Equação (2.7) acima. Assim o índice 1 da fórmula a uma temperatura inicial e o índice 2 a temperatura final das medições.

A resistência pode aumentar em 39% para uma variação de temperatura aproximadamente de 100°C [37] embora os níveis máximos determinados por normas técnicas para a temperatura interna de um MIT atendem variações muitas vezes superiores a estas. Na Tabela 2.1 verificam-se as classes de isolamento padronizadas pela norma NBR15626 [35].

Tabela 2.1 - Temperatura limite para classe de isolamento em motores de indução trifásicos.

Classe de Isolamento	Temperatura Limite (°C)
A	105
E	120
B	130
F	155
H	180

Essa variação dificilmente é violada devido o cuidado que os fabricantes têm para com a refrigeração do motor sendo instalado um ventilador no flange oposto ao da ponta de eixo, que irá trabalhar na rotação da máquina, imprescindível para o correto funcionamento do MIT.

Para as perdas no rotor, por não haver pontos de acesso para medição de resistência ou corrente de circulação, a estimativa dessa parcela agora é

realizada pela Equação (2.8) levando em consideração a potência no entreferro da máquina P_g e o escorregamento s . Assim,

$$P_{J_2} = s.P_g \quad (2.8)$$

Para isso, o conhecimento de P_g é necessário e é determinado com o resultado obtido no item anterior quando do cálculo das perdas magnéticas através da Equação (2.31).

$$P_g = P_{in} - P_{J_1} - P_{Fe} \quad (2.9)$$

onde P_{in} é a potência de entrada e verificada a partir da placa de identificação do motor.

Desta, para finalizar os cálculos das perdas resistivas, só falta conhecer o valor de P_{J_1} que é dado de forma direta pela Equação (2.10).

$$P_{J_1} = 3I_1^2 r_1 \quad (2.10)$$

2.1.4 PERDAS SUPLEMENTARES (P_{SUP})

As mais complexas de se determinar, pois são associadas às imperfeições construtivas da máquina e todas àquelas em que não foram classificadas como as definidas anteriormente. Pela sua complexidade, muitos autores elaboram cálculos e simulações que, normalmente, não segue um padrão para se estimar esse tipo de perda. Assim, o objetivo aqui é apenas definir essa e tomar como base valores tabelados pela norma IEEE 112-1996 da Tabela 2.2 a seguir.

Tabela 2.2 - Perdas suplementares segundo a norma IEEE 112-1996.

Potência nominal em HP(KW)	Perdas Suplementares (%)
1(0,75)-125(90)	1,8
126(91)-500(375)	1,5
501(376)-2499(1850)	1,2
> 2500(1851)	0,9

Contudo, as perdas representadas pelo diagrama da Figura 2.1 no início desse tópico podem ser calculadas pela expressão a seguir:

$$P_{erdas} = P_{J_1} + P_{J_2} + P_{Fe} + P_{mec} + P_{sup} \quad (2.11)$$

2.2 ACIONAMENTO À VELOCIDADE VARIÁVEL

Dentro das diversas atividades da indústria, vários são os sistemas de variação de velocidade de MIT's para atender determinadas aplicações que vão desde o bobinamento de fios na indústria têxtil passando pelo transporte contínuo de carga, como no caso de transportadores, e bombeamento de fluido nas indústrias alimentícias e de bebidas, e chegando ao controle preciso de injeção de produtos em agitadores ou misturadores.

Muitas soluções em acionamento tem sido implementadas dentro da indústria sob a visão dos responsáveis em tornar os processos cada vez mais dinâmicos e economicamente viáveis sem perder, e muitas vezes aumentando, a produtividade com redução de custos. Nesse horizonte uma solução muitas vezes viável é a instalação de conversores de frequência. Por não ser objeto de estudo desse trabalho, os sistemas tradicionais que ainda são frequentemente utilizados na indústria, serão apenas citados com suas principais características e aplicações mantendo o interesse em dedicar mais profundamente aos conversores de frequência.

2.2.1 SISTEMAS DE VARIAÇÃO DE VELOCIDADE TRADICIONAIS

Antes do avanço dos conversores de eletrônica de potência as técnicas de acionamento com velocidade variável eram associadas aos variadores mecânicos para a aplicação desejada.

Variadores mecânicos são utilizados para operar de forma contínua e à velocidade constante. Em alguns casos, a velocidade poderá ser alterada sendo que, para que isso ocorra, o equipamento deve ser retirado de operação para que uma ação junto ao dispositivo de acoplamento seja realizada como ocorrem nas polias cônicas que são tracionadas por correias. Neste caso, a relação entre a saída de ponta de eixo do motor e a saída do acionamento para a carga é determinada pelo nível em que a correia se encontra. O mesmo não ocorre em correias em “V”, assim como outros acoplamentos fixos como correntes em conjunto com rodas dentadas.

Outro importante equipamento mecânico que altera a velocidade do motor é o redutor de velocidade sendo este utilizado na parte experimental e que é visto no capítulo 4 em detalhes..

Uma evolução dos variadores mecânicos que apenas permitem uma relação de velocidade fixa foram os acoplamentos hidráulicos. Nesses, o princípio de funcionamento se baseia no controle de entrada do fluido que determina a ação entre dois rotores (entrada e saída) que se encontram livres entre seus eixos. A injeção do fluido se deve a uma bomba auxiliar e o sistema completo se apresenta um tanto complexo ainda com a presença de bomba de enchimento, trocador de calor, bomba de lubrificação e bloco de controle. Eles vêm acoplados em redutores de velocidade e encontrados com maior frequência em grandes transportadores devido, dentre suas características, obterem uma partida suave e progressiva da carga.

2.2.2 ACIONAMENTO ELETRÔNICO

Após o surgimento da atual eletrônica de potência com avançadas técnicas de controle, foi possível projetar dispositivos que alterassem a velocidade de um motor através de um conjunto de elementos estáticos a citar: tiristores, transistores e diodos. Com isso o mundo passou a intensificar os estudos de controle para obter a máxima precisão da forma de onda de saída e, conseqüentemente, na velocidade rotórica.

Então se passou a adaptar o controle inerente ao dispositivo para uma série de atividades que são encontradas na indústria e manter características inerentes a cada processo como torque, velocidade e resposta dinâmica ao sistema.

2.2.2.1 OPERAÇÃO E FUNCIONAMENTO

Como já mencionados, os conversores de frequência são formados por dispositivos eletrônicos estáticos que, através de uma lógica de disparo de chaveamento modifica a forma da onda senoidal de entrada da rede elétrica. A frequência de chaveamento usualmente encontrada em motores comerciais está na ordem de 10 KHz.

Um dos grandes problemas encontrados na operação de conversores de frequência e se apresentando como uma de suas desvantagens é o aumento excessivo da temperatura de trabalho do MIT. Isso devido aos elevados crescimentos dos pulsos gerados e pelas altas freqüências de operação. O uso prolongado do conversor a baixas velocidades modifica uma função essencial do motor que é a sua ventilação. Como o motor é projetado para uma rotação de próxima de 1800 rpm ⁴, quando esse valor é reduzido sensivelmente, o ventilador localizado do lado oposto ao da ponta de eixo perde a sua função de refrigerar principalmente os rolamentos e o conjunto como um todo. Com isso, o esmalte de proteção pode atingir temperaturas que não condizem com as especificadas de acordo com o citado no item 2.1.3.3 deste trabalho, ocasionando a perda de suas

⁴ Para um MIT de 4 pólos.

propriedades. Outro problema encontrado pelo acionamento eletrônico é a injeção de conteúdo harmônico na rede elétrica de alimentação distorcendo a forma senoidal pura e prejudicando o funcionamento correto de outros equipamentos eletrônicos mais sensíveis a variação da rede.

2.2.2.2 PERDAS DO MIT PARA UMA ALIMENTAÇÃO NÃO-SENOIDAL

Diferentemente do que ocorre na alimentação senoidal pura do MIT, quando se varia a frequência, alguns parâmetros da máquina são definidos da mesma forma quando da alimentação senoidal enquanto outros são alterados como no caso das reatâncias de dispersão e na reatância de magnetização do motor.

No caso da resistência do estator, seu valor é obtido experimentalmente e não é alterado pela variação da frequência. De fato, a variação da tensão alternada no motor tende a elevar o valor dessa resistência devido ao efeito pelicular. Porém, como o trabalho está sendo realizado para um motor de pequeno porte, onde a característica construtiva leva a encontrarmos enrolamentos com fios de cobre cilíndricos e de diâmetros pequenos onde esse efeito pode ser desprezado para o cálculo tanto da resistência do estator quanto para a indutância [41].

A reatância do estator leva em consideração apenas a relação da equação (2.12). Daí:

$$x_1(n) = 2\pi f_s(n) L_1(n) = \frac{nf_1(1)}{f_{nom}} x_1 \quad (2.12)$$

Já para a resistência do rotor, as barras que formam o circuito fechado possuem espessura considerável e, portanto, não deve se desprezar o efeito pelicular. Para tanto, a resistência do rotor para o n -ésimo harmônico é dada, segundo [42], pela equação (2.13):

$$r_2(n) = r_2 \times \frac{K_{RR}(n)}{K_{RR}(1)}, \quad (2.13)$$

Onde r_2 é a resistência do rotor a frequência nominal e $K_{RR}(n)$ um fator para a correção da resistência em função da frequência que é dado pela Equação (2.14) a seguir:

$$K_{RR}(n) = \frac{d}{\delta_{rot}(n)} \frac{\sinh\left(\frac{2d}{\delta_{rot}(n)}\right) + \operatorname{sen}\left(\frac{2d}{\delta_{rot}(n)}\right)}{\cosh\left(\frac{2d}{\delta_{rot}(n)}\right) - \cos\left(\frac{2d}{\delta_{rot}(n)}\right)}, \quad (2.14)$$

Onde d é a altura da ranhura e $\delta_{rot}(n)$ o comprimento de penetração da onda eletromagnética no material da barra do rotor dada pela Equação (2.15):

$$\delta_{rot}(n) = \sqrt{\frac{\rho_r}{\pi \cdot \mu_0 \cdot n \cdot f_s(n)}} \quad (2.15)$$

onde ρ_r é a resistividade das barras do rotor.

A indutância do rotor então é dada abaixo pela Equação (2.16) e o parâmetro $K_{LR}(n)$ ambos por [42], logo a seguir:

$$L_2(n) = L_2 \frac{K_{LR}(n)}{K_{LR}(1)} \quad (2.16)$$

$$K_{LR}(n) = \frac{3 \cdot \delta_{rot}(n)}{2d} \times \frac{\sinh\left(\frac{2d}{\delta_{rot}(n)}\right) + \operatorname{sen}\left(\frac{2d}{\delta_{rot}(n)}\right)}{\cosh\left(\frac{2d}{\delta_{rot}(n)}\right) - \cos\left(\frac{2d}{\delta_{rot}(n)}\right)} \quad (2.17)$$

Após essas correções, o valor para a reatância do rotor para harmônicas de ordem n é dado por:

$$x_2(n) = 2 \cdot \pi \cdot f_s(n) \cdot L_2(n) \quad (2.18)$$

Quando do uso de conversores, a máquina passa a operar constantemente dentro de sua zona de saturação o que resulta no aumento da corrente de magnetização em relação à alimentação senoidal pura. Segundo [41], a

reatância de magnetização é calculada, de forma simplificada, a partir da Equação (2.19):

$$x_{\varphi}(n) = 0,25n \cdot x_m(1) \cdot \frac{f_s(1)}{f_{nom}} \quad (2.19)$$

Com isso, calculando-se os valores de forma muito mais complexa do que para uma alimentação puramente senoidal e atualizando eles no equacionamento clássico das máquinas de indução temos como estimar as perdas devido o uso de conversores de frequência.

2.3 TIPOS DE CONTROLE

Existem no mercado distintos acionamentos com o propósito de atender determinadas atividades em específico. Para essa demanda os conversores vêm para atender muitas aplicações com variação de velocidade do MIT em máquinas de fluido (bombas, compressor de ar ou ventiladores) onde, na maioria das ocasiões, o controle escalar apresenta resultados satisfatórios. Já para máquinas de transporte, e outros equipamentos em específico que exigem uma margem limitada de operação, a utilização de um controle vetorial poderá ser requisitada. Abaixo serão apresentados, de forma simplificada e breve, esses dois tipos de controle para conversores de frequência.

2.3.1 CONTROLE ESCALAR V/F

Neste tipo de controle é observado um comportamento linear da tensão e da frequência tornando uma estratégia que, em alguns casos, não obtêm resultados satisfatórios causados por atrasos na resposta ao sistema e/ou deficiência de manutenção do conjugado constante. Esta última característica está associada ao fenômeno conhecido por enfraquecimento do campo, onde, para baixas frequências ocorre a queda da tensão no estator e, conseqüentemente, os conjugados máximo,

mínimo e de partida da máquina inviabilizando alguns tipos de acionamento, como é o caso das correias transportadoras que exigem elevado torque de partida.

Os conversores de frequência atuais já vêm com a programação de curvas V/f de fábricas. Na Figura 2.3 vemos algumas curvas que, de acordo com a orientação dos fabricantes, adapta-se à determinadas condições de carga. A citar exemplo, a curva “P” é recomendada para cargas com comportamento quadrático, ou seja, bombas e ventiladores.

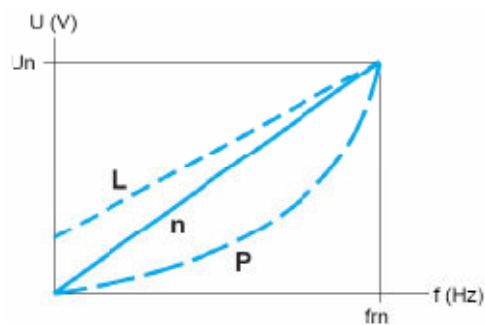


Figura 2.3 - Curvas V/f padronizadas pelos conversores de frequência.

Alguns modelos permitem ao usuário criar a sua própria curva v/f com o intuito de adequá-la as condições de trabalho, por exemplo, no caso da exigência de um torque mais elevado para menores rotações, o usuário poderá exigir um valor mais elevado de tensão para baixas frequências como ocorre na curva “L” da Figura 2.3. Nem sempre o comportamento devido a essas alterações tem efeitos positivos e a solução é recorrer a conversores que possuam controles mais sofisticados como é visto a seguir.

2.3.2 CONTROLE VETORIAL

O controle vetorial surgiu como desafio de operar a máquina CA de forma semelhante à máquina CC, ou seja, desacoplando o controle do conjugado ao do fluxo de campo. O controle é realizado em nível de ângulo e fase das grandezas elétricas. Também é conhecido por controle de campo orientado, pois, o controle da

tensão e corrente em conjunto determina a posição do campo eletromagnético da máquina e permite que o conjugado e o fluxo do campo da máquina sejam controlados de forma independente⁵.

O modelo matemático para o controle vetorial exige para seus cálculos a resistência do estator, resistência do rotor, indutância do estator, indutância do rotor e a indutância de magnetização. Para tanto, tradicionalmente, o controle vetorial utiliza a estratégia de matrizes de transformação do sistema de 3 eixos para um sistema de 2 eixos (transformadas de Clark e Park). A estrutura de atualização dos parâmetros recebe assim duas variáveis como referência: uma componente do conjugado (sobre o eixo q) e a componente do fluxo (sobre o eixo d).

Para a implantação das técnicas de controle vetorial é necessário que exista um desacoplamento entre o conjugado e o fluxo da máquina obtido com o alinhamento da componente d do fluxo orientado, o que é efetivamente realizado através da mudança de eixos.

As técnicas de controle vetorial podem ser classificadas em relação ao modo de obtenção da posição do ângulo do fluxo do rotor: uma se dará de forma direta através de medidas elétricas que determinam o fluxo ou, indiretamente, através do eixo do rotor utilizando a posição e o escorregamento para tal [40]:

Controle vetorial indireto:

- Orientação no fluxo de rotor
- Orientação no fluxo de estator
- Orientação no fluxo de entreferro
- Controlador universal indireto

Controle vetorial direto:

- Orientação no fluxo de rotor
- Orientação no fluxo de estator
- Orientação no fluxo de entreferro
- Controlador universal direto

⁵ Para maiores detalhes, faz-se necessária a leitura do capítulo 3 de [40].

Para algumas aplicações em que os valores estimados de referência se mostram com erros consideráveis, parâmetros medidos (método direto) devem ser extremamente recomendáveis em relação aos calculados (método indireto). É o atual caso! Velocidades próximas de zero e carregamento crítico e variável.

A maioria dos conversores de frequência comerciais traz o *controle V/f* como padrão por ser de concepção mais simples, barato e executável para a grande maioria das aplicações, alguns também incorporam a função *controle vetorial sensorless* assim denominada por utilizar realimentação em malha aberta, porém, dificilmente um controle cujo método direto seja prioridade é fabricado em série. Isso devido a uma estratégia de mercado dos fabricantes que tem por objeto tornar menos oneroso o produto, tornando-o competitivo diante das outras marcas. Para esses casos, módulos são adicionados ao corpo do conversor e são vendidos separadamente realizando a comunicação com sensor de velocidade (ex.: *encoders* incrementais de alta precisão) que realiza a leitura da rotação da máquina. Isso aumenta sensivelmente a confiabilidade na operação do sistema, devido à forma direta com que o método vetorial adquire os parâmetros de velocidade e escorregamento necessários para o cálculo. Porém eleva o custo de aquisição e a manutenção.

Capítulo 3

SISTEMAS DE CORREIAS TRANSPORTADORAS

O presente capítulo apresenta como forma introdutória o equacionamento para os fenômenos físicos que envolvem o transporte de massa em um sistema de correias transportadoras, bem como, alguns comportamentos acerca dos elementos que o compõe para uma análise. Esse conhecimento inicial irá elucidar algumas das dificuldades encontradas em laboratório e dará o suporte inicial para as futuras pesquisas.

Também são apresentadas as principais partes desse tipo de sistema motriz, suas aplicações e configurações. Também é apresentada a planta do LAMOTRIZ/UFC de onde foram retirados os resultados deste trabalho e também com algumas plantas visitadas no nosso parque industrial.

Por fim, é apresentada uma explanação sobre os métodos de acionamentos clássicos montados em laboratório e/ou observados em campo.

3.1 PRINCÍPIOS FÍSICOS DAS MÁQUINAS DE TRANSPORTE

Para descrever o princípio de funcionamento do transportador, recorrem-se as leis da cinemática para um movimento unidimensional, retilíneo e uniforme como para um movimento não uniforme acelerado ou desacelerado.

3.1.1 DINÂMICA DO PONTO MATERIAL

Para o aprofundamento desse assunto, um estudo da dinâmica do ponto material se faz necessário e sua lei fundamental prevalece para um ponto. Com isso, na equação (3.1) está descrita a lei fundamental da dinâmica de Newton [24].

$$F = m.a = m.\frac{dv}{dt} \quad (3.1)$$

Quando diversas forças atuam num mesmo corpo, a resultante delas será o somatório vetorial de todas elas. Do princípio da inércia de Galileu, quando a força total é igual a zero, o corpo não é submetido a qualquer aceleração, ou seja, fica em repouso, ou continua em movimento uniforme.

Um trabalho é realizado quando se desloca uma massa por ação de uma força em um percurso qualquer. Assim, define-se matematicamente trabalho como sendo o produto escalar da equação (3.2) tendo como unidade, o Joule (N.m). Quando a força e o sentido do movimento têm a mesma orientação, o trabalho será positivo, quando apresentam sentidos opostos, será negativo.

$$W = \int_c F dx \quad (3.2)$$

onde a integral de caminho fechado representa o trajeto que a força irá atuar e dx o deslocamento sobre esse mesmo trajeto.

Quando o trabalho for ser determinado ao longo do tempo, a equação (3.2) será reescrita da seguinte forma:

$$W = \int F.v.\cos\alpha.dt \quad (3.3)$$

onde α é o ângulo entre as direções da força e da velocidade.

Outro conceito importante é o da potência que é definida como sendo a taxa temporal de realização de trabalho [31]. Com isso, podemos interpretá-la como sendo:

$$P = \frac{dW}{dt} = F.\frac{dx}{dt} \text{ ou } P = F.v \quad (3.4)$$

3.1.2 DINÂMICA DE UM SISTEMA DE PONTOS

Como para um transportador de materiais particulados não se resume ao transporte de apenas uma partícula isolada e sim uma quantidade a granel de um conjunto de pequenas massas em movimento, a análise proposta a seguir

contempla a iteração em um sistema de pontos, assim, um sistema móvel será formado por um conjunto de pontos materiais de posições que podem ser variáveis entre si ao longo do movimento ou constantes para o caso de um corpo rígido.

O teorema de D'Alembert, ou princípio de D'Alembert, assume que, num sistema material sujeito à ação de várias forças, adote um ponto de massa m e aceleração a . Então, nesse ponto atuarão três tipos de força: forças exteriores (F_e) aplicadas diretamente ao ponto, forças interiores (F_i) provocadas pela ação dos pontos vizinhos sobre o ponto considerado e a força de inércia (F_j) igual e contrária ao produto da massa pela sua aceleração. Com isso, segundo D'Alembert, para um ponto material, essas três forças realizam equilíbrio a cada instante.

$$\sum F_e + \sum F_i + \sum F_j = 0 \quad (3.5)$$

Esse raciocínio segue para todos os pontos do sistema definindo-se tantas igualdades quantos sejam os pontos do sistema, ou seja, há equilíbrio, entre cada tipo de força declarada acima em todos os pontos materiais que as constituem. Porém, as forças internas, por serem de virtude do princípio da ação e reação, se anulam uma com a outra fazendo com que as forças exteriores e de inércia realizem o equilíbrio. Logo, o teorema declara que, “quando um sistema se encontra em movimento acelerado pelo efeito de forças externas, poderá ser tratado como em equilíbrio, acrescentando em cada ponto uma força igual ao produto desta massa e da aceleração do ponto, cuja direção seja contrária à aceleração (forças de inércia)” [23].

O teorema acima citado assume uma premissa que é o princípio do centro de gravidade. Nele, “quando um sistema de pontos está submetido à influência de forças, seu centro de gravidade se movimenta como se todas as forças atuassem nele” [23] não havendo restrição se o corpo seja rígido ou não.

$$E = \sum \frac{m_i \cdot v_i^2}{2} \quad (3.6)$$

A energia cinética para pontos materiais m_1 , m_2 até m_i será dada pela expressão da equação (3.6) colocando aqui algumas considerações:

Quando não existem forças internas o trabalho das forças externas é igual ao incremento de energia cinética;

Para um sistema rígido de pontos há forças internas, porém não podem exercer qualquer trabalho, pois não existe a possibilidade de um movimento relativo em direção à tensão;

Se o sistema de pontos não é rígido e existem forças internas atuantes, a soma das forças externas e interna é igual ao incremento da energia cinética.

A quantidade de movimento B de um sistema é igual a soma vetorial, ou geométrica, das quantidades de movimento isolados, ou então é igual à massa total multiplicada pela velocidade do centro de gravidade v_S . Assim:

$$B = m_1 v_1 + m_2 v_2 + m_3 v_3 + \dots = m \cdot v_S \quad (3.7)$$

Para uma força atuante em um sistema durante um intervalo de tempo $[t_1:t_2]$, o impulso será igual ao incremento da quantidade de movimento do sistema como expresso pela equação (3.8) abaixo:

$$\int_{t_1}^{t_2} F \cdot dt = B_2 - B_1 \quad \text{ou} \quad F = \frac{dB}{dt} \quad (3.8)$$

Portanto, é indiferente que a força F atue apenas em pontos isolados ou sobre todos eles. Forças internas como o atrito, por exemplo, não exercem qualquer influência sobre a quantidade de movimento.

Outro fenômeno acerca do comportamento físico dos materiais é o do momento que pode ser compreendido através da equação (3.9) em que se uma força externa atua sobre o sistema e $\vec{M} = \vec{r} \cdot \vec{F}$ é o momento desta força dizemos que o impulso do momento é igual à variação do momento angular D .

$$\vec{M} = \frac{d\vec{D}}{dt} \quad \text{ou} \quad \int_{t_1}^{t_2} \vec{M} dt = \vec{D}_2 - \vec{D}_1 \quad (3.9)$$

Ao estabelecer as equações do movimento para um sistema constituído de várias massas, utilizam-se as leis mencionadas anteriormente, aplicando as

forças e os momentos atuantes em cada ponto, pode tornar esse sistema deveras complexo do ponto de vista matemático, porém, possível de simplificação quando da utilização de equações de Lagrange.

$$F = \frac{d(m_r \cdot v)}{dt} - \frac{1}{2} \cdot \frac{dm_r}{dx} v^2 \quad (3.10)$$

Onde m_r é a massa reduzida para o sistema considerado.

Tomando o teorema geral do impulso para um sistema de corpos, E como sendo a energia cinética para a massa reduzida considerada, a equação de Lagrange para um grau de liberdade torna-se:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial E}{\partial q} = Q \quad (3.11)$$

Adotando as coordenadas gerais por q , sua derivada relativa ao tempo e a força reduzida à coordenada q com Q , teremos em (3.12) a equação de Lagrange de segundo tipo. A força *lagrangiana* Q pode significar uma força ou, por outro lado, sendo q um ângulo, pode significar um momento [23].

As equações de Lagrange para um sistema com n graus de liberdade são como mostradas em (3.12) onde toda a energia cinética considera-se formando derivadas previstas.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial E}{\partial q_k} = Q_k \quad (k=1,2,\dots,n) \quad (3.12)$$

Do princípio de Hamilton, as equações acima citadas podem ser expressas em forma de variação, quando do caso de sistemas conservativos onde as forças podem ser derivadas de um potencial U . Logo, do princípio variacional de Hamilton, temos:

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} (E - U) dt = 0 \quad \text{ou} \quad \delta \int_{t_1}^{t_2} L dt = 0 \quad (3.13)$$

Em que $L = E - U$ é a função de Lagrange.

Desse equacionamento vimos que as cargas características desse tipo de planta podem ocorrer em dois casos bem definidos: corpo rígido e sistema de

pontos. A partir dessa afirmativa, pode-se analisar de forma mais precisa o comportamento das forças atuantes com o objetivo de dimensionar corretamente o elemento acionador bem como seus acoplamentos e configurações físicas.

3.2 CORREIAS TRANSPORTADORAS

Tendo o mundo moderno a necessidade de deslocar grandes quantidades de material, o deslocamento contínuo desse material via correias transportadoras possibilita realizá-lo em tempo reduzido em percursos pré-determinados, onde, dependendo da necessidade e das condições da geografia local, há possibilidade de realizar trechos em aclive, declive e não-retilíneo. Para os citados tipos de deslocamento contínuo, as correias transportadoras vêm para atender grande parte da demanda desse tipo de atividade.

Podemos classificar, segundo a DIN 15201-1 [57], o transporte de cargas em dois tipos. O transporte que exige maiores distâncias, grande capacidade de carregamento e, conseqüentemente, exige o maior consumo de energia. É o transporte a granel utilizado principalmente em empreendimentos de prática extrativista como mineração. Também é encontrada em portos para carregamento desses materiais em navios e em grandes pátios industriais para manipulação de grãos e materiais granulados. O outro tipo de transportador de correia que se apresenta em um tamanho menor, porém, encontrado em muitas aplicações, é aquele aplicado com maior frequência dentro da indústria de pequeno e médio porte. Com uma configuração plana, a correia apóia-se em uma mesa diferentemente dos primeiros transportadores citados no parágrafo anterior e como veremos adiante em detalhes. Esse desenho é típico para as dimensões da mesma e para o tipo de carga empregado. Para fins de resultados, o presente trabalho utilizou uma planta com características desse último tipo abordado.

