



PROJETO DE GRADUAÇÃO

**MODELAGEM DE BANCADA DE TESTES
PARA AVALIAÇÃO DO COMPORTAMENTO
DINÂMICO DE POWERTRAINS DE
TURBINAS EOLICAS OU HIDROGINÉTICAS**

Por,
Anderson Kalkmann

Brasília, 26 de Junho de 2015

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

MODELAGEM DE BANCADA DE TESTES PARA AVALIAÇÃO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE POWERTRAINS DE TURBINAS EOLICAS OU HIDROCINÉTICAS

POR,

Anderson Kalkmann

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Marcus Vinicius Girão de Moraes, UnB/ ENM
(Orientador)

Prof. Alberto Carlos Guimarães. C. Diniz, UnB/ ENM

Prof. Adriano Todorovic Fabro, UnB/ ENM

Brasília, 26 de Junho de 2015

Dedicatória

Dedicado a Deus e a minha família, sem os quais eu nada poderia ter realizado.

Anderson Kalkmann

Agradecimentos

Gostaria de agradecer em primeiro lugar a Deus, por me presentear com o dom da vida e me dar sabedoria e forças nos momentos que precisei. Agradeço aos meus pais e irmãos por sempre me apoiarem e darem suporte aos meus estudos, e aos meus amigos, os quais estiveram sempre me acompanhando de perto durante a jornada até aqui. Quero ainda deixar um agradecimento especial aos professores Marcus Vinicius Girão de Moraes e Alberto Carlos Guimarães Castro Diniz, por acreditarem no meu potencial e me oferecerem a oportunidade de realizar este trabalho além de me ajudarem em assuntos relacionados a realização deste e em outras questões acadêmicas.

Anderson Kalkmann

RESUMO

O presente trabalho apresenta a modelagem em MATLAB/ Simulink de uma bancada de testes de turbinas eólicas e hidrocínéticas. São desenvolvidos modelos que simulem o comportamento dinâmico de eixos, caixas de engrenagens e gerador síncrono de polo permanente. Além disso, modelos de dissipação de energia também são desenvolvidos e adicionados ao modelo da bancada. Com todos os modelos integrados, são então feitas algumas simulações iniciais a fim de se averiguar o comportamento do sistema. Valores de torque e potência nos eixos de baixa e alta rotação no decorrer do tempo são obtidos, bem como gráficos de evolução temporal da velocidade e deslocamento angular. A resposta em frequência do sistema é finalmente obtida, possibilitando também a identificação das frequências naturais.

ABSTRACT

This present work shows a modelling of a wind-hydrokinetic test rig using the MATLAB tool Simulink. Block models are developed to simulate the dynamic behavior of shafts, gearboxes, and permanent magnet synchronous generator. Furthermore, systems that introduce energy dissipation, such those due the gearboxes' efficiency and those caused by the dissipative torque on the main bearing, are implemented on the test-rig model. Once all systems are modeled and integrated, some first simulations are ran, aiming to verify the behavior of the test-rig. Values of torque and power of the low and high speed shafts are calculated along the time as well as graphs of speed and angular position in time domain. The frequency response of the system is finally obtained, making it possible to identify the system's natural frequencies.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 BREVE PANORAMA DAS ENERGIAS RENOVÁVEIS	1
1.2 TURBINAS EÓLICAS E HIDROCINÉTICAS	2
1.3 BANCADA EXPERIMENTAL	4
2 OBJETIVOS E DESCRIÇÃO DO TRABALHO	5
2.1 OBJETIVOS	5
2.2 METODOLOGIA	5
2.3 PLANO DA DISSERTAÇÃO	6
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	7
3.1 ROTOR	7
3.2 CAIXA MULTIPLICADORA	9
3.3 GERADOR	12
3.4 ROLAMENTOS	13
3.5 EIXOS	14
3.5 A BANCADA DINAMOMÉTRICA	15
3.5.1 Alternativas para a simulação da turbina em bancada	17
3.7 SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS	17
3.8 FERRAMENTA DE MODELAGEM E SIMULAÇÃO: SIMULINK	18
4 VERIFICAÇÃO DE MODELO EM SIMULINK	21
4.1 JUSTIFICATIVA	21
4.2 METODOLOGIA	21
4.3 MONTAGEM DA TGM EM SIMULINK	21
4.4 SIMULAÇÃO	25
4.5 RESULTADOS	26
4.5.1 Sistema com gerador em vazio	26
4.5.2 Sistema com gerador sob carga	27
4.5.3 Análise de frequência	28
5 MODELAGEM DE PERDAS NO SISTEMA	31
5.1 PERDAS NAS CAIXAS DE TRANSMISSÃO	31
5.1.1 Modelagem em Simulink do sistema de perda na transmissão	31
5.1.2 Comparação de resultados em Simulink e solução analítica	32
5.2 PERDAS NO MANCAL DE ROLAMENTO	35
5.2.1 Modelagem em Simulink do sistema de perda no mancal	35
5.2.2 Comparação de resultados em Simulink e solução analítica	36
5.2.3 Dependência da velocidade	38
6 MODELO DO GERADOR (PMSG)	41
6.1 MODELO EM SIMULINK DO PMSG	42
6.2 VERIFICAÇÃO	43
7 MONTAGEM DA BANCADA DINAMOMÉTRICA	46
7.1 MODELO INICIAL SIMPLIFICADO (SEM PERDAS DE ENERGIA)	47
7.2 MODELO DA BANCADA COM PERDAS NAS CAIXAS DE TRANSMISSÃO	50
7.3 MODELO DA BANCADA COM PERDAS NO MANCAL DE ROLAMENTO	52
7.4 MODELO COMPLETO DA BANCADA DINAMOMÉTRICA	55
7.4.1 Sistema motor + redutor de velocidades	56
7.4.2 Bloco do mancal de rolamento	58
7.4.3 Bloco de multiplicação de velocidade	58
7.4.4 Bloco do gerador PMSG	59
7.4.5 Plantas Auxiliares	60
8 SIMULAÇÃO DA BANCADA	62
9 RESULTADOS	64
9.1 MODELO INICIAL SEM PERDA DE ENERGIA	64
9.1.1 Resultados diretos	65
9.1.2 Resultados de projeto	66
9.2 MODELO COMPLETO DA BANCADA DINAMOMÉTRICA	69
9.2.1 Resultados diretos	70
9.2.2 Resultados de projeto	74
9.2.3 Resposta em frequência do sistema	75
10 CONCLUSÃO	78
11 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	79
ANEXOS	81

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Produção global de eletricidade renovável entre 2005 e 2020 (IAE, 2014).	1
Figura 2: Participação de energias renováveis na matriz energética brasileira em 2012 (EPE, 2013).	1
Figura 3: Crescimento das energias eólica e hidráulica no mundo, de 2006 até 2018 (IAE, 2013).	2
Figura 4: Representação esquemática de uma turbina eólica/hidrocinética.	3
Figura 5: (a) Turbina eólica e (b) turbina hidrocinética do projeto tucunaré.	4
Figura 6: Forças na pá do rotor.	7
Figura 7: Curva de potência em função da velocidade do vento (Pinto, 2013).	8
Figura 8: Modelos de configuração de caixas de transmissão utilizadas em turbinas. ...	10
Figura 9: Modelo dinâmico segundo Wang et al. (2009).	10
Figura 10: Modelo dinâmico típico de turbinas eólicas (Todorov, et al., 2010).	11
Figura 11: Esquema da caixa multiplicadora TGM.	11
Figura 12: Torque linear do gerador.	13
Figura 13: Modelo dinâmico torsional do eixo.	14
Figura 14: Modelo de bancada de testes. (a) Condições reais. (b) Condições simuladas	15
Figura 15: Conceito da bancada dinamométrica da UnB.	16
Figura 16: Montagem final da bancada dinamométrica (da Aparecida, 2014).	16
Figura 17: Bloco de inércia do Simulink.	18
Figura 18: Bloco <i>Torsional Spring-Damper</i> do Simulink.	19
Figura 19: Bloco de engrenagem planetária do Simulink.	19
Figura 20: Blocos de sensor de movimento e de atuador de torque do Simulink.	20
Figura 21: Blocos de fontes do Simulink.	20
Figura 22: Caixa multiplicadora da TGM (Repetição da Figura 11).	22
Figura 23: Planta em Simulink do sistema eletromecânico com caixa de transmissão da TGM, com gerador sem carga (em vazio).	22
Figura 24: Planta em Simulink do sistema eletromecânico com caixa de transmissão da TGM, com gerador sob carga (ligado à carga elétrica).	23
Figura 25: Caixa de diálogo com variáveis simbólicas inseridas (parametrizado).	23
Figura 26: Bloco em Simulink simulando o torque exercido pelo gerador no eixo.	24
Figura 27: Planta de cálculo de energia cinética, potencial e total do sistema.	24
Figura 28: Evolução temporal do deslocamento angular da inércia 6 com o gerador em vazio.	26
Figura 29: (a) Velocidade angular da inércia 6 em função do tempo com o gerador em vazio. (b) Detalhe da resposta temporal de (a).	26
Figura 30: Evolução temporal do deslocamento angular do eixo de alta rotação do sistema com gerador sob carga.	27
Figura 31: Evolução temporal da velocidade angular do eixo de alta rotação do sistema com gerador sob carga.	27
Figura 32: Energia mecânica total em função da frequência para o gerador sob carga ($\Delta f = 0,1 \text{ rad/s}$).	29
Figura 33: Planta de simulação de perda de energia devido a eficiência de transmissão	32
Figura 34: Planta em Simulink para simular o efeito de perda de energia devido a eficiência de transmissão.	32

Figura 35: Torques nos eixos de entrada e saída da caixa de transmissão, considerando-se a perda de energia devido a eficiência.	33
Figura 36: Potencia nos eixos de entrada e saída da caixa de transmissão.	34
Figura 37: Eficiência da caixa de transmissão.....	34
Figura 38: Planta de simulação do torque dissipativo exercido pelo mancal de rolamento.....	35
Figura 39: Detalhe do modelo em Simulink de dissipação de energia no mancal de rolamento.....	36
Figura 40: Modelo esquemático do sistema em Simulink da Figura 38.	36
Figura 41: Comparação do comportamento da velocidade do eixo pela solução em Simulink	37
Figura 42: Comparação do comportamento do torque resultante no eixo pela solução em Simulink	38
Figura 43: Dependência da velocidade do valor de torque total e dos termos que o compõem.	39
Figura 44: Grau de Influência (porcentagem de cada termo do torque, em relação.....	39
Figura 45: Bloco <i>Permanent Magnet Synchronous Machine</i> encontrado na biblioteca do Simulink.	41
Figura 46: Detalhe da caixa de diálogo do bloco <i>Permanent Magnet Synchronous Machine</i>	41
Figura 47: Modelo do PMSG em Simulink.....	42
Figura 48: PMSG acoplado ao sistema mecânico da TGM.....	43
Figura 49: Corrente medida no terminal A do PMSG acoplado ao sistema TGM (caso numérico e caso simulado em Simulink).....	44
Figura 50: Voltagem medida no terminal A do PMSG acoplado ao sistema TGM (caso numérico e caso simulado em Simulink).....	45
Figura 51: Planta em Simulink representando o modelo inicial da bancada dinamométrica.	46
Figura 52: Conjunto da bancada. Modelo ensaiado.	47
Figura 53: Bloco em Simulink do motor elétrico com o torque constante.....	48
Figura 54: Bloco em Simulink do motor elétrico com torque de frequência variável. ..	48
Figura 55: Planta em Simulink da caixa redutora.	49
Figura 56: Planta em Simulink da caixa multiplicadora.....	49
Figura 57: Planta em Simulink do gerador linear.....	50
Figura 58: Modelo da bancada dinamométrica com perdas de energia implementadas nas caixas de transmissão.	50
Figura 59: Detalhe da planta interna das caixas redutoras e multiplicadoras. O sistema que insere a perda de energia está destacado.....	51
Figura 60: Torques nos eixos de baixa e alta rotação da bancada dinamométrica, após a implementação das perdas por transmissão.....	51
Figura 61: Potência nos eixos de baixa e alta rotação do modelo inicial da bancada, após a implementação das perdas por transmissão.....	52
Figura 62: Posicionamento do bloco do mancal de rolamento dentro do modelo da bancada dinamométrica.	53
Figura 63: Planta interna do bloco de mancal de rolamento, com a função de cálculo de torque através do valor da velocidade angular implementada.....	53
Figura 64: Valor do torque dissipativo produzido pelo mancal ao longo do tempo.	54
Figura 65: Potência nos eixos de baixa e alta rotação após a implementação do bloco de mancal de rolamento no modelo inicial da bancada.....	54
Figura 66: Potencia dissipada pelo mancal de rolamento.....	55

Figura 67: Vista geral da planta em Simulink do modelo completo da bancada dinamométrica (inclusos os sistemas de simulação de perda de energia devido a eficiência das caixas de transmissão e devido ao torque dissipativo no mancal de rolamento).....	55
Figura 68: Discretização dos elementos da bancada dinamométrica.	56
Figura 69: Sistema motor + redutor destacado.....	56
Figura 70: Detalhamento do bloco do motor elétrico.....	57
Figura 71: Detalhamento do bloco de redução TGM.....	57
Figura 72: Detalhamento do bloco do mancal de rolamento.....	58
Figura 73: Detalhamento da planta interna do bloco de multiplicação de velocidade...	59
Figura 74: Detalhamento da planta interna do bloco do gerador PMSG.....	60
Figura 75: Sistema de sinal de torque.....	60
Figura 76: Bloco do sistema de monitoramento.....	61
Figura 77: Planta interna do bloco do sistema de monitoramento.	61
Figura 78: Sequência lógica da simulação.	63
Figura 79: Evolução temporal da posição angular do eixo de alta rotação (com e sem backlash).....	65
Figura 80: Evolução temporal da velocidade angular do eixo de alta rotação (com e sem backlash).....	65
Figura 81: Torque nos eixos de baixa e alta rotação.	66
Figura 82: Potência nos eixos de baixa e alta rotação.	66
Figura 83: Resposta em frequência do sistema da bancada dinamométrica.....	68
Figura 84: Gráfico de velocidade angular ao longo do tempo para a bancada dinamométrica completa.	71
Figura 85: Gráfico de deslocamento angular ao longo do tempo para a bancada dinamométrica completa.	71
Figura 86: Corrente elétrica medida nos terminais do gerador.	72
Figura 87: Voltagem elétrica medida nos terminais do gerador.....	72
Figura 88: Detalhe das correntes elétricas nos terminais do gerador.	73
Figura 89: Detalhe das voltagens elétricas nos terminais do gerador.....	73
Figura 90: Torques calculados nos eixos de baixa e alta rotação.....	74
Figura 91: Potência calculada nos eixos de baixa e alta rotação.....	74
Figura 92: Torque dissipativo do mancal de rolamento calculado no tempo na bancada dinamométrica.	75
Figura 93: Sinal de torque tipo <i>chirp</i> enviado ao motor para a análise de resposta em frequência.	76
Figura 94: Gráficos das funções de transferência, fase e função de coerência obtidos..	77
Figura 95: Resposta em frequência do modelo final da bancada dinamométrica.	77

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Parâmetros de entrada no <i>script</i> em MATLAB. Dimensões dos eixos.	25
Tabela 2: Parâmetros de entrada no <i>script</i> em MATLAB. Valores de inércias.	25
Tabela 3: Comparação de frequências naturais dos modelos de Kalkmann (2012) e	29
Tabela 4: Parâmetros de entrada para a caixa multiplicadora.	43
Tabela 5: Dados dos eixos e do gerador.	44
Tabela 6: Valores usados nas caixas de transmissão para a simulação da bancada inicial sem perdas de energia.	64
Tabela 7: Valores usados nos eixos e gerador linear para a simulação da bancada inicial sem perdas de energia.	64
Tabela 8: Frequências naturais e energia total da bancada dinamométrica.	68
Tabela 9: Valores de inércia para a simulação da bancada dinamométrica completa.	69
Tabela 10: Comprimento de eixos e dados do gerador PMSG para a bancada dinamométrica completa.	69
Tabela 11: Frequências naturais da bancada dinamométrica (em Hz).	77

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

t	Tempo	[s]
d	Diâmetro	[m]
d_M	Diametral pitch do rolamento	[m]
L	Comprimento do disco	[m]
l	Comprimento do eixo	[m]
h	Folga radial ou axial	[m]
R	Raio	[m]
i	Corrente elétrica	[A]
A	Área	[m ²]
v	Velocidade	[m/s]
V	Velocidade	[m/s]
n	Velocidade angular do rolamento	[rad/s]
T	Torque	[N.m]
J	Inércia de rotação	[kg.m ²]
P	Potência	[W]
K	Rigidez	[N.m/rad]
C	Amortecimento	[N.m.s/rad]
E	Módulo de Elasticidade de Young	[MPa]

Símbolos Gregos

ν	Coefficiente de Poisson	
γ	Relação de transmissão de velocidade	
ω	Velocidade angular	[rad/s]
ω_M	Velocidade angular do disco	[rad/s]
ρ	Massa específica do ar	[kg/m ³]
ν_0	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
μ	Viscosidade dinâmica	[N.s/m ²]
ϑ	Fluxo magnético	[T.m ²]

Grupos Adimensionais

C_p	Coefficiente de potência
p	Número de par de polos no gerador

Subscritos

ext	extraída do vento
$máx$	máxima
$cut-in$	cut-in (partida)
$cut-off$	cut-off (maxima permitida)
n	nominal
$D,esferas$	dissipativo no rolamento de esferas
$D,rolos c\^o$ nicos	dissipativo no rolamento de rolos c\^o

<i>T</i>	torsional
<i>G</i>	referente ao gerador
<i>R</i>	referente ao rotor
<i>sq</i>	fases síncronas
1,2,3...	referente aos elementos 1,2,3...