Além dessa classificação também pode-se estratificá-los quanto do elemento que irá conduzir o material ao seu destino em: correias transportadoras, transportadores articulados, hélices transportadoras e transportadores por gravidade [24]. Para as indústrias, os casos mais usuais são as correias transportadoras e os

transportadores por gravidade onde, neste último caso, utiliza-se de pistas de rolos que, por ação da gravidade ou força externa (ação humana) o volume desliza para um determinado local¹.

A técnica de acionamento, embora não seja regra, também diferencia uma característica operacional da planta: a velocidade linear. O uso de redutor de velocidade limita a velocidade a um estreito intervalo de valores² ou então fixa a velocidade para um único valor. O avanço das topologias dos dispositivos eletrônicos (conversores de frequência) vêm ganhando espaço para o controle da velocidade e, conseqüentemente, adequação da velocidade com o tipo de carga. Normalmente, para pequenas correias transportadoras, as velocidades são reduzidas e para grandes transportadores que percorrem grandes distâncias e exigem uma movimentação constante e rápida, a velocidade linear da correia, sempre que possível pelo tipo de material³ é bem mais elevada.

3.2.1 PARTES INTEGRANTES DO SISTEMA

Neste item são feitas algumas considerações acerca dos componentes mais expressivos de uma planta para o transporte contínuo, em específico, nas correias transportadoras.

3.2.1.1 CORREIA

O termo correia se aplica ao dispositivo, também conhecido por lona, que fará contato com o material transportado seja a granel ou em volume compactado dependendo da aplicação. Pela definição da NBR 6177, correia transportadora é uma “correia contínua (ou sem-fim), destinada a formar a superfície de sustentação

¹ Para maiores detalhes de cada tipo ver em [24], no caso, irá se aprofundar apenas nas correias transportadoras.

² Desde de que trabalhando junto com um acoplamento hidrodinâmico.

³ No caso de materiais particulados, uma velocidade maior que a permitida poderá ocasionar perda de material ao longo do transporte.

sobre a qual será assentado o material a ser transportado. O movimento da correia produz o transporte propriamente dito.”

Formada pela carcaça, cobertura superior e cobertura inferior de acordo com a Figura 3.1. A carcaça é o elemento que será responsável pela tração e o suporte de todo esforço mecânico que a carga irá aplicar sobre a superfície da correia. Dependendo da aplicação, poderá ser composta de uma única lona impregnada com PVC ou até cabos de aço com camada protetora.

A forma como é fabricada, bem como o tipo de cada camada é determinada pela aplicação visto que, dependendo do tipo de material e das condições externas como calor, umidade e a abrasividade do material com a superfície da correia, há um processo específico para sua constituição.

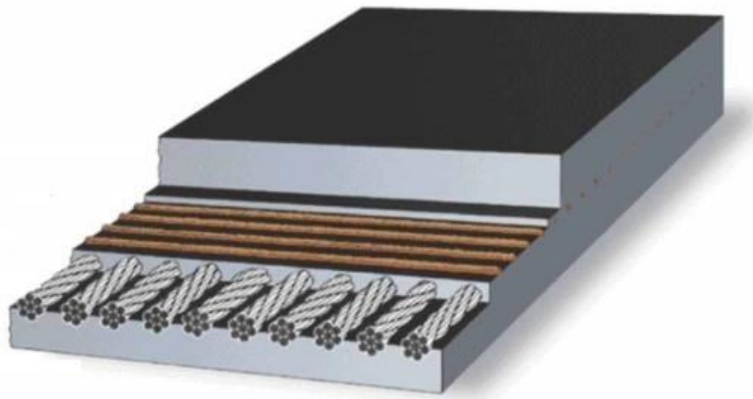


Figura 3.1 - Carcaça da correia e suas coberturas superior e inferior [01].

O material que irá compor a superfície de contato como a parte inferior da correia irá depender das diversas aplicações, porém, podem ser fabricados de acordo com os materiais listados na Tabela 3.1. Formado principalmente por elastômeros, adicionam-se ingredientes compostos que darão as características de corrosão, fadiga à temperatura, isolante elétrico, dureza, entre outros. Eles passam por um processo de vulcanização para formar a parte superior da correia bem como o mesmo procedimento é realizado para as emendas. Um exemplo de material para correia são os elastômeros vulcanizados termoplásticos que resultam em materiais do tipo nylon ou poliéster.

A respeito da técnica de emenda por vulcanização é também conhecida como *união a quente*, outros dois procedimentos para emenda são: *união mecânica*, através de grampos de aço, e *união a frio* que se utilizam técnicas de colagem com a aplicação de adesivos [46].

Tabela 3.1 - Elastômeros utilizados em fabricação de correias [45].

Tipo (Sigla)	Composição	Observações
<i>BR</i>	Borracha de Polibutadieno	-
<i>CR</i>	Borracha de Poli- β -Clorobutadieno	Exemplos: Cloropreno e Neopreno
<i>EPM</i>	Co-Polímero	Polímero formado por Etileno-Propileno ou borracha de Etileno-Propileno (EPR)
<i>EPDM</i>	Ter-Polímero	Polímero formado de Etileno-Propileno-Dieno ou Polieno
<i>IIR</i>	Co-Polímero	Polímero formado por Isobutileno e Dieno (Butadieno ou Isopreno) ou borracha Butílica
<i>IR</i>	Borracha de Cis-Poliisopreno Sintético ou borracha sintética	-
<i>NBR</i>	Borracha de Acrilonitrila-Butadieno ou borracha nítrica	-
<i>NR</i>	Borracha natural de Cis-Poliisopreno	-
<i>SBR</i>	Borracha de Estireno-Butadieno	-
<i>PVC</i>	Poli-Cloreto de Vinila	-

Seguindo a definição dada pela NBR 6177, existem outras formas de se criar a superfície de contato do material com o conjunto do transportador. Um exemplo são as correias formadas por correntes ou chapas metálicas pré-moldadas (Figura 3.2) que se enquadram nos transportadores articulados. Sua utilização se deve a materiais com alto grau de abrasividade de determinados compostos como troncos de madeira e blocos densos, como o aço e o ferro, em forma compacta ou destorcida como utilizados em sucatas e usinas de reciclagem que demandam operações de traslado, triagem e estocagem desses materiais.



Figura 3.2 - Correia metálica formada por chapas de inox pré-moldadas [48].

3.2.1.2 TAMBORES

Podem ser classificados quanto da sua função: tambor de acionamento ou tambores livres (tambores desviadores e tambores de esticamento). Apoiados em mancais, localizam-se nas extremidades do transportador e auxiliados por dispositivos como contra peso (em grandes transportadores) e tensores (instalações menores), mantêm a tensão na correia.

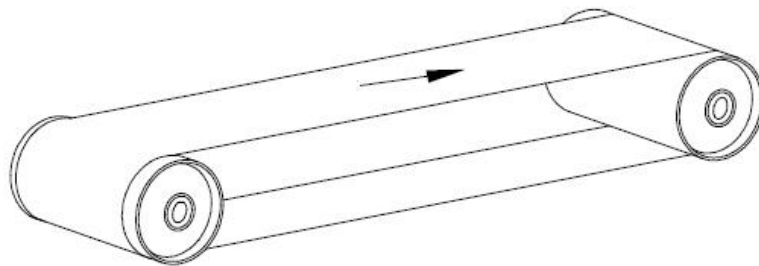


Figura 3.3 - Tambores de acionamento (à direita) e tambor livre (à esquerda). Fonte: [25].

A superfície dos tambores pode ser lisa (caso LAMOTRIZ/UFC) ou apresentando ranhuras que formam desenhos do tipo “diamante” ou em “espinha de peixe” (Figura 3.8) para casos onde se exige maior tração da correia pelo processo ou para simples precaução com o objetivo de evitar o fenômeno do deslizamento com a superfície inferior da correia em altas velocidades.

3.2.1.3 ROLETES

Os roletes têm por finalidade confinar materiais granulados na parte interna da correia evitando perda de material e possibilitando uma operação constante e mais eficiente da carga. Para que isso ocorra, eles são dispostos sobre cavaletes com o objetivo de provocar a deformação da correia causando-lhe o efeito desejado de acordo com a Figura 3.4.

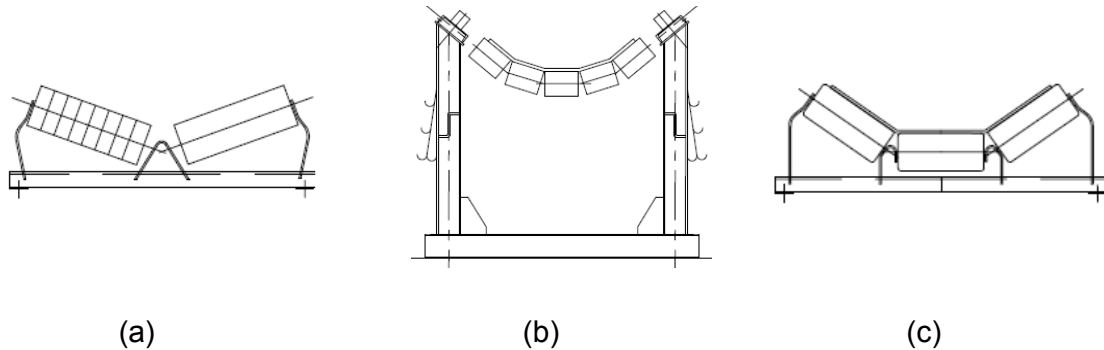


Figura 3.4 - Montagem de roletes de impacto duplo (a), em catenária (b) e em impacto triplo (c). Fonte [27].

Também se utilizam roletes retos de retorno que orienta e alinha a correia na parte inferior da correia onde não há a necessidade da curvatura visto que a carga está sendo transportada apenas na parte superior.

No caso de pequenos transportadores que realizam o trabalho para cargas compactas as configurações da Figura 3.4 não são observadas. Os roletes utilizados para estes outros casos são do tipo retos e montados em eixo único.

3.2.1.4 ESTICADORES DE CORREIA

Para que a correia não deslize nem haja uma tensão excessiva ao ponto de causar fadiga ao longo do tempo, alguns dispositivos foram criados para regular a tensão da correia para um ponto ideal de operação. Esses dispositivos provocam o esticamento da correia e podem ser classificados como esticamento por parafuso, esticamento por gravidade (vertical ou inclinado) ou por sistemas elétricos e

hidrodinâmicos. A seguir é mostrado um esticamento por parafuso (Figura 3.5-a) e o de gravidade (Figura 3.5-b).

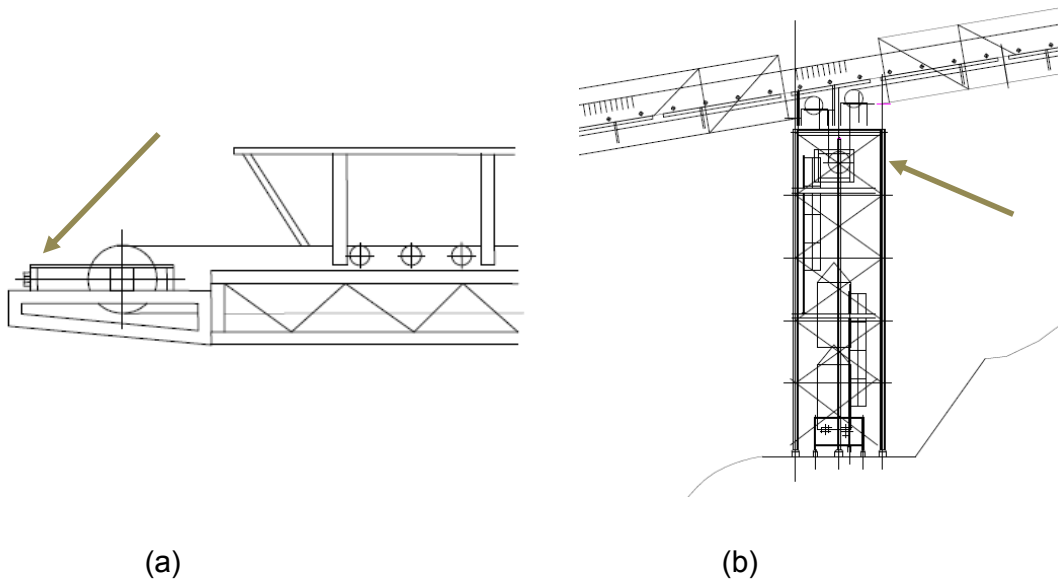


Figura 3.5 - Esticamento por parafuso (a) e por gravidade vertical (b). Fonte: [25].

No caso do parafuso, o conjunto formado por mancal, tambor e correia, avança ou retarda de acordo com a regulagem manual de um parafuso sem-fim que está conectado diretamente ao conjunto acima citado. Para que o efeito da gravidade atue na direção vertical ou em plano inclinado, instala-se um tambor de esticamento (daí seu nome) que irá desempenhar sua função apenas pela ação da gravidade. No esticamento vertical, o tambor é livre de qualquer ação externa e somente o seu peso é necessário para cumprir o objetivo em questão. Em um plano inclinado um carro acoplado a um tambor de desvio pode ser instalado adicionando-se carga proporcionalmente a necessidade de tencionamento da correia. Essa é uma forma de adequar a força de tração à situação presente. Para o LAMOTRIZ/UFC somente é observado o primeiro caso.

3.2.2 ACOPLAMENTOS

Na maior parte das aplicações a correia necessita apenas de velocidade constante. Apesar disso, algumas exigem velocidades variáveis como forma de adequar as condições da carga à operação. Assim, necessita-se conectar o elemento acionador com o elemento acionado, ou seja, ligar o motor com a carga [26] de forma condizente com a situação. Além da função de transmitir a potência mecânica, também atuam em outras funções como, por exemplo, atender uma rotação diferente da fonte acionadora, manter o torque para operação, corrigir desvio entre eixos ou proporcionar uma partida suavizada.

3.2.2.1 ACOPLAMENTO ELÁSTICO

Dentro de um sistema que tem como principal finalidade a transmissão de trabalho motriz à carga, os acoplamentos estão diretamente inseridos numa função mecânica que realiza trabalho. Além dos acoplamentos rígidos, há também os acoplamentos elásticos. Consiste de dois flanges simétricos que, fixadas as peças nos elementos a serem acoplados e na mesma direção, se encaixam perfeitamente tendo como principal vantagem compensar pequenos deslocamentos longitudinais provocados por variações de temperatura, radiais provocados por momentos fletores, pequenas diferenças angulares e também compensação de momentos tensores de máquinas que provocam oscilações [23].

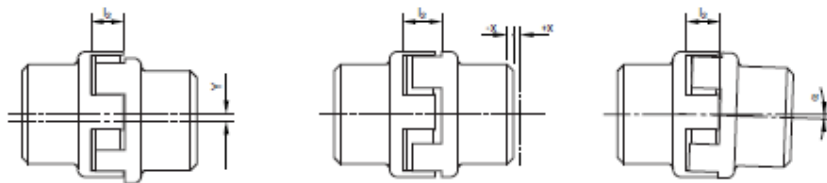


Figura 3.6 - Acoplamento flexível do tipo UNIFLEX. Fonte: [49].

De construção simples, porém eficiente, previne o sistema de choques e vibrações além de garantir a perfeita união entre os eixos de diferentes equipamentos compensando pequenos deslocamentos radiais, axiais e angulares como mostra a Figura 3.6. No caso do LAMOTRIZ/UFC eles são usados no eixo do MIT com o eixo de entrada do parafuso do redutor de velocidade e são do tipo cruzeta de borracha.

3.2.2.2 ACOPLAMENTO POR CORRENTE

Acoplamento mecânico com relação de transmissão do tipo exato apresenta rendimentos elevados de 98% a 99% [21], são utilizados no LAMOTRIZ/UFC para o acionamento do MIT alimentado pelo conversor de frequência. Eles acoplam o eixo do motor ao tambor de acionamento de cada um dos quatro transportadores e quando o acoplamento do redutor do lado oposto do tambor de acionamento (Figura 3.7) inexistente.



Figura 3.7 - Detalhe do acoplamento por corrente. Fonte: [50].

Sua única desvantagem é que, diferentemente do anterior, e por ser um acoplamento puramente rígido, não absorve desalinhamentos nem vibrações que venham a ocorrer, portanto, o perfeito alinhamento entre eixos será uma operação fundamental para o correto funcionamento do sistema livre de perdas excessivas, ruídos e operação ineficiente.

3.2.2.3 REDUTOR MECÂNICO DE VELOCIDADE⁴

Redutores de velocidade, caixas de redução ou, simplesmente, redutores são engrenagens específicas que têm na indústria seu grande leque de aplicações. Utilizados em guindastes, pórticos, furadeiras radiais, comando de leme de navios, pontes rolantes, elevadores e outros equipamentos. Têm como principal característica adequar a velocidade da máquina motora para uma determinada aplicação elevando o torque de saída proporcionalmente a relação de transmissão. No trabalho atual, o redutor é utilizado para transferir a potência do MIT de 4 pólos para o eixo do tambor de uma correia transportadora viabilizando, desta forma, o transporte de material a baixa velocidade, embora constante, e a um torque elevado.

Formado por um parafuso (eixo de entrada) e pela coroa (eixo de saída), a relação de transformação, segundo [21] é dada por i e expressa pela equação 3.14.

$$i = \frac{\text{rotação do parafuso Sem Fim}}{\text{rotação da Coroa}} = \frac{n_{SF}}{n_C} \quad (3.14)$$

Por sua constituição física, tem a vantagem de possuir uma gama de relações de transformação em relação a outros tipos de engrenagens de acordo com a Tabela 3.2. Com será mostrado no próximo capítulo, o rendimento diminui conforme se aumentar o valor de i da fórmula 3.14.

Tabela 3.2 – Faixa de relação de transformação (i) de acordo com o tipo de engrenagem [24].

Tipo engrenagem	i	Observação
Cilíndricas	≤ 8	estágio único
	≤ 6	duplo estágio
Cônicas	≤ 6	-
Parafuso sem fim	≤ 100	por estágio

⁴ Definição NBR 6177: "Mecanismo de transmissão de potência destinado a alterar a velocidade de rotação do motor de tal forma a proporcionar a velocidade de operação requerida pelo transportador de correia."

Para critério de projeto, o número de dentes da coroa é determinado pelo produto do número de entradas do parafuso sem fim pela relação de transformação i determinada em (3.14).

O torque no eixo da parte motora (rosca sem fim) é apresentado por [21] como na equação (3.15).

$$M_T = \frac{3000.P}{\pi.n_{SF}} \quad (3.15)$$

onde P é a potência transmitida pelo elemento acionador em *Watts* e n_{SF} o valor em rpm da rotação do parafuso que também é rotação do motor acoplado a ele.

Embora a configuração de parafuso e rosca sem fim seja a mais difundida, outros tipos de redutores são observados em campo como em visita técnica realizada no dia 24 de fevereiro de 2010 na empresa Pyla Pedreira Yolita LTDA localizada no município de Caucaia no estado do Ceará. Embora o redutor de rosca sem fim predomine na maioria dos transportadores encontrados *in-loco*, em uma de suas correias transportadoras selecionadoras há a presença de um redutor do tipo engrenagens retas (Figura 3.8). Elas podem ser helicoidais ou cilíndricas. Nesse caso, o acoplamento é complementado por correias em “V” já que a entrada e a saída da transmissão são realizadas na mesma direção.

Vale destacar neste momento que vários são os critérios técnicos para o dimensionamento de um redutor de velocidade. Pressões e tensões admissíveis, constantes adimensionais como fatores de concentração e dinâmico de carga, reversibilidade, pressão de contato e resistência à flexão são alguns dos parâmetros a serem considerados em um projeto [21].



Figura 3.8 - Redutor de velocidade da correia transportadora conectada ao motor de 5 CV via correia em “V”.

3.2.2.4 ACOPLAMENTO HIDRODINÂMICO

Utilizado para controlar o torque e a velocidade de aceleração da correia, o acoplamento hidrodinâmico, ou acoplamento por fluido, apresenta uma câmara selada onde se encontram dois elementos conectados em cada eixo (acionador e acionado). São eles o impulsor e a turbina que estão conectados através do óleo imerso em seu interior e que se move de acordo com câmaras radiais projetadas para esse fim. Quando da partida do motor, o óleo do lado da câmara do acionador ganha movimento e transfere torque para a câmara da turbina. O óleo entra em um ciclo fechado dentro da câmara sendo constantemente reutilizado.

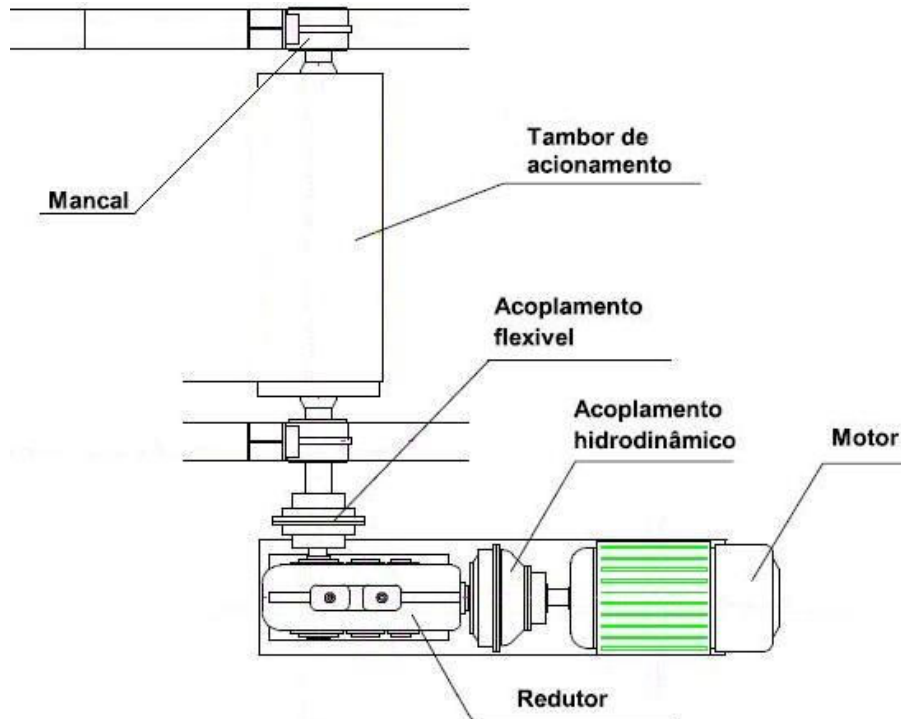


Figura 3.9 - Detalhes do acoplamento hidrodinâmico e demais acoplamentos. Fonte [23].

Na Figura 3.9 destacam-se o acoplamento fluido em conjunto com o acoplamento rígido, no caso, o redutor de velocidade, e o acoplamento flexível. É comum o uso desse tipo de configuração tendo em vista a necessidade de um elevado torque mecânico no processo, ao mesmo tempo em que o acoplamento hidrodinâmico proporciona a subida proporcional da rampa de aceleração o que não é possível somente com a utilização do redutor de velocidade com partida direta pela rede elétrica. Caso assim seja realizado, a velocidade nominal na saída do redutor seria transferida imediatamente para o tambor de acionamento o que, para alguns casos, ocorre o efeito de deslizamento da correia onde ocorre a movimentação do tambor de acionamento pelo acoplamento (seja ele rígido ou flexível) entre o acionador e o próprio elemento acionador, porém, com a correia em repouso. Esse fator se agrava com carga sobre a correia no momento anterior ao início da operação o que, mesmo com a utilização de roletes com ranhuras ou roletes emborrachados para melhorar a aderência à correia não elimina esse efeito indesejado.

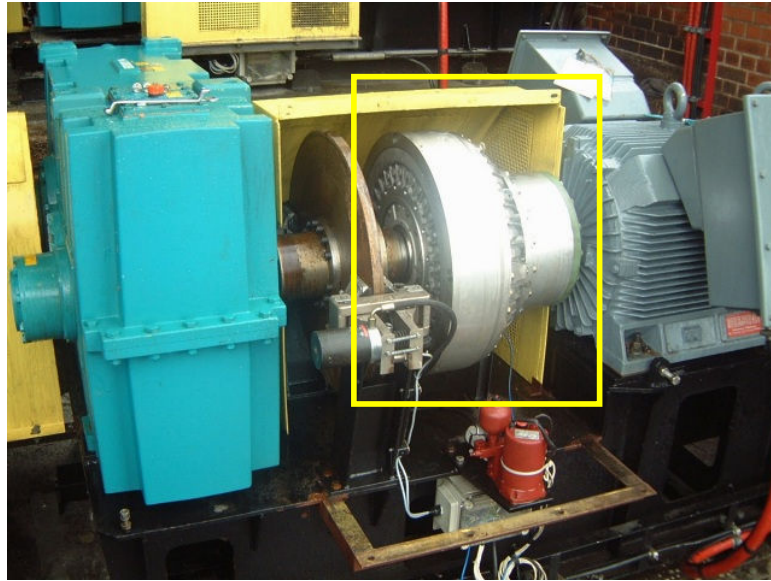


Figura 3.10 - Detalhe do acoplamento hidrodinâmico com sistema de freio em conjunto com um motor de 320 KW (a direita) e redutor de velocidade (a esquerda). Fonte: [51].

Inicialmente, o acoplamento hidrodinâmico foi projetado somente para a aceleração da carga. Após atingir o regime permanente, a velocidade então se torna constante, porém, existe uma evolução em que um sistema de alimentação do óleo é adicionado ao acoplamento realizando a variação da quantidade de óleo da câmara. Uma quantidade maior de óleo gera um torque maior e também uma maior velocidade, já uma quantidade menor, ocasiona o contrário. O problema de uma maior complexidade do sistema como esse caso é a necessidade de um motor avulso para o bombeamento do óleo e um criterioso controle para o correto funcionamento e aferição da velocidade requisitada. Com o refino desse sistema vêm uma maior margem de erros e a diminuição da robustez da técnica de acionamento fazendo com que poucos sistemas se utilizem desse artifício.

3.2.3 PERDAS RESISTENTES E POR AGITAÇÃO DO ÓLEO LUBRIFICANTE

Em relação aos redutores de velocidade, um dos maiores desafios do ponto de vista energético, como já mencionado, é o seu baixo rendimento devido sua construção física e outras características em detrimento de uma transmissão de movimento eficiente e elevado torque de saída. A Figura 3.11 representa um

diagrama das perdas inerentes ao processo de transporte de cargas do LAMOTRIZ. Da potência de entrada fornecida ao MIT até a potência entregue ao eixo do tambor de acionamento da correia, o sistema tem perdas em todos os seus pontos, inclusive na própria correia, onde, devido a características de cada projeto, é impossível se determinar um intervalo que irá corresponder a essas perdas.

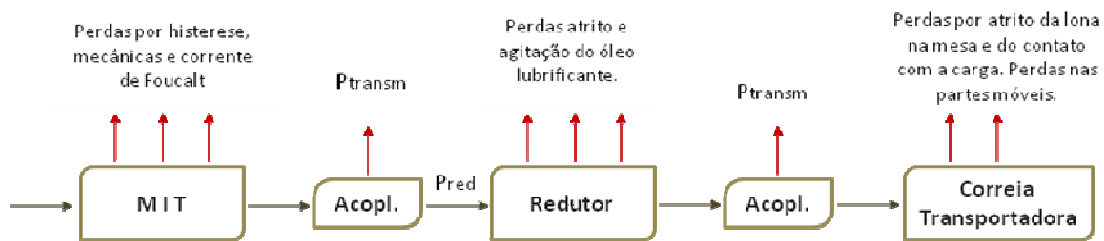


Figura 3.11 - Diagrama de perdas do sistema de correia transportadora do LAMOTRIZ/UFC.