Sobrescritos

- Variação temporal
- Valor médio

Siglas

IEA	International Energy Agency
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
GWEC	Global Wind Energy Council
PROINFA	Programa de Incentivo as Fontes Alternativas
EBR	Eixo de Baixa Rotação
EAR	Eixo de Alta Rotação
PIBIC	Programa Institucional de Bolsas de Iniciação Científica
TSR	Tip-Speed Ratio
DC	Direct Current
AC	Alternating Current
PMSG	Permanent Magnet Synchronous Generator
TGM	Empresa fabricante da caixa multiplicadora utilizada na análise

1 INTRODUÇÃO

1.1 BREVE PANORAMA DAS ENERGIAS RENOVÁVEIS

Com o objetivo de diminuir a agressão ao meio ambiente e também diversificar sua matriz energética, os diversos países têm dotado políticas de incentivo ao desenvolvimento de tecnologias chamadas sustentáveis. Segundo dados da IEA (*International Energy Agency*), a produção de eletricidade proveniente de fontes renováveis de energia tem crescido em praticamente todas as regiões do globo desde 2005, e a previsão é de que até 2020, as formas de energia renováveis contribuam com até 25% da eletricidade total produzida, como mostrado na Figura 1.

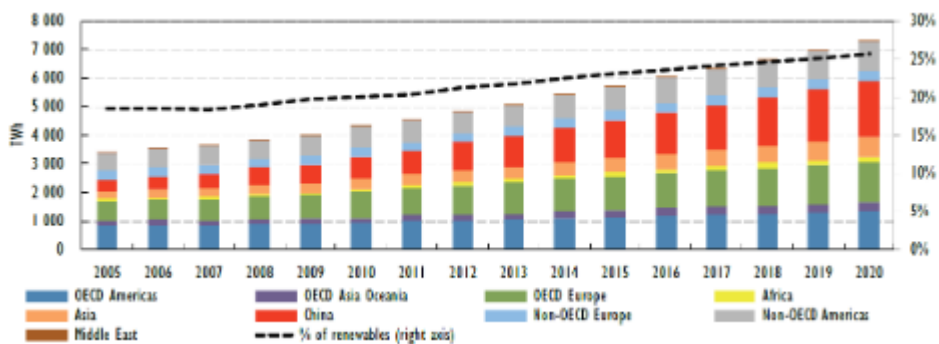


Figura 1: Produção global de eletricidade renovável entre 2005 e 2020 (IAE, 2014).

No Brasil, de acordo com a EPE (*Empresa de Pesquisa Energética*), na publicação do balanço energético de 2013 (com ano base 2012), a participação de energias renováveis na matriz energética em 2012 foi de 42,4% (manteve-se entre as mais elevadas do mundo), como pode ser observado na Figura 2.

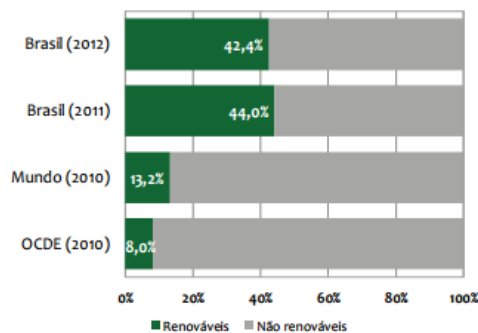


Figura 2: Participação de energias renováveis na matriz energética brasileira em 2012 (EPE, 2013).

Entre as chamadas fontes renováveis de energia (energia solar, biomassa, carvão vegetal, hidráulica entre outras) duas importantes fontes têm tido uma elevada exploração nos últimos anos e apresentam uma tendência de ainda maior desenvolvimento na área: energia hidráulica e eólica. Dados do Conselho Global de Energia Eólica (*GWEC*) afirmam que, desde 1990, a potência eólica tem

presenciado uma taxa média de crescimento de aproximadamente 27% ao ano (a maior entre todas as fontes de energias renováveis). Por outro lado, a energia hidráulica, sendo uma das mais usadas, contribui com mais de 16% da geração de eletricidade mundial e corresponde a cerca de 85% de toda eletricidade proveniente de fontes renováveis no mundo (IAE, 2014).

A Figura 3 mostra o desenvolvimento da energia eólica *Onshore* ao redor do mundo e a progressão da energia hidráulica (IAE, 2013). Percebe-se que a geração de energia eólica apresenta um ritmo de acelerado crescimento, enquanto a produção de energia hidráulica já se encontra em fase de maturação apresentando crescimento lento, e quase atingindo o limite, em um valor máximo.

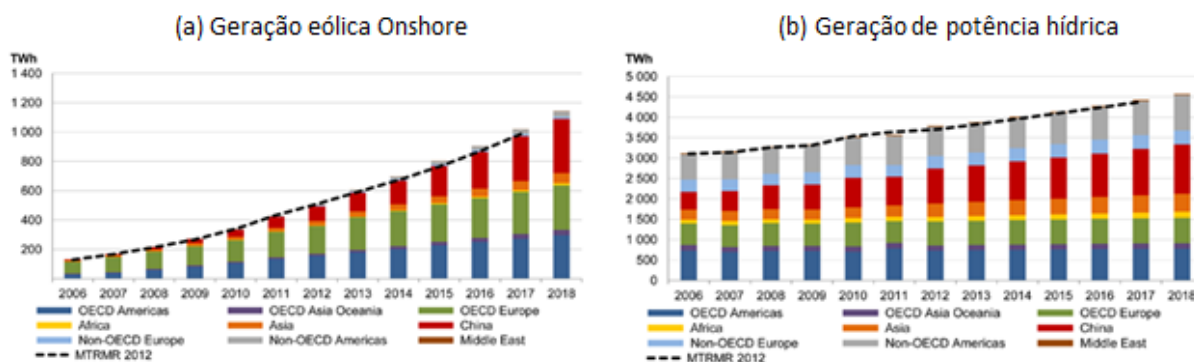


Figura 3: Crescimento das energias eólica e hidráulica no mundo, de 2006 até 2018 (IAE, 2013).

Estes dados retratam a importância que as energias renováveis têm desempenhado no atual mercado (principalmente as energias eólicas e hidráulicas). Pesquisas e investimentos na área fazem-se necessárias, para aumento da eficiência da conversão para a energia elétrica e diminuição de custos das tecnologias empregadas no processo. Neste sentido, diversas empresas têm investido muitos recursos no aprimoramento e expansão destes setores.

No contexto brasileiro, o PROINFA (Programa de Incentivo às Fontes Alternativas) tem estimulado o crescimento de investimentos no setor de energia eólica, com o objetivo de diversificar a matriz energética brasileira (e evitar que grandes crises energéticas possam ocorrer). A previsão é de que mais de 3000 MW de geração de energia eólica sejam implantados.

A Universidade de Brasília também tem desenvolvido trabalhos importantes de pesquisas na área de energias renováveis, como é o caso do projeto Tucunará (feito em parceria com a Eletronorte e outras universidades, para o desenvolvimento de turbina hidrocínética) e modelagens e simulações dinâmicas em aerogeradores.

1.2 TURBINAS EÓLICAS E HIDROCINÉTICAS

A forma de conversão do potencial hídrico e/ou eólico em energia elétrica é através de um sistema eletromecânico. Na turbina, a energia cinética do vento ou da água é absorvida pelo rotor, transmitida por um sistema mecânico e transformada pelo movimento de um gerador em energia elétrica para o consumo direto em residências. As turbinas podem ser eólicas (no caso de absorver a energia cinética

do vento), hidrocínéticas (no caso de absorver a energia cinética da água) ou ainda turbinas hidráulicas. A turbina hidrocínética aqui tratada é movida pelo fluxo de água em correnteza de rios, ao contrário de turbinas hidráulicas, que necessitam o acúmulo de coluna de água (reservatórios) para o funcionamento eficiente.

A turbina eólica/hidrocínética de uma forma geral é um sistema eletromecânico de conversão de energia cinética (do vento ou da água) em energia elétrica constituída, basicamente, de quatro elementos mecânicos e um elemento elétrico: (a) Rotor, (b) eixo de baixa rotação, (c) caixa de transmissão, (d) eixo de alta rotação, (e) gerador (elemento elétrico).

A Figura 4 representa o desenho esquemático de uma turbina eólica/hidrocínética. Este é o conceito básico teórico da turbina. Nos sistemas reais de engenharia, faz-se o uso de outros elementos necessários para o funcionamento correto.

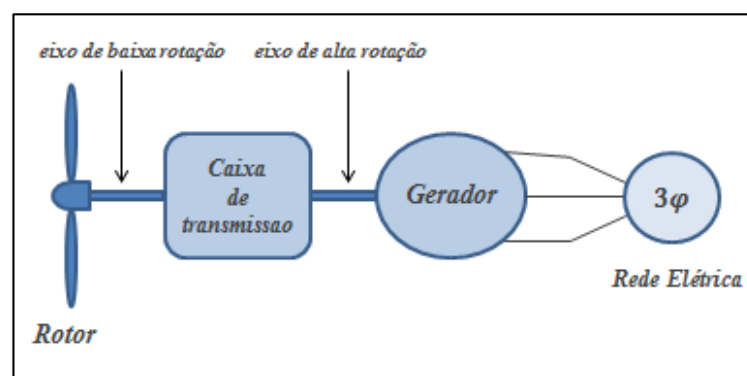


Figura 4: Representação esquemática de uma turbina eólica/hidrocínética.

Durante o funcionamento, o rotor é movido pela ação do vento ou da água, e sua rotação provoca o movimento do eixo de baixa rotação. A rotação do eixo de baixa rotação (EBR) é multiplicada por uma caixa de transmissão por engrenagens (caixa multiplicadora), até o eixo de alta rotação (EAR), o qual aciona o gerador.

A Figura 5 apresenta uma comparação das turbinas eólicas e hidrocínéticas. O que as diferencia é o fluido que as aciona. Devido ao fato de que as aplicações são diferentes fazem-se necessárias certas adaptações, como o uso de elementos elétricos e mecânicos específicos de cada aplicação (anemômetro, por exemplo, é encontrado em turbinas eólicas, mas não em turbinas hidrocínéticas). No entanto, o conceito básico de funcionamento das duas é idêntico. Em virtude desta similaridade, é possível construir uma única bancada experimental, que simule condições e funcionamento pertinentes a ambas.

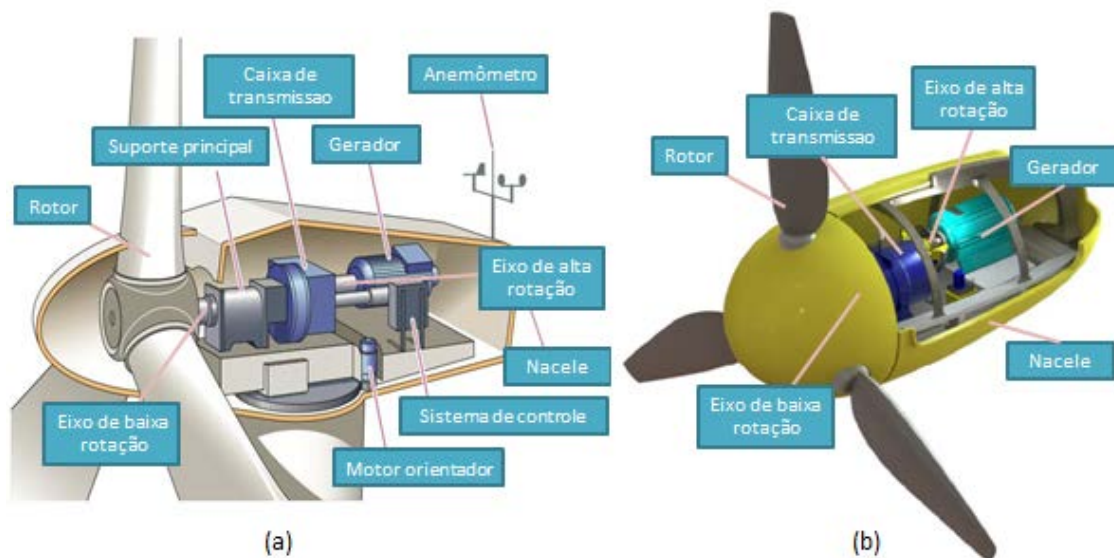


Figura 5: (a) Turbina eólica e (b) turbina hidrocínética do projeto tucunaré.

No presente trabalho, devido à similaridade entre as turbinas eólicas e hidrocínéticas, o termo “turbina” fará referência a ambas, salvo quando adjetivado.

1.3 BANCADA EXPERIMENTAL

Os diversos componentes de uma turbina precisam trabalhar em conjunto da melhor maneira possível. A utilização de um rotor em conjunto com um eixo ou caixa de transmissão, para os quais não foi testado, pode acarretar mau funcionamento do sistema, perda de potência e até mesmo falha mecânica. A falha mecânica, ou o mau funcionamento trazem consigo prejuízos econômicos muito elevados, não só devido à necessidade de troca da parte, como também devido ao tempo em que a máquina permanece desligada para a manutenção.

Desta maneira, a turbina precisa sempre ser testada, seja por intermédio de simulações computacionais, ou por meio de testes reais em bancadas experimentais. As bancadas experimentais (denominadas de bancadas dinamométricas) precisam também ser verificadas através de recursos computacionais.

2 OBJETIVOS E DESCRIÇÃO DO TRABALHO

2.1 OBJETIVOS

Os principais objetivos do presente trabalho são:

Objetivo principal: Desenvolver um modelo de bancada dinamométrica em Simulink, que possa gerar resultados preliminares do comportamento dinâmico de um sistema, e ser facilmente adaptado para uma bancada experimental real.

Objetivos secundários: (a) Apresentar uma visão geral sobre o desenvolvimento de energias renováveis e seu papel de destaque na matriz energética mundial, bem como mostrar aspectos gerais sobre a tecnologia de turbinas eólicas e hidrocínéticas.

(b) Mostrar uma ferramenta de modelagem e análise de sistemas (o Simulink), como criar estes modelos, e como, a partir deles obter resultados de forma rápida e prática.

2.2 METODOLOGIA

A metodologia da modelagem e simulação da bancada dinamométrica em Simulink é feita utilizando-se o modelo puramente torsional, desconsiderando a rigidez dos dentes das engrenagens, a fim de se obter resultados preliminares de frequência natural, resposta em frequência e modos operacionais de vibração.

Os seguintes passos são tomados no desenvolvimento do trabalho:

- 1) Modelagem e simulação em Simulink do sistema eletromecânico desenvolvido por Kalkmann (2012).
- 2) Comparação e validação dos resultados de Kalkmann (2012) com os resultados da modelagem feita em Simulink.
- 3) Utilização do modelo em Simulink feito no passo (1) para a modelagem da bancada dinamométrica.
- 4) Simulação da bancada e obtenção de resultados preliminares.

2.3 PLANO DA DISSERTAÇÃO

Nos próximos capítulos do trabalho serão apresentadas algumas descrições e detalhes teóricos sobre os componentes mecânicos das turbinas e sobre o Simulink. Também serão apresentadas as comparações do modelo em Simulink do sistema eletromecânico com os resultados de (Kalkmann, 2012), e a modelagem da bancada dinamométrica e seus resultados. Abaixo têm-se uma descrição mais detalhada do que será abordado nos capítulos 3 ao 10.

Capítulo 3–Revisão bibliográfica: Descrição dos componentes das turbinas e aspectos teóricos da ferramenta Simulink relevantes à simulação de sistemas dinâmicos. Aspectos dos componentes mecânicos importantes para a análise dinâmica são tratados. Ainda é apresentado neste capítulo um conceito de bancada dinamométrica, e são mostrados alguns pontos relacionados a simulações computacionais.

Capítulo 4 – Verificação de modelo em Simulink: Apresenta a montagem do sistema eletromecânico já estudado de uma turbina em Simulink, e a comparação de resultados para se fazer a verificação.

Capítulo 5 – Modelagem de perdas no sistema: Apresenta a modelagem em Simulink das perdas de energia no sistema devida ao torque dissipativo no mancal de rolamento e também devida a eficiência das caixas de transmissão.

Capítulo 5 – Modelagem da bancada dinamométrica: Mostra a modelagem em Simulink da bancada dinamométrica.

Capítulo 6 – Modelo do gerador (PMSG): Descreve a modelagem feita em Simulink do gerador síncrono de polo permanente, o qual será usada no modelo da bancada dinamométrica.

Capítulo 7 – Montagem da bancada dinamométrica: mostra a montagem inicial da bancada dinamométrica (onde se desconsidera as perdas de energia e se utiliza um modelo de gerador linear), a integração das plantas de perda de energia ao modelo inicial da bancada, e por fim, a montagem final da bancada em Simulink.

Capítulo 8 – Simulação da bancada: Descreve aspectos importantes sobre a simulação da bancada, explicitando como esta é realizada e quais considerações são feitas.

Capítulo 9– Resultados: Os resultados da simulação da bancada são apresentados neste capítulo.

Capítulo 10 – Conclusão: Conclusão do trabalho e proposta para futuros melhoramentos do modelo criado são expostos.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Esta seção visa descrever os elementos que constituem a turbina, levando em consideração aspectos teóricos de cada um, e suas influências na análise dinâmica do conjunto. Aqui se procura destacar características relevantes úteis ao desenvolvimento da bancada dinamométrica no Simulink e referentes à simulação.

Apesar da apresentação dos elementos desta seção estar focada na geração eólica, o mesmo vale para a geração em turbinas hidrocinéticas, devido as semelhanças já vistas anteriormente.

3.1 ROTOR

A potência do vento, ou seja, a potencia máxima que o vento pode disponibilizar é dada por,

$$P = \frac{1}{2} \rho A v^3 \quad (1)$$

onde A é a área da seção transversal o cilindro que é ultrapassada pelo vento (m^2), v é a velocidade do vento (m/s) e ρ é a massa específica do ar (kg/m^3). A potência P é medida em Watts (W).