Para o sistema apresentado acima, as perdas representam um rendimento parcial para cada etapa (bloco) que irá constituir um rendimento final para o sistema como um todo. As perdas do MIT são clássicas e podem ser determinadas através de métodos invasivos ou determinísticos através de simulações. Para os acoplamentos rígidos podem-se obter valores de catálogos de fabricantes ou se estimar através de cálculos como será visto a seguir, porém, o sistema mecânico que engloba a correia transportadora é um conjunto de variáveis físicas como atrito do composto do material interno da correia, tensão da mesma, impurezas de contato (no caso da correia com a superfície da mesa de apoio), irregularidades nessa superfície, emenda da correia e entre outras que, para uma estimativa seria necessário um estudo específico e complexo para apenas uma única planta.

3.2.3.1 PERDAS POR AGITAÇÃO DO ÓLEO LUBRIFICANTE

No que diz respeito às perdas do redutor, Sarkis indica em [21] que estas podem ser determinadas, por aproximação, pelo efeito dissipativo da agitação do óleo lubrificante. Assim:

$$P_{d0} \cong 8.83 \times 10^{-3} \cdot v_{pSF} \cdot \ell \cdot \sqrt{\mu \cdot v_{pSF}} \quad (3.16)$$

Onde: P_{d0} é a potência dissipada pelo redutor de coroa e sem fim dada em Watts, V_{pSF} a velocidade periférica do parafuso sem fim em m/s, ℓ comprimento do sem fim em centímetros e μ a viscosidade dinâmica do óleo fornecida em cPoise.

O rendimento da transmissão também foi determinado na equação (3.17) pelo mesmo autor considerando o ângulo de inclinação do filete do parafuso (λ) e o ângulo de atrito (ρ), ambos em graus mecânicos. Normalmente este último é o valor a se determinar na equação considerando inicialmente o valor de rendimento fornecido pelo fabricante.

$$\eta_T = \frac{\text{tg}\lambda}{\text{tg}(\lambda + \rho)} \quad (3.17)$$

Em [23] o autor apura esse modelo especificando o valor de ρ de acordo com valores empíricos de atrito entre as superfícies. Com isso, a equação (3.18) é apresentada levando em consideração que μ_{AD} ⁵ representa o atrito dinâmico entre o contato do filete com a coroa blindada pelo lubrificante.

$$\rho = \frac{\mu_{AD}}{\cos\lambda} \quad (3.18)$$

Pode-se refinar a equação (3.17) considerando a equação (3.18). Assim:

$$\eta_T = \frac{\text{tg}\lambda}{\text{tg}(\lambda + \rho)} \cdot \left(1 - \frac{P_{d0}}{P_{red}} \right) \quad (3.19)$$

Onde P_{red} é a potência de entrada do sistema.

⁵ Valor empírico onde se utiliza para contato hidrodinâmico. São valores baixos, sendo considerado $\mu_{AD} = 0,03$. Mais detalhamento sobre o cálculo do rendimento e outros parâmetros em [21].

3.2.3.2 PERDAS RESISTENTES DEVIDO AO MOVIMENTO

Como se trata de uma planta que tem em seu princípio fundamental o movimento, os diversos mecanismos que trabalham com o objetivo de provocar deslocamento são os que causam perdas resistivas e que são traduzidas em calor, deformações ou desgastes desses ou de outros componentes. Desses mecanismos, citam-se os elementos que correspondem à rotação dos tambores de acionamento e roletes de suporte. Também é destaque a resistência do próprio peso da correia e do peso do material transportado sobre a área de contato que suporta a lona que, para o caso em estudo, são maiores devido à superfície de apoio ser uma mesa (e não roletes em forma de “V” que, além de sustentar a correia em apenas três linhas, são distribuídos e espaçados diminuindo a área de contato com a parte inferior da mesma). As perdas por inércia e de atrito são características da aceleração de volumes nos pontos de carregamento, transferência e passagem sobre roletes. Resistência de apoio dos tambores. Perdas suplementares serão aqui nomeadas para pontos isolados da instalação. Além destas, citam-se as perdas especiais como sendo àquelas referentes à inclinação (positivas para elevação e negativas para descidas), atrito devido a dispositivos como limpadores de correia, desviadores e aletas de alimentação de material.

Dessa forma, em [24] a força periférica F_U que o tambor de acionamento deve entregar à correia é expressa pela equação (3.20).

$$F_U = C.F_H \pm F_{incl.} + F_Z = C.f.L \left(G_m + \frac{\dot{G}}{3,6v} \right) \pm \frac{\dot{G}.H}{3,6v} + F_Z \quad (3.20)$$

Note que, resistências adicionais são determinadas por C empiricamente segundo o comprimento da correia. A resistência à inclinação F_{incl} deverá ser determinada através da elevação do transportador e do peso do material por metro. Outras forças resistentes eventuais também deverão ser consideradas em cálculo e compiladas em uma força suplementar F_Z . Em termos de potência elétrica, o cálculo se torna segundo equação (3.21).

$$P_{tambor} = \frac{F_U}{102} = \frac{C.f.L}{102.3,6} \left(3,6.G_m.v + \dot{G} \right) \pm \frac{\dot{G}.H}{102.3,6} + \frac{F_Z.v}{102} \quad (3.21)$$

onde \dot{G} é a vazão do material transportado dado em [Mp/h], G_m o peso dos elementos giratórios das roldanas de suporte e da correia em [kp/m], v velocidade da correia em m/s e H a elevação total do transporte em metros. Já o valor de f é determinado empiricamente e varia de 0,017 à 0,027 de acordo com o grau de funcionamento da instalação⁶ [24].

Com esse equacionamento pode-se estimar as principais perdas mecânicas do processo podendo ser sensivelmente alteradas de acordo com a montagem física das estruturas em campo. No caso do LAMOTRIZ, a se considerar o contato com a correia com a superfície da mesa de impacto como já mencionado. Em uma correia tubular, as forças estão presentes em toda a circunferência que envolve o material e, no caso da Equação (3.21) a variável G_m não se aplica, bem como sua fórmula, em todos os seus elementos já que existem roldanas de apoio e de guia.

3.3 ACIONAMENTOS

Nas correias transportadoras, o tipo de acionamento depende, na maioria dos casos, do tipo de carga e da aplicação desejada. Embora ainda para diferentes cargas possam ser aplicadas sistemas idênticos como, por exemplo, o uso de partida direta com redutor de velocidade em uma linha de montagem de eletrodomésticos (volumes compactos) ou em uma selecionadora de castanhas (volume a granel), para outras, a seleção correta do tipo de acionamento é fundamental para o eficaz funcionamento do processo.

Algumas cargas exigem controle de velocidade em múltiplos níveis enquanto para outros, há o controle apenas da aceleração, ou seja, na partida do motor. Alguns desejam controle de velocidade, outros, apenas torque e em outros de ambas as características. Portanto, a correta análise do projeto de um transportador é fundamental para não haver nem falhas na operação e nem ineficiência no

⁶ Para melhor determinação de f recomendasse a leitura de [24] que inclui referências que o determinam de acordo com a variação da temperatura externa.

processo. Isso engloba dimensionamento e especificação do motor, do tipo de correia, da configuração estrutural em que ela será apoiada, trajetos em aclave, declive ou curvilíneo, tipo de acoplamento ou, havendo a necessidade, os diversos acoplamentos utilizados.

Neste trabalho é dado destaque para dois tipos de acionamentos: partida direta via redutor de velocidade e partida via conversor de frequência.

3.3.1 ACIONAMENTO COM PARTIDA DIRETA VIA REDUTOR DE VELOCIDADE⁷

Esse tipo de acionamento direto é o mais aplicado em correias transportadoras dadas a sua eficácia (e não eficiência) e a robustez do seu projeto. Aqui, o motor é acoplado ao redutor de velocidade e este ao eixo do tambor de acionamento da correia transportadora. Como uma grande vantagem, o torque de saída do redutor se mantém em um patamar elevado mesmo com variações abruptas de carga. A corrente do motor oscila de forma suave e em um intervalo muito pequeno para uma variação sensível de carga. Isso ocorre devido ao trabalho se concentrar no redutor e transformado em perdas na forma de calor pelo mesmo. De fácil manutenção, o responsável deverá apenas providenciar a troca do óleo lubrificante de acordo com indicação dos fabricantes.

Os redutores de velocidade possuem uma relação de velocidade fixa tendo como referência a velocidade de entrada do acionador, no caso a do motor de indução em seu eixo direto. Para uma alteração deste parâmetro, o responsável deverá providenciar a troca do conjunto moto-redutor já que os dois elementos são vendidos de forma única, ou, dependendo da situação, negociar apenas a troca do redutor diretamente com o fabricante havendo o cuidado de verificar as dimensões do flange para o perfeito encaixe posterior.

⁷ Aqui nos referimos a um redutor de velocidade tipo coroa e rosca sem-fim como descrito no item 4.2.3 do capítulo 4.

3.3.2 ACIONAMENTO VIA CONVERSOR DE FREQUÊNCIA

A vantagem desse tipo de acionamento se origina da desvantagem do anterior, ou seja, permite uma varredura ao longo de uma faixa de velocidade determinada pela frequência de saída do conversor. Ele é utilizado em pequenas plantas com acoplamento direto no eixo do tambor de acionamento através de correntes. Esse caso é raro e há uma barreira imposta pela manutenção do acionamento por dispositivo mecânico elevador de torque que resolve de forma simples e definitiva os problemas relacionados com variação de carga e controle de velocidade fixa.

As principais desvantagens são o custo de aquisição e uma capacitada equipe de manutenção para correta programação do conversor em virtude dos tipos de carga e condições de trabalho, bem como, a grande dificuldade em ajustar o dispositivo para manter o conjugado e a velocidade constantes em baixas frequências quando diretamente acoplado ao eixo do motor do transportador.

Sendo uma atividade que demanda um trabalho constante que envolve baixas velocidades e baixos valores de conjugado, o acionamento via conversor de frequência pode atender essa demanda, senão, outra técnica específica ou um combinado entre as técnicas mencionadas anteriormente deverá ser estudado. No caso da empresa Pyla Pedreira Yolita LTDA⁸ há presente em sua planta industrial a partida direta por redutor de velocidade, partida indireta por redutor via correias em “V” e partida indireta por conversor de frequência com redutor de velocidade. Nesse último caso, mesmo restrito à velocidade nominal do conjunto moto-redutor, a pequena variação da velocidade linear da correia pela variação da frequência de alimentação do MIT promove uma mudança determinante do regime de trabalho da britadeira responsável pela separação dos diversos componentes como pedra, brita, areia e rejeitos. Dependendo das condições da matéria bruta que desce do ponto mais alto da pedreira, a velocidade nominal imposta pelo moto-redutor provoca um entupimento na entrada do coletor do triturador. Daí faz-se necessário um controle

⁸ Neste tipo de indústria de mineração é muito comum a utilização de muitos transportadores para diversos fins como selecionadoras e carregadoras.

constante para que nem ocorra um colapso na linha de produção nem um rendimento abaixo do satisfatório na produção dos diferentes produtos.

No caso do LAMOTRIZ/UFC, utiliza-se o conversor para o acionamento direto acoplado ao tambor de acionamento. Neste caso, a faixa de valores da frequência depende, para o seu valor máximo, do processo, ou seja, a maior velocidade linear que a carga permite, e das condições de projeto da correia transportadora. No caso do seu menor valor, ou seja, frequências próximas de zero, o valor da frequência dependerá do processo, da parametrização do conversor e do valor do campo de magnetização mínimo do estator para que o conjugado seja estabelecido.

Acionamento via conversores tem mostrado grandes ganhos energéticos na ordem de 46% [42] para plantas industriais com cargas do tipo fluído: água (bombas) e o ar (compressor e ventiladores). No caso das bombas hidráulicas, do ponto de vista do menor valor de frequência estabelecido, ainda existe alguma restrição maior por parte do sistema visto que é necessária uma rotação mínima suficiente para transpor o peso da coluna de água que se forma da bomba até o tanque de recalque. Para valores ensaiados em [42] esse valor é de 30 Hz. Para o caso dos compressores e ventiladores, velocidades muito baixas não são interessantes. No caso do compressor os pistões de compressão não atuam já que foram projetados para trabalhar à velocidade nominal e nos ventiladores, velocidades muito abaixo simplesmente não desempenham a função que lhe é destinada: deslocar o ar. Assim, conversores apenas com controles do tipo V/f satisfazem essas aplicações. No caso das correias transportadoras, dependendo da carga, o valor da frequência deverá ser muito abaixo desses valores (tendendo à zero) já que o trabalho de ponta de eixo é transferido diretamente ao tambor e este que irá deslocar a correia e, conseqüentemente, o material que estiver sobre ele. Assim, conversores economicamente mais acessíveis somente com o controle V/f muitas vezes não atendem a essa característica de baixas velocidades e controles mais refinados é de fundamental importância.

Além desses fatores, a instabilidade que ocorre na correia devido, por exemplo, ao alinhamento e o ponto de emenda, seu ajuste de tração e os controles como o PID adotados pelas fábricas são um grande desafio para técnicos e engenheiros que pretendem utilizar esse tipo de acionamento. Com isso, entende-se

a complexidade de operar de forma satisfatória somente com esse dispositivo eletrônico em baixas velocidades para uma planta de correias transportadoras para onde uma velocidade linear acima da condizente com a realidade de processos industriais já é atingido para valores acima de 5 Hz.

Capítulo 4

A BANCADA EXPERIMENTAL

A seguir uma explanação detalhada de todos os dispositivos que compõe a planta do LAMOTRIZ/UFC. Esta bancada viabiliza estudos de eficiência energética, sistemas de controle e rotinas de automação industrial. Para o presente estudo o objetivo é analisar o potencial energético para uma correia transportadora sob o aspecto da sua técnica de acionamento e do tipo de lubrificante que é empregado no elemento mecânico redutor de velocidade.

4.1 BANCADA

A planta experimental das correias transportadoras do LAMOTRIZ/UFC é concebida por quatro esteiras: duas de 3,3 metros e duas de 1,25 metros (distância em relação aos tambores de acionamento¹ e o de retorno), formando um circuito fechado em formato retangular. Simula um ambiente industrial a fim de se ensaiar comportamentos e adquirir resultados dos pontos de vista energéticos e operacionais. A disposição da estrutura pode ser visualizada na Figura 4.1.

O conjunto pode ser acionado alimentando os MIT's diretamente pela rede elétrica ou através do uso de conversores de frequência. Quando da utilização dos conversores, o cuidado que se deve ter, do ponto de vista mecânico, é a limitação da velocidade superior controlada pelo dispositivo eletrônico. Sendo o acoplamento realizado diretamente no eixo do tambor de acionamento da esteira, o monitoramento da velocidade linear da correia e, conseqüentemente, nos componentes móveis (correia, tambores e rolamentos) faz-se necessário. Já quando acionado pela rede elétrica, o motor é acoplado a um redutor de velocidade para transmitir a potência de alta velocidade de ponta de eixo do motor ao eixo do tambor de acionamento com velocidade reduzida fixa e torque elevado.

¹ Por definição: Tambor destinado a transmitir a força necessária à movimentação da correia transportadora com a qual está em contato.



Figura 4.1 - Planta das correias transportadoras do LAMOTRIZ/UFC.

O layout da instalação da bancada pode ser visto na Figura 4.2.

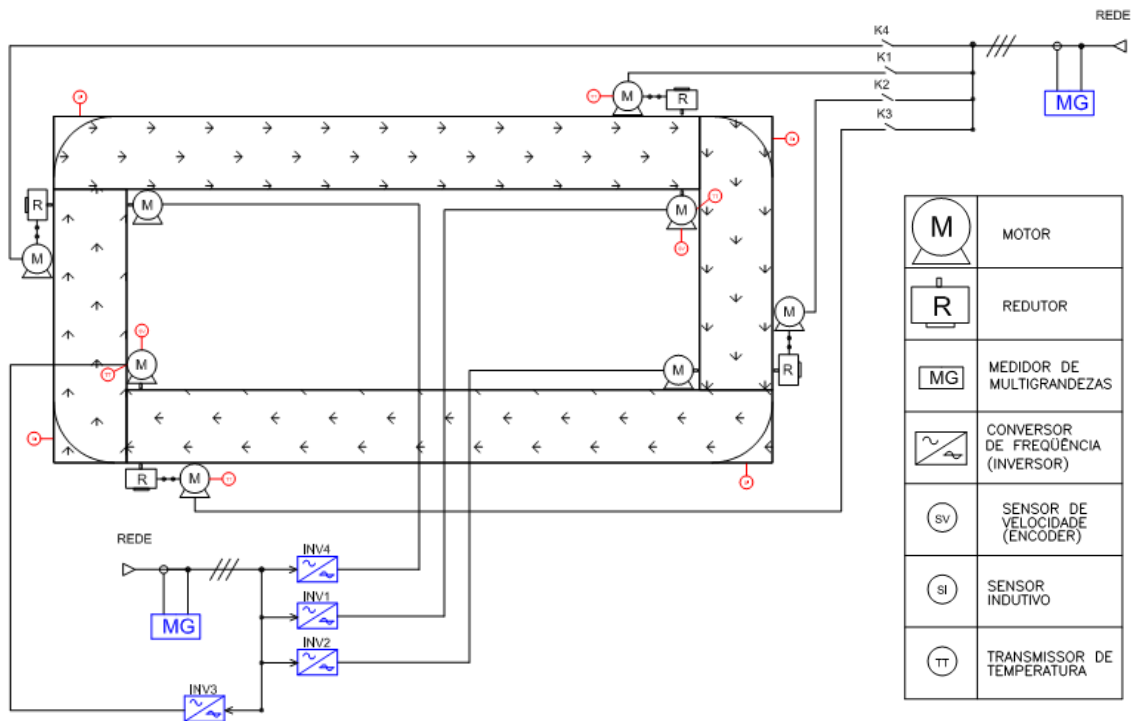


Figura 4.2 - Layout e diagrama unifilar da bancada das correias transportadoras.

A planta ainda tem grandes possibilidades de combinações para operar de acordo com uma programação pré-determinada e desejável. As operações incluem: paradas, inversão de sentido do movimento, rampa de aceleração e desaceleração, variação de velocidade, partidas e sinalizações visual e sonora.

Nas figuras 4.3 e 4.4, observamos os quadros de comando e automação da bancada.

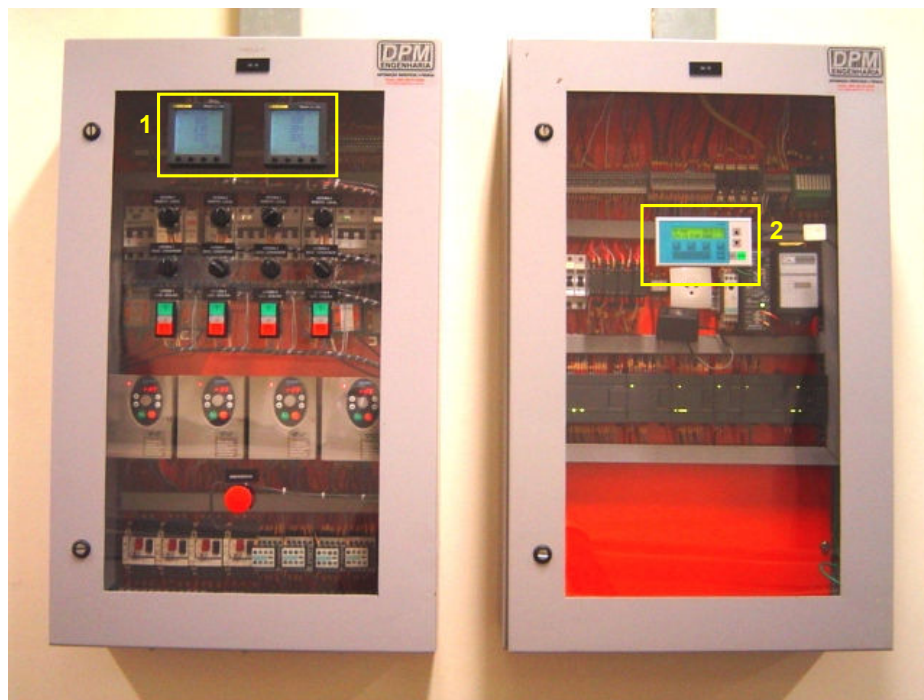


Figura 4.3 - Quadros de comando (direita) e automação (esquerda) fechados.

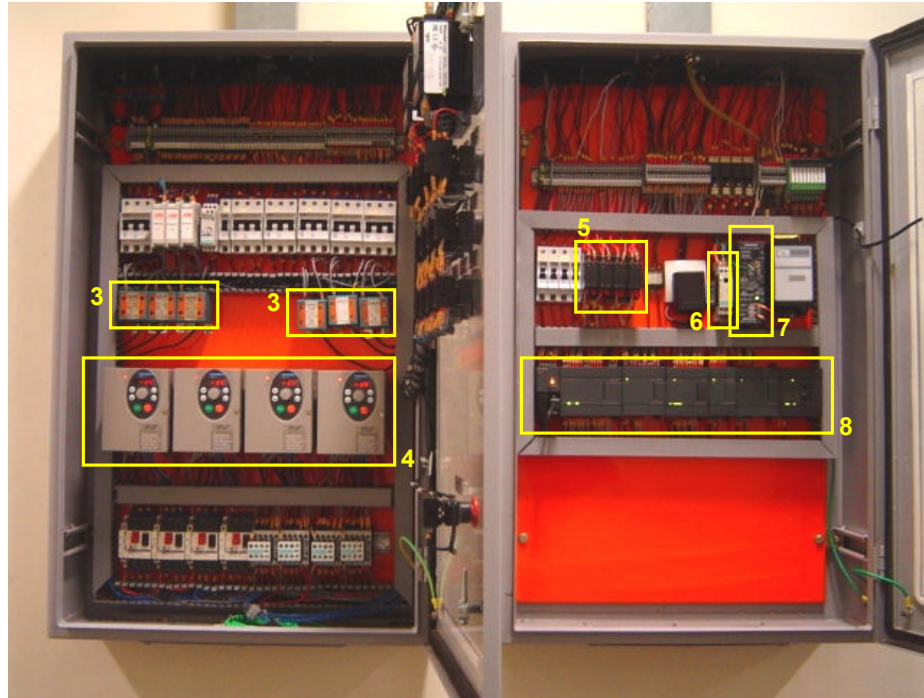


Figura 4.4 - Quadros de comando (direita) e automação (esquerda) abertos.

Na Tabela 4.1 apresenta-se a legenda das Figura 4.3 e Figura 4.4.

Tabela 4.1 - Legenda da Figura 4.3 e Figura 4.4.

Item	Descrição
1	Medidores Multigrandezas
2	Interface Homem-Máquina (TD-200)
3	Transformadores de Corrente 50A-5A
4	Conversores de frequência
5	Transdutores de temperatura (TT-101)
6	Módulo escravo para rede AS-i
7	Fonte de alimentação rede AS-i
8	CLP: Módulo mestre e expansões

4.2 DESCRIÇÃO DOS EQUIPAMENTOS

4.2.1 MOTOR DE INDUÇÃO TRIFÁSICO (MIT)

Da configuração da planta, tem-se quatro tipos de motores: um para cada acionamento específico totalizando oito motores. A Tabela 4.2 resume as características técnicas de cada motor e acionamento.

Tabela 4.2 - Dados técnicos dos MIT's das correias transportadoras.

	Tensão trifásica [V]	Corrente Nominal [A]	Potência [Kw]	η [%]	Rotação de saída [rpm]	I_p/I_n	$\cos\phi$	Conjugado [N.m]	Tipo de Acionamento
Motor A	380	1,73	0,75	82,6	1730	8	0,8	4,14	Direta pela rede elétrica via redutor
Motor B	380	1,75	0,75	79,5	1720	7,8	0,8	4,17	Via conversor de frequência

O motor A é acionado diretamente pela rede elétrica através do redutor de velocidade (conjunto moto-redutor). Para o motor B, a partida é realizada com o motor acoplado diretamente através do eixo do tambor de acionamento do transportador com velocidade e torque controlados pela utilização do conversor de frequência. A disposição dos 2 motores e respectivos acionamentos pode ser compreendida de acordo com a planta baixa da Figura 4.5 apresentada no início deste item.

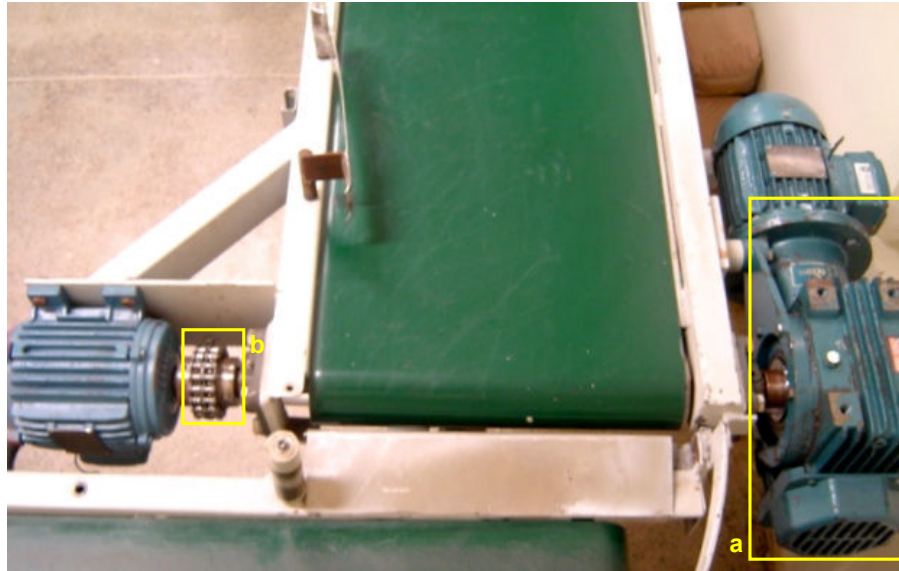


Figura 4.5 - Acoplamento em eixo direto (a) e acoplamento via redutor de velocidade (b).

Verifica-se que o eixo do tambor de acionamento é acoplado de forma mútua pelo redutor de velocidade e pelo motor isolado que está sendo alimentado pelo conversor.

4.2.2 CONVERSORES DE FREQUÊNCIA TRIFÁSICOS

Os conversores de frequência utilizados para o acionamento de cada um dos quatro motores são da linha Altivar 31 da Telemecanique (ver Figura 4.6) que utilizam controle escalar tipo PWM senoidal em malha aberta. São dois modelos para cada potência dos motores apresentados acima.

Permitem configurar uma gama de parâmetros tais como rampas de aceleração e desaceleração, velocidades pré-configuradas, sentido reverso, frequência de saída, frequência de chaveamento, escolha do tipo de relação V/f, lógica de freio e regulador PI e ainda comunicar remotamente através de uma rede Modbus ou CANopen. Dada a necessidade para a aplicação exigir um controle mais refinado, optou-se por utilizar um conversor WEG de 1,1 KW com controle vetorial sem realimentação de velocidade da linha CFW-09 da Figura 4.6 (b).



Figura 4.6 - Conversor de controle escalar (a) e conversor com controle vetorial (b).

4.2.3 REDUTOR DE VELOCIDADE

Os redutores de velocidade utilizados são da fabricante CESTARI do tipo coroa e rosca sem fim. Assim como na utilização dos conversores, tem-se na planta dois modelos de redutores para os motores envolvidos, porém, para efeito de resultados, foi utilizado apenas um de onde os dados técnicos podem ser visualizados na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Dados de placa do redutor de velocidade utilizado.

Potência [CV]	Rotação de entrada [rpm]	Viscosidade do fluido lubrificante	Relação de redução
0,96	1750	ISO VG 680	1:80

O conjunto é complementado por um acoplamento rígido entre o motor e o redutor propriamente dito e a montagem deste no tambor de acionamento da correia.

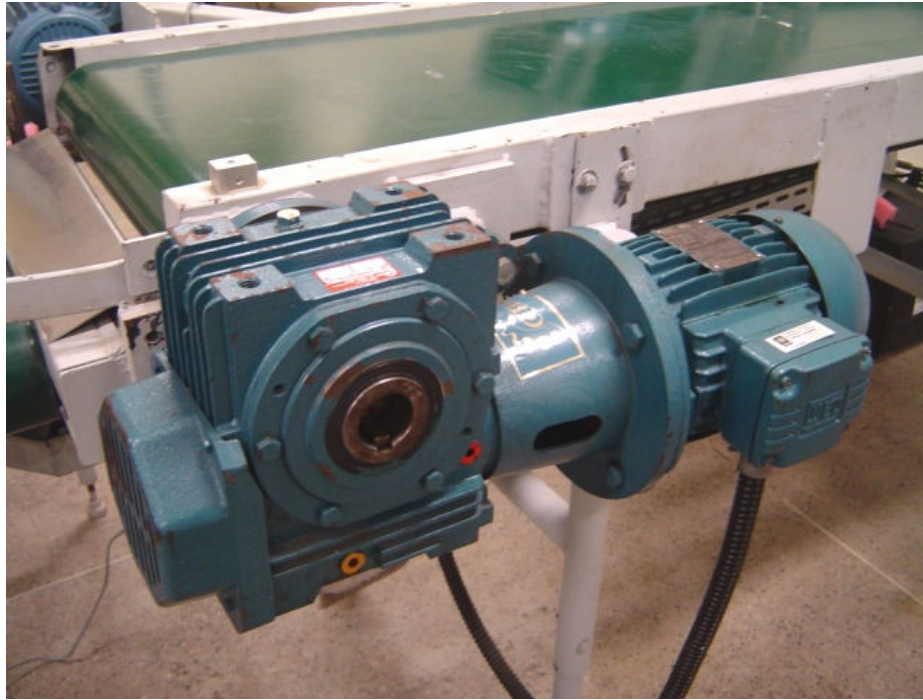


Figura 4.7 - Conjunto moto-redutor conectado ao tambor de acionamento

Os redutores compõem-se da rosca sem-fim, coroa, carcaça, eixos de saída, mancais e sistema de ventilação forçada. Particularmente, a rosca (Figura 4.8) é usinada em aço cromo-níquel para cementação atingindo, após processos industriais específicos, uma dureza de 58 a 60 HRC (escala Rockwell de dureza). Já a coroa é executada em bronze (Figura 4.8) e os dentes dispostos em formato helicoidal. Esses métodos de fabricação garantem uma maior durabilidade e rendimento final ao conjunto.

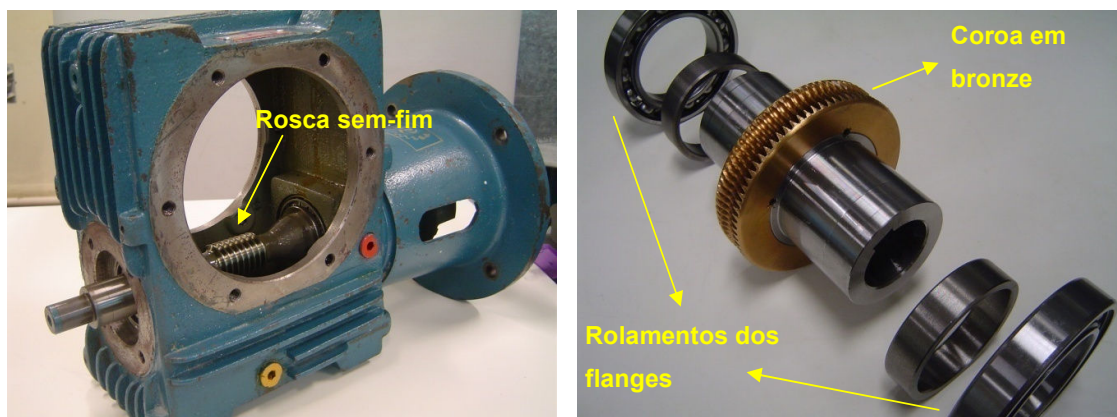


Figura 4.8 - Detalhes das partes construtivas do redutor de velocidade.

Os redutores em questão são de simples estágio e possuem entrada simples com flange tipo lanterna e eixo de saída vazado. São fixados em braço de torção pelo lado direito e instalados na posição de trabalho de acordo com a Figura 4.9.

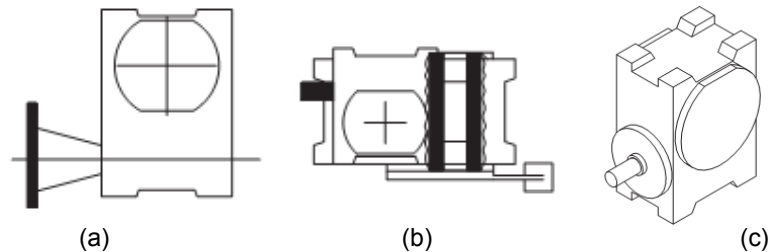


Figura 4.9 - Entrada da ponta de eixo do MIT com flange tipo lanterna (a), braço torção (b) e posição de trabalho (c).

De acordo com o fabricante do redutor de velocidade, o equipamento pode ser dimensionado tendo como referências os seguintes critérios: tipo de máquina movida, máquina motora, rotação do eixo da máquina movida e sua potência efetiva requerida e o ciclo operativo.

Um dado importante para esse tipo de equipamento é que, por se tratar de um dispositivo puramente mecânico, seu rendimento é muito significativo para o conjunto como um todo. O rendimento aumenta com o aumento do tamanho do redutor de velocidade o que é verificado na Tabela 4.4. Em [34] e também pela referida tabela verifica-se um rendimento menor tanto o quanto maior é a elevação da taxa de redução do equipamento. Para o caso, o rendimento destacado na Tabela 4.4 é de 43%.

Tabela 4.4 - Rendimento dos tipos redutores de 1 estágio a 1750 rpm.

Redução Nominal	Tamanho													
	3	4	5	6	7	8	10	12	14	17	20	24	28	34
10	0,78	0,80	0,82	0,83	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	-	-
15	0,71	0,73	0,75	0,76	0,78	0,80	0,82	0,84	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,89
20	0,66	0,68	0,70	0,72	0,74	0,76	0,78	0,80	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,87
25	0,58	0,66	0,68	0,70	0,72	0,74	0,76	0,78	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85
30	0,57	0,59	0,61	0,63	0,65	0,67	0,70	0,72	0,74	0,78	0,78	0,80	0,81	0,81
40	0,52	0,55	0,57	0,60	0,62	0,64	0,67	0,70	0,72	0,74	0,76	0,78	0,78	0,78
50	0,47	0,47	0,50	0,53	0,56	0,58	0,61	0,64	0,66	0,68	0,70	0,72	0,73	0,74
60	0,42	0,44	0,47	0,50	0,53	0,55	0,58	0,61	0,64	0,66	0,68	0,70	0,70	0,70
80	-	0,37	0,40	0,43	0,46	0,48	0,51	0,54	0,57	0,60	0,63	0,65	0,65	0,65

4.3 INSTRUMENTAÇÃO DE CONTROLE E MEDIÇÃO

Para o acionamento total ou parcial das correias transportadoras, um conjunto de instrumentos de medidas e controle foi adicionado ao sistema da bancada com o objetivo de torná-la dinâmica quanto da sua operação.

4.3.1 REDE DE COMUNICAÇÃO

A bancada possui dois protocolos de comunicação para transferência dos dados adquiridos e armazenamento em banco de dados por um sistema supervisor. São eles a rede Modbus e a rede AS-i.

O protocolo Modbus é uma rede de comunicação amplamente difundida dentro do ambiente industrial. Ela permite uma comunicação entre os elementos de uma determinada planta e um *software* supervisor. Desenvolvida pela Modicon, estabelece a comunicação entre mestre-escravo ou cliente-servidor. Estão associados o CLP (Controlador Lógico Programável), os conversores de frequência e os medidores de multigrandezas elétricas.

Incorporado ao sistema foi instalada uma rede do tipo AS-i (*Actuator/Sensor - Interface*) através de um módulo mestre adicional de comunicação no CLP. Diferentemente de outras configurações, esta permite a comunicação e alimentação entre os elementos de mais baixo nível e o controlador através de apenas um par de cabos (ver Figura 4.10) dando ao conjunto uma versatilidade em adicionar novos componentes sem a alteração física do projeto original cabendo apenas a adequar a extensão do cabo até o elemento em questão.



Figura 4.10 - Cabo para comunicação e alimentação da rede AS-i.

4.3.2 CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMÁVEL

Como elemento central de um sistema de automação industrial, o CLP (Controlador Lógico Programável) é responsável em concentrar os dados adquiridos através de sensores e comandar as ações enviadas através de um sistema supervisor. Para o estudo, utiliza-se um CLP da Siemens da família S7-200. Em detrimento de se obter a quantidade de entradas e saídas analógicas/digitais satisfatórias para o conjunto, foram inseridos módulos de expansão especificados na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 - Tipos e funções das entradas e saídas do módulo principal e de expansão do CLP.

Módulo	Digital		Analogico		Funções
	Entradas	Saídas	Entradas	Saídas	
<i>CPU 224 XP</i>	14	10	2	1	<ul style="list-style-type: none"> • Elemento mestre • Saída analógica conversor 1 • Encoders • Comandos esteiras 1 e 2
<i>EM 235</i>	-	-	4	1	<ul style="list-style-type: none"> • Saída analógica conversor 2 • Transdutor de corrente 1 • Transdutor de tensão • Transdutores de temperatura
<i>EM 221</i>	6	4	-	-	<ul style="list-style-type: none"> • Comandos das esteiras 3 e 4 • Disjuntores de todos os motores
<i>EM 232</i>	-	-	-	2	• Saídas analógicas dos conversores 3 e 4
<i>EM 231</i>	-	-	4	-	• Transdutor de corrente 2
<i>CP 243-2</i>	-	-	-	-	• Módulo comunicação com rede AS-i

A estrutura montada no painel de comando e os módulos acima citados são ilustrados na Figura 4.11 na sua sequência real do quadro.

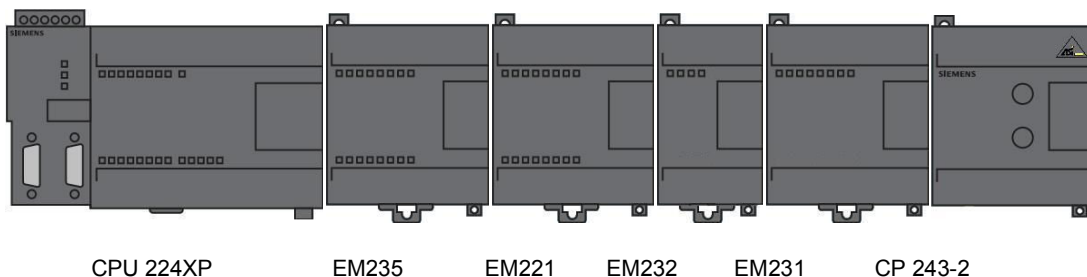


Figura 4.11 - Módulo principal e de expansão do CLP da Siemens.

4.3.3 SISTEMA SUPERVISÓRIO

O programa aplicativo de supervisão utilizado é do tipo SCADA (*Supervisory Control And Data Acquisition*) e foi editado com a ferramenta Elipse E3. Possui telas, alarmes e relatórios formando um banco de dados dos parâmetros adquiridos pela comunicação dos CLP's e medidores multigrandezas.

Neste sistema é permitido ao usuário controlar e monitorar os processos da planta remotamente. As Figuras 4.12 e 4.13 ilustram duas telas específicas dessa dissertação.

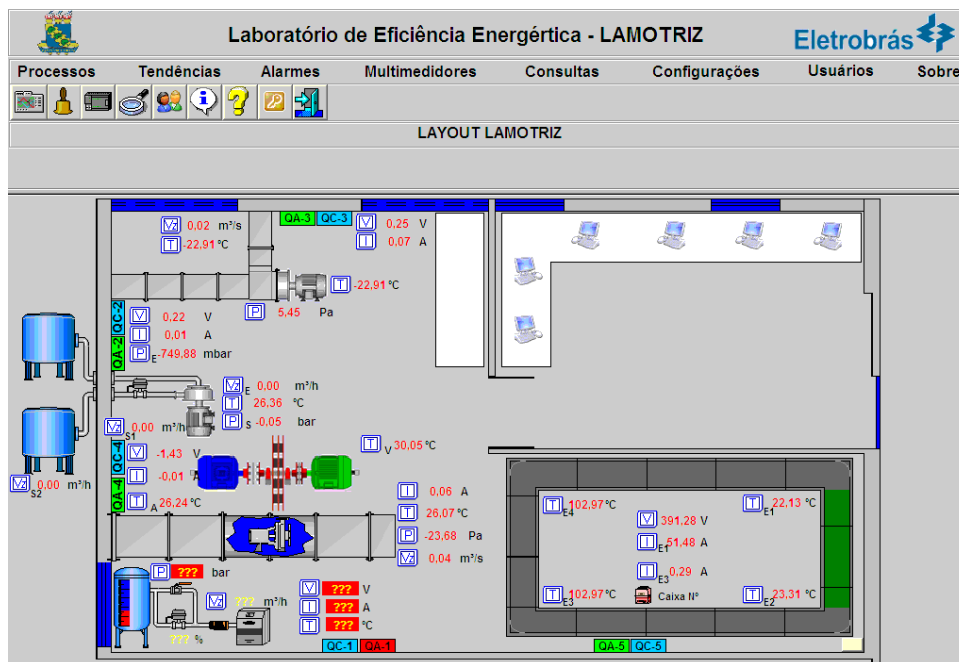


Figura 4.12 - Tela do layout do LAMOTRIZ no supervisório.

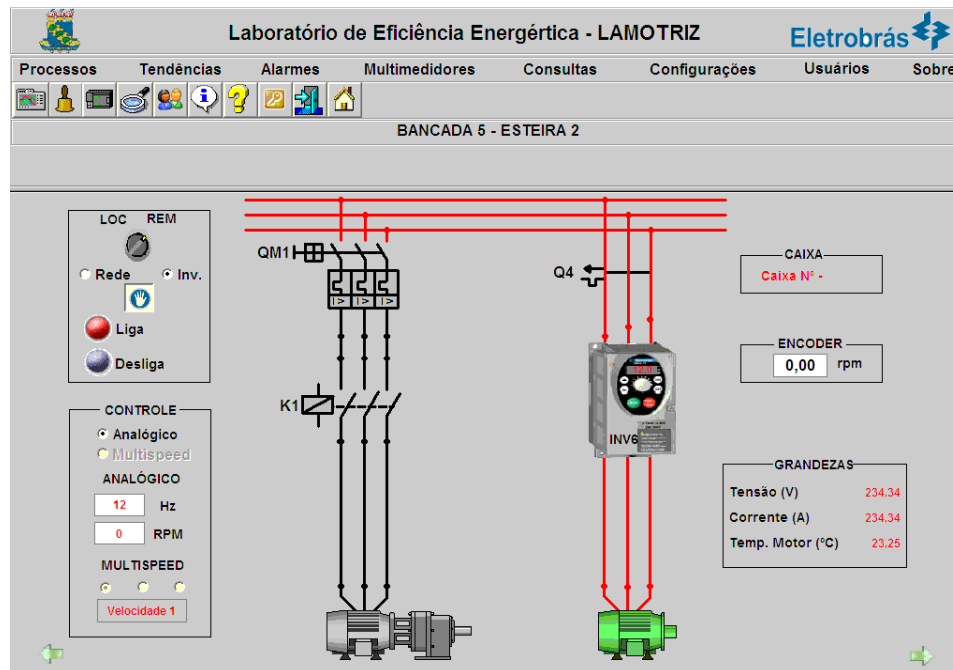


Figura 4.13 - Tela da correia transportadora n°2 do LAMOTRIZ/UFC.

4.3.4 MEDIDOR MULTIGRANDEZAS

Provido de dois medidores modelo PowerLogic PM800 *series* da Schneider Electric, a bancada realiza medições como tensões, correntes, potências aparente, ativa e reativa, energia, desbalanceamento de fases, taxa de distorção harmônica (TDH), fator de potência, máximos e mínimos. Por se tratar de dois instrumentos, cada qual monitora um tipo de acionamento: um direto pela rede e outro via conversor de frequência.



Figura 4.14 - Medidor de multigrandezas.

Para atender a corrente de entrada do equipamento, utilizam-se três transformadores de corrente (TC's) com relação de 50 A para 5 A de fabricação da Siemens modelo 4NF0112-2BC2.

Tabela 4.6 - Especificações técnicas do medidor de multigrandezas.

Entradas de Corrente		Entradas de Tensão		Precisão	
Intervalo de Corrente	0-10 A ac	Fundo de Escala Nominal	0-600 Vac L-L (347 Vac L-N)	Corrente	$\pm[0,075\%$ na leitura + 0,025% no fundo de escala]
Corrente Nominal	5A ac	Medida além do limite	50%	Tensão	$\pm[0,075\%$ na leitura + 0,025% no fundo de escala]
Carga	< 0,15 VA	Intervalo de frequência de medição	45-67 Hz (350-450 Hz)	Fator de Potência	$\pm 0,002$ para 0,500 no atraso e $\pm 0,002$ para 0,500 no avanço
Impedância de Entrada	< 0,1 Ohm	Categoria de Medição	III	Frequência	$\pm 0,01\text{Hz}$ para 45-67Hz ($\pm 0,01\text{Hz}$ para 350-450Hz)
Limites:		Impedância de Entrada	5M Ohm	Potência	$\pm[0,15\%$ na leitura + 0,025% no fundo de escala]
Contínuo	15 A				
10 seg/h	50 A				
1 seg/h	500 A				

O dispositivo se comunica diretamente com um *software* (SMS - System Manager Software) que extrai os dados e faz uma leitura *on-line*.

4.3.5 SENSOR DE TEMPERATURA

Para a monitoração do regime térmico dos motores é utilizado o sensor de temperatura PT-100 que está fixado junto à carcaça do MIT, próximo ao estator. Este envia o sinal analógico para o transdutor MTT-101 da Markare² que converte para uma saída de 4-20 mA (0-10 Vcc) e o direciona ao CLP que trata do dado.

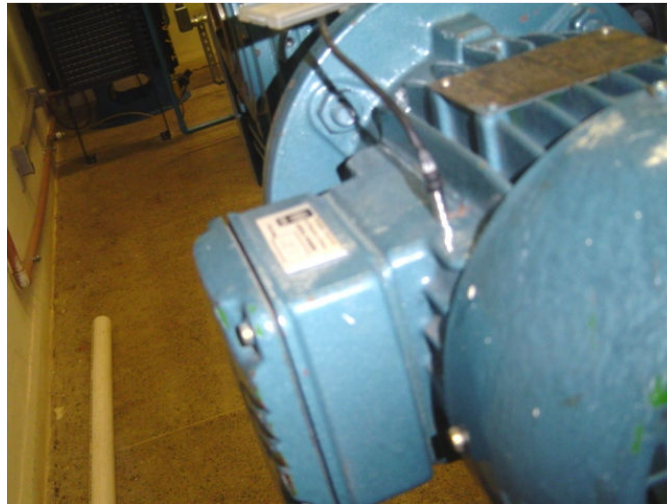


Figura 4.15 - Sensor de temperatura localizado na carcaça do motor.

4.3.6 ENCODER

De fabricação da IFM Electric (Figura 4.16), é utilizado em quatro motores da planta. Fabricado em alumínio (carcaça) e de eixo sólido com diâmetro de 6 mm em aço, utiliza um condutor de ligação e tem como principais características os dados apresentados na Tabela 4.7.

² Estes dispositivos da Markare se localizam no painel de comando da bancada

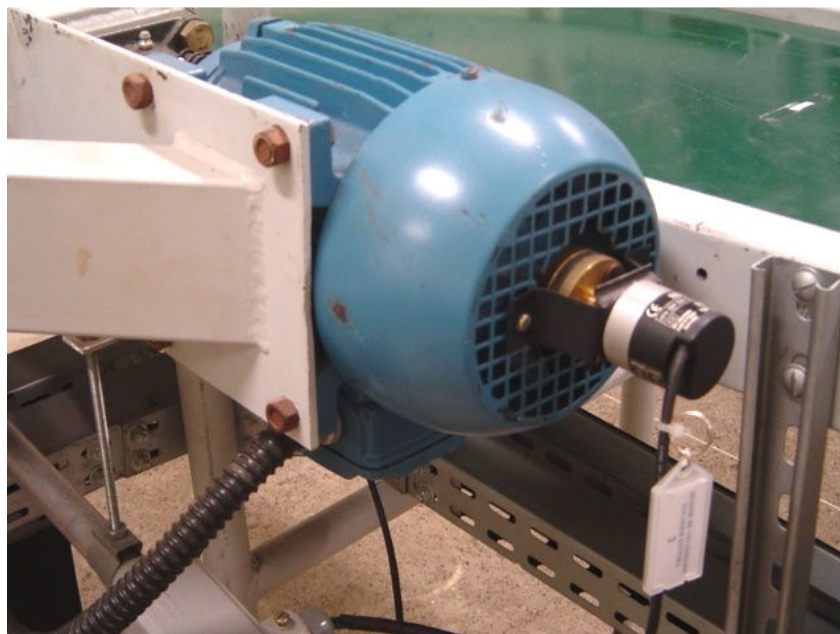


Figura 4.16 - Encoder instalado no eixo do motor.

Tabela 4.7 - Especificações do encoder.

Tensão de Operação [V]	10-30 DC
Corrente de alimentação [mA]	70 (máx. 150)
Frequência de Comutação [KHz]	160
Velocidade máxima permitida [1/min]	10000
Torque Inicial [N.cm]	<1 (20°C)
Carga máxima [N]	5 (axial)
Proteção	IP 64

4.3.7 SENSOR INDUTIVO

O sensor indutivo é um dispositivo montado de tal forma que, ao passar um objeto metálico produto do movimento circular do eixo (Figura 4.17), registra uma contagem que, calculada pelo supervisor, determina a velocidade linear da correia, conseqüentemente, do objeto que está sendo deslocado. São utilizadas quatro unidades, uma para cada correia transportadora, de fabricação da Telemecanique³ que requisita alimentação de 12-48 V dc.

³ Produto referência XSA-H05723H23.

Por ser associada à rede AS-i, possui um módulo escravo (Figura 4.18) que concentra estes sensores e registra os endereços para reconhecimento do módulo de expansão CP243-1 do CLP.

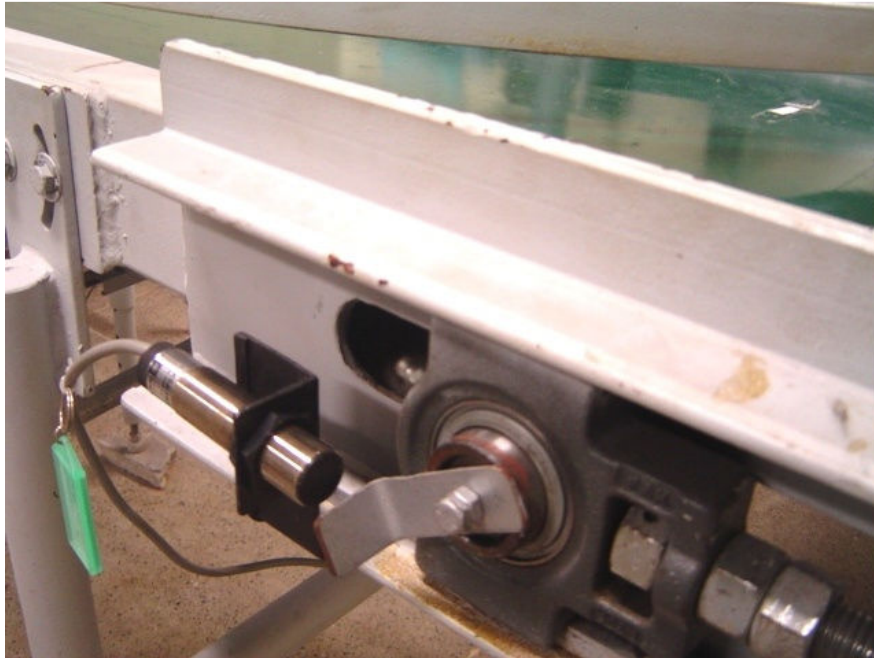


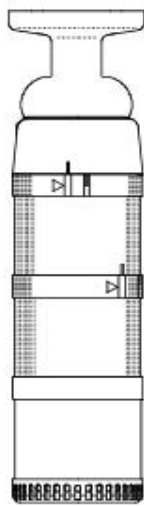
Figura 4.17 - Detalhe de um dos sensores indutivos instalados na planta.



Figura 4.18- Módulo escravo dos sensores.

4.3.8 COLUNA DE SINALIZAÇÃO

Associado ao módulo mestre da rede AS-i, a coluna de sinalização (Figura 4.19) tem a função de orientar e alertar ações como paradas críticas, material excedente, temperatura limite do motor e outras manobras dependendo da programação no CLP que atenda a planta ou a operação desejada.



(a)



(b)

Figura 4.19 - Coluna de sinalização da rede AS-i (a) e localização no interior do laboratório (b).

De acordo com a Figura 4.19 (a), ela está segmentada em três módulos. Estes módulos são detalhados logo abaixo:

Tabela 4.8 - Módulos para coluna de sinalização.

Referência	Descrição	Localização
8WD4428-0BA	Módulo adaptador para AS-i	Junto à base
8WD4420-5AB	Módulo de sinalização visual a LED	Elemento central
8WD4420-0EA	Módulo de sinalização sonora para níveis de até 100dB	Na extremidade do conjunto

Visando uma localização privilegiada e necessária, a coluna está situada junto em uma das calhas aéreas logo acima dos quadros de comando e automação da bancada dos motores do LAMOTRIZ (Figura 4.19 b).

Embora a plenitude dos recursos disponibilizados em laboratório não foi explorada nessa dissertação, os próximos trabalhos vislumbram a utilização de outros dispositivos não requisitados com a inserção e testes de outros equipamentos como sensores de presença para aplicações práticas de técnicas de controle e/ou teoria das filas em processos industriais.

Capítulo 5

RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A seguir são apresentados os resultados obtidos experimentalmente assim como análises de caráter intrínseco ao processo como a análise do equilíbrio térmico, o comportamento físico-químico do óleo lubrificante e a análise da frequência de chaveamento do conversor de frequência. Também se analisa os tipos de acionamentos adequados para cada operação além das técnicas de acionamento utilizadas no LAMOTRIZ/UFC.