Nem toda esta potência pode ser captada e convertida em energia elétrica. Pelo limite de Lanchester-Betz-Joukowski, o máximo de energia que uma turbina pode captar da potência disponível do vento é 59,3% (Pinto, 2013).

O elemento responsável por esta captação da parcela da energia disponibilizada pelo vento é o rotor. Este é constituído de pás com perfis aerodinâmicos, que conectadas a uma parte central (inglês - *hub*) são sujeitas ao escoamento do vento. Devido ao perfil aerodinâmico das pás, surgem forças de arrasto e de sustentação nestas. Estas forças, por sua vez podem ser decompostas em parcelas axial (normal) e tangencial (Figura 6).

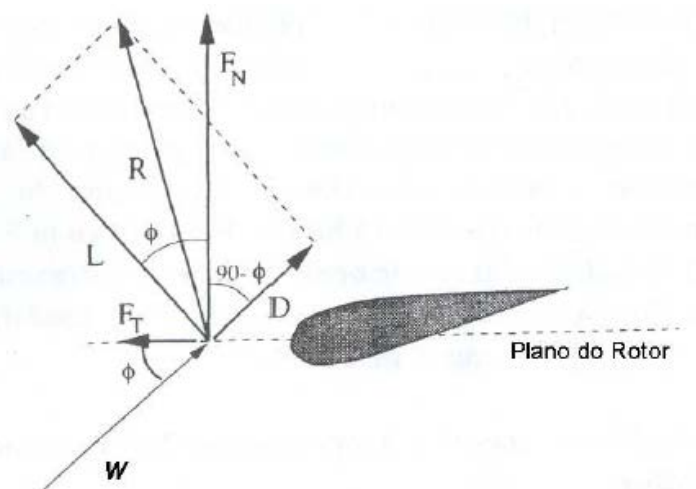


Figura 6: Forças na pá do rotor.

A parcela tangencial de força gera torque no rotor, e transmite-se então, ao eixo acoplado ao *hub*, torque, velocidade angular, e conseqüentemente potência mecânica.

Outro parâmetro importante a ser considerado é o coeficiente de potência, o qual é a razão entre a potência extraída do vento (P_{ext}) e a potência disponível no vento, como dado pela expressão:

$$C_p = P_{ext} / \left(\frac{1}{2} \rho A v^3 \right) \quad (2)$$

O coeficiente de potência é um número indicador de qual porcentagem da potência disponibilizada pelo vento está de fato sendo extraída no rotor.

A potência na turbina pode ser disposta em uma curva, em função da velocidade do vento, como na Figura 7 (Pinto, 2013). A velocidade de partida ($V_{cut\ in}$) é a velocidade de vento mínima para a qual a máquina gera potencia útil. A velocidade nominal (V_n) é caracterizada quando a potência nominal é alcançada; e o termo $V_{cut\ off}$ é a máxima velocidade, na qual é permitida a entrega de potência. Esta última velocidade é delimitada pelo projeto de engenharia ou restrições de segurança.

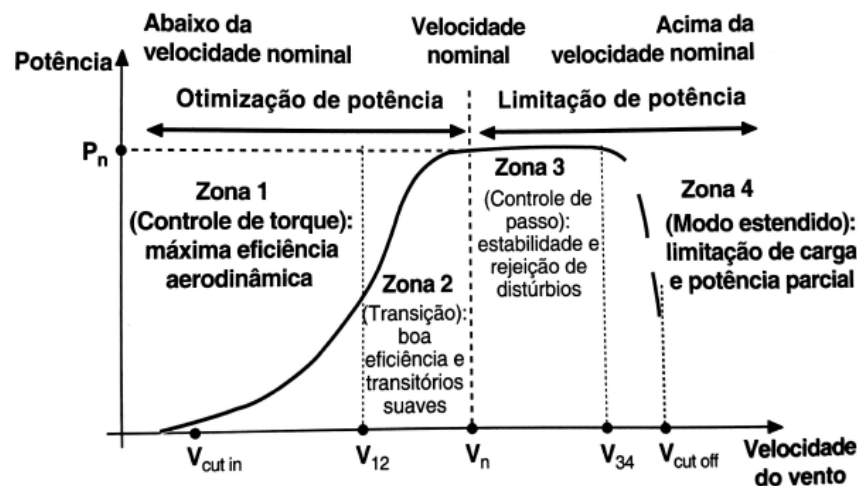


Figura 7: Curva de potência em função da velocidade do vento (Pinto, 2013).

As 4 zonas que aparecem na Figura 7, apresentam as seguintes características (Pinto, 2013):

- Zona 1 (Controle de torque): Ventos mais baixos ($V_{cut\ in} = 3-4$ m/s e $V_{12} = 7-8$ m/s). O objetivo nesta zona é obter a máxima eficiência aerodinâmica. Isso é feito geralmente ao manipular o torque elétrico, a fim de conseguir uma taxa particular prefixada (a razão da velocidade de ponta da pá – TSR) entre a velocidade da pá e a velocidade do rotor. Desse modo o máximo coeficiente de potência é alcançado.
- Zona 2 (Transição): Velocidade média entre $V_{12} = 7-8$ m/s e $V_n = 11-13$ m/s. Nessa zona não é possível alcançar velocidade de ponta desejada, pois a velocidade do rotor está perto do valor máximo.

- Zona 3 (Controle de passo): Ventos com valores altos ($V_n = 11 - 13$ m/s e $V_{34} = 20 - 25$ m/s). As pás têm que mudar o ângulo de passo a fim de limitar a potência, controlar a velocidade do rotor e minimizar suas cargas ao mesmo tempo.
- Zona 4 (Modo estendido): Ventos com valores altos, entre $V_{34} = 20 - 25$ m/s e $V_{cut\ off} = 25 - 30$ m/s. Por meio das limitações da velocidade do rotor, cargas extremas podem ser reduzidas.

O rotor, do ponto de vista da análise dinâmica, introduz no sistema uma inércia de giração, além de torque e rotação ao eixo nele acoplado.

Na bancada, o efeito do rotor é simulado através de um conjunto inversor de frequências/motor elétrico/caixa redutora. A velocidade de rotação do motor elétrico é controlada pelo inversor de frequência. A caixa redutora é usada para diminuir a velocidade proveniente do motor até uma velocidade que seria a mesma fornecida, na prática, pelo rotor ao eixo de baixa rotação.

3.2 CAIXA MULTIPLICADORA

Em grande parte das aplicações, a velocidade de rotação do rotor é insuficiente para produzir energia elétrica de forma eficiente no gerador, pois grande parte destes trabalham em alta velocidade. Desta forma, faz-se necessário o uso de uma caixa multiplicadora de velocidade.

A caixa multiplicadora contribui com aproximadamente 25% do custo total do projeto (Pinto, 2013). Devido a esse custo elevado, algumas empresas já buscam alternativas que possibilitem geração de energia elétrica de forma eficiente sem o uso intermediário desta (como o uso, quando possível, do gerador síncrono de ímã permanente), com a velocidade do rotor sendo transmitido diretamente ao gerador.

No entanto, como a prática mais comum é o uso de um sistema de multiplicação de velocidade, é imprescindível o estudo e seleção de um sistema seguro e bem projetado, que funcione de forma eficiente em conjunto com os demais elementos.

Hoje em dia, diversas configurações são utilizadas em caixas multiplicadoras. No entanto, é mais comum o uso de multiplicadoras com dois estágios de trens epicicloidais, um estágio de trem epicicloidal associado a mais estágios paralelos de engrenagens cônicas, ou até mesmo dois estágios epicicloidais com outro estágio paralelo, dependendo da aplicação (Figura 8).

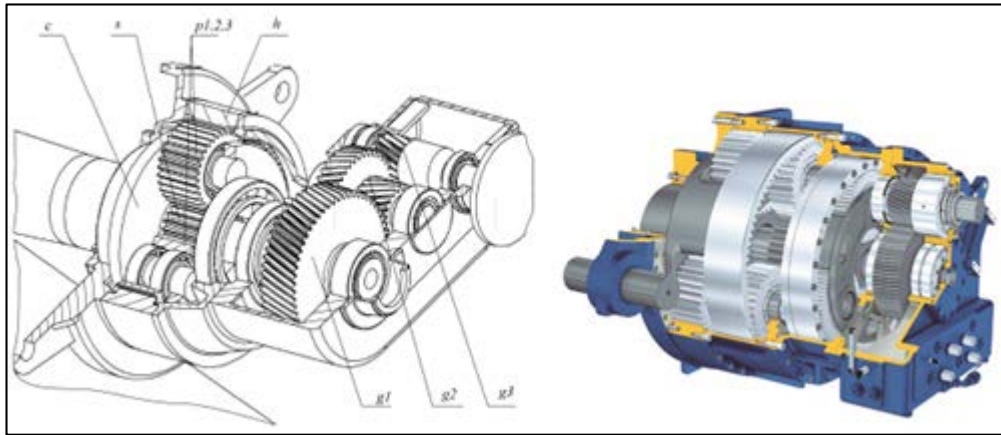


Figura 8: Modelos de configuração de caixas de transmissão utilizadas em turbinas.

Algumas simulações de comportamento dinâmico das caixas multiplicadoras podem abranger, desde modelos puramente torsionais, onde a única rigidez considerada é a rigidez nos eixos, até complexos modelos de multicorpos flexíveis incluindo rigidez de dentes de engrenagens, eixos, e até mesmo mancais e carcaça.

Wang et al. (2009) modelam um sistema com um estágio de engrenagens planetárias (trem epicicloidal) e dois estágios de engrenamento entre eixos paralelos (Figura 9). Estes autores consideram a interação entre os dentes das engrenagens como uma mola, com a direção de atuação da força elástica na mesma direção da linha de ação dos dentes, e a rigidez dos mancais também como uma mola de constante k_p . Todorov et al. (2010) também fazem a modelagem torsional de uma caixa multiplicadora com um estágio de engrenagens planetárias e dois estágios de engrenamento entre eixos paralelos, onde inclui a rigidez dos dentes das engrenagens, dos eixos, e a rigidez entre a engrenagem anelar e a carcaça (Figura 10).

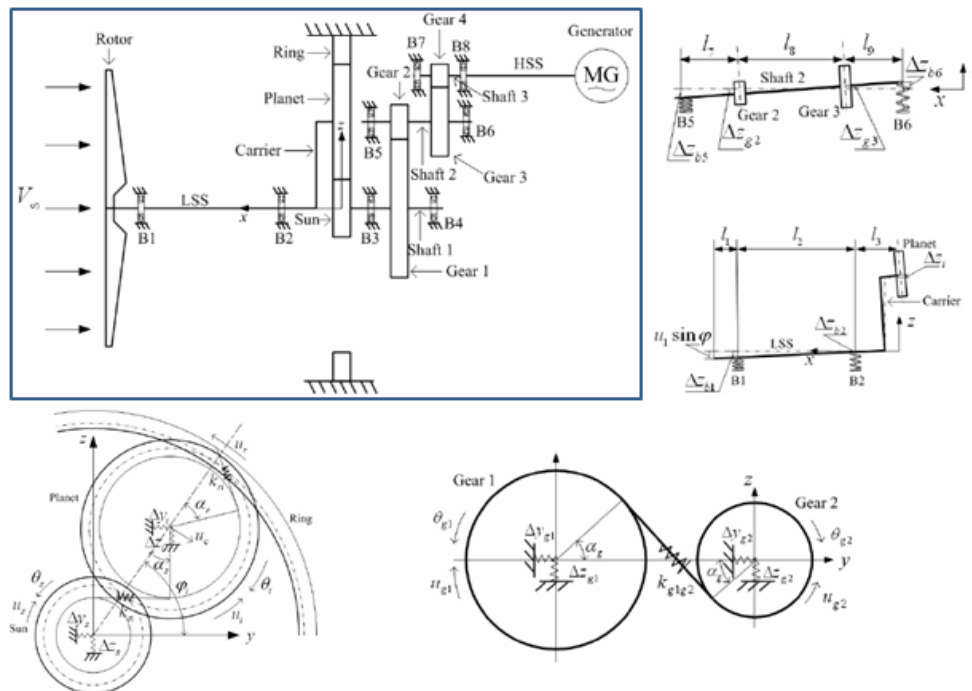


Figura 9: Modelo dinâmico segundo Wang et al. (2009).

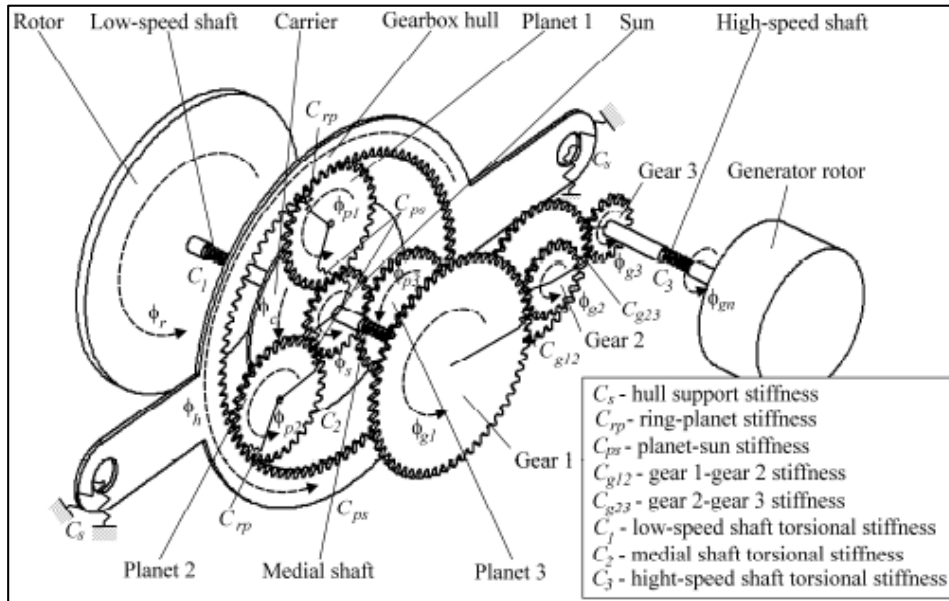


Figura 10: Modelo dinâmico típico de turbinas eólicas (Todorov, et al., 2010).

Para a modelagem inicial da bancada dinamométrica em Simulink, considera-se uma caixa de transmissão da fabricante TGM (Figura 11). Os parâmetros são determinados por dados fornecidos pela fabricante (desenho técnico no Anexo I). O sistema é constituído de dois estágios de multiplicação por trem epicicloidial. A análise é baseada em modelo puramente torsional e leva em consideração somente a rigidez e amortecimento dos eixos.

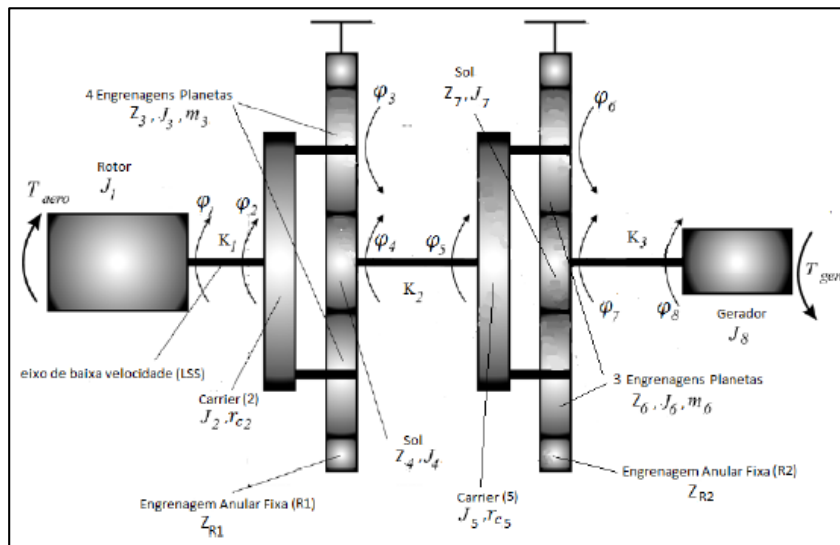


Figura 11: Esquema da caixa multiplicadora TGM.

A modelagem matemática da caixa multiplicadora da TGM da Figura 11 foi feita utilizando-se as equações de Lagrange, e esta pode ser vista no Anexo VII.

3.3 GERADOR

O gerador é o elemento na turbina que converte a velocidade de rotação do eixo em energia elétrica, através da variação de um fluxo magnético. Eles podem ser de tensão contínua (DC), de menor complexidade, ou alternada, de maior complexidade. Devido a sua simplicidade, o gerador DC foi implementado nas primeiras etapas do desenvolvimento de aerogeradores (de Azevedo, 2012).

O avanço da eletrônica de potência tem feito com que os geradores elétricos de tensão contínua (DC) tenham caído em desuso ultimamente na área de produção eólica, e substituídos pelos motores de tensão alternada trifásicos síncronos ou assíncronos. Isso porque os geradores DC possuíam maiores custos de manutenção e menor eficiência quando comparados aos motores de corrente alternada, e o fato de que a maioria das cargas supridas pelo equipamento serem também de corrente alternada (de Azevedo, 2012).

Também segundo Azevedo (2012), os geradores assíncronos ainda têm sido utilizados hoje em aplicações de pequeno porte, apesar de estarem sendo substituídos pelos geradores síncronos de ímã permanente. Os geradores assíncronos são equipamentos de custo reduzido e robustos, podendo ser, portanto facilmente substituídos em caso de avaria. Entretanto, como desvantagem, estes possuem auto-excitação externa e necessitam de uma caixa multiplicadora de velocidades, pois operam em velocidades relativamente elevadas.

Os geradores síncronos de ímãs permanentes (*PMSG – Permanent Magnet Synchronous Generator*) têm sido cada vez mais utilizados. Eles conseguem operar em baixa rotação, o que dispensa o uso da caixa multiplicadora, reduz o peso das turbinas e facilita a instalação. São geradores que apresentam menor perda de energia se comparados aos outros tipos. No entanto, de acordo com Azevedo (2012), têm a desvantagem de possuírem custo elevado em relação aos geradores assíncronos de indução. Os geradores de ímãs permanentes possuem torque pulsante, que diminui o tempo de vida útil dos componentes da máquina, e os materiais utilizados nestes vão perdendo a característica magnética com o tempo.

Segundo Mesquita et al. (2014), o PMSG é uma boa opção para geração de energia de alto desempenho em operação de velocidade variável. O torque magnético (T_G) pode então ser calculado:

$$T_G = \frac{3}{2} p \vartheta i_{sq} \quad (3)$$

onde p é o número de par de polos, ϑ é o fluxo magnético e i_{sq} é a corrente elétrica de uma das fases síncronas.

O torque magnético ainda pode ser descrito como:

$$T_G = K_e + \omega_G K_{e0} \quad (N.m) \quad (4)$$

onde K_e e K_{e0} são constantes encontradas por ajuste linear com dados experimentais e ω_G é a velocidade angular no gerador.

Um modelo de gerador utilizado no mercado possui o comportamento linear do torque eletromagnético em relação a velocidade angular do eixo de alta rotação, como descrito na Fig. 12. Para a modelagem da bancada em Simulink, o bloco do gerador simula este mesmo comportamento.

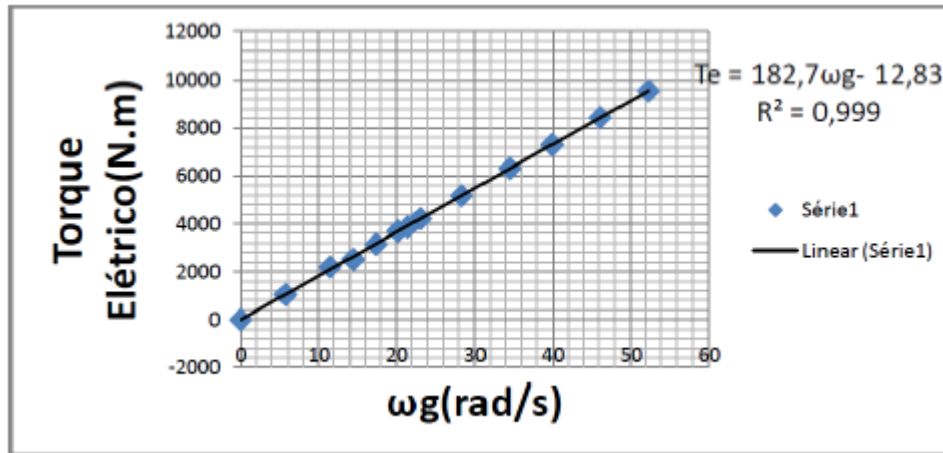


Figura 12: Torque linear do gerador.

3.4 ROLAMENTOS

Na construção e montagem das turbinas, o uso de mancais de rolamentos serve para suportar cargas e garantir o giro dos eixos. Os rolamentos são usados na entrada do eixo de baixa rotação na nacele, nas caixas de engrenagens e na entrada do gerador.

Estes mancais introduzem dissipação de energia no sistema devido ao atrito gerado pela ação conjunta do atrito seco e a viscosidade dinâmica do fluido lubrificante. Estas perdas de energia precisam ser levadas em conta durante o projeto por introduzirem amortecimento ao sistema.

Para o cálculo de torques dissipativos em mancal de rolamento podem ser usadas as equações abaixo (Mesquita, et al., 2014).

Para rolamentos de rolos cônicos:

$$T_{D,rolosc\u00f4nicos} = 3,35 \cdot 10^{-11} \cdot G(nv_0)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{f_t F_r}{K} \right)^{1/3} \quad (N.m) \quad (5)$$

onde G é o fator de geometria baseado nas dimensões internas do rolamento, n é a velocidade angular, v_0 é a viscosidade cinemática do lubrificante, f_t é um fator de carga radial e F_r é a carga radial.

Para rolamentos de esferas, o torque é dado por:

$$T_{D,esferas} = T_0 + T_1 \quad (N.m) \quad (6)$$

sendo T_0 e T_1 parcelas do torque devidas ao atrito viscoso e seco, respectivamente, e são dadas por:

$$T_0 = 10^{-10} f_0 (nv_0)^{2/3} d_M^3 \quad (N.m) \quad (7)$$

$$T_1 = 10^{-3} f_1 F_\beta d_M \quad (N.m) \quad (8)$$

onde f_1 é um fator dependente do projeto do rolamento e carregamento relativo, F_β depende da magnitude e direção da carga aplicada, d_M é o diâmetro de pitch do rolamento, e f_0 é um fator dependente do tipo de mancal e métodos de lubrificação.

Quando um disco, ou similar, é envolvido por um fluido de densidade alta, forças de arrasto podem gerar torques friccionais neste corpo, dados por:

$$T_v = \frac{\pi \mu \omega_M [R_0^3 (R_0 + 2L) - R_i^4]}{h} \quad (N.m) \quad (9)$$

onde T_v é o torque friccional, μ é a viscosidade dinâmica do fluido, ω_M é a velocidade angular do disco, R_0 é o raio externo do disco, R_i é o raio interno do disco, h é a foga radial ou axial (assumidos iguais) e L é a espessura do disco.

3.5 EIXOS

Os eixos têm a função de transmitir rotação e potência do rotor até o gerador.

Como já discutido, existem dois tipos de eixos na concepção da turbina: O eixo de baixa rotação (EBR) transmite a rotação e torque do rotor para a caixa multiplicadora. O eixo de alta rotação (EAR) transmite a velocidade angular mais alta da caixa de engrenagens para o gerador.

A modelagem dinâmica dos eixos é feita como um elemento rotativo (Figura 13), que possuem rigidez e amortecimento torsional determinados.

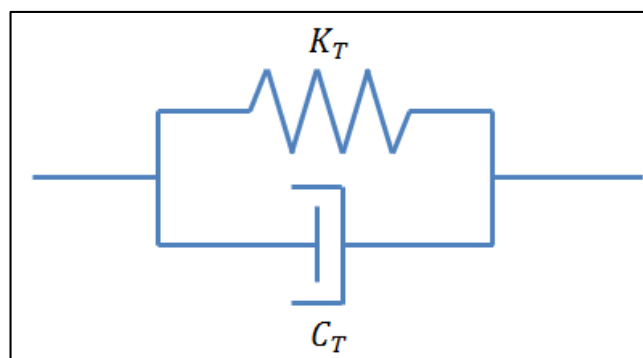


Figura 13: Modelo dinâmico torsional do eixo.

O valor da rigidez a deformação torsional de um eixo não-vazado é calculado em termos das dimensões do eixo e das propriedades do material, como segue:

$$K = \frac{\pi G d^4}{32 l} \quad (10)$$

onde,

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (11)$$

e d é o diâmetro do eixo e l o seu comprimento. E é o módulo de elasticidade de Young e ν é o coeficiente de Poisson.

3.5 A BANCADA DINAMOMÉTRICA

Segundo Marrant et al.(2010), o modelo de bancada eólica muito utilizada na indústria para testes de caixas de transmissões em turbinas reais segue o diagrama da Figura 14. A parte superior ilustra o funcionamento da turbina eólica. A parte inferior mostra como o efeito do vento é simulado na bancada por um sistema moto-redutor.

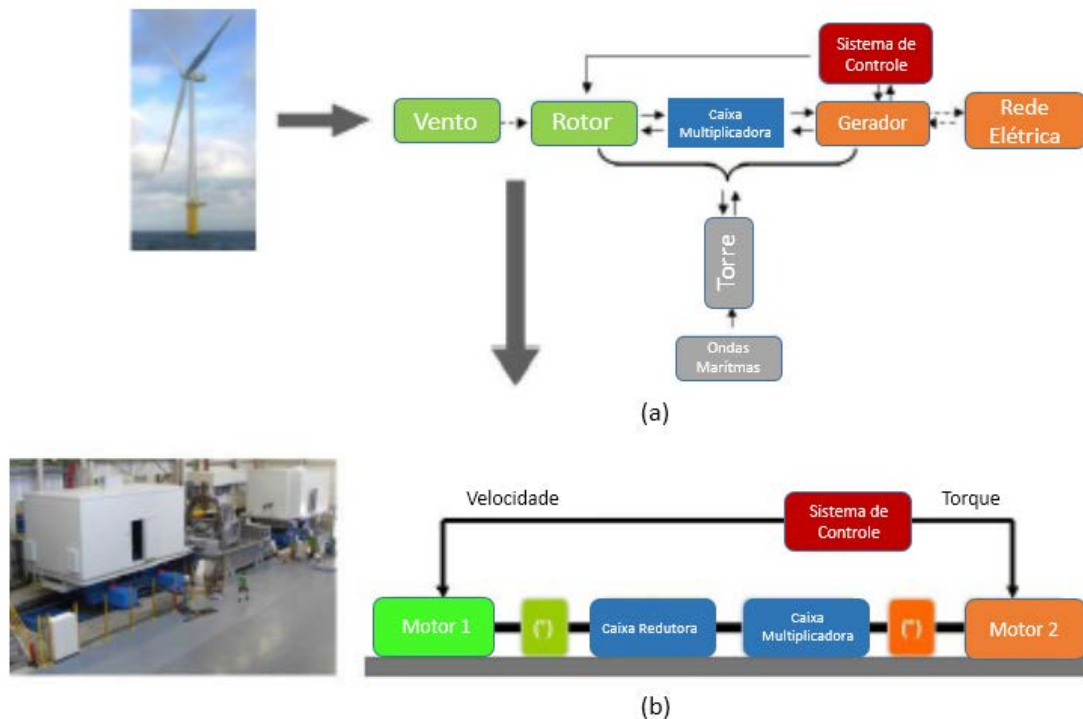


Figura 14: Modelo de bancada de testes. (a) Condições reais. (b) Condições simuladas (Marrant, et al., 2010).

Uma proposta semelhante de bancada dinamoétrica foi derivada deste conceito na Universidade de Brasília (da Aparecida, 2014). A Figura 15 mostra o esquema da bancada desenvolvida. Um inversor de frequência aciona um motor elétrico para velocidade de rotação controlada. O motor elétrico acoplado a um redutor exerce no eixo de baixa rotação torques e rotações semelhantes aos das turbinas em funcionamento real. Este sistema acionador (inversor de frequência, motor elétrico e redutor de velocidade) simula a ação fluido-mecânica gerada pelo rotor. A partir do eixo de baixa rotação (EBR), o sistema acionado é composto pelos elementos da turbina. Os dois sistemas em conjunto possibilitam as simulações do comportamento das turbinas. A Figura 16 mostra como é o

projeto final da bancada dinamométrica, ilustrando inclusive sua montagem final na estrutura (da Aparecida, 2014).

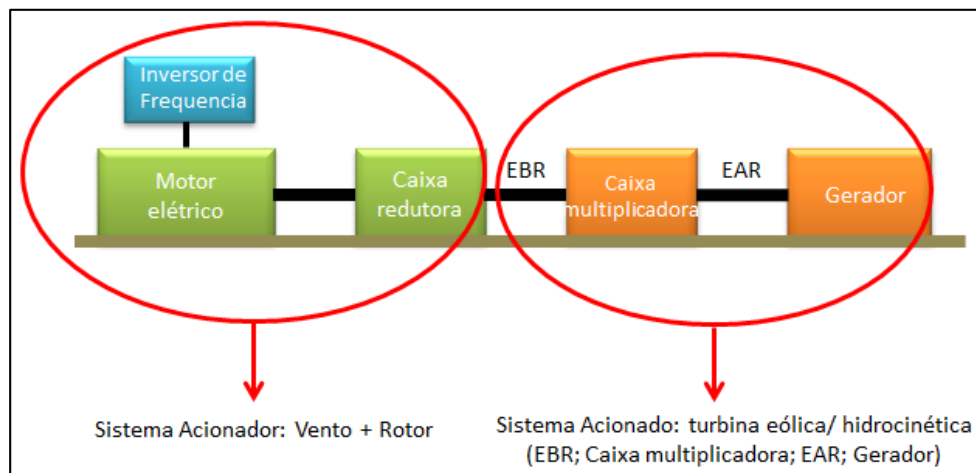


Figura 15: Conceito da bancada dinamométrica da UnB.

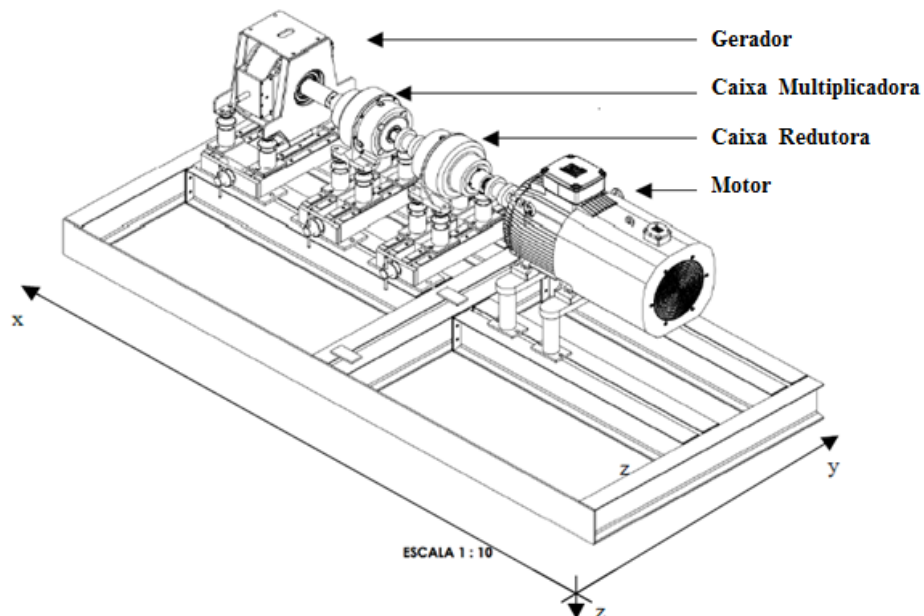


Figura 16: Montagem final da bancada dinamométrica (da Aparecida, 2014).

A grande vantagem de uma bancada virtual calibrada de acordo com a real é o uso de uma ferramenta adicional de comparação/checagem de resultados, sem os custos de fabricação e montagem, além de uma simulação de maneira consideravelmente rápida.

3.5.1 Alternativas para a simulação da turbina em bancada

Existem três alternativas de simulação dinâmica na bancada (Rocha, 2008). São elas:

- **Mesma inércia**

O sistema simulado tem a mesma inércia do sistema real. Para isso, pode-se fazer o uso de volantes de inércia. A desvantagem desta alternativa é que se necessita de um novo volante de inércia para cada turbina que se queira simular.

- **Mesmo torque**

O sistema é simulado com o mesmo torque que a turbina real forneceria para uma determinada velocidade de vento. Aqui, obtêm-se somente resultados das condições de regime permanente do sistema, ignorando os efeitos transitórios. Isso traz a desvantagem de não ser possível estudar aspectos como a qualidade de energia.

- **Mesma variação de velocidade**

Nessa simulação, se insere no sistema a mesma variação de velocidades do sistema real. Com isso aspectos do regime transiente podem ser detectados e a qualidade de energia melhor estudada.

Durante o desenvolvimento do presente trabalho utilizou-se a alternativa de simulação por mesmo torque, como descrito acima.

3.7 SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS

Durante a concepção de um projeto (principalmente em etapas iniciais) é importante que o conjunto possa ser simulado numericamente. As vantagens do uso de parâmetros computacionais são: (a) obter uma visão geral sobre o comportamento dinâmico do sistema e (b) prever cargas atuantes no conjunto (Marrant, et al., 2010). Portanto, as simulações numéricas permitem estudos preliminares a respeito do funcionamento do sistema.

As simulações numéricas fornecem uma previsão do comportamento do sistema, mas estes resultados devem ser validados através de experimentação em bancada. O experimento em bancada, por sua vez, fornece valores que são usados para realimentar e ajustar o modelo numérico.

A etapa de validação dos modelos numéricos é necessária para conferir confiabilidade ao projeto. Portanto, as ferramentas de apoio computacionais, e sobretudo os modelos sempre estão em constante atualização para melhor se ajustar a resultados experimentais provenientes de bancadas dinamométricas como proposta acima.

Peeters et al. (2005) propõem uma metodologia de análise e simulação de sistemas de transmissão mecânicos. Como primeira aproximação, considera-se um modelo multi-corpos puramente torsional. Todos os corpos têm somente um grau de liberdade e giram em torno de seu próprio eixo. As engrenagens são modeladas como possuindo rigidez nos dentes (as forças de contato entre as engrenagens são consideradas como sendo uma mola linear atuando no plano de ação ao longo da

linha de contato). Um melhoramento desta metodologia é considerar o modelo torsional como um modelo de multi-corpos rígidos com elementos flexíveis discretos. Além das rigidezes dos dentes de engrenagens e dos eixos, a flexibilidade dos rolamentos e rigidez de mecha das engrenagens são então consideradas.

Esta metodologia é implementada no software LMS DADS Revision 9.6, pelos próprios autores. Foram feitas a análise de Campbell para identificação de velocidades críticas, a simulação do comportamento transiente, o cálculo de resposta para a excitação das mechas das engrenagens e ainda o cálculo dos modos de vibração e frequências naturais.

3.8 FERRAMENTA DE MODELAGEM E SIMULAÇÃO: SIMULINK

O Simulink é uma ferramenta gráfica do MATLAB para simulações dinâmicas de sistemas. Pode ser aplicado a sistemas lineares e não lineares, contínuos e discretos no tempo, e utiliza uma interface gráfica onde se representa o sistema através de um diagrama de blocos. Cada bloco representa uma operação matemática de entrada e saída (Vitorino, 2012).