5.1 ANÁLISE TÉRMICA

Como em toda planta industrial que envolve motores elétricos, a determinação do regime térmico é de fundamental importância para análise de resultados tendo em vista que a mudança de temperatura devido à operação por longos períodos influencia no rendimento do equipamento. Também se observa uma sensível elevação de temperatura, para operação em baixas frequências devido à redução da ventilação do equipamento dada pela baixa rotação do rotor. Porém, na grande parte das correias transportadoras, há a presença de um elemento determinante nesse aspecto que altera o rendimento do conjunto, que é o redutor de velocidade. Nele, o óleo responsável pela lubrificação das partes móveis inicia operação em temperatura ambiente e com o tempo a temperatura varia juntamente com a viscosidade¹ em decorrência da agitação do mesmo no interior da caixa de redução. Esse fato altera de forma impactante o rendimento do sistema, conseqüentemente, o consumo de energia elétrica do MIT já que a caixa de engrenagens imersa em óleo é uma carga para o motor. O argumento principal para

¹ “A viscosidade de um fluido é a propriedade que determina o valor de sua resistência ao cisalhamento. A viscosidade é devida, primariamente, à interação entre moléculas do fluido.” [22]

essa afirmativa está na Tabela 4.4 apresentada no capítulo anterior onde indica, para o redutor em estudo, um rendimento de apenas 43%. Com a proposta de verificar esse valor, mediu-se a potência com e sem o redutor acoplado ao motor. Para o primeiro caso o valor é de 203 W enquanto para apenas o MIT o valor encontrado foi de 117 W. Com isso calcula-se a perda pelo uso do redutor ($203 \text{ W} - 117 \text{ W} = 86 \text{ W}$) e estima-se seu rendimento como sendo $57,6\%^2$, ou seja, diferente do indicado pelo fabricante embora não considerado a variação de temperatura pelo mesmo como variante no valor determinado.

Com isso, o regime térmico para os ensaios realizados em laboratório foi considerando o conjunto moto-redutor sendo que para o redutor de velocidade o tempo de acomodação da curva temperatura versus tempo é maior que para o motor elétrico o que será verificado a seguir. Esses resultados são fundamentais para validar os resultados finais já que, um cuidadoso controle de temperatura é a ação determinante para as corretas análises posteriores.

5.1.1 ENSAIO DO COMPORTAMENTO TÉRMICO

Em primeiro lugar verificou-se o comportamento térmico do conjunto moto-redutor para uma variação de velocidade. Para tanto, utilizou-se o conjunto com carga (carro e oito blocos de prova) acoplado ao conversor de frequência de onde se opera em três velocidades específicas: 1730 rpm, 900 rpm e 150 rpm. O primeiro valor foi retirado do valor nominal de placa do motor em uso. O terceiro valor foi definido de acordo com uma recomendação do fabricante do redutor de velocidade, pois, segundo o próprio, velocidades de entrada abaixo de 150 rpm para o equipamento utilizado não cria a película de óleo necessária para a devida proteção mecânica entre as partes móveis. O valor intermediário foi escolhido aleatoriamente.

O óleo utilizado foi um óleo mineral recomendado em manual técnico, assim, o gráfico da Figura 5.1 representa o comportamento térmico do redutor e do

² Ensaio utilizando óleo mineral indicado pelo fabricante e temperatura ambiente controlada em 25°C.

motor de indução (MIT) para as três condições de operação colocadas acima. Os sensores de temperatura foram instalados na face superior da carcaça dos dois equipamentos em destaque livres da interferência da ventilação de projeto dos mesmos.

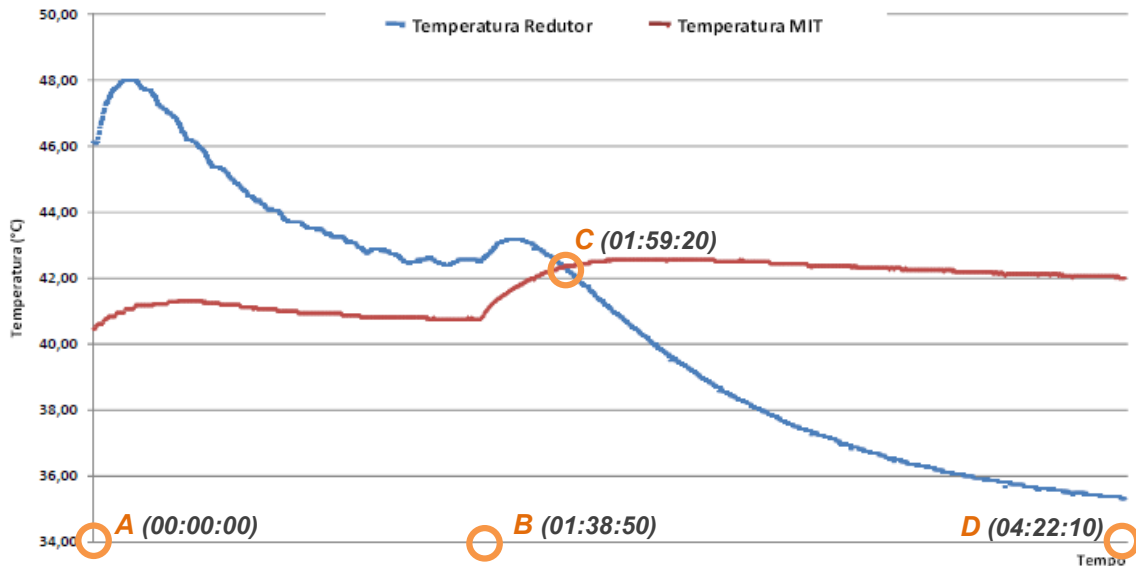


Figura 5.1 - Regime térmico para MIT e redutor de velocidade.

O instante indicado pelo ponto “A” representa o equilíbrio térmico para a velocidade de 1730 rpm, atingido após seis horas de operação anteriormente estabelecido e, tão logo isso ocorre, reduz-se a velocidade do motor para 900 rpm. Nota-se de imediato uma tendência de aumento na curva da temperatura do redutor após entrar em um novo patamar de regime térmico abaixo do encontrado anteriormente. O fato se justifica primeiramente pela severa redução da ventilação de projeto tanto do MIT quanto da caixa de engrenagens essenciais para as respectivas funções. Para o redutor de velocidade, como a ventilação é bruscamente alterada (no caso um decréscimo de 48% da rotação nominal), a capacidade de se retirar calor da carcaça é comprometida e a temperatura do óleo é responsável, para os instantes iniciais, por transferir calor para o restante da estrutura pelo fenômeno físico da condução. Após uma hora e trinta e oito minutos, é atingido o equilíbrio térmico e a temperatura por agitação do óleo diminui significativamente alcançando o nível 42°C no ponto “B”. Já para o motor, o comportamento verificado é um ganho de temperatura desde o início e uma leve acomodação da curva para o novo regime térmico em, aproximadamente, 41°C. Note que, é necessário um tempo de

acomodação das curvas de temperatura para poder atingir um novo regime térmico para ambos os equipamentos, o que só ocorre no ponto “B”. Nesse instante, uma nova intervenção é realizada e a velocidade é reduzida de 900 rpm para 150 rpm. Observa-se que, inicialmente há uma elevação da temperatura para os dois equipamentos, porém, diferentemente da etapa anterior, o motor é sensivelmente perturbado no que se refere a temperatura e, pela primeira vez no ensaio descrito, o valor da temperatura do motor é maior que a do redutor de velocidade após o cruzamento do ponto “C”. Novamente a severa redução da ventilação dos dois equipamentos justifica o comportamento das curvas. Para o redutor de velocidade o novo valor para o regime térmico está próximo de 35°C no ponto “D” localizado a, praticamente, 3 horas após o ponto “B”. Já para o motor, o comportamento verificado é, novamente, uma crescente do ponto “B” até o novo regime térmico em 42°C.

Para uma visualização de todo o processo descrito acima, utilizou-se um termovisor onde se registraram imagens térmicas nos pontos A, B, C e D destacados na Figura 5.1 e consolidados na Tabela 5.1. Os resultados podem ser verificados na Figura 5.2.

Tabela 5.1 - Temperaturas de regime permanente para o MIT e o redutor de velocidade

Velocidade (rpm)	Redutor (°C)	MIT (°C)
1730	46,1	40,5
900	42,5	40,7
150	35,3	42,0

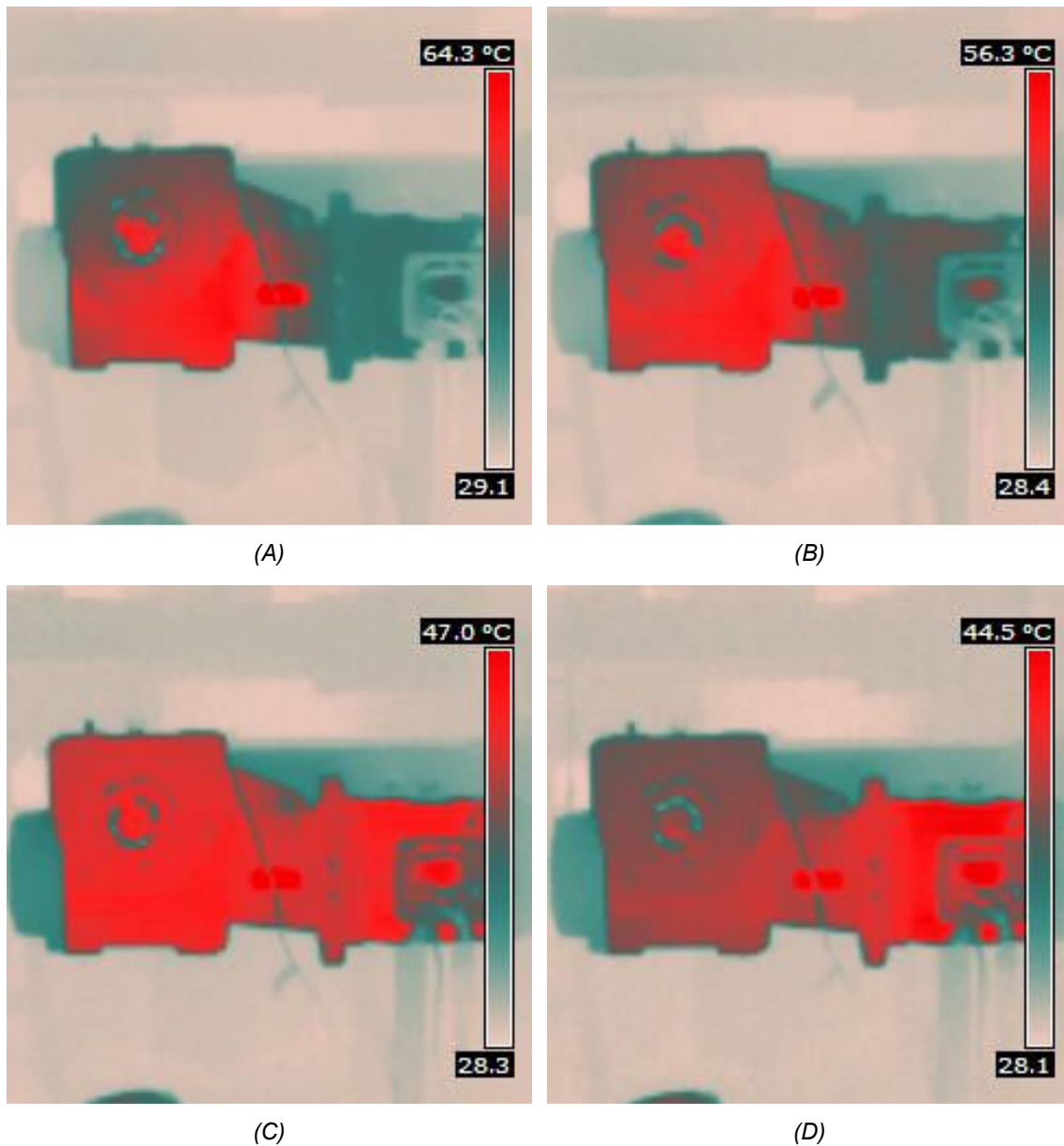


Figura 5.2 - Imagens de um termovisor para o conjunto moto-reductor em relação aos pontos destacados na Figura 5.1

Com essa análise verifica-se uma redução de 23,4% da temperatura no reductor devido às diferentes condições de operação e prever esse comportamento que está presente durante os próximos ensaios e destacar a necessidade de se respeitar o equilíbrio térmico não apenas do motor, mas, principalmente, do reductor de velocidade.

5.1.2 ENSAIO COM CARGA

A seguir são levantadas as curvas para os parâmetros físicos e elétricos em operação da planta com carga. Para isso, simulou-se um carregamento próximo da realidade para a correia transportadora do LAMOTRIZ/UFC utilizando-se um carro³ projetado especialmente para a planta do laboratório que é posicionado ao centro da extensão do transportador que, através de rolamentos, permanece estático com o movimento contínuo da correia. Nele, há a possibilidade de adicionar até oito blocos de prova que irão determinar os níveis de esforço do conjunto. Apenas o carro possui uma massa de 18 Kg e os blocos variam entre 11,42 Kg e 12,04 Kg, com isso, não apenas os blocos individuais, mas, o carro já é considerado uma carga para o sistema como é verificado na figura a seguir e a carga máxima para o transportador é de 110,0 Kg.

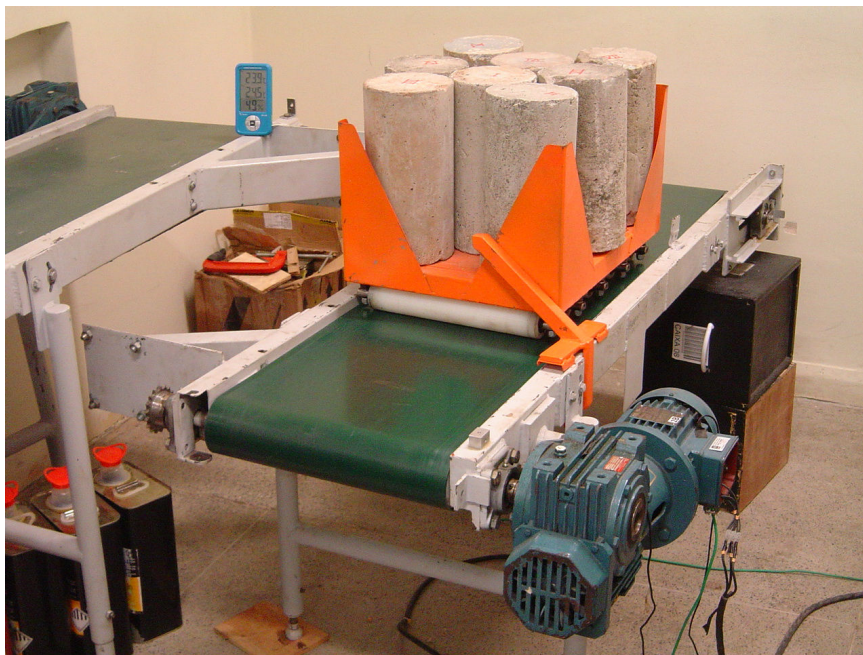


Figura 5.3 - Correias transportadora do LAMOTRIZ/UFC acoplada ao redutor de velocidade e com carga plena na posição horizontal

³ O projeto do carro com suas dimensões e arquitetura é verificada em detalhes no Apêndice C.

Com o regime térmico estabelecido iniciam-se as medições com o carro e todos os blocos sobre a correia (Etapa 8⁴). A cada intervalo de trinta minutos é retirado um bloco até restar somente o carro que também é removido do conjunto na penúltima meia hora de ensaio (Carro). A última etapa de medições, em um total de dez, é realizada com nenhuma carga sobre a correia, ou seja, operação “a vazio” (lembrando que há forças resistentes de diversas formas atuando no sistema mesmo sem carga). Utilizando o mesmo lubrificante do interior da caixa de engrenagens, inclina-se a mesa do transportador para um ângulo de 22,6°, conforme a Figura 5.4, a fim de impor a mesma sequência acima descrita para ampliar os resultados e análises futuras.

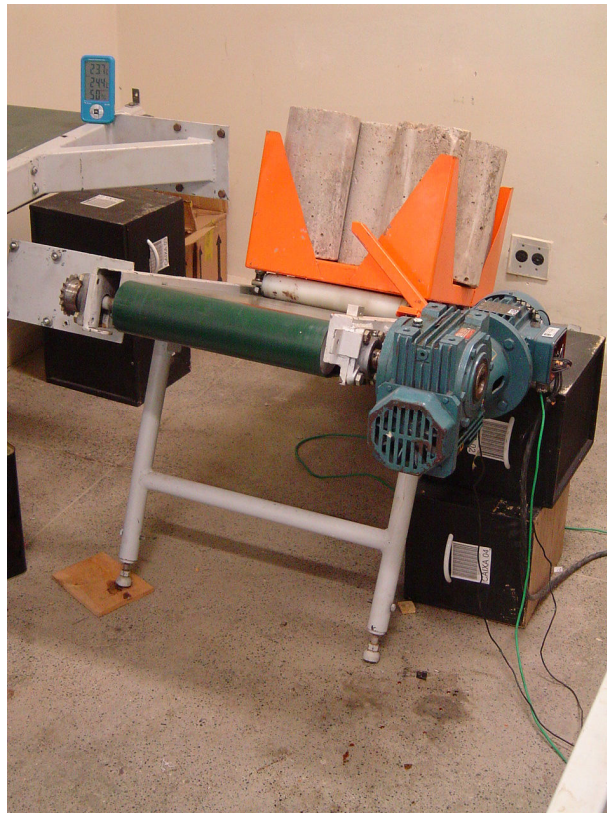


Figura 5.4 - Correia transportadora do LAMOTRIZ/UFC acoplada ao redutor de velocidade em plano inclinado

⁴ As etapas são descritas como se segue. “Vazio”: Correia livre de qualquer carga. “Carro”: Apenas o carro está em contato com a correia. “1”: Carro mais 1 bloco de prova. “2”: Carro mais 2 blocos. “3”: Carro mais 3 blocos. “4”: Carro mais 4 blocos. “5”: Carro mais 5 blocos. “6”: Carro mais 6 blocos. “7”: Carro mais 7 blocos. “8”: Carro mais 8 blocos.

Os óleos lubrificantes utilizados para os experimentos são listados abaixo na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 - Óleos lubrificantes para aplicações industriais utilizados

Viscosidade à 210°F (cSt)	Origem	Referência	Fabricante
680	Mineral	Mobilgear 600 XP 680	Mobil
220	Sintético	Klübersynth GH 6-220	Klüber Lubrification do Brasil
320	Sintético	Klübersynth GH 6-320	Klüber Lubrification do Brasil
460	Sintético	Klübersynth GH 6-460	Klüber Lubrification do Brasil
680	Sintético	Klübersynth GH 6-680	Klüber Lubrification do Brasil

Os cinco diferentes lubrificantes são ensaiados seguindo procedimento anteriormente descrito e ao final consolidados os dados através de médias aritméticas de cada intervalo em estudo aquisição via sistema supervisor do LAMOTRIZ/UFC.

O objetivo inicial desse procedimento leva aos valores de temperatura do redutor e do MIT para a situação imposta. Com isso obtém-se as curvas da Figura 5.5 e Figura 5.6.

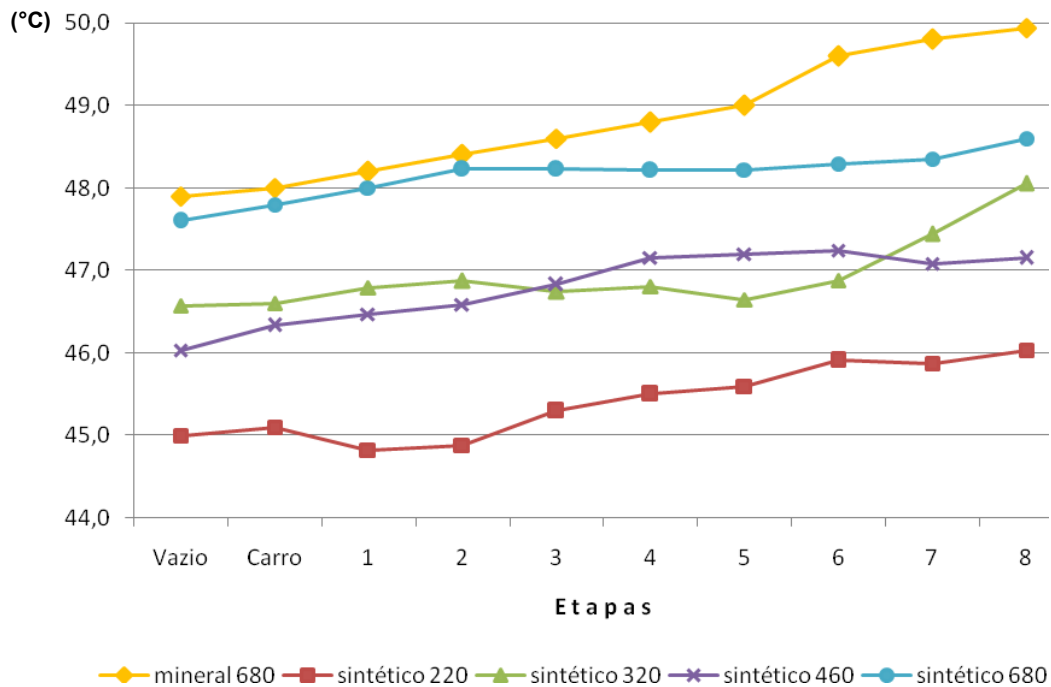


Figura 5.5 - Temperaturas em °C para o redutor de velocidade na posição horizontal

O resultado da Figura 5.5 revela que a temperatura do redutor, quando utilizado lubrificante de origem mineral, sempre é mais elevada que os demais óleos sintéticos industriais. Apesar de algumas discrepâncias, lubrificantes com viscosidade a 100°C menores tendem a uma temperatura inferior de trabalho que os demais óleos de mesma origem sintética. A exemplo, a curva da temperatura do óleo lubrificante sintético ISO 220 está abaixo da curva que representa o sintético ISO 460 que por sua vez possui temperaturas abaixo das encontradas no sintético ISO 680. Também se observa a tendência de crescimento da temperatura com o aumento da carga imposta ao transportador para todos os lubrificantes ensaiados. Esse comportamento se justifica pelo esforço adicional que é solicitado ao redutor a cada novo bloco introduzido ao carro. Esses e os demais resultados são encontrados na Figura 5.6 considerando o plano inclinado.

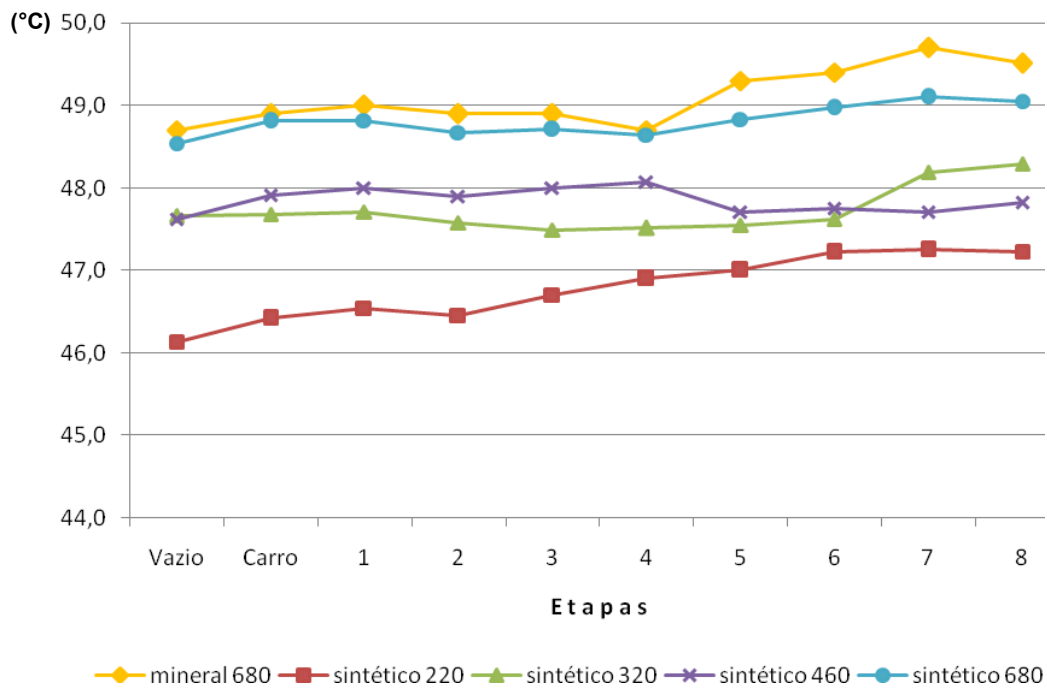


Figura 5.6 - Temperaturas em °C do redutor de velocidade para o plano inclinado

A diferença em relação às curvas anteriores se dá pelo aumento da temperatura de trabalho onde, pelo mesmo motivo do parágrafo anterior, além da introdução das sucessivas cargas, o plano inclinado contribui para o maior esforço do redutor, conseqüentemente, maiores temperaturas de trabalho.

Para o MIT tem-se a Figura 5.7 e a Figura 5.8.

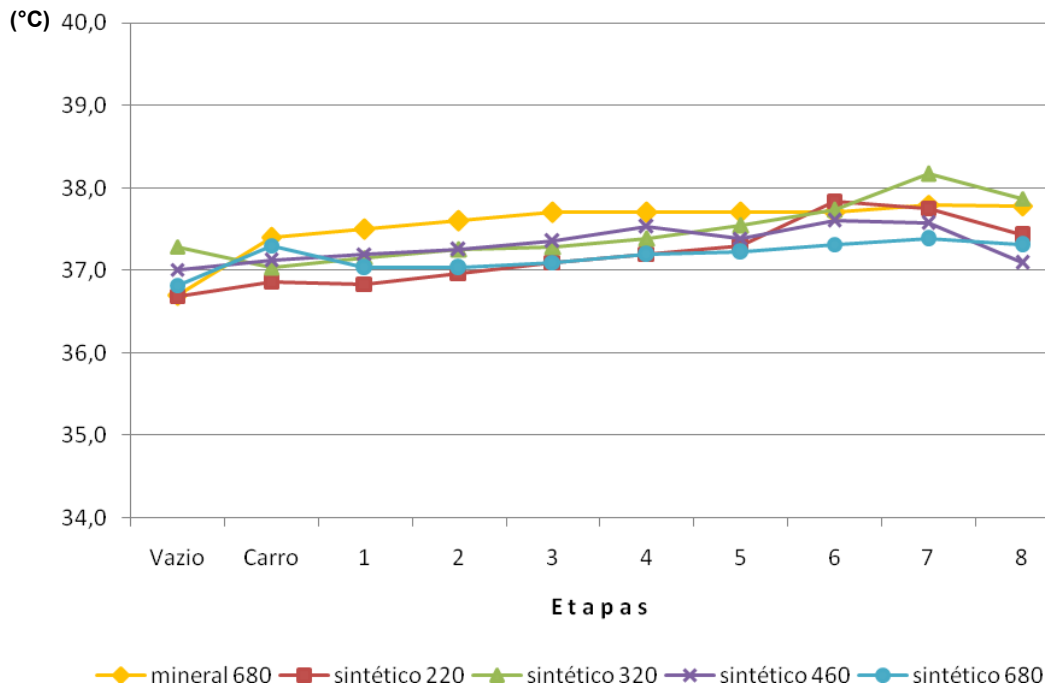


Figura 5.7 - Temperaturas em °C do MIT para o plano horizontal

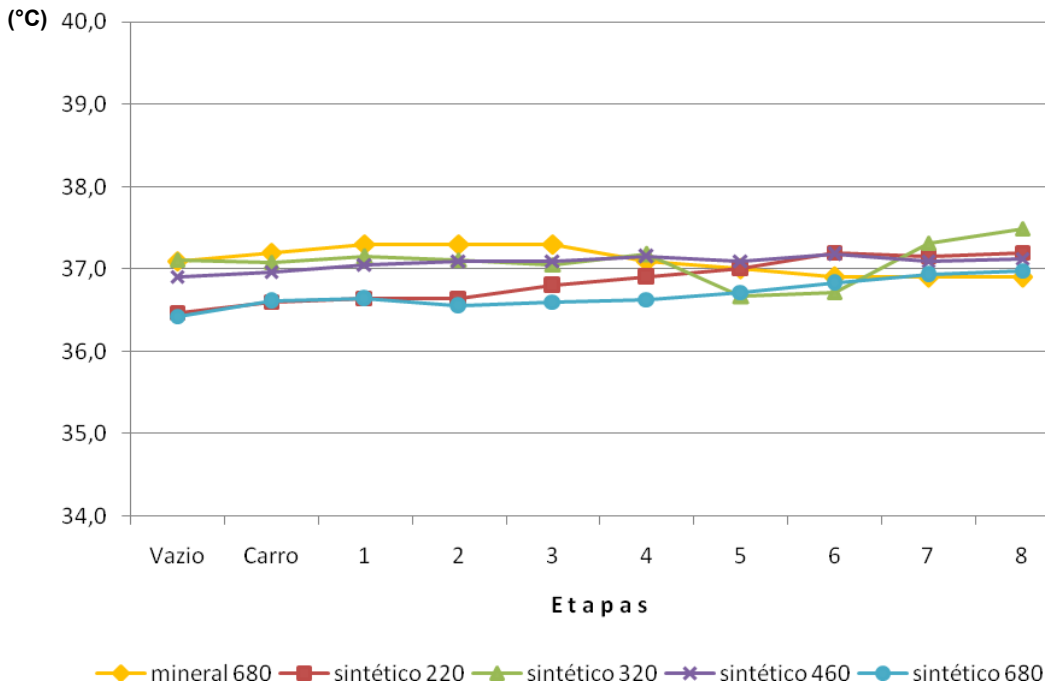


Figura 5.8 - Temperaturas em °C do MIT para o plano inclinado

Diferentemente do redutor de velocidade, para o MIT a temperatura pouco altera o estado devido à variação de carga (3,6% contra os 23,4% do redutor de velocidade). Isso porque o trabalho adicional é despendido em forma de calor pela caixa de redução permitindo o motor trabalhar em uma região de conforto em todas as etapas apresentadas não alterando sensivelmente sua corrente do estator, conseqüentemente, seu estado térmico.