Pode ser utilizado para a análise de diversos sistemas, como sistemas elétricos, hidráulicos, mecânicos e de controle. Então a princípio, é possível a reprodução de qualquer sistema através de blocos com funções definidas.

Na montagem do sistema de uma turbina, utilizam-se em essência os blocos de inércia, elementos dinâmicos, engrenagens, sensores e atuadores. Estes blocos podem ser encontrados na seção *Simscape/SimDriveline* da biblioteca Simulink.

O bloco inércia (*Inertia*) insere no sistema um valor de inércia correspondente a um corpo rígido em rotação. O parâmetro de entrada é o valor de inércia do corpo ao qual este se encontra conectado em unidade de $[kg \cdot m^2]$. Um duplo clique nos blocos abre a caixa de diálogo, onde o valor é então inserido. O símbolo do bloco, e sua respectiva caixa de diálogo, são como mostrado na Figura 17.

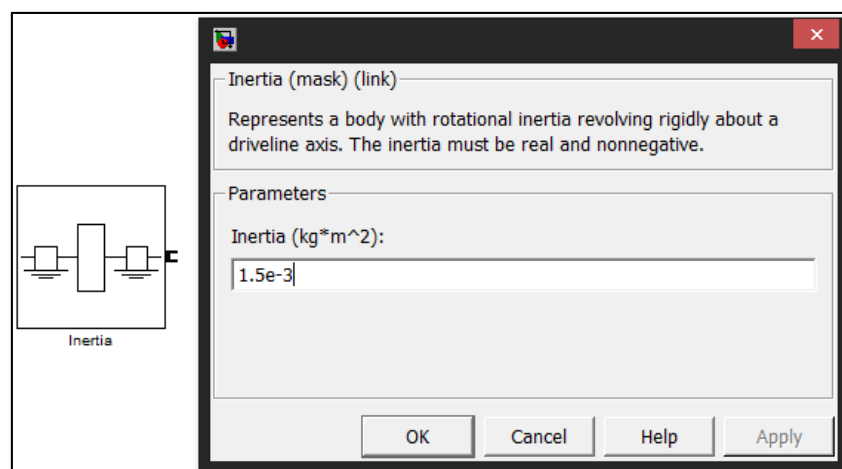


Figura 17: Bloco de inércia do Simulink.

O bloco de elemento dinâmico utilizado no presente trabalho é o *Torsional Spring-Damper* que pode ser visto na Figura 18, junto com sua caixa de diálogo. Ele deve ser inserido entre dois eixos, e representa a rigidez [$N.m/rad$], amortecimento [$N.m.s/rad$], ângulo inicial (inicial offset) [rad], e backlash [rad] (folga), do eixo.

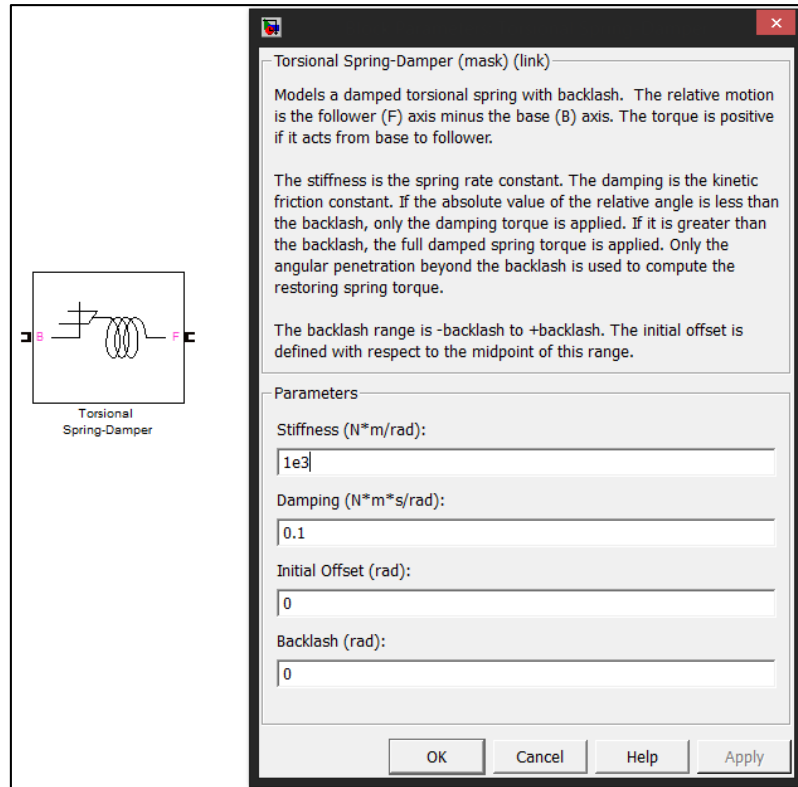


Figura 18: Bloco *Torsional Spring-Damper* do Simulink.

O bloco de engrenagens (*Gears*) insere no sistema caixas de engrenagens, que podem ser de engrenamento simples, trem epicicloidial, diferencial, entre outras. Na Figura 19 observa-se o bloco de engrenagens utilizado no presente trabalho (*Planetary Gear*), bem como sua caixa de diálogo. O parâmetro de entrada neste caso é a razão de dentes da engrenagem anular e a solar.

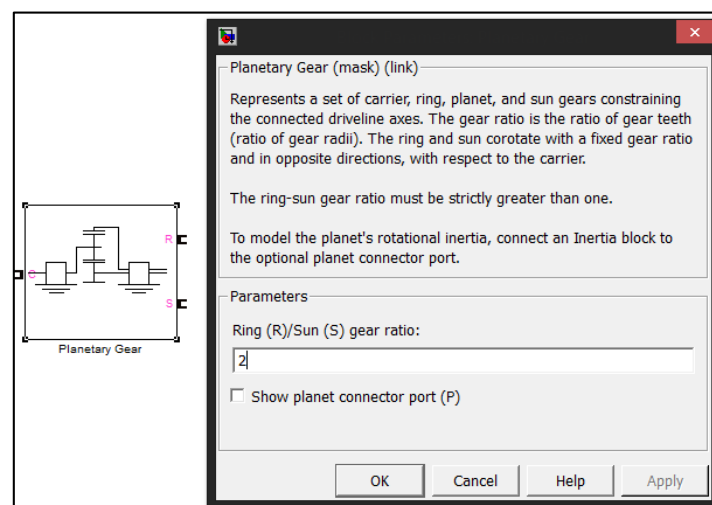


Figura 19: Bloco de engrenagem planetária do Simulink.

Os sensores (*motion sensor*) são blocos que detectam o movimento do eixo ao qual está conectado e dá como saída ângulo (p), velocidade angular (v) e aceleração angular (a) (Figura 20(a)). Os blocos de atuadores de torque (*torque actuator*) acionam o eixo com um torque, de intensidade igual ao valor numérico de sinal de entrada no mesmo (Figura 20(b)). O sinal de entrada é feito através de um bloco de fonte do simulink, o qual pode ser um sinal constante (*Constant*), senoidal (*SineWave*), degrau (*Step*), rampa (*Ramp*), entre outros, como na Figura 21. Estes blocos se encontram na biblioteca de fontes. Para definir os parâmetros dos blocos de fonte, basta clicar duas vezes sobre o bloco, abrir sua caixa de diálogo e inserir/modificar os parâmetros pré-definidos.

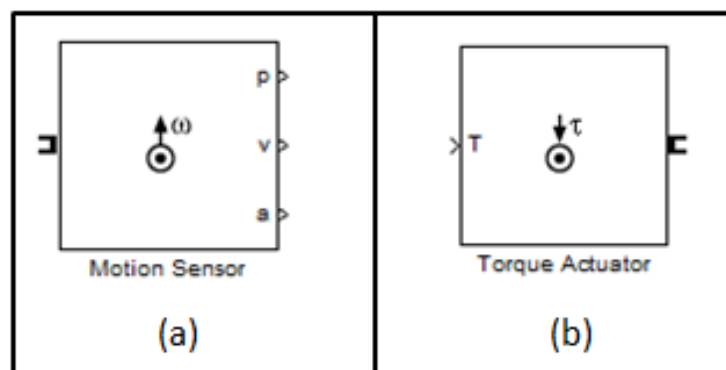


Figura 20: Blocos de sensor de movimento e de atuador de torque do Simulink.

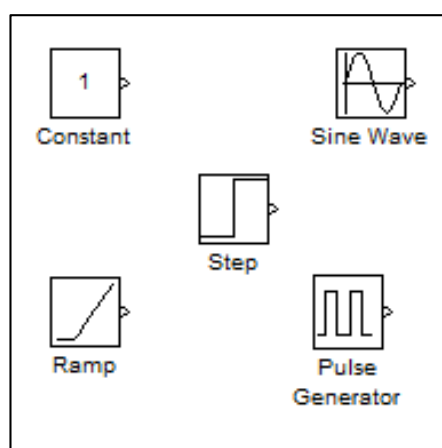


Figura 21: Blocos de fontes do Simulink.

O Simulink ainda tem outros blocos da biblioteca de dispositivos de saída (*sink*) (Vitorino, 2012), através dos quais se pode visualizar resultados provenientes da simulação e o comportamento do sistema. Dentre os mais importantes estão o *XY Graph* (o qual produz um gráfico idêntico ao gráfico do comando *plot* do MATLAB), o *Scope* (dispositivo que plota gráficos a partir de resultados do sistema), e o bloco *To Workspace* (que envia os dados para a área de trabalho do MATLAB).

Outros blocos e dispositivos servem para ajudar no tratamento dos dados, ou para permitir o início da simulação (como o bloco *Driveline Enviroment*, e blocos de plotagem de gráficos como o bloco *Scope*). A explicação dos mesmos foge ao escopo do trabalho e pode ser encontrada em literatura especializada, ou explicações presentes no próprio *Help* do Simulink.

4 VERIFICAÇÃO DE MODELO EM SIMULINK

4.1 JUSTIFICATIVA

Antes de se modelar todo o sistema da bancada dinâmométrica no Simulink, é importante transferir para o diagrama de blocos outro modelo de turbina já solucionado numericamente, e verificar se os resultados da simulação numérica estão sendo iguais aos resultados obtidos pela simulação em Simulink.

Isso é feito para garantir que a montagem do conjunto inercias/rigidez/excitação que representam as partes da turbina estejam sendo montadas de forma correta e coesa no programa, fazendo com que os resultados provenientes de simulações feitas com esta montagem venham a ser verdadeiros.

Portanto, a justificativa de se verificar a montagem de outro modelo já resolvido, antes do modelo da bancada dinâmométrica propriamente dita, no Simulink, é de garantir que a forma de se dispor os blocos nos sistemas eixos/caixa multiplicadora/gerador esteja correto, produzindo resultados coerentes.

4.2 METODOLOGIA

A verificação baseia-se no modelo de caixa multiplicadora TGM segundo Kalkmann (2012), onde já foram obtidos alguns resultados dinâmicos.

O procedimento adotado para a verificação segue a seguinte sequência:

- 1) Modelagem do sistema de transmissão TGM (Kalkmann, 2012) indicado na Figura 11 em blocos do Simulink;
- 2) Simulação do modelo em Simulink da caixa de transmissão TGM para os dados constantes em Kalkmann (2012);
- 3) Produção de resultados simulando o modelo em Simulink da TGM;
- 4) Comparação direta com os resultados obtidos numericamente (Kalkmann, 2012);
- 5) Comparação dos resultados com os resultados analíticos;
- 6) Utilização do sistema TGM criado em Simulink na montagem do modelo de bancada.

4.3 MONTAGEM DA TGM EM SIMULINK

O esquema da Figura 22 foi modelado no Simulink como aparece nas Figura 23 e Figura 24. Nas caixas de diálogos de cada bloco, ao invés de um valor numérico de entrada, foram inseridas variáveis simbólicas (Figura 25). Estas variáveis são declaradas através de um código em MATLAB (Anexo II),

transferidas para a área de trabalho (*Workspace*), e o Simulink acessa esses valores e os utiliza na simulação (parametrização do Simulink).

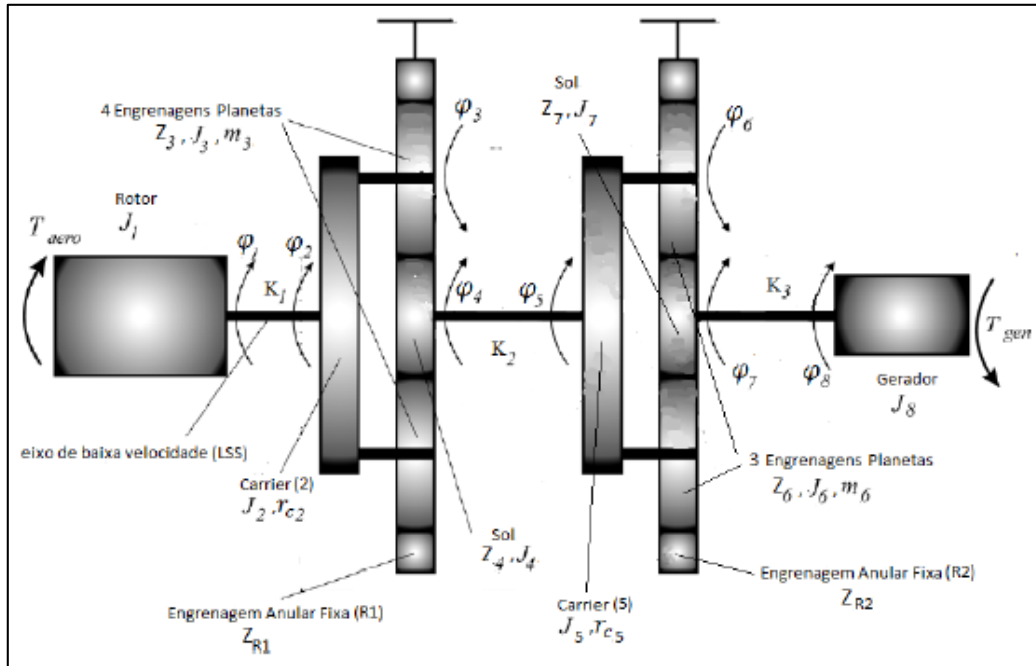


Figura 22: Caixa multiplicadora da TGM (Repetição da Figura 11).

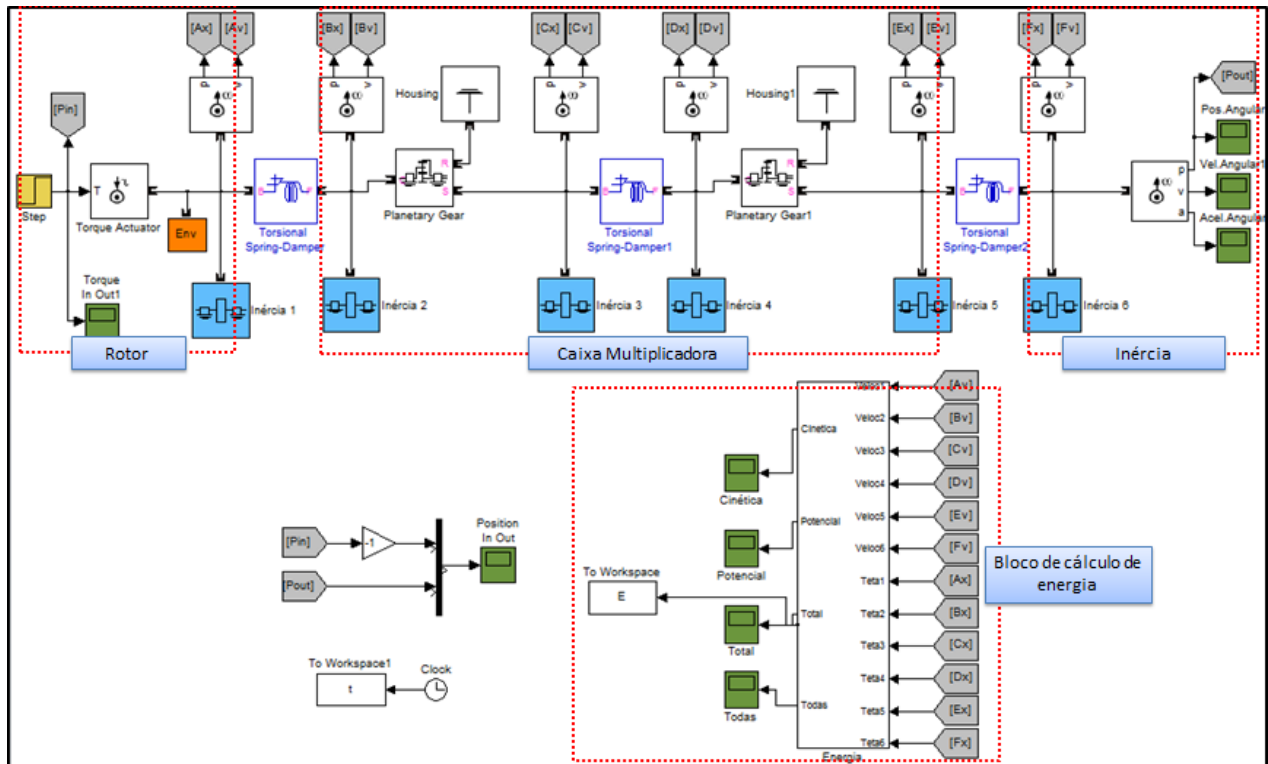


Figura 23: Planta em Simulink do sistema eletromecânico com caixa de transmissão da TGM, com gerador sem carga (em vazio).

Pode-se perceber que os sistemas que simulam o comportamento da caixa multiplicadora, rotor e inércia/gerador, são construídos conectando-se os blocos como se fossem conexões

físicas reais, como por exemplo um bloco de mola torsional (que representa o eixo) conectado a um bloco de engrenagens planetárias. Isso torna a montagem bem intuitiva.