5.2 ANÁLISE FÍSICO-QUÍMICA DO ÓLEO LUBRIFICANTE

A correta lubrificação de um equipamento mecânico como o redutor de velocidade é fundamental para preservar as partes móveis e elevar a vida útil do dispositivo. Existem diversos lubrificantes para aplicações industriais disponíveis no mercado. Normalmente, o fabricante de cada equipamento especifica uma relação de óleos que garantem o funcionamento para aquele determinado dispositivo. A seguir são explorados comportamentos particulares desses lubrificantes e verifica-se a influência destes do ponto de vista da eficiência energética em um sistema de correias transportadoras.

5.2.1 DESCRIÇÃO DOS PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS ADOTADOS

Como explorado no item 5.1.1 viu-se que a temperatura do óleo lubrificante da caixa de redução varia com a agitação interna do redutor, ou, em outras palavras, com a velocidade imposta pelo motor na entrada do redutor. Nesse ponto é avaliado o emprego de cinco lubrificantes para aplicações industriais observando a característica acima. Para tanto, não sendo um assunto de domínio por parte do leitor, a leitura sobre algumas definições utilizadas a seguir, bem como as análises prévias sobre o assunto faz-se fundamental através do Apêndice B.

Inicialmente, adota-se como parâmetro de comparação a viscosidade cinemática do óleo lubrificante mineral recomendado pelo fabricante do redutor em manual técnico específico. Parâmetro este fundamental, pois como os demais produtos não foram relacionados pelo fabricante do redutor, uma viscosidade de

trabalho muito inferior ao encontrado com o lubrificante mineral poderá comprometer a operação. Com a troca do óleo utilizado, haverá uma mudança da curva IV (*Índice de Viscosidade*) de cada tipo de lubrificante e, como consequência, uma característica de resistência ao movimento (viscosidade cinemática) diferente para cada situação. Dos óleos ensaiados, apenas um é de origem mineral e quatro de origem sintética de acordo com a Tabela 5.2.

5.2.2 ADEQUAÇÃO DO LUBRIFICANTE SINTÉTICO EMPREGADO

Para uma análise correta da viscosidade de trabalho de cada tipo de lubrificante estudado, há a necessidade de se conhecer as respectivas curvas IV (*Índice de Viscosidade*). Isso é obtido através de um ensaio laboratorial onde se determinam os valores da viscosidade cinemática em dois pontos (os mesmos que serão utilizados para levantar as curvas IV no gráfico ASTM 2270): o primeiro a 100 °F (aproximadamente 40 °C) e outro em 210 °F (aproximadamente 100 °C). Os valores foram levantados no laboratório do Grupo de Pesquisa em Separação por Adsorção (GPSA) do Departamento de Engenharia Química da UFC através de ensaios com viscosímetros apropriados para o ensaio. Assim obtém a tabela abaixo:

Tabela 5.3 - Valores de viscosidade cinemática dados em cSt e índice de viscosidade (IV)

Tipo:	Sintético			Mineral	
	ISO 220	ISO 320	ISSO 460	ISO 680	ISO 680
100°F	41	58	79	116	39,2
210°F	220	320	460	680	680
IV:	249,2	258,8	262,9	279,1	100,9

Como os valores obtidos para a temperatura em 210°F foram muito próximos dos valores adotados pelos fabricantes, considerou-se os valores exatos e não os aproximados obtidos pelos ensaios. Os valores de IV encontrados na mesma tabela foram obtidos através das equações descritas no Apêndice I.

Nesse ponto estimou-se a temperatura do óleo através da informação do fabricante do redutor via manual técnico quando enfatiza que a temperatura no interior da caixa de engrenagens, ou seja, a temperatura do óleo é 15°C superior à

temperatura medida na superfície da carcaça o que nos leva a Tabela 5.4 gerada a partir dos valores encontrados na Figura 5.5 e Figura 5.6. Para cada curva de temperatura do redutor de cada lubrificante foram retirados os dois valores extremos para compor a tabela:

Tabela 5.4 - Temperaturas da carcaça e no interior do elemento mecânico dada em °C

Tipo:	Sintéticos								Mineral	
	ISO 220		ISO 320		ISO 460		ISO 680		ISO 680	
	min.	máx.	min.	máx.	min.	máx.	min.	máx.	min.	máx.
Carcaça	44,8	47,3	46,6	48,3	46	48,1	48,2	49,8	47,9	49,9
Óleo	59,8	62,3	61,6	63,3	61	63,1	63,2	64,8	62,9	64,9

A partir da Tabela 5.3 e Tabela 5.4 pode-se determinar a curva IV no gráfico da ASTM 2270 e assim determinar a viscosidade cinemática de trabalho para cada ocasião. Com isso, obtém-se a Tabela 5.5.

Tabela 5.5 - Viscosidades estimadas para os lubrificantes ensaiados

Tipo:	Sintéticos								Mineral	
	ISO 220		ISO 320		ISO 460		ISO 680		ISO 680	
	min.	máx.	min.	máx.	min.	máx.	min.	máx.	min.	máx.
Viscosidade	110	115	145	155	210	220	280	300	150	165

Da condição colocada no início da descrição do ensaio, verifica-se que as viscosidades dos óleos sintéticos ISO 460 e ISO 680 atendem a condição de maiores valores em relação ao lubrificante mineral enquanto o sintético ISO 220 está muito abaixo da referência. Já o sintético ISO 320 se encontra com valores abaixo, porém, muito próximos da referência e, por esse motivo, será considerado para efeito de resultados futuros. Já o sintético 220 é descartado pelos motivos já declarados.

5.2.3 ANÁLISE DOS PARÂMETROS ELÉTRICOS

Com a determinação dos óleos sintéticos adequados para a aplicação em laboratório, comparam-se agora os valores das grandezas elétricas do motor com a

utilização, por parte do redutor de velocidade, do lubrificante padrão (mineral) e os demais óleos sintéticos selecionados para ensaios. Inicia-se com a corrente elétrica através da Figura 5.9 e Figura 5.10.

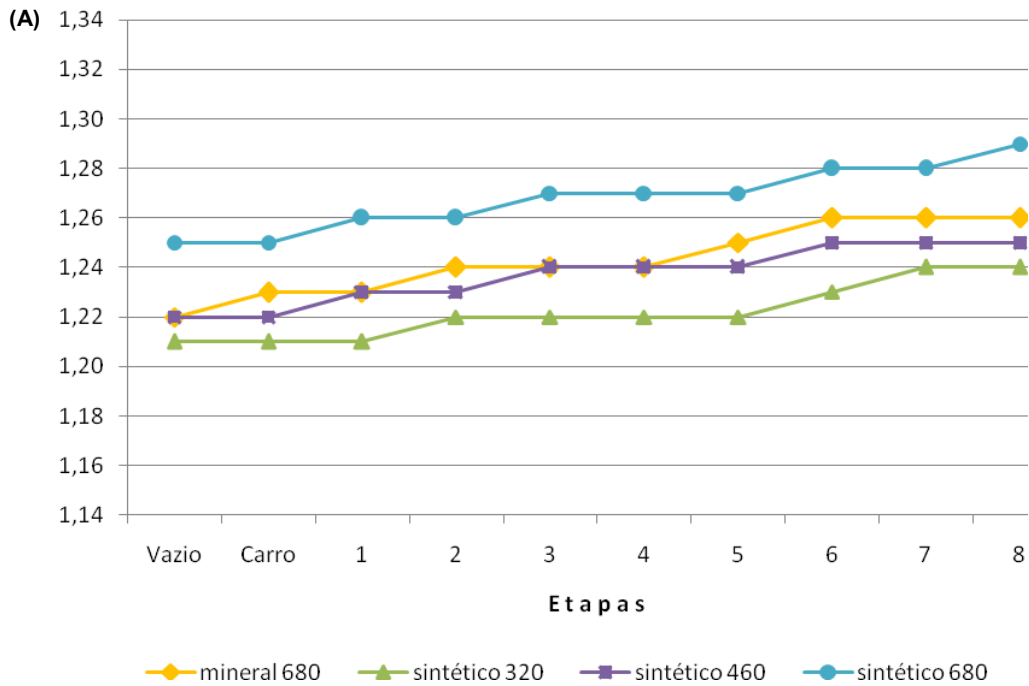


Figura 5.9 - Corrente elétrica do MIT em Ampères para os diversos tipos de lubrificantes utilizados em plano horizontal

Observa-se como o motor trabalha em uma região de conforto⁵ onde, entre a operação em vazio e o maior carregamento, há uma variação máxima no valor da corrente da ordem de quatro centésimos. Isso porque, novamente, dado o ganho de conjugado na saída do redutor de velocidade, o trabalho para o acionamento do sistema por parte da ponta de eixo do motor é o necessário apenas para movimentar as engrenagens da caixa de redução.

⁵ Lembrando: MIT de 1 kW e nominal de 1,73 A.

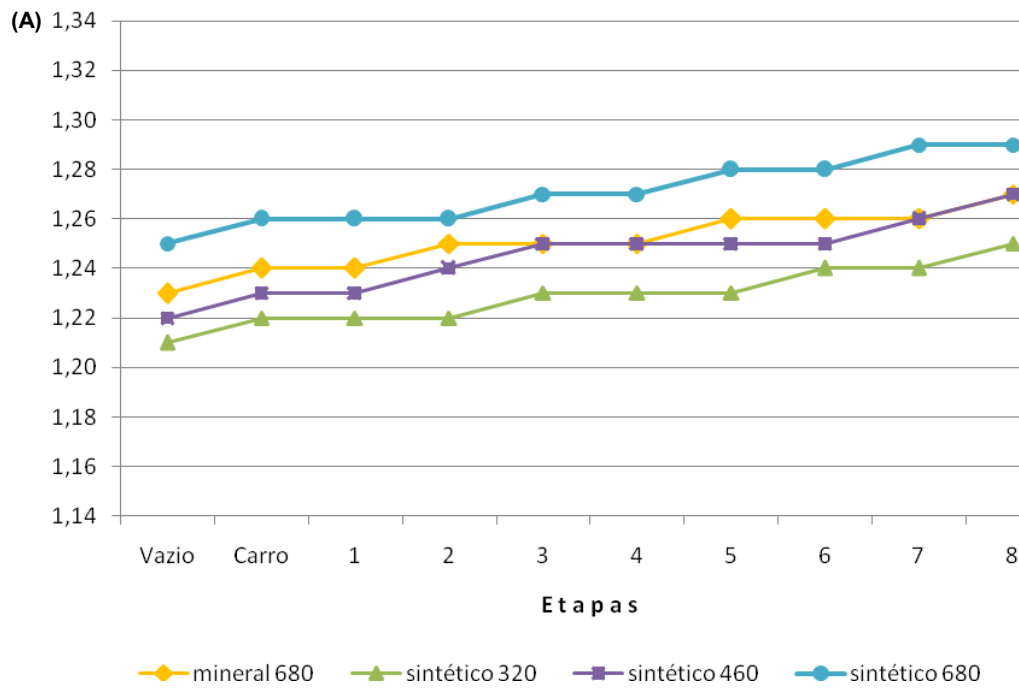


Figura 5.10 - Corrente elétrica do MIT em Ampères para os diversos tipos de lubrificantes utilizados em plano inclinado

Mesmo para a condição de maior esforço (transportador inclinado) as correntes encontradas são semelhantes ao caso anterior como é verificado na Figura 5.10 acima apenas alterado, em, no máximo, um centésimo em relação à posição plana.

A diferença na operação entre os diferentes lubrificantes só é melhor caracterizada com a análise da potência ativa demandada pelo sistema. Na Figura 5.11 os pontos da potência ativa dada em watts para cada caso em inclinação zero foram também levantados e podem ser melhores analisados.

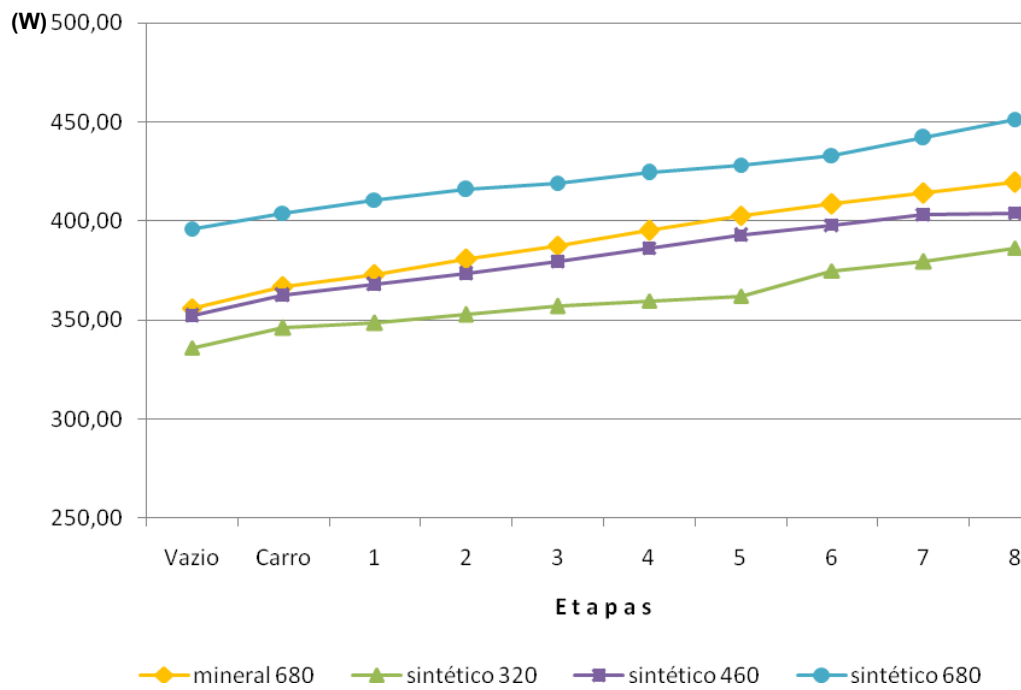


Figura 5.11 - Potência ativa do MIT em watts para os diversos tipos de lubrificantes utilizados em plano horizontal

Nota-se que as curvas para o uso do lubrificante sintético ISO 460 e ISO 320 estão abaixo da curva para o uso do óleo de origem mineral revelando, com isso, que há um potencial de eficiência energética para o uso desses lubrificantes em específico em relação ao uso do lubrificante mineral. Esse resultado se justifica pelo comportamento da temperatura do óleo em relação a sua viscosidade cinemática. Conseqüentemente, como o redutor é visto como uma carga pelo motor a resistência ao movimento do elemento mecânico será definida pelo lubrificante utilizado. Já o sintético de mesma viscosidade à 210°F (ISO 680) do óleo referência não apresenta essa característica mesmo mantendo o compromisso de lubrificação das partes móveis do redutor de velocidade.

Para a outra condição de operação (plano inclinado), o padrão das curvas e os valores se mantêm praticamente os mesmos como se verifica na Figura 5.12.

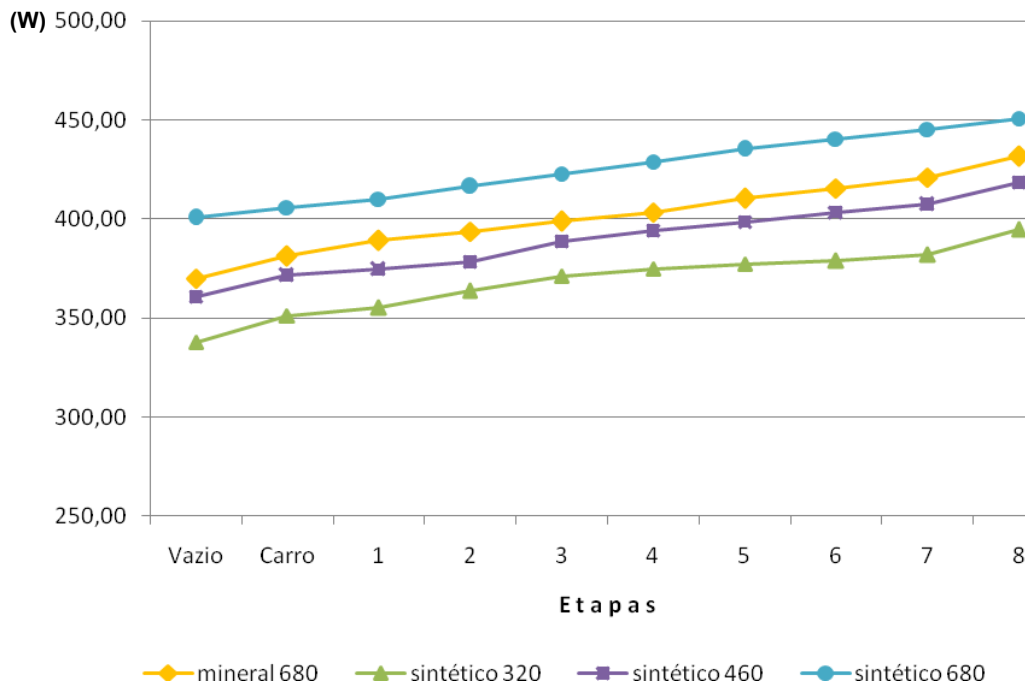


Figura 5.12 - Potência elétrica do MIT em Watts para os diversos tipos de lubrificantes utilizados em plano inclinado

Com as duas últimas figuras apresentadas, pode-se observar que, para as condições de trabalho verificadas em laboratório, há um potencial de eficiência energética para plantas em correias transportadoras com a adequação do óleo lubrificante utilizado pelo redutor de velocidade. As curvas dos óleos sintéticos ISO 460 e ISO 320 se encontram abaixo da curva do óleo de referência: o mineral ISO 680. Já o lubrificante sintético de mesma viscosidade cinemática a 210°F do mineral se comporta de maneira adversa sendo preferível, do ponto de vista da eficiência energética, o uso do mineral embora suas características de lubrificação e proteção sejam satisfeitas. Em números podem-se traduzir as curvas acima na Tabela 5.6.

Tabela 5.6 - Valores percentuais de eficiência energética em relação ao óleo mineral ISO 680

Etapas	Vazio	Carro	1	2	3	4	5	6	7	8
Sint. 320	5,7%	5,6%	6,5%	7,4%	7,9%	9,0%	10,1%	8,3%	8,4%	7,9%
0°/Incl.	8,7%	7,9%	8,7%	7,7%	6,9%	7,1%	8,1%	8,8%	9,3%	8,6%
Sint. 460	1,1%	1,1%	1,3%	1,9%	2,0%	2,3%	2,5%	2,6%	2,6%	3,7%
0°/Incl.	2,5%	2,5%	3,7%	3,9%	2,6%	2,3%	2,9%	2,9%	3,2%	3,1%
Sint. 680	-11,2%	-10,2%	-10,2%	-9,3%	-8,1%	-7,4%	-6,3%	-6,0%	-6,7%	-7,6%
0°/Incl.	-8,3%	-6,5%	-5,4%	-5,8%	-6,0%	-6,3%	-6,1%	-6,0%	-5,8%	-4,4%

Observa-se que, apenas com a adequação do óleo lubrificante utilizado para os redutores de velocidade, pode-se obter ganhos em eficiência energética em até 10% em relação a outros lubrificantes utilizados em plantas industriais do tipo correias transportadoras como as encontradas no LAMOTRIZ/UFC.

5.3 ACIONAMENTO VIA CONVERSOR DE FREQUÊNCIA

Como desafio às relativas baixas expectativas encontradas até então em relação ao potencial de eficiência energética, viabilizou-se um acionamento clássico dentro da indústria, porém, muito pouco utilizado para aplicações em correias transportadoras com o propósito de se verificar outras possibilidades para a operação da planta. É o acoplamento direto do MIT com partida pela utilização de um conversor de frequência.

Diferentemente do acionamento em partida direta e com a utilização do redutor de velocidade, o maior problema encontrado para essa nova técnica é a manutenção do torque constante juntamente com a velocidade angular na ponta de eixo do motor. A dificuldade aumenta com velocidades próximas a zero o que, para um acionamento de uma correia transportadora não se apresenta como um caso raro sendo que a velocidade linear da correia dependerá diretamente da rotação angular do rotor que deverá ser controlada. No caso (Figura 5.13), utiliza-se um conversor com controle vetorial em malha aberta sem realimentação direta.



Figura 5.13 - Correia transportadora do LAMOTRIZ/UFC acionada por conversor de frequência e MIT acoplado diretamente

5.3.1 ENSAIO VIA CONVERSOR DE FREQUÊNCIA

Para o caso da planta do LAMOTRIZ há a necessidade de se adaptar o conjunto de tal forma para que o peso do carro não interfira no processo. Isso se deve ao fato do carro ser uma carga inicial determinante para um funcionamento deficiente por parte do inversor já que, para essa condição de operação, cargas extremas não são observadas como no caso anterior do uso com redutor de velocidade. Com isso, apenas os blocos de prova são considerados para efeito de carregamento do transportador como pode ser melhor elucidado na Figura 5.14 através do apoio utilizado para equilibrar o rolamento central do carro para contra-

balancear o peso igualmente evitando que o mesmo exerça forças resistentes sobre a correia. Novos blocos de prova foram utilizados neste ensaio com o propósito de adequar a carga às novas condições de acionamento. O valor mínimo da massa encontrado nesses blocos menores é de 3,91 kg e o valor máximo é de 4,20 kg totalizando um carregamento de 20,2 kg.

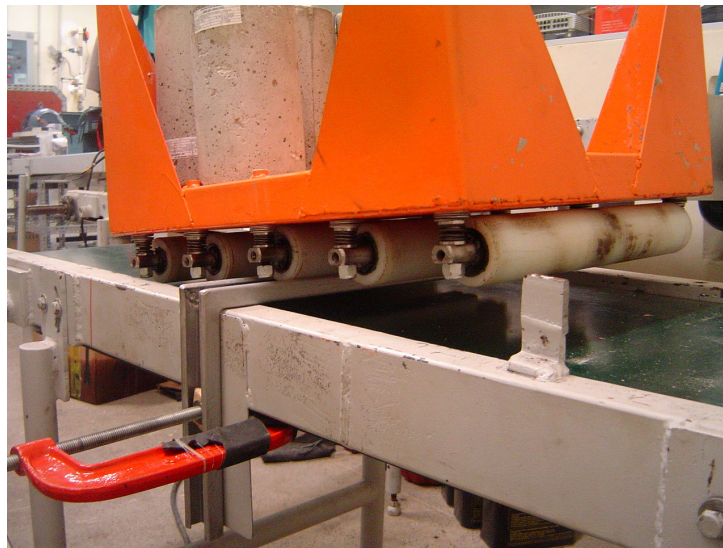


Figura 5.14 - Detalhe do posicionamento do carro para o acionamento do procedimento experimental via acionamento por conversor de frequência

O procedimento se deu com o objetivo de adquirir e comparar parâmetros elétricos do motor e do conversor de frequência utilizando para isso oito degraus de velocidades programadas no conversor. São eles: 25 rpm, 50 rpm, 75 rpm, 100 rpm, 125 rpm, 150 rpm, 175 rpm e 200 rpm. Estes pontos são os valores referência para o controle do conversor de frequência. O que determina o número máximo de blocos sobre o transportador é o valor mínimo de torque para a movimentação da correia, a corrente nominal do MIT e a estabilidade mecânica da mesa para altas velocidades. Também foram realizadas medições com o motor desacoplado do eixo do tambor de acionamento da correia transportadora para os mesmos valores de velocidade referência acima descritos.

Com o procedimento detalhado, observa-se o seguinte comportamento do motor em relação à rotação de ponta de eixo do motor.

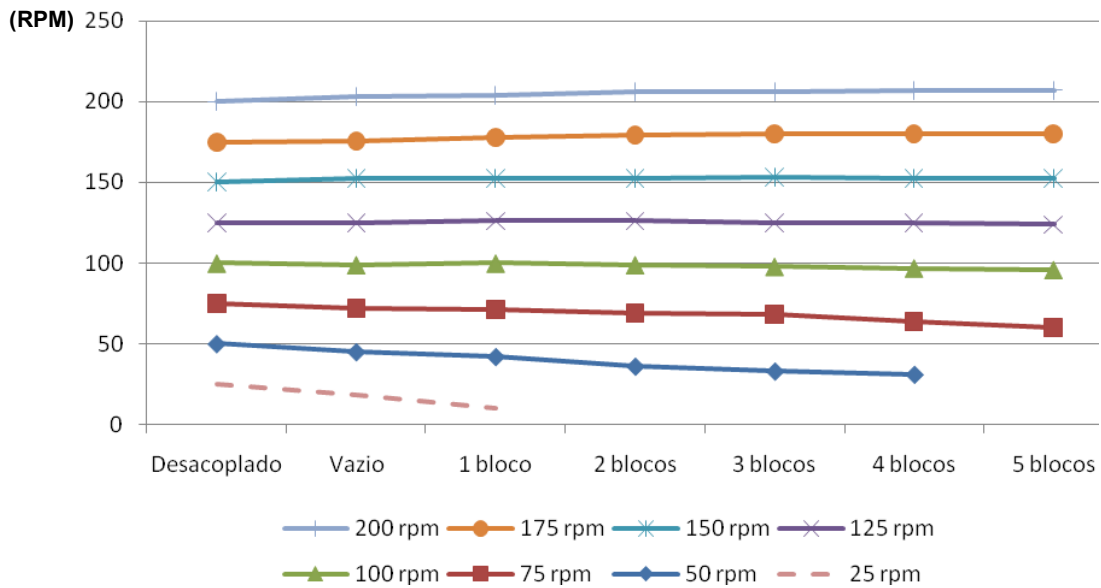


Figura 5.15 - Velocidade do motor em RPM para as velocidades de referência do conversor de frequência e diferentes carregamentos

Nota-se a partir da Figura 5.15 que a referência imposta pelo conversor de frequência para variação de carga só é obedecida a partir de velocidades acima de 100 rpm. Isso pode ser compreendido já que, para velocidades muito baixas, a dificuldade do MIT em manter o torque exige uma redução da velocidade com o aumento da frequência e, conseqüentemente, da tensão de saída do conversor. Do oposto, observa-se que, para velocidades maiores, a tendência das curvas é de um leve aumento dado pela característica particular do controle vetorial em compensar os valores de tensão e frequência para manter a velocidade de referência.