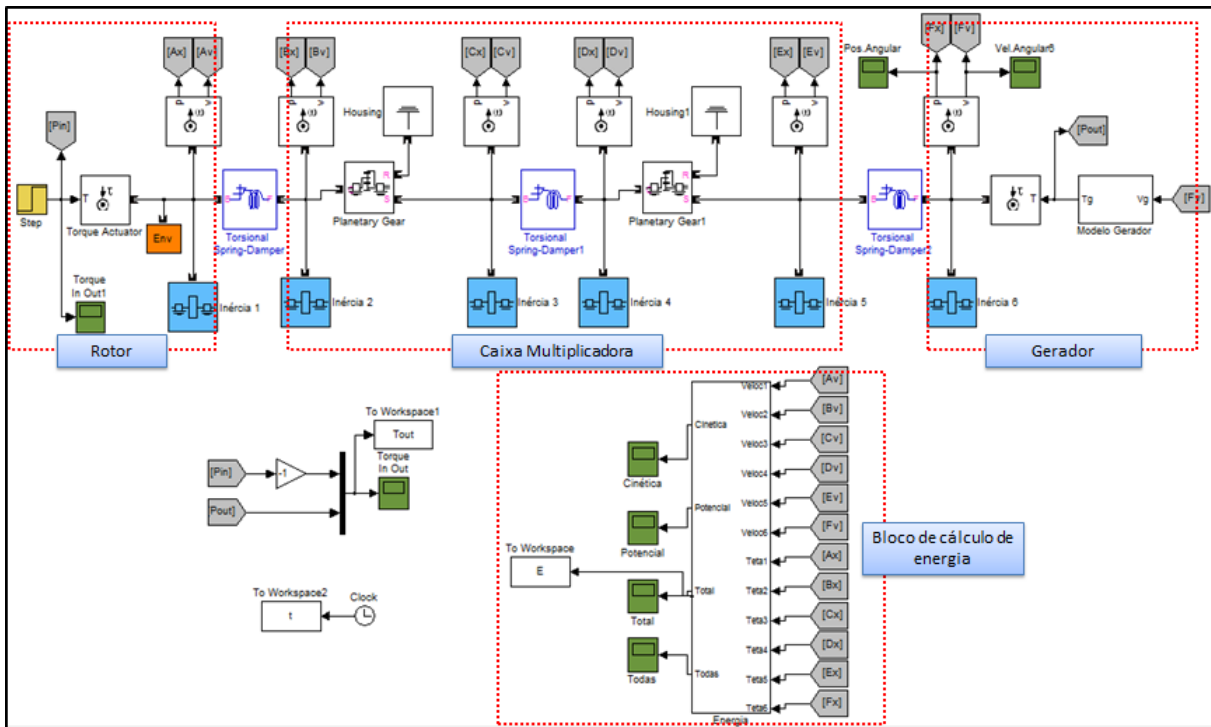


Figura 24: Planta em Simulink do sistema eletromecânico com caixa de transmissão da TGM, com gerador sob carga (ligado à carga elétrica).

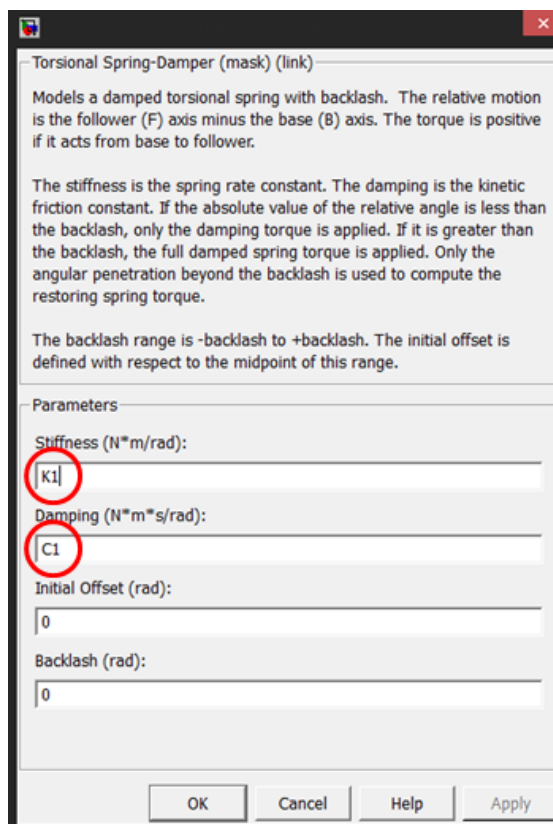


Figura 25: Caixa de diálogo com variáveis simbólicas inseridas (parametrizado).

A configuração do bloco do gerador pode ser visto na Figura 26.

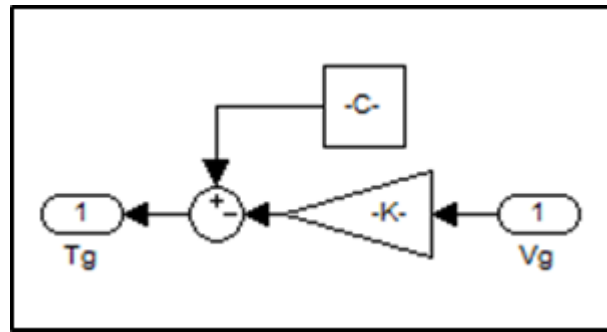


Figura 26: Bloco em Simulink simulando o torque exercido pelo gerador no eixo.

O cálculo de energia cinética e potencial do sistema é feito através de um bloco chamado de *Energia*. Este bloco é um subsistema construído de acordo com o apresentado na Figura 27. Este bloco de cálculo de energia é igual para os sistemas com gerador ligado à carga elétrica ou desligado.

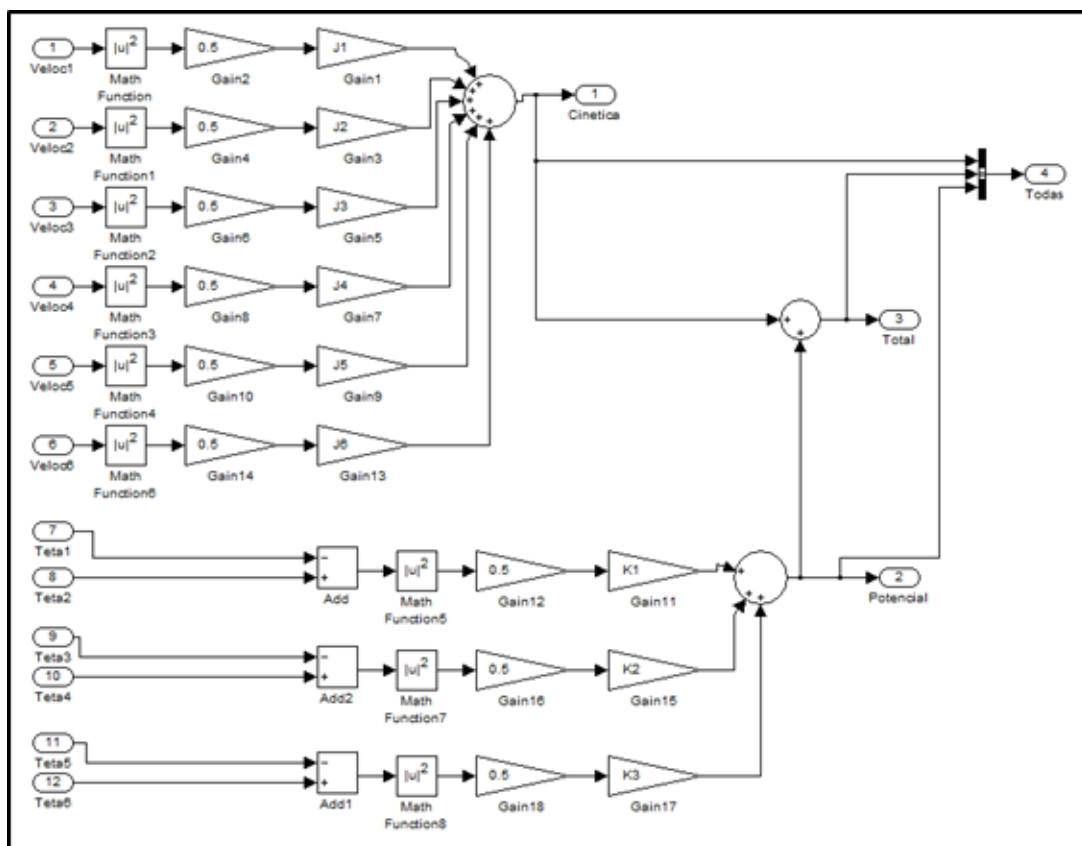


Figura 27: Planta de cálculo de energia cinética, potencial e total do sistema.

Nesta planta, os valores de deslocamento e velocidade que são medidos no sistema são utilizados como entrada. Os valores de velocidade são utilizados para calcular a energia cinética (valor de velocidade é elevado ao quadrado e multiplicado pelo fator de 0,5 e pela inércia). Deslocamentos são usados para o cálculo de energia potencial do sistema (deslocamentos consecutivos no eixo são diminuídos uns dos outros, a diferença é elevada ao quadrado, e este resultado então multiplicado pela rigidez do eixo) e estas duas energias são então somadas para se obter a energia total.

4.4 SIMULAÇÃO

O código de apoio em MATLAB que calcula as variáveis que o Simulink utiliza na simulação (Anexo II) precisa de valores de entradas de inércias, número de dentes, torque fornecido pelo rotor, dimensões dos eixos (para cálculo da rigidez) e raio do suporte das engrenagens planetas (carrier), bem como massas dos componentes.

Os valores das dimensões de eixo de baixa rotação são retirados de Fonseca, et al. (2013), onde o projeto de uma turbina hidrocínética para o Projeto Tucunaré é desenvolvido. As dimensões do eixo intermediário e de alta rotação são inferidas do desenho técnico da caixa multiplicadora fornecido pela TGM (Anexo I), através da escala fornecida neste. Além disso, os valores de inércia, massas e número de dentes das engrenagens também são dados no desenho técnico.

Os dados de entrada, utilizados no *script* em MATLAB para as simulações são expostos nas Tabela 1 e Tabela 2, respectivamente.

Tabela 1: Parâmetros de entrada no *script* em MATLAB. Dimensões dos eixos.

Elemento	Diâmetro (mm)	Comprimento (mm)
Eixo 1 (Entrada)	340	710
Eixo 2 (Intermediário)	220,5	438,75
Eixo 3 (saída para o gerador)	113,25	265,5

Tabela 2: Parâmetros de entrada no *script* em MATLAB. Valores de inércias.

Elemento	Inércia Total(Kg.m ²)	Número de Dentes (Z)
Rotor	$J_1 = 13,7 \cdot 10^3$	---
Eixo Entrada	---	---
Carrier 2	$J_2 = 160,9612$	---
Engrenagens Planetas 3	$J_3 = 5,7649$	25
Engrenagem Solar 4	$J_4 = 2,2026$	17
Engrenagem Anular R1	---	67
Eixo 2	---	---
Carrier 5	$J_5 = 53,0721$	---
Engrenagens Planetas 6	$J_6 = 3,2232$	42
Engrenagem Solar 7	$J_7 = 0,1765$	17
Engrenagem Anular R2	---	100
Eixo 3	---	---
Gerador	$J_8 = 22,2548$	---

A simulação é feita considerando-se dois casos distintos:

- Sistema com gerador desligado (em vazio), com a introdução de um torque pulso de 318 kN.m no rotor;
- Sistema com gerador ligado (sob carga) e um torque constante de 318 kN.m no rotor;

Os valores de torque referenciados acima são estimativas de projeto da turbina hidrocínética do Projeto Tucunaré, como também descrito em Fonseca, et al. (2013).

4.5 RESULTADOS

Os resultados das simulação numérica (Kalkmann, 2012), e simulação feita em Simulink são mostrados a seguir, para que seja possível comparar diretamente o comportamento dinâmico e os valores obtidos em cada caso.

4.5.1 Sistema com gerador em vazio

As Figura 28 e Figura 29 comparam as soluções obtidas através das simulações numéricas (*script* em MATLAB) e em Simulink, de deslocamento e velocidade ao decorrer do tempo, do eixo de alta rotação (inércia 6 no sistema mostrado na Figura 23). Este caso é o caso do sistema com gerador em vazio e um torque pulso na entrada no rotor com magnitude de 318 kN.m.

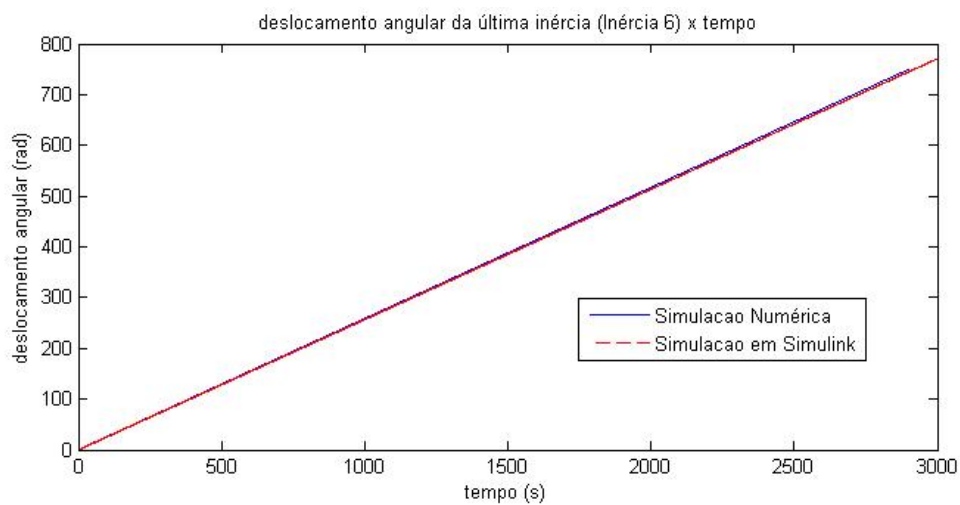


Figura 28: Evolução temporal do deslocamento angular da inércia 6 com o gerador em vazio.

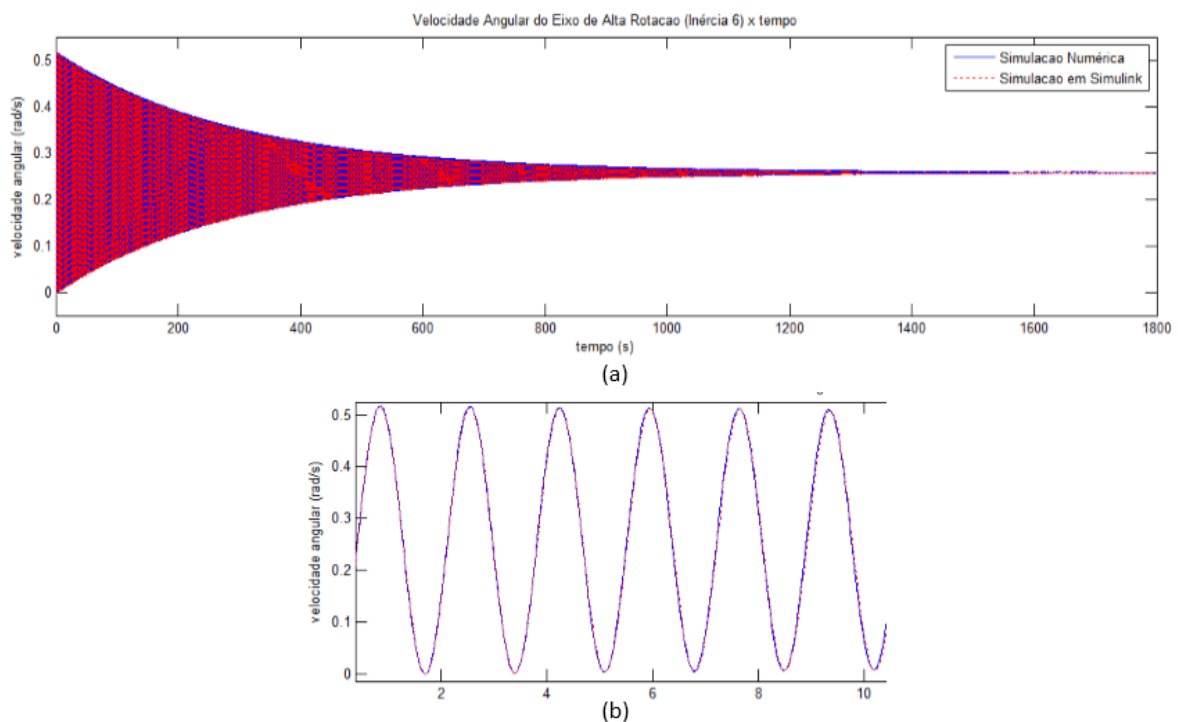


Figura 29: (a) Velocidade angular da inércia 6 em função do tempo com o gerador em vazio. (b) Detalhe da resposta temporal de (a).

Pode-se observar que o comportamento do sistema é o mesmo nos dois tipos de simulação. Os resultados de evolução temporal de deslocamento e velocidade angular do eixo de alta rotação são idênticos, o que mostra que para este caso o sistema em Simulink está gerando resultados coerentes com os resultados obtidos numericamente.

4.5.2 Sistema com gerador sob carga

Tal qual para o caso anterior, as Figura 30 e Figura 31 mostram que, novamente o comportamento dinâmico e os valores numéricos obtidos são iguais para os dois tipos de simulação (numérica e através do Simulink) na situação em que o sistema encontra-se acoplado ao gerador proposto, e com um torque de entrada constante no rotor com amplitude de 318 kN.m.