Verifica-se também que as curvas para as velocidades de referência de 25 rpm e 50 rpm do conversor de frequência não atingem todos os níveis de carregamento como os atingidos pelas velocidades maiores. Isso porque as baixas velocidades com o enfraquecimento do campo não permite o movimento da carga e então a correia entra em repouso. Da mesma figura observa-se que o carregamento máximo é limitado em cinco blocos de prova. Sendo cada bloco com massa de até doze quilogramas, então o valor máximo desse último nível não irá sobrepor sessenta quilogramas. Essa limitação decorre da corrente do motor que se analisa a seguir na Figura 5.16.

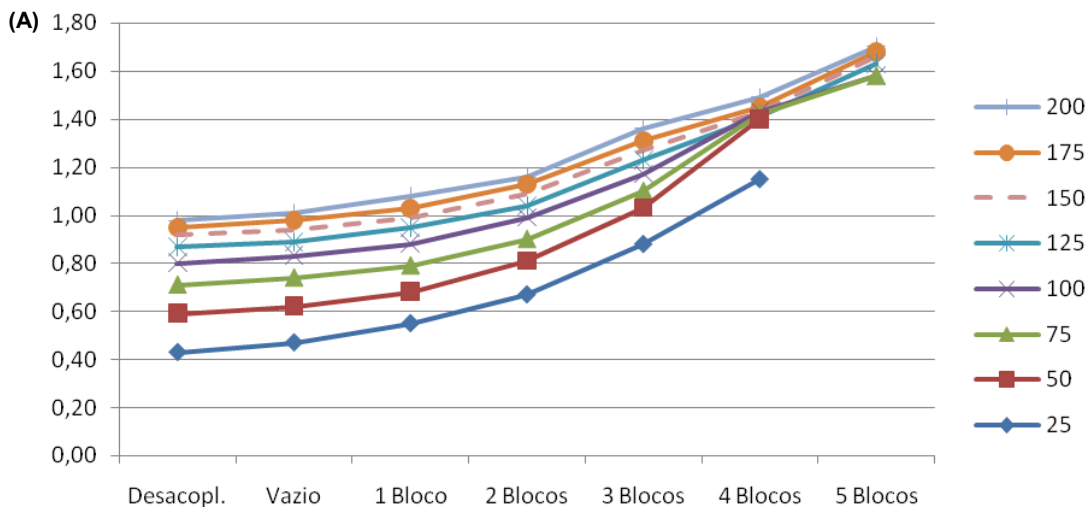


Figura 5.16 - Corrente em A para diversas velocidades de referência e carregamentos

De forma a complementar a justificativa do parágrafo anterior, na Figura 5.16 observa-se que a corrente atinge valores próximos ao da corrente nominal do MIT para os últimos valores medidos com cinco blocos de prova. Com a inserção de mais um bloco ao carro, a corrente sobrepõe o limiar do valor nominal e compromete o ensaio bem como a integridade física dos enrolamentos do motor. As curvas observadas por uma variação quadrática para os mesmos degraus de carregamento devem-se pelos diferentes valores de frequência apontados anteriormente e, como consequência, a variação dos parâmetros elétricos (indutância de dispersão e magnetização) do modelo do motor de indução e exposto no item 2.2.2.2 deste trabalho onde foi citado que o aumento da corrente de magnetização se deve a operação da máquina dentro de uma zona de saturação quando do uso de conversores de frequência.

Assim como para a tensão de saída do conversor, a frequência tem o comportamento como ilustrado na Figura 5.17. Já que a velocidade deve ser mantida constante (condição primária do conversor) os outros parâmetros, entre eles a frequência, devem variar para corrigir esse fator dada a alteração da carga.

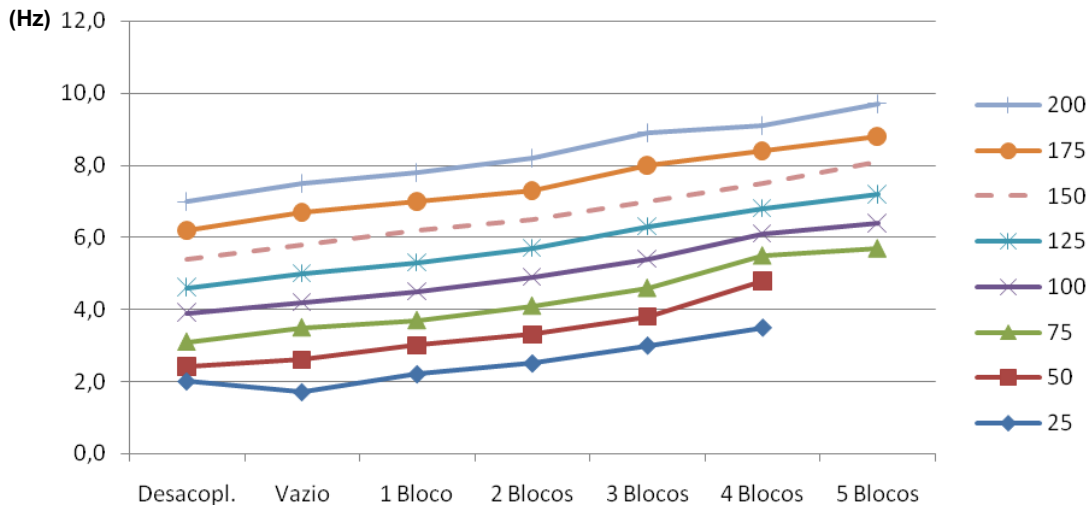


Figura 5.17 - Frequência de saída do conversor para as diversas velocidades de referência e carregamentos

A potência ativa então foi medida para o conjunto conversor e motor e indicada pelas curvas da Figura 5.18.

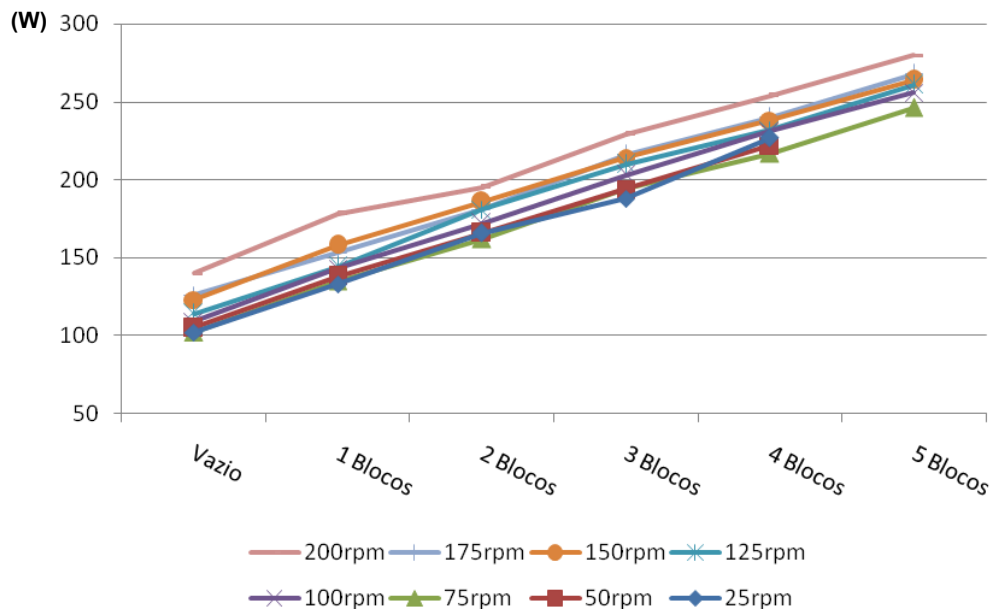


Figura 5.18 - Potência ativa dada em W para diversas velocidades de referência e carregamentos

Para todas as etapas de carregamento nota-se uma variação máxima de 27,1% em relação às velocidades impostas desde um carregamento nulo, onde apenas as forças resistentes da correia estão presentes, até o carregamento pleno próximo a corrente nominal do MIT. O comportamento se aproxima de uma curva do primeiro grau resultado de cargas com pesos muito semelhantes.

5.4 ACIONAMENTO DO CONJUNTO MOTO-REDUTOR VIA CONVERSOR DE FREQUÊNCIA

As técnicas de acionamento de cargas se apresentam nas formas mais diversificadas possíveis para se atender à necessidade operacional da indústria. No caso das correias transportadoras, com o propósito de se variar a velocidade linear sem perda do torque, há, além do acoplamento hidrodinâmico, o emprego do conversor de frequência aliado ao redutor de velocidade. No caso, a variação de velocidade será imposta pelo conversor de frequência, porém, sempre limitado pelas engrenagens do redutor de velocidade. Uma variação muito pequena na saída do conversor, dependendo da taxa de redução do equipamento não é sensível na saída do redutor de velocidade e, com isso, a carga pouco ganha ou perde em velocidade de traslado.

5.4.1 ENSAIO PARA FREQUÊNCIAS DE CHAVEAMENTO DISTINTOS

No caso, o objetivo é apenas demonstrar a validade dos dados obtidos em [52]. Nele, Stranges e Dymond descrevem alguns critérios de projetos em motores elétricos que influenciam no aumento da temperatura de motores e dispositivos eletrônicos variadores de velocidade, ou seja, conversores de frequência. Em um dos resultados, determinam as perdas dadas pela escolha na frequência de chaveamento do conversor. Para a pesquisa foram realizadas apenas duas frequências: 2,5 kHz e 5 KHz. Cada frequência foi submetida a três níveis de velocidades e três etapas de carregamento. São eles: 2000 rpm, 1730 rpm, 1500

rpm nas condições de correia sem carga, carro mais quatro blocos de prova e carro mais oito blocos de prova.

Com isso obtém-se as curvas das Figuras 5.19, 5.20 e 5.21.

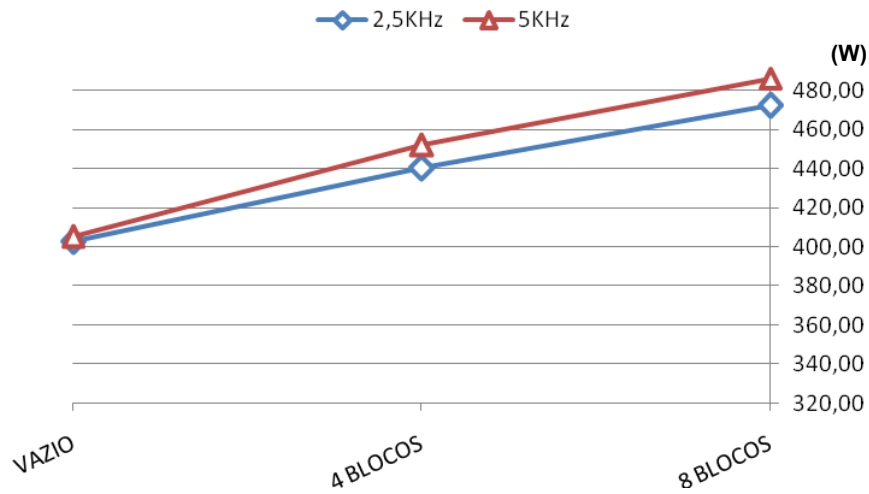


Figura 5.19 - Potência ativa dada em W para frequência de chaveamento de 2,5 kHz e 5 kHz para uma velocidade de referência de 2000 rpm

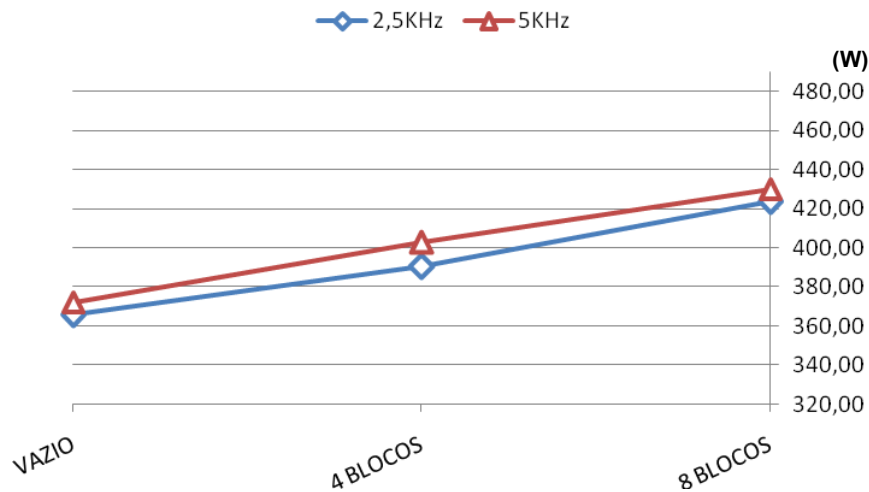


Figura 5.20 - Potência ativa dada em W para frequência de chaveamento de 2,5 kHz e 5 kHz para uma velocidade de referência de 1730 rpm

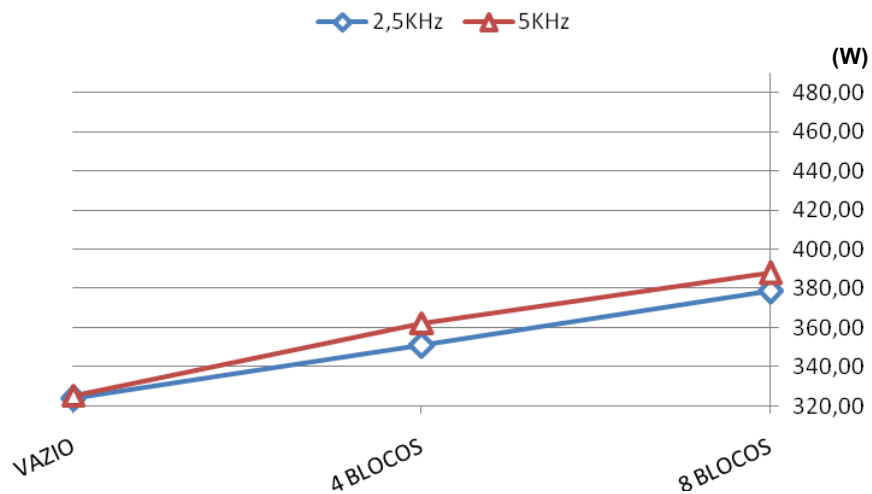


Figura 5.21 - Potência ativa dada em W para frequência de chaveamento de 2,5 kHz e 5 kHz para uma velocidade de referência de 1500 rpm

Observou-se então que para os três casos a potência ativa do conjunto quando utilizado frequência de chaveamento em 5 kHz supera os valores encontrados nas curvas onde a frequência de chaveamento do conversor é de 2,5 kHz. Isso porque as perdas provocadas pelos estados de abertura e fechamento dos componentes estáticos são maiores para frequências maiores. Esse fato também ocasiona o aumento da temperatura do equipamento.

Na Tabela 5.7 pode-se verificar o potencial de eficiência energética em termos percentuais da mudança da frequência de chaveamento de 5 kHz para 2,5 kHz.

Tabela 5.7 - Valores de percentuais de eficiência energética com a redução da frequência de chaveamento.

Velocidade Referência (rpm)	E t a p a s		
	Vazio	4 Blocos	8 Blocos
2000 RPM	0,7%	2,5%	2,8%
1730 RPM	1,8%	3,1%	1,5%
1500 RPM	0,4%	3,2%	2,4%

Capítulo 6

CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

6.1 CONCLUSÕES

Na pesquisa foram discutidas e ensaiadas em laboratório formas de se obter potenciais de eficiência em sistemas industriais, em específico, em correias transportadoras. Para isso, o estudo obteve resultados de onde, as principais conclusões retiradas destacaram-se a importância da correta análise do regime térmico para o sistema quando o MIT é acionado acoplado ao redutor de velocidade. Do mesmo equipamento conclui-se que, devido às características mecânicas, a corrente do motor trabalha em uma região de conforto para uma ampla faixa de valores de cargas utilizadas que variou de 0 Kg a 110 Kg. Com isso, a temperatura do motor oscilou em 1,5°C para o intervalo de carregamento considerado, comportamento este que reflete uma vida útil maior para o MIT enquanto, para o redutor, a variação foi de 10,8°C.

Estudou-se o comportamento da viscosidade cinemática dos lubrificantes utilizados em caixas de redução como a utilizada nos ensaios como a variação do valor com a temperatura de trabalho. Isso interfere diretamente na potência elétrica demandada pelo motor já que a viscosidade é um fenômeno que pode ser compreendido como sendo uma variável resistente ao movimento. Quanto menos viscoso é o óleo, menor a resistência oferecida pelo dispositivo ao qual está sendo utilizado, conseqüentemente, menor a potência desenvolvida pelo MIT. Também foram verificadas nas Figuras 5.5 e 5.6 temperaturas de trabalho maiores para óleos lubrificantes de origem mineral em relação aos de origem sintética.

Diversas técnicas de acionamento foram citadas, dentre elas, três foram utilizadas em laboratório. Foram elas:

- I. Partida direta acoplado ao redutor de velocidade;
- II. Partida por uso de conversor de frequência acoplado diretamente ao eixo do tambor de acionamento;

III. Partida por uso de conversor de frequência acoplado ao redutor de velocidade.

Cada qual possui vantagens e desvantagens específicas de operação que depende das necessidades da carga e do processo ao qual o sistema esteja inserido. Para o primeiro caso, a vantagem mais clara é o elevado torque de saída proporcionado pelo elemento mecânico o que garante a realização de trabalhos agressivos com cargas brutas e variáveis. Por essa questão, grande parte do trabalho é despendida em forma de calor pelo próprio redutor fazendo com que o MIT trabalhe em uma região de conforto, ou seja, distante da corrente nominal como foi verificado nos resultados do capítulo anterior. As temperaturas observadas no redutor foram de 44,8°C a 49,9°C. Sua limitação é a velocidade. Uma vez projetado e instalado, a velocidade linear da correia (ou do processo) não é mais alterado dado o valor fixo de redução do elemento mecânico. A atenção exigida neste caso também é maior para as trocas regulares de óleos lubrificantes respeitando as horas de funcionamento dos fabricantes o que, para lubrificantes de origem sintética, o número de horas em operação são superiores em relação aos óleos de origem mineral.

Para a técnica II, as desvantagens encontradas no acionamento anterior são as principais vantagens para o caso. O elemento acoplador é dispensável e a conexão é feita de forma direta ao eixo do tambor de acionamento da correia sem necessidade de qualquer dispositivo com engrenagens ou polias. Aqui já há uma faixa bem maior de velocidades que é comandada pelo conversor de frequência. No caso, variou-se velocidade de ponta de eixo de 25 rpm a 200 rpm. A desvantagem dessa técnica de acionamento, e o principal motivo da pouca utilização dentro do ambiente industrial é a manutenção do torque em baixas velocidades. Como visto nos ensaios, o controle vetorial em malha aberta não atende às demandas de forma satisfatória o que leva a ter a necessidade de, além da aquisição de um conversor preparado com controle vetorial, que permita também o recurso de um controle vetorial em malha fechada que será possível com a introdução de um *encoder* de alta resolução. Normalmente, soluções como esta demandam altos investimentos tornando-se, em muitos casos, inviáveis. Nos resultados experimentais observou-se uma velocidade mínima de 25 rpm enquanto a velocidade nominal de saída do redutor quando da partida direta é de, aproximadamente, 24 rpm. Ao contrário do

que ocorreu anteriormente, as cargas são limitadas em, no máximo, 20,2 Kg para que a corrente nominal de 1,73 A do MIT não seja violada o que pode ser necessário obter um MIT com valor de potência maior para uma mesma condição de operação. Esse fato resultou na substituição da carga utilizada até então quando do uso com redutor de velocidade para esse novo acionamento quando ensaiado em laboratório. Portanto, as características mecânicas e elétricas são grandes opositores para a operação com esse tipo de acionamento.

No último caso estudado e testado em laboratório, há uma tentativa de unir as vantagens dos dois primeiros com a utilização do conversor em conjunto com o redutor de velocidade. Já para o conversor de frequência a preocupação que antes era a operação para baixas velocidades aqui não ocorre. Como o redutor é responsável por reduzir a velocidade de entrada imposta pelo motor, o conversor irá trabalhar para velocidades elevadas próximas as nominais do próprio motor. Com isso, um controle vetorial é dispensável e conversores apenas com controle V/f garantem investimentos mais realistas do ponto de vista do empresariado. A desvantagem desse método é a curta faixa de regulação, embora fina, da velocidade angular, conseqüentemente, da velocidade linear da correia. Dependendo da taxa de redução do redutor de velocidade, uma variação significativa da rotação do MIT não poderá ser perceptível ou, para fins práticos, não corresponder à necessidade da maioria das aplicações além de prejudicar, como foi verificada, a ventilação forçada do redutor e do próprio motor de indução.

Como cada técnica de acionamento possui uma particularidade, dificilmente uma comparação direta de desempenho pode ser feita entre elas. Porém, tomando por base cada uma delas, verifica-se que, com o acionamento via redutor de velocidade, o potencial energético obtido apenas com a readequação do óleo lubrificante alcançou 10,1%. Já quando o acionamento dispensa o dispositivo mecânico e passa a operar apenas via conversor de frequência, todos os valores encontrados estão abaixo das demais curvas, porém, com a ressalva da limitação do tipo de carga utilizada. O potencial então observado é da ordem de 29,8% para operação sem carga em relação ao uso da caixa de engrenagens. Já para o conjunto conversor e redutor de velocidade a comparação se faz pela mudança da frequência de chaveamento. Neste caso, os dados levaram a valores de 3,1% e para

uma redução de 25% da velocidade angular encontrou-se uma redução de 19,7% no consumo final de energia elétrica.

Com isso, definimos como ações que proporcionam potenciais em eficiência energética em correias transportadoras industriais a adequação do tipo de óleo lubrificante, o uso de conversores de frequência desde que observadas as características da carga e a escolha da frequência de chaveamento.

6.2 PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

Como tópicos para estudos futuros podem-se sugerir:

- Implementação em laboratório do controle vetorial em malha fechada;
- Implementação de acionamento via conversor de frequência e com sistema de roldanas com o propósito de se elevar as velocidades do motor sem aumentar a velocidade final e validar um novo método de acionamento mantendo as características;
- Comparativo entre os acionamentos acima citados para as mesmas condições de carga e a utilização de MIT's de potências superiores a 0,75 kW para acionamento via conversores de frequência.
- Criar técnicas de controle para o regime transitório e regime permanente;
- Analisar possibilidades de aplicar as ações encontradas para eficiência energética em plantas industriais com portes maiores, principalmente, para grandes transportadores.

APÊNDICE

APÊNDICE A - TABELA DE ENTRADAS E SAÍDAS DO CLP

APÊNDICE B - ANÁLISE DE LUBRIFICANTES DE USO INDUSTRIAIS

APÊNDICE C - DETALHES TÉCNICOS E CONSTRUTIVOS DO
CARRO UTILIZADO PARA ENSAIOS

APÊNDICE A

O presente apêndice visa apresentar a tabela de entradas/saídas do CLP bem como de suas expansões conforme colocado no capítulo 4.

TIPO	Para CLP		Para Supervisório		LOCALIZAÇÃO	
	DESCRIÇÃO	END.	TAG	END.		
EA	Sensor de Temperatura Esteira 1	AIW0	TEMPERATURA_E1_E3	VW110	CPU-224XP	Esteira 1
EA	Sensor de Temperatura Esteira 2	AIW2	TEMPERATURA_E2_E3	VW112	CPU-224XP	Esteira 2
EA	Sensor de Temperatura Esteira 3	AIW4	TEMPERATURA_E3_E3	VW114	EM 235	Esteira 3
EA	Sensor de Temperatura Esteira 4	AIW6	TEMPERATURA_E4_E3	VW116	EM 235	Esteira 4
EA	Sensor de Tensão	AIW8	TENSAO_E3	VW118	EM 235	QC5
EA	Sensor de Corrente Esteira 1	AIW10	CORRENTE_E1_E3	VW120	EM 235	QC5
EA	Sensor de Corrente Esteira 3	AIW12	CORRENTE_E3_E3	VW122	EM 235	QC5
ED	Chave Local/Remoto Esteira 1	I0.0	LOC_REM_E1_E3	V100.0	CPU-224XP	QC5
ED	Status INV6 Esteira 1	I0.1	STATUS_INV6_E3	V100.1	CPU-224XP	QC5
ED	Status defeito INV6 Esteira 1	I0.2	DEFEITO_INV6_E3	V100.2	CPU-224XP	QC5
ED	Status Motor Redutor Esteira 1	I0.3	REDUTOR_E1_E3	V100.3	CPU-224XP	QC5
ED	Encoder Esteira 1	I0.4	ENCODER_E1_E3	V100.4	CPU-224XP	Esteira 1
ED	Chave Local/Remoto Esteira 2	I0.5	LOC_REM_E2_E3	V100.5	CPU-224XP	QC5
ED	Status INV7 Esteira 2	I0.6	STATUS_INV7_E3	V100.6	CPU-224XP	QC5
ED	Status defeito INV7 Esteira 2	I0.7	DEFEITO_INV7_E3	V100.7	CPU-224XP	QC5
ED	Status Motor Redutor Esteira 2	I1.0	REDUTOR_E2_E3	V101.0	CPU-224XP	QC5
ED	Encoder Esteira 3	I1.2	ENCODER_E3_E3	V101.2	CPU-224XP	Esteira 3
ED	Chave Local/Remoto Esteira 3	I2.0	LOC_REM_E3_E3	V102.0		QC5
ED	Status INV8 Esteira 3	I2.1	STATUS_INV8_E3	V102.1		QC5
ED	Status defeito INV8 Esteira 3	I2.2	DEFEITO_INV8_E3	V102.2		QC5
ED	Status Motor Redutor Esteira 3	I2.3	REDUTOR_E3_E3	V102.3		QC5
ED	Chave Local/Remoto Esteira 4	I2.6	LOC_REM_E4_E3	V102.6		QC5
ED	Status INV9 Esteira 4	I2.7	STATUS_INV9_E3	V102.7		QC5
ED	Status defeito INV9 Esteira 4	I3.0	DEFEITO_INV9_E3	V103.0		QC5
ED	Status Motor Redutor Esteira 4	I3.1	REDUTOR_E4_E3	V103.1		QC5
ED	Status Disj. Esteira 1	I3.2	STATUS_DISJ_MOTOR_E1_E3	V103.2		QC5
ED	Status Disj. Esteira 2	I3.3	STATUS_DISJ_MOTOR_E2_E3	V103.3		QC5
ED	Status Disj. Esteira 3	I3.4	STATUS_DISJ_MOTOR_E3_E3	V103.4		QC5
ED	Status Disj. Esteira 4	I3.5	STATUS_DISJ_MOTOR_E4_E3	V103.5		QC5
SA	Referência Velocidade Conversor 6	AQW0	SETPOINT_VEL_INV6_E3	VW140	CPU-224XP	QC5
SA	Referência Velocidade Conversor 7	AQW4	SETPOINT_VEL_INV7_E3	VW142	EM 235	QC5
SA	Referência Velocidade Conversor 8	AQW8	SETPOINT_VEL_INV8_E3	VW144	EM 235	QC5
SA	Referência Velocidade Conversor 9	AQW10	SETPOINT_VEL_INV9_E3	VW146	EM 235	QC5
SD	Liga Esteira 1 - REDE	Q0.0	LIGA_E1_INV_E3	V132.0	CPU-224XP	QC5
SD	Liga Esteira 1 - CONVERSOR	Q0.1	LIGA_E1_REDE_E3	V132.1	CPU-224XP	QC5
SD	Liga Esteira 2 - REDE	Q0.2	LIGA_E2_INV_E3	V134.0	CPU-224XP	QC5
SD	Liga Esteira 2 - CONVERSOR	Q0.3	LIGA_E2_REDE_E3	V134.1	CPU-224XP	QC5
SD	Liga Esteira 3 - REDE	Q0.4	LIGA_E3_INV_E3	V136.0	CPU-224XP	QC5
SD	Liga Esteira 3 - CONVERSOR	Q0.5	LIGA_E3_REDE_E3	V136.1	CPU-224XP	QC5
SD	Liga Esteira 4 - REDE	Q0.6	LIGA_E4_INV_E3	V138.0	CPU-224XP	QC5
SD	Liga Esteira 4 - CONVERSOR	Q0.7	LIGA_E4_REDE_E3	V138.1	CPU-224XP	QC5

APÊNDICE B

ÓLEOS LUBRIFICANTES

Dentro da indústria vários equipamentos mecânicos requisitam uma lubrificação para o seu correto funcionamento. Os óleos lubrificantes podem ser classificados como óleos minerais, sintéticos, graxos e óleos compostos. Eles são responsáveis por criar uma película que irá proteger contra o contato metal-metal das partes móveis destes equipamentos oferecendo a mínima resistência ao movimento.