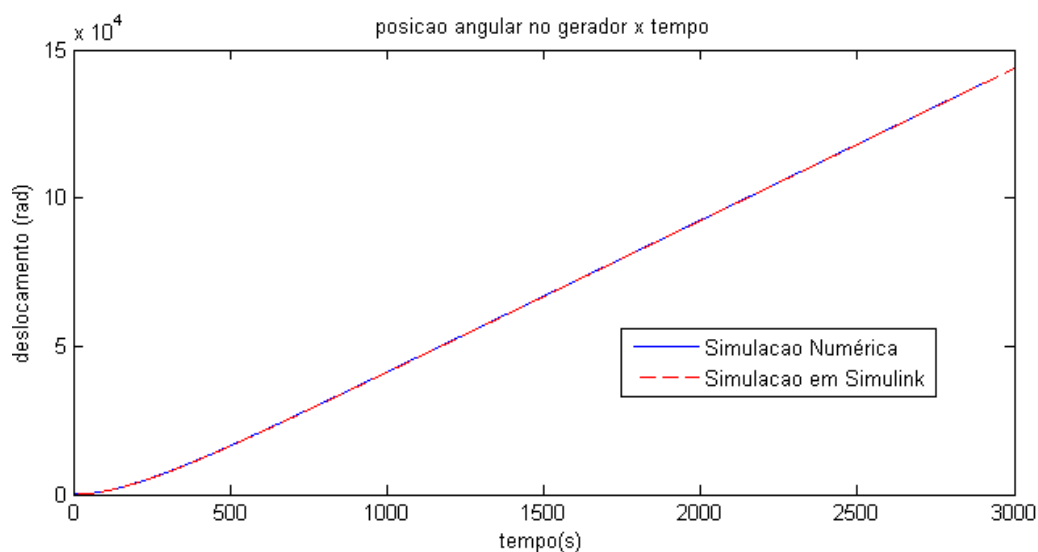


Figura 30: Evolução temporal do deslocamento angular do eixo de alta rotação do sistema com gerador sob carga.

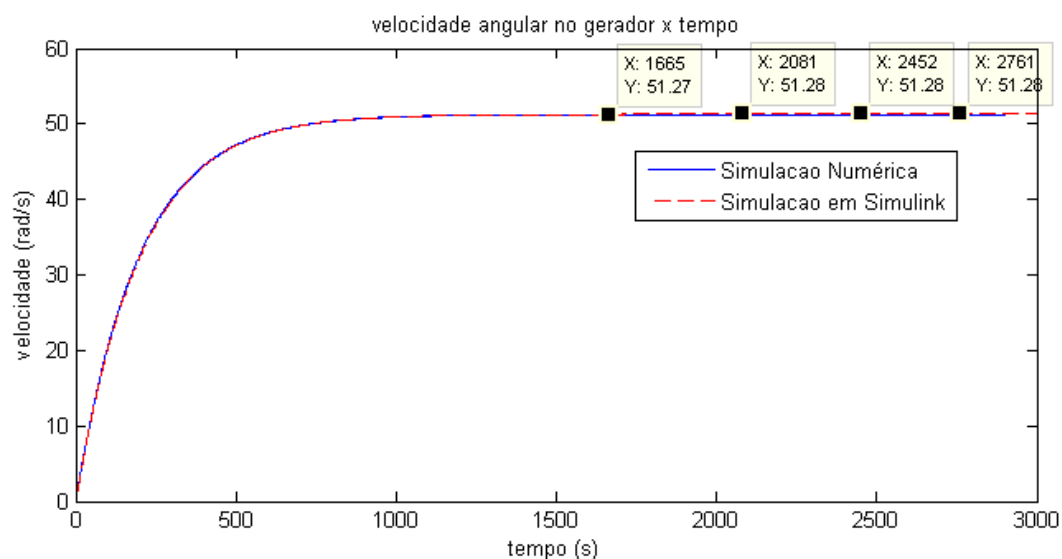


Figura 31: Evolução temporal da velocidade angular do eixo de alta rotação do sistema com gerador sob carga.

As curvas evoluem juntas e produzem resultados iguais, mostrando a equivalência do modelo criado em Simulink, e o modelo numérico.

Os gráficos mostram um comportamento típico para o sistema ligado ao gerador elétrico: ao iniciar a máquina, ocorre um aumento gradual na velocidade de rotação do gerador. A velocidade tende, no entanto, a atingir uma velocidade máxima limite, tendo em vista que o aumento da velocidade gera um aumento no torque provocado pelo gerador. A velocidade limite é atingida quando o torque do gerador se iguala ao torque do eixo de alta rotação, onde se tem então o equilíbrio de torques no eixo:

$$T_g = T_R/\gamma \quad (12)$$

onde T_R é o torque no rotor e γ é a relação de transmissão de velocidades da caixa multiplicadora (no caso da TGM, $\gamma = 34$).

Para o modelo de gerador indicado pela TGM, o torque do gerador pode ser escrito em função da velocidade de rotação do eixo, tal qual na Eq.(4). Logo:

$$K_e + \omega_G K_{e0} = T_R/\gamma \quad (13)$$

Isolando o termo de velocidade na Eq.(13), temos a expressão para o cálculo da velocidade de rotação máxima teórica no gerador:

$$\omega_{G,máx} = -\frac{K_e + T_R/\gamma}{K_{e0}} \quad (14)$$

A dedução analítica transiente para a análise de velocidade máxima no gerador e tempo de estabilização de rotação, junto com um estudo de caso pode ser encontrado no Anexo VII.

Com a substituição das constantes do gerador, tem-se que a velocidade máxima atingida pelo sistema no gerador durante o funcionamento, é de:

$$\omega_{G,máx} = 51,26 \text{ rad/s} \quad (15)$$

Como se visualiza na Figura 31 o valor máximo de velocidade no gerador obtido foi de 51,28 rad/s. Este valor na simulação representa um erro de apenas 0,04% em relação ao resultado analítico.

Tendo em vista que o resultado obtido em Simulink para a caixa de transmissão da TGM se aproxima muito dos resultados numérico e teórico, vê-se que a montagem do sistema de blocos foi adequada, podendo ser usada em outras montagens.

4.5.3 Análise de frequência

A Figura 32 mostra a resposta em frequência para o sistema com o gerador ligado (sob carga), através do cálculo de energia em Simulink. A Tabela 3 apresenta uma comparação dos valores de frequência natural obtidos analiticamente em Kalkmann (2012) e as identificadas no gráfico.

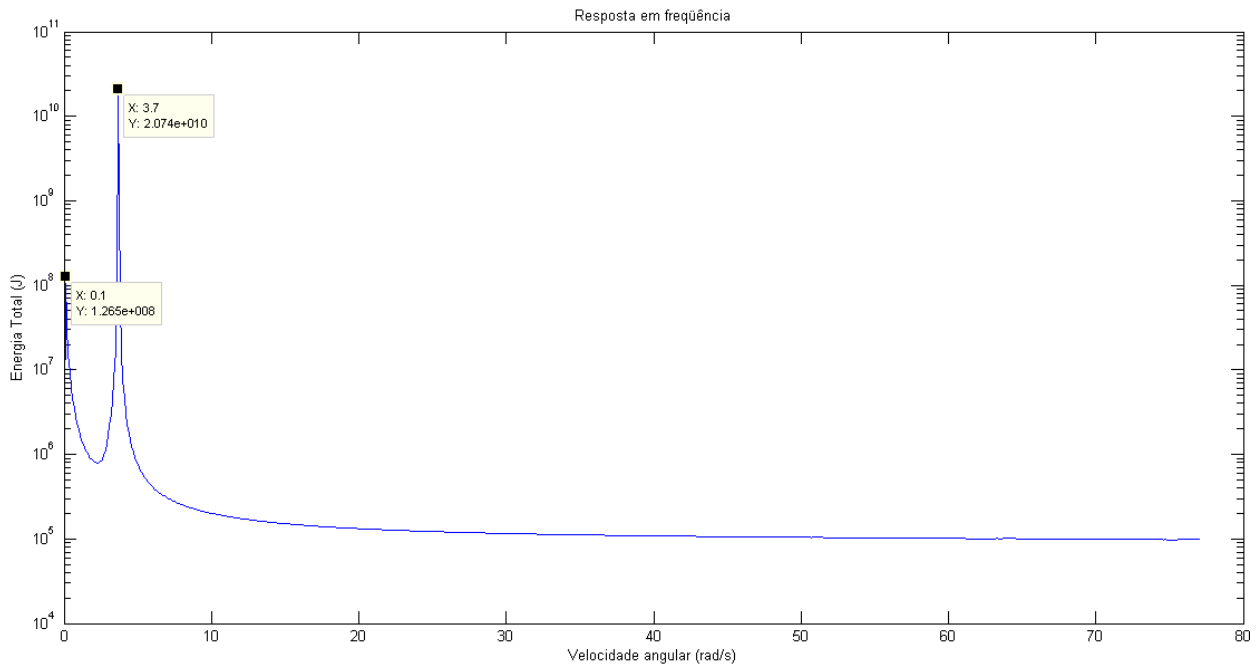


Figura 32: Energia mecânica total em função da frequência para o gerador sob carga ($\Delta f = 0,1 \text{ rad/s}$).

Tabela 3: Comparação de frequências naturais dos modelos de Kalkmann (2012) e o modelo implementado no Simulink.

Tabela de frequências naturais (em Hz)				
<i>Modelo Analítico</i>	0	0,5894	7,8534	11,3759
<i>Simulação em Simulink</i>	0	0,5888	-	-

Pode-se perceber que apesar de as duas primeiras frequências estarem muito próximas do modelo analítico, as frequências mais altas e seus picos não conseguem ser identificadas no gráfico.

Isso é decorrente do fato de que o método de análise por energia é muito sensível ao amortecimento, ou seja, amortecimentos médios a altos (no caso estudado considerou-se o amortecimento de cada eixo como sendo 0,0005 vezes o valor da rigidez do eixo) fazem com que os picos de ressonância deixem de ser perceptíveis de maneira muito mais incisiva do que acontece na resposta em frequência da amplitude de movimento (quando obtida por matriz de impedância, por exemplo).

O método de estimar frequências naturais do sistema baseia-se no fato de que na ressonância, onde a frequência de excitação se aproxima da frequência natural (e chega a se igualar, nos casos de amortecimento zero), a energia total do sistema é máxima. O método de cálculo da energia e plotagem do gráfico de resposta da energia em frequência é executado por um *script* em MATLAB (ANEXO IV: Rotina de Varredura de Frequências), que segue os passos:

- 1) Introduce-se no sistema montado em Simulink uma frequência de excitação;
- 2) Espera-se a simulação ser executada com tempo suficiente para a estabilização dos resultados;
- 3) Seleciona-se o valor máximo atingido pela energia total no intervalo em que esta atinge o regime permanente, e armazena-se esse valor em um vetor de energia total máxima;

- 4) Introduce-se uma nova frequência de excitação ao sistema e calcula-se novamente a energia total máxima.
- 5) Após a varredura de todos os valores do vetor de frequências de excitação, plota-se o gráfico de energia total máxima no domínio da frequência.

Observa-se que este método de estimar as frequências naturais, através das frequências nas quais o valor da energia total é máximo, é um método interessante no que tange a simplicidade de implementação, pois se trata de um método lógico e bem generalizado. Como desvantagem ele gera picos que podem ser muito maiores do que os outros (o que dificulta a análise precisa) e é sensível ao amortecimento do sistema, como no caso visto acima. Além disso é um método que pode se tornar bastante lento em casos muito complexos.

5 MODELAGEM DE PERDAS NO SISTEMA

5.1 PERDAS NAS CAIXAS DE TRANSMISSÃO

5.1.1 Modelagem em Simulink do sistema de perda na transmissão

A potência de eixo que entra na caixa multiplicadora é reduzida a cada estágio de engrenamento. Essa redução ocorre devido a perdas de energia nos rolamentos presentes em cada estágio, e também devido a perdas de energia no contato entre as engrenagens durante a transmissão de potência de um eixo interno a outro. Esse fato faz com que a potência de saída da caixa multiplicadora seja menor do que a de entrada. Por isso, diz-se que a caixa multiplicadora tem uma determinada eficiência de transmissão de energia.

Esse efeito de perda de energia pode ser encarado (para fins de implementação no Simulink) como a perda gerada pela aplicação de um torque contrário ao movimento do eixo. Esse torque precisa retirar do eixo de saída da caixa de transmissão a energia correspondente ao que seria perdido quando considera-se a eficiência da transmissão.

Para uma caixa de transmissão de eficiência n , a potência do eixo de saída seria dada pelo valor de potência que este eixo teria sem que houvesse perdas, porém agora multiplicado pela eficiência n , a fim de se considerar as perdas. Em outras palavras, se o eixo de entrada tem uma potência H , o eixo de saída possui uma potência $P=n.H$. Isso corresponde a uma perda de potência de $H - n.H = (1 - n).H$ durante a transmissão do movimento.

Sendo assim, o torque que deverá atuar contra o movimento do eixo de saída deverá produzir uma perda de energia com valor de $(1 - n).H$. Como H é o valor da potência do eixo de entrada, e como assumiu-se no raciocínio, que essa potência chega sem perda ao eixo de saída, para só então ser multiplicada pela eficiência no momento de atuação do torque, pode-se escrever:

$$H_{D,Torque} = (1 - n)H_{entrada} = (1 - n)H_{saida} \quad (16)$$

Como a potência é o produto do torque pela velocidade angular:

$$T_D \cdot \omega_{eixo,saida} = (1 - n)T_{eixo,saida} \cdot \omega_{eixo,saida} \quad (17)$$

E portanto o valor do torque a ser inserido no eixo de saída da caixa de transmissão pelo Simulink deve ter o valor de:

$$T_D = (1 - n) \cdot T_{eixo,saida} \quad (18)$$

No Simulink um sensor de torque (circulado em verde na Figura 33) emite o valor medido do torque no eixo de saída da caixa de transmissão. Esse torque é multiplicado pelo valor de $(1 - n)$ e esse novo valor é aplicado por um atuador de torque (em sentido oposto ao torque do eixo, graças a um bloco de ganho com valor de -1), como visto abaixo:

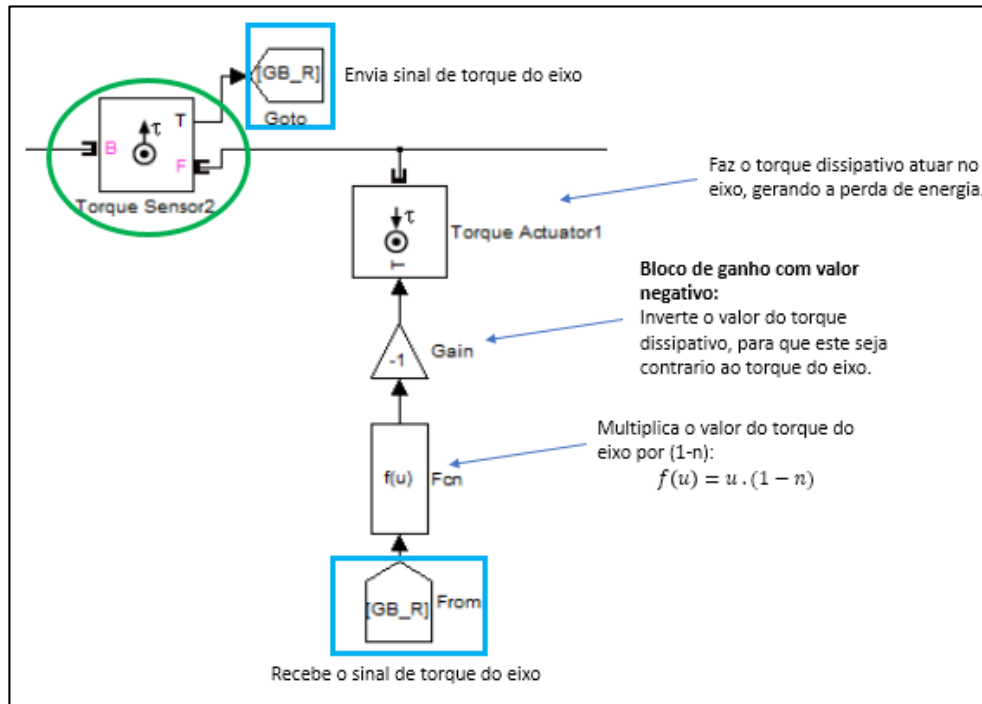


Figura 33: Planta de simulação de perda de energia devido a eficiência de transmissão (Com uso do conceito de torque dissipativo).

5.1.2 Comparação de resultados em Simulink e solução analítica

Para se verificar o funcionamento da planta da Figura 33, modelou-se em Simulink um sistema composto por um atuador de torque, fornecendo ao eixo um torque de 1000 N.m. Esse eixo é conectado a uma caixa multiplicadora de velocidade, com razão de multiplicação de 1:2, e uma eficiência de 90%. O eixo de saída da caixa de transmissão é conectada a um inércia. Essa montagem é mostrada na figura abaixo.

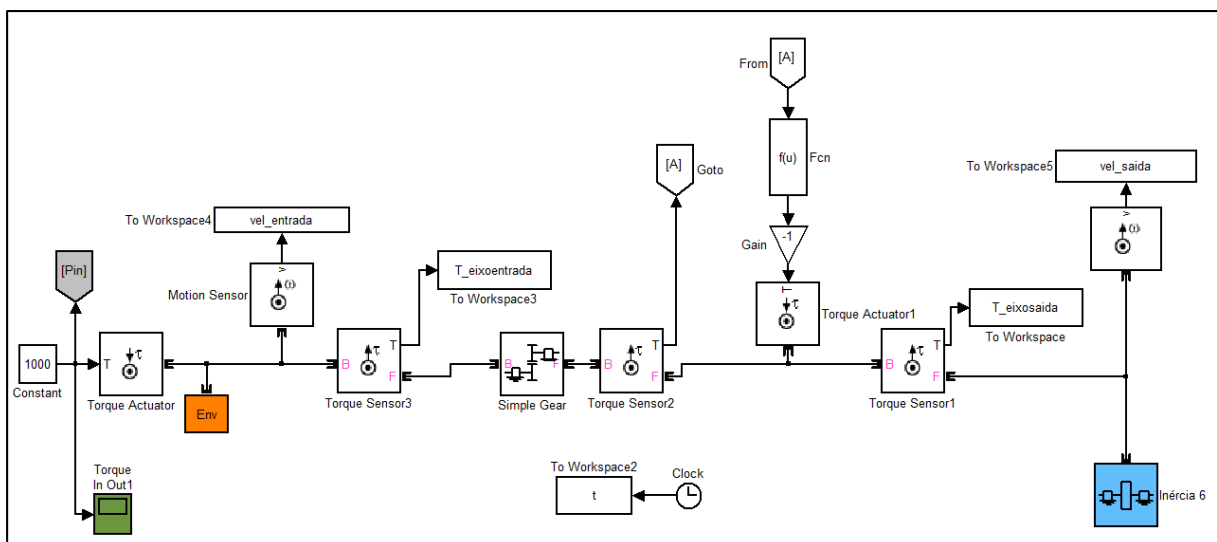


Figura 34: Planta em Simulink para simular o efeito de perda de energia devido a eficiência de transmissão.