B.1) ÓLEO MINERAL X ÓLEO SINTÉTICO

Os óleos minerais são obtidos a partir do petróleo bruto. Eles passam por diversos processos de refino dos quais dão origem a frações sendo classificados a partir do óleo cru que lhes deram origem. Podem ser dos tipos aromáticos, parafínicos e naftênicos sendo os aromáticos não indicados para fins de lubrificação.

A particularidade dos óleos sintéticos é que eles são fabricados artificialmente e adicionados, à sua formulação, agentes aditivos que tem como finalidade melhorar aspectos como ponto de fluidez, viscosidade e resistência a oxidação. Lubrificantes de origem mineral também podem ser adicionados à sua composição os aditivos acima mencionados.

Os óleos minerais dominam a grande parte das aplicações industriais influenciado também pelo valor comercial mais atrativo. Os sintéticos são, portanto, utilizados em situações específicas onde há condições adversas como a temperatura elevada de trabalho ou alto grau de oxidação por parte do ambiente. Onde os óleos de origem mineral não podem atuar, os sintéticos vêm para atender essa necessidade.

B.2) VISCOSIDADE

A viscosidade de um fluido, ou um óleo lubrificante como é o caso em estudo, é a propriedade que determina o valor de sua resistência ao cisalhamento [22]. Ela tem influência da interação das moléculas de sua composição.

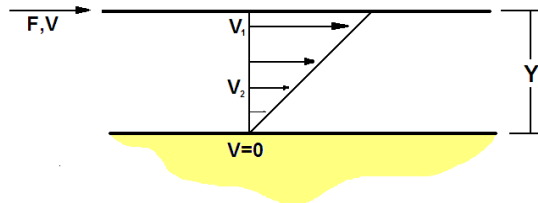


Figura B.1 - Comportamento de um fluido diante do movimento de uma placa em relação a outra fixa

A análise física da viscosidade pode ser compreendida através da Figura B.1. Ela mostra duas placas posicionadas paralelamente a uma distância Y (uma fixa e outra móvel sob ação da força F) entre elas e imersas em um fluido qualquer. A partir da aplicação da força F na placa superior no sentido indicado, o fluido em contato com esta superfície irá se mover com a mesma velocidade V da placa em movimento. Na mesma linha vertical, porém, na placa inferior fixa, a velocidade em relação ao movimento é nula. Então, deduz-se que a força F é diretamente proporcional à área A da placa móvel e à velocidade V e sendo também inversamente proporcional a distância da placa fixa conforme colocado por [22] na Equação (B.1).

$$F = \mu \frac{AV}{y} \quad (\text{B.1})$$

onde a constante μ representa a viscosidade absoluta ou dinâmica do fluido considerado.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{B.2})$$

Onde:

- ν é a viscosidade cinemática dada em $m^2.s^{-1}$
- ρ é o peso específico do fluido dado em $kg.m^{-3}$

Para aplicações práticas, o conceito de viscosidade empregado é o da viscosidade cinemática que é dada pelo quociente da viscosidade absoluta μ pela densidade e mostrada na Equação B.1. Sua unidade é o stoke onde é dada comumente na indústria em centistokes (cSt) que tem como dimensões centímetros quadrados por segundo. Um stoke equivale a 100 cSt e a $1\text{mm}^2/\text{s}$.

Existem diversas formas de se obter o valor da viscosidade de um fluido. Para isso, equipamentos conhecidos como viscosímetros são utilizados. Os mais conhecidos são os viscosímetros Saybolt, Redwood e Engler.

B.3) INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA

O comportamento do óleo quanto da sua viscosidade é uma relação inversa com a temperatura, ou seja, quanto mais elevada a temperatura de trabalho do óleo, menos viscoso ele se torna. Portanto, para análise da viscosidade de qualquer fluido, deve-se considerar o valor da temperatura de trabalho. Ao longo do tempo vários modelos matemáticos têm sido demonstrados para o cálculo dessa variação. As principais relações entre viscosidade e temperatura são resumidas na tabela abaixo:

Tabela B.1 - Relações entre viscosidade e temperatura [22].

Reynolds	$\mu = b.e^{-aT}$
Slotte	$\mu = \frac{a}{(b+T)^c}$
Walther	$(\nu + a) = b.d^{1/T.c}$
Vogel	$\mu = a.e^{b/(T-c)}$

Dos modelos acima, as variáveis a , b , c e d representam constantes tabeladas representando propriedades específicas de cada tipo de fluido. Observa-se que apenas Walther utiliza a viscosidade cinemática diretamente em função da

temperatura enquanto as demais utilizam, na sua definição, a viscosidade dinâmica. Justamente a equação de Walther que é utilizada para levantar a curva Viscosidade x Temperatura de um padrão internacional chamado gráfico ASTM D2270¹. A facilidade na utilização do gráfico é que seu eixo vertical (viscosidade) é montado em escala logaritma tornando as curvas plotadas próximas de uma reta (Figura B.2) para uma determinada faixa de temperatura. Com isso, são utilizados apenas dois valores de viscosidade cinemática, que podem ser obtidos através de viscosímetros, e então, esboçado uma reta unindo ambos. A inclinação da curva é um valor adimensional que também poderá ser calculado o que será visto adiante.

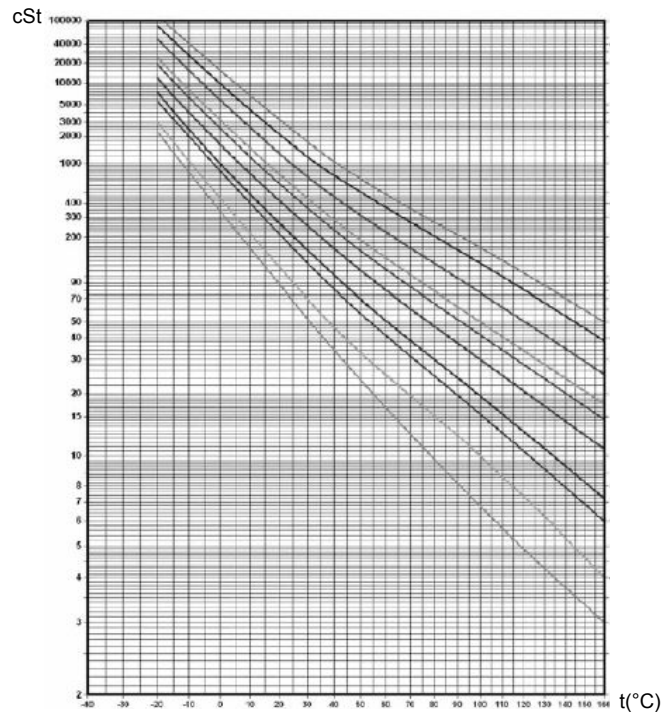


Figura B.2 - Gráfico ASTM D2270 para valores de viscosidade cinemática em relação a temperatura

Dados de fabricantes de lubrificantes em geral, sempre trazem em suas especificações técnicas valores de viscosidade cinemática a 37,8°C (100°F) e 98,9°C (210°F) sendo que o valor para 210°F é o valor adotado para batizar um produto comercial. Exemplo: óleo de viscosidade ISO 680 representa um produto cuja viscosidade cinemática será de 680 cSt para uma temperatura de 210°F.

¹ ASTM (American Society for Testing and Materials) é uma entidade mundial na elaboração de normas técnicas.

B.4) ÍNDICE DE VISCOSIDADE (IV)

O índice de viscosidade é um parâmetro que pode ser determinado baseando-se em escalas empíricas. O objetivo é expressar, apenas com um número, a influência da temperatura na viscosidade do fluido. Quanto maior o valor de IV , menor a variação da viscosidade e menor será a inclinação da curva no gráfico da ASTM D2270. O contrário, com uma maior variação da viscosidade, em relação à temperatura, menor será o valor de IV e maior será a inclinação da curva.

O cálculo do IV parte de dois padrões obtidos a partir de duas séries de óleos. Um escolhido arbitrariamente como sendo $IV=0$ (obtida de um óleo cru da Pensilvânia) e outro com $IV=100$ (também cru extraído da Costa do Golfo). Daí:

$$IV = \frac{L - U}{L - H} \times 100 \quad (B.3)$$

Onde:

- L = viscosidade a 100 °F de um óleo de índice de viscosidade 0, tendo a mesma viscosidade a 210 °F do óleo em estudo;
- H = viscosidade a 100 °F de um óleo de índice de viscosidade 100, tendo a mesma viscosidade a 210,°F do óleo em estudo;
- U = viscosidade a 100 °F do óleo em estudo.

Segundo [22] apesar de simples, o cálculo apresenta algumas distorções como, por exemplo, resultados divergentes para faixa de viscosidade abaixo de 8 cSt a 210 °F.

Para se corrigir este fato, as seguintes fórmulas foram concebidas:

$$N = \frac{\log H - \log U}{\log V_{210^{\circ}F}} \times 100 \quad (B.4)$$

$$IV = \left[\frac{(\text{anti log } N) - 1}{0,0075} \right] + 100 \quad (B.5)$$

Onde $V_{210^{\circ}F}$ representa a viscosidade cinemática do óleo em estudo a 210°F.

Se o valor de H for maior que 75 há a necessidade de utilizar-se da seguinte expressão:

$$H = 0,19163y^2 + 12,6564y - 102,58 \quad (\text{B.6})$$

Em que y é a viscosidade a 210 °F dada em cSt.

APÊNDICE C

O carro construído especificamente para as correias transportadoras do LAMOTRIZ/UFC foi utilizado em sua montagem o seguinte material: barra de aço cromado endurecido, barra trefilada de aço SAE 1045, metalon e chapa 14. Essa estrutura é apoiada sobre 5 (cinco) barras cilíndricas tipo Tecnil de comprimento 300 mm e diâmetro 46 mm e acopladas por molas.

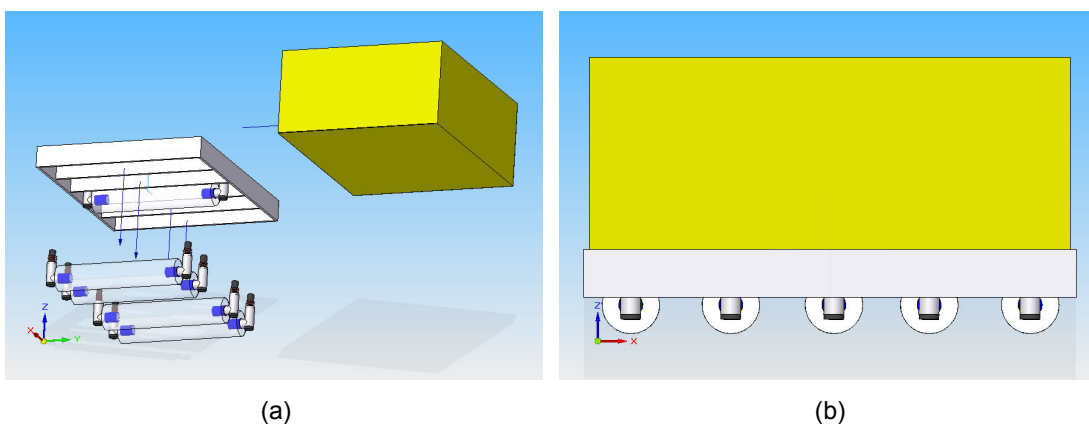


Figura C.1 - Detalhes da montagem (a) e da disposição dos rolamentos do carro.

As dimensões internas do carro são de 50x41x25 cm.

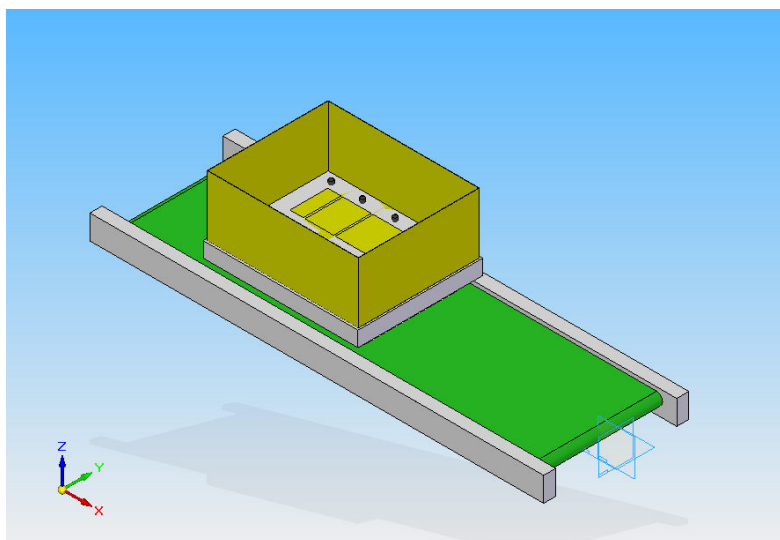


Figura C.2 - Posição do carro sobre a correia transportadora.

Referências Bibliográficas

- [1] FALKENBERG S.; WENNEKAMP T.; "Doping of conveyor belt materials with nanostructured fillers to adapt innovative performance characteristics". Proceedings of the IEEE International Conference on Automation and Logistics Qingdao, China. Setembro 2008
- [2] BROADFOOT, A.R.; BETZ, R.E.; "New Control Strategies for longwall armored face conveyors". IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 34, N° 2, Março/Abril 1998.
- [3] BROADFOOT, A.R.; BETZ, R.E.; "Control problems in armored face conveyors for longwall mines". IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 34, N° 2, Março/Abril 1998.
- [4] BROADFOOT, A.R.; BETZ, R.E.; "Prediction of power requirements for a longwall armored face conveyor". IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 33, N° 1, Janeiro/Fevereiro 1997.
- [5] BOGNETTI, A.; FERRARIS, P.; "Energetic behavior of induction motors fed by inverter supply". Industry Applications Society Annual Meeting, 1993. Conference Record of the 1993 IEEE.
- [6] BOGNETTI, A.; FERRARIS, P.; "Effects of different modulation index on the iron losses in soft magnetic materials supplied by PWM inverter". IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 29. N° 6, Novembro 1993.
- [7] BOGNETTI, A.; FERRARIS, P.; "Influence of the inverter characteristics on the iron losses in PWM inverter-fed induction motors". IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 32, N° 5, Setembro/Outubro 1996.
- [8] BOGNETTI, A.; CAVAGNINO, A.; "Energy-efficient motors". IEEE Industrial Electronics Magazine. Dezembro 2008.
- [9] BOGNETTI, A.; FERRARIS, P.; "Power derating for inverter fed induction motors". Proceedings of the 29th IEEE-IAS Annual Meeting, 2 a 6 Outubro, 1994, Denver Colorado, pp.55-61.
- [10] ALMEIDA, A. T.; FERREIRA, F.J.T.E.; "Technical and economical considerations in the application of variable-speed drives with electric motor systems". IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 41, N° 1, Janeiro/Fevereiro 2005.
- [11] GERLANDO, A.D.; PERINI, R.; "Evaluation of the effects of the voltage harmonics on the extra iron losses in the inverter fed electromagnetic devices". IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 14, No. 1, Março 1999.
- [12] CONTIN, M. C.; "Motores alimentados por inversores de frequência: o isolamento resiste?". Disponível em <http://www.weg.net/files/products/2-130.pdf>. Acessado em 7 de janeiro de 2010.
- [13] HILDENBRAND, E. N.; ROENRDANZ, H.; "Losses in three-phase induction machines fed by PWM converter". IEEE Transactions on energy conversion, Vol. 16, n° 3, Setembro 2001.
- [14] SLEMON, G. R.; "Electrical Machines for variable-frequency drives". Proceedings of the IEEE, Vol. 82, n° 8, Agosto 1994.
- [15] YINGLING, J. C.; ZHONGHUI; "On-line control strategies to minimize peak loads on mine conveyor networks using surge units with variable discharging

- capability". IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 33, N° 1, Janeiro/Fevereiro 1997
- [16] RODRÍGUEX, J.; PONTT, J.; "Regenerative drives in the megawatt range for high-performance downhill belt conveyors". IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 38, N° 1, Janeiro/Fevereiro 2002.
- [17] KOGA, K.; UEDA, R.; "Constitution of V/f control for reducing the steady-state speed error to zero in induction motor drive system". IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 28, N° 2, Março/Abril 1992.
- [18] MORLEY, L. A.; KOHLER, J. L.; "A model for predicting motor load for an armored face-conveyor drive". IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 24, n° 24, Julho/Agosto 1988.
- [19] OLIVEIRA, F. M. S.; SILVA, R. D. S.; "Validação de modelo computacional de um transportador de correia e implementação de um sistema para realocação de energia através de frenagem regenerativa". XIX SNTPEE 2007.
- [20] KINNARES, V.; JARUWANCHAI, P.; "Effect of motor parameter changes on harmonic power loss in PWM fed induction machines". IEEE 1999.
- [21] SARKIS, M.; "Elementos de máquinas". Editora Érica, São Paulo 2008.
- [22] CARRETEIRO, R. P.; MOURA, C. R. S.; "Lubrificantes e Lubrificação". Editora Makron Books, São Paulo, 1998.
- [23] DUBBEL, H.; "Manual da construção de máquinas". Volume 1. Editora Hemus, São Paulo 1974.
- [24] DUBBEL, H.; "Manual da construção de máquinas". Volume 2. Editora Hemus, São Paulo 1974.
- [25] NOGUEIRA, F. H., Manual do Programa de Eficientização Industrial - Módulo: Correias Transportadoras. ELETROBRÁS / PROCEL, Rio de Janeiro, 2004.
- [26] NOGUEIRA, F. H., Manual do Programa de Eficientização Industrial - Módulo: Acoplamento motor-carga. ELETROBRÁS / PROCEL, Rio de Janeiro, 2004.
- [27] NBR 6177. "Transportadores contínuos - Transportadores de correia - Terminologia". ABNT Normas técnicas. Rio de Janeiro, dezembro 1999.
- [28] NBR 13743. "Roteiro de inspeção para transportadores contínuos em operação - Transportadores de correia". ABNT Normas técnicas. Rio de Janeiro, novembro 1996.
- [29] ADHEMAR, F.; "Curso de mecânica - Dinâmica". Volume 3. Editora Livros Técnicos e Científicos, Rio de Janeiro 1967.
- [30] LIMA, E. L.; "Coordenadas no espaço". Sociedade Brasileira de Matemática. Rio de Janeiro 2007.
- [31] MERIAM, J. L.; KRAIGE, L. G.; "Mecânica Dinâmica". Editora Livros Técnicos e Científicos. Rio de Janeiro 1999.
- [32] <http://www.weg.net/br/Produtos-e-Servicos/Motores/Motores-Eletricos-Industriais/W22-Premium> acessado em 6 de janeiro de 2010.
- [33] Portaria interministerial n° 553, de 8 de dezembro de 2005 da lei 10.295 disponível em <http://www.aneel.gov.br/cedoc/bpri2005553.pdf> acessado em 21 de maio de 2010.
- [34] Manual técnico Magma para redutor de velocidade CESTARI.
- [35] NBR 156261. "Máquinas elétricas girantes – Motores de indução. Parte 1: Trifásicos". ABNT Normas técnicas. Rio de Janeiro, 2008.
- [36] FITZGERALD, A. E.; JR, C. K.; "Máquinas Elétricas". Editora McGRAW-HILL do Brasil LTDA, São Paulo 2006.
- [37] ANDRADE, C. T. C.; "Análise de métodos para determinação da eficiência de motores trifásicos de indução". Fortaleza, 2009. Dissertação defendida na

- Universidade Federal do Ceará como requisito para obtenção do título de Mestre.
- [38] SIMÃO, E. B.; NETO, M. F. A.; “Rendimento do conjunto inversor / motor de indução sob diferentes de carga”. Goiânia, 2002. Monografia defendida na Universidade Federal de Goiás como requisito para obtenção do título de Graduado.
- [39] BERTOTTI, G.; BOGLIETTI, A.; CHIAMPI, M.; CHIARABAGLIO, D.; FIORILLO, F.; LAZZARI, M.; “An Improved Estimation Of Iron Losses In Rotating Electrical Machines”. Transactions on Magnetic, vol. 27, nº 6, p.5007-5009, IEEE 1991.
- [40] JÚNIOR, A. B. S.; “Servoposicionador utilizando motor trifásico de indução”. Fortaleza, janeiro 2010. Dissertação defendida na Universidade Federal do Ceará como requisito para obtenção do título de Mestre.
- [41] SOUTO, O. C. N.; “Modelagem e análise do desempenho térmico de motores de indução sob condições não ideais de alimentação”. Uberlândia/MG, 2001. Tese defendida na Universidade Federal de Uberlândia como requisito para obtenção do título de Doutor.
- [42] JÚNIOR, C. R. S.; “Operação do conjunto bomba centrífuga, motor de indução trifásico e conversor de frequência visando a eficiência no uso da energia elétrica”. Fortaleza, novembro 2006. Dissertação defendida na Universidade Federal do Ceará como requisito para obtenção do título de Mestre.
- [43] MOREIRA, A. B.; “Análise da operação de sistemas de ventilação industrial visando à eficiência energética”. Fortaleza, dezembro 2006. Dissertação defendida na Universidade Federal do Ceará como requisito para obtenção do título de Mestre.
- [44] NOVOTNY, D. W.; LIPO, T. A.; “Vector control and dynamics of AC drives”. Editora Oxford Science Publications, Nova York 1996.
- [45] <http://www.krk.com.br/conveyor/elastomers.html>. Acessado em 9 de fevereiro de 2010.
- [46] BLUM, M.; “Análise de integridade de uniões coladas em correias transportadoras em função da temperatura e da velocidade”. Curitiba, junho 2008. Relatório apresentado na Pontifícia Universidade Católica do Paraná como requisito para obtenção do título de Graduado.
- [47] Tipos de carcaça utilizadas em correias disponível em <http://www.krk.com.br/conveyor/carcasses.html>. Acessado em 9 de fevereiro de 2010.
- [48] Foto de correia metálica disponível em <http://www.movicontrol.pt/index.php?page=produto-ver&pos.=8|51|0|151&l=pt-PT>. Acessado em 23 de fevereiro de 2010.
- [49] Catálogo Vulkan Drive Technology. Linha Vulbraflex VB disponível em <http://www.vulkan.com.br/images/prod/catalogo/vulbraflex.pdf>. Acessado em 23 de fevereiro de 2010.
- [50] <http://www.comercialdias.com.br/default.asp?local=produtos&produto=11>. Acessado em 23 de fevereiro de 2010.
- [51] http://www.voithturbo.com/start-up_drive-solutions_industries.htm. Acessado em 23 de fevereiro de 2010.
- [52] STRANGES, N.; DYMOND, J. H.; “How design influences the temperatura rise of on inverter drivers”. IEEE Transactions on industry applications, vol. 39. nº 6 november 2003.
- [53] ALMEIDA, A.; FONSECA, P.; FERREIRA, F.; FALKNER, H.; REICHERT, J.; TÖNSING, E.; MALMOSE, K.; PREVI, A.; DOMINIONI, A.; PILLO, M.; RUSSO,

- S.; GUISSSE, F.; BLAISE, J.; CLAIR, E.; DIOP, A.; "Improving the Penetration of Energy-Efficient Motors and Drivers". Comissão Europeia, Direção geral de transporte e energia, Programa SAVEII. Coimbra - Portugal 2000.
- [54] ALMEIDA, A.; FONSECA, P.; FERREIRA, F.; FALKNER, H.; REICHERT, J.; CHRETIEN, B.; WEST, M.; NIELSEN, S.; BOTH, D.; "VSDs for Electric Motor Systems". Comissão Europeia, Direção geral de transporte e energia, Programa SAVEII. Coimbra - Portugal 2000.
- [55] Ministério das Minas e Energia. "Balanço Energético Nacional (BEN)". Brasília, 2008. Disponível em <https://www.ben.epe.gov.br>. Acessado em 21 de maio de 2010.
- [56] Ministério das Minas e Energia/Eletróbras/Procel Indústria. "Pesquisa de Posse de Equipamentos e Hábitos de Uso". Rio de Janeiro 2005. Disponível em <http://www.eletrabras.com/pci/main.asp>.
- [57] DIN 15201-1. "*Continuous mechanical handling equipment; terminology*". Instituto alemão para normalização. Alemanha, 1994.
- [58] PEREIRA, A. H.; "Freio Eletromagnético para ensaios com motores de indução". Fortaleza, novembro de 2006. Dissertação defendida na Universidade Federal do Ceará como requisito para obtenção do título de Mestre.
- [59] FILHO, J. A.; "Matriz Energética Brasileira: da crise a grande esperança." Editora: Mauad, Rio de Janeiro 2003.
- [60] Dias, S. V. ; Ramalho, G. L. B. "Estimação da velocidade de deslocamento de uma esteira transportadora utilizando redes neurais artificiais". IX Encontro de Pesquisa e Pós-graduação do IFCE. Fortaleza, 2009.
- [61] Dias, S. V. ; Reis, L. L. ; Campos, J. C. T. "Controlador PI auto-ajustável através do controle de variância mínima generalizada (GMV) aplicado a uma correia transportadora". CBA. Bonito, 2010.
- [62] Dias, S. V. ; Reis, L. L. ; Campos, J. C. T. "Controle de velocidade de uma correia transportadora utilizando controlador PI". INDUSCON. São Paulo, 2010.