Analisando-se o sistema da Figura 34 de forma analítica, sabe-se que a potência no eixo de saída deve ser igual a potência no eixo de entrada multiplicada pela eficiência (n). Assim:

$$H_{eixo,saida} = n \cdot H_{eixo,entrada} \quad (19)$$

Como a potência é o produto do torque e da velocidade angular (ω) do eixo:

$$T_{eixo,saida} \cdot \omega_{eixo,saida} = n \cdot T_{eixo,entrada} \cdot \omega_{eixo,entrada} \quad (20)$$

Sendo a velocidade do eixo de saída o dobro da velocidade no eixo de entrada:

$$T_{eixo,saida} \cdot (2 \cdot \omega_{eixo,entrada}) = n \cdot T_{eixo,entrada} \cdot \omega_{eixo,entrada} \quad (21)$$

$$T_{eixo,saida} = \frac{n \cdot T_{eixo,entrada}}{2} \quad (22)$$

Assim, para o torque de entrada de 1000 N.m e eficiência de 0,9 como proposto:

$$T_{eixo,saida} = 450 \text{ N.m} \quad (23)$$

Os valores de torque calculados pelo Simulink são mostrados na Figura 35. O valor negativo mostrado no gráfico para o torque no eixo de saída (-450 N.m) indica que este possui sentido contrário ao torque do eixo de entrada (o que está correto, pois se trata de uma transmissão por engrenamento simples). Na solução analítica, foi calculado apenas o módulo do torque, por isso tem-se o valor positivo.

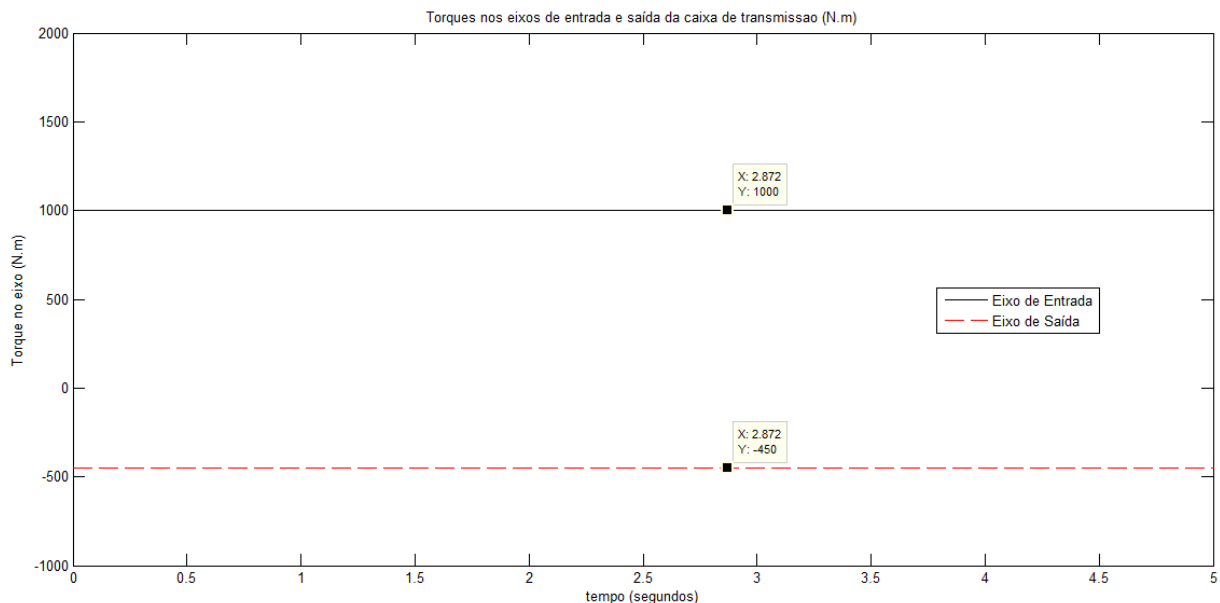


Figura 35: Torques nos eixos de entrada e saída da caixa de transmissão, considerando-se a perda de energia devido a eficiência.

Ainda foram plotados através do MATLAB os gráficos de potência nos eixos, vistos na Figura 36. Porque o sistema tem torque na entrada e nenhum torque na saída (apenas uma inércia de 100 kg. m²), o sistema acelera, e as potências nos eixos crescem. Entretanto, a eficiência permanece constante e igual a 0,9 durante todo o domínio do tempo, como pode ser visualizado na Figura 37.

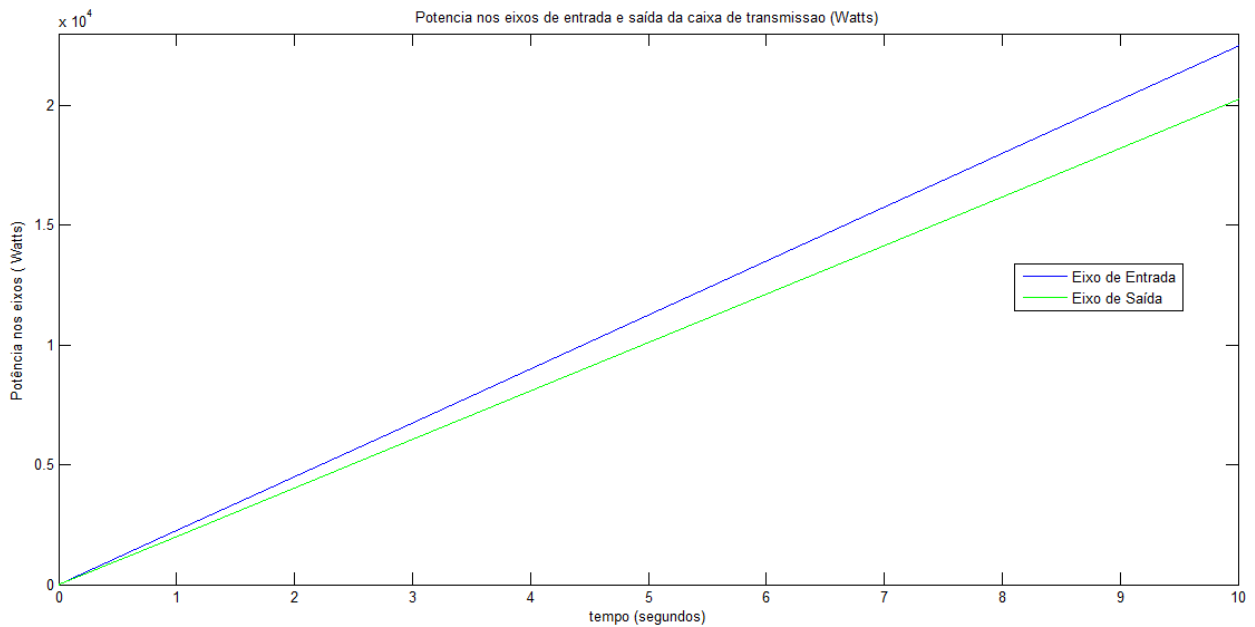


Figura 36: Potencia nos eixos de entrada e saída da caixa de transmissão.

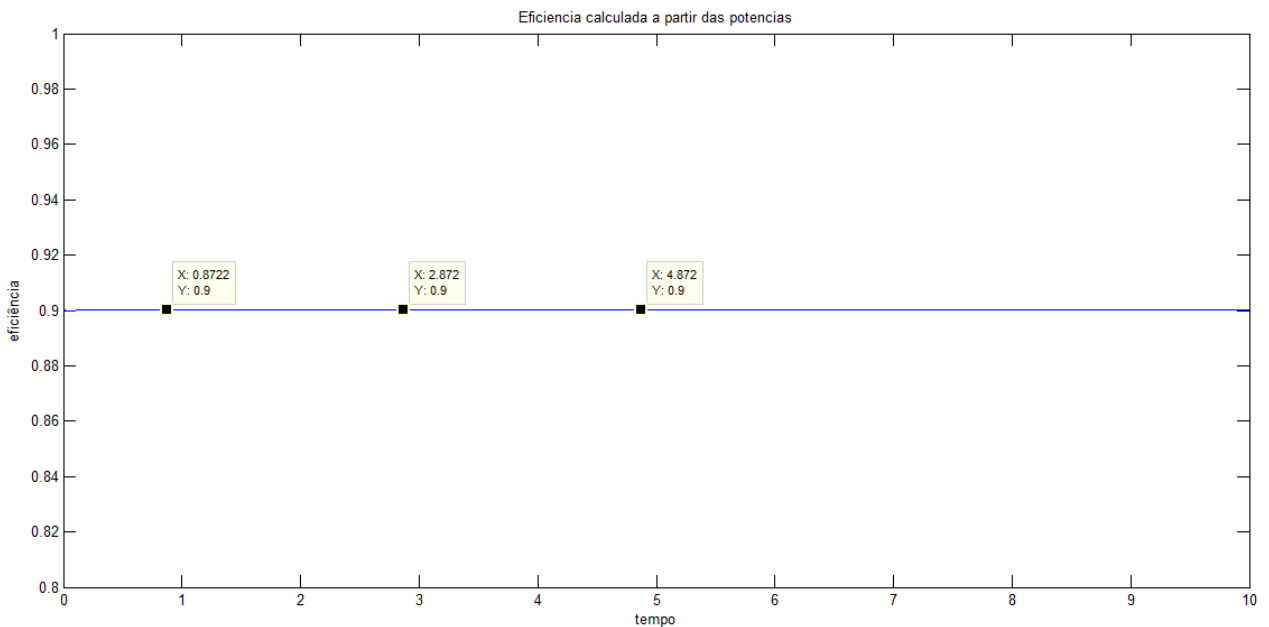


Figura 37: Eficiência da caixa de transmissão.

A Figura 37 evidencia o valor constante de 0,9 para o rendimento da caixa de transmissão, apesar do aumento de potência nos eixos de entrada e saída.

Dos resultados observados, percebe-se que a modelagem em Simulink da perda de energia devido a eficiência da transmissão, produz os mesmos resultados obtidos analiticamente. Logo, é possível utilizar essa planta para introduzir tais perdas no modelo da bancada.

5.2 PERDAS NO MANCAL DE ROLAMENTO

5.2.1 Modelagem em Simulink do sistema de perda no mancal

De acordo com Mesquita, et al. (2014), o torque atuando sobre o eixo de baixa rotação (EBR), exercido pelo mancal que apoia este a nacele, pode ser calculado por uma formula que depende, além de fatores como a densidade do lubrificante e forças atuantes no mancal, da velocidade de rotação do eixo de baixa rotação.

Tendo em vista que a atuação deste torque no eixo dissipa parte da energia proveniente do rotor, este torque atua contrário ao movimento do eixo. Essa análise física permite que seja feita a modelagem desse fenômeno de perda em Simulink, através do uso de um atuador de torque, que forneceria um torque contrário ao torque de entrada, e dependente da velocidade de rotação. Esse torque contrário dissipa energia e diminui então a potência efetiva no eixo, fazendo com que o torque e a potência que entram no sistema sejam menor do que aquele que seria fornecido pelo vento ao rotor.

A modelagem feita em Simulink da dissipação gerada pelo mancal é mostrada na Figura 38. A Figura 38(a) ilustra o posicionamento deste modelo (circulado em vermelho) dentro de uma planta que representa um eixo ligado a uma inercia, sob a ação de um torque de entrada de 1000 N.m.

Na Figura 38(b) está destacado o modelo de dissipação devido ao mancal.

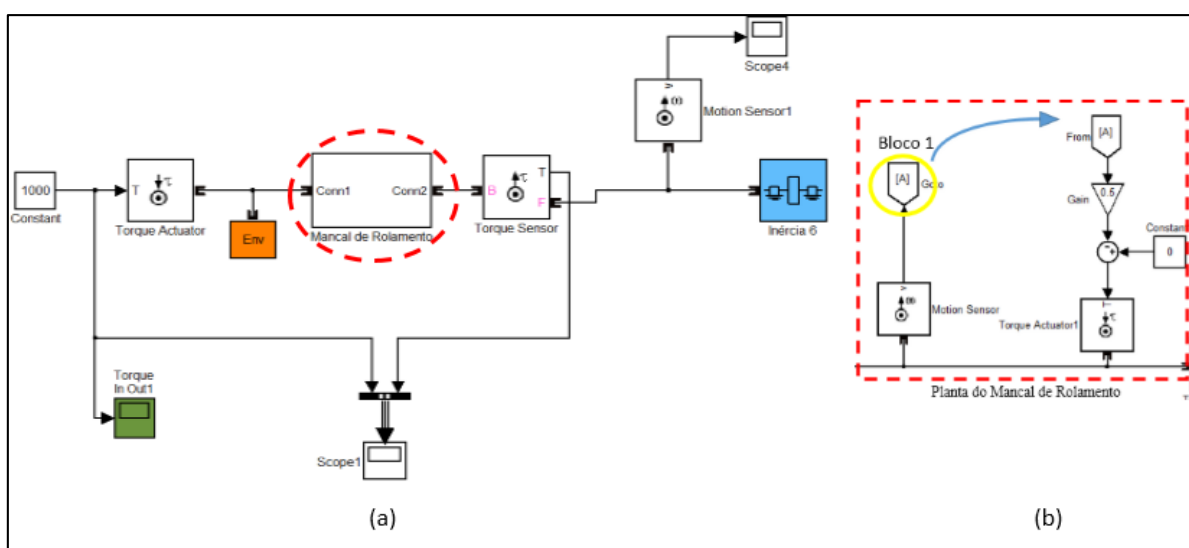


Figura 38: Planta de simulação do torque dissipativo exercido pelo mancal de rolamento.

No modelo de dissipação do rolamento (Figura 38(b) e mais detalhado na Figura 39), o bloco 1 captura o valor de velocidade presente no eixo e o reintroduz em um sistema que utiliza esse valor para calcular o torque dissipado (com sinal contrário ao do torque de entrada). Este torque é então introduzido ao eixo por um atuador, e diminui o valor do torque do eixo de entrada. No exemplo da Figura 38 utilizou-se um modelo no qual o torque possui uma dependência linear da velocidade (como melhor visto na Figura 39). Essa relação linear entre torque e velocidade pode, no entanto, ser substituída por outra relação, mas a ideia de funcionamento deste modelo pode ser aplicada a qualquer sistema.

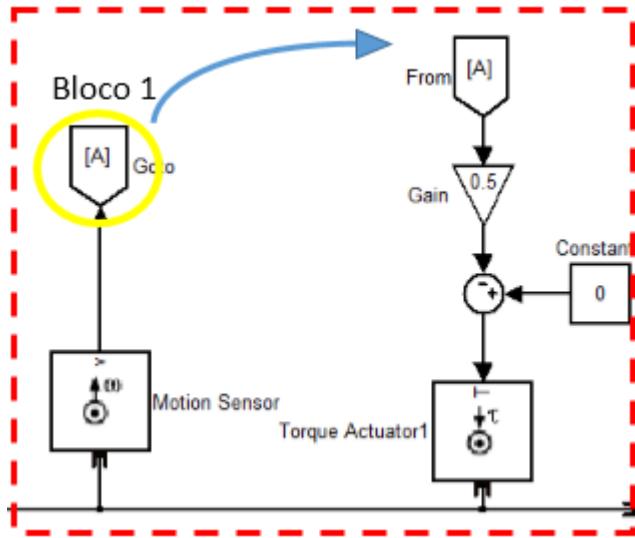


Figura 39: Detalhe do modelo em Simulink de dissipação de energia no mancal de rolamento.

5.2.2 Comparação de resultados em Simulink e solução analítica

O modelo em Simulink da Figura 38, corresponde ao mesmo sistema mostrado na Figura 40. Trata-se de um sistema simplificado onde um torque de entrada (T_e) é exercido no eixo, o qual é apoiado pelo mancal (que gera um torque dissipativo T_d) e ligado a uma inércia na outra ponta.



Figura 40: Modelo esquemático do sistema em Simulink da Figura 38.

Através do balanço de forças na inércia J, tem-se que:

$$T_{res} = J\dot{\omega} \quad (24)$$

Como a potência dada ao eixo pelo torque de entrada (T_e) é em parte dissipada pelo torque dissipativo no mancal (T_d), a potência resultante é a responsável por fazer a inercia girar. Assim, pode-se escrever:

$$H_{res} = H_{entrada} - H_{dissipada} \quad (25)$$

$$T_{res}\omega = T_e\omega - T_d\omega \quad (26)$$

Como o sistema se comporta como um único corpo rígido em rotação, onde todos os elementos possuem a mesma velocidade angular (ω), pode-se eliminar as velocidades na equação anterior, e a reescrever a como:

$$T_{res} = T_e - T_d \quad (27)$$

Substituindo-se a Eq.(24) na Eq.(27):

$$T_e - T_d = J\dot{\omega} \quad (28)$$

Assumindo-se um torque dissipativo dependente linearmente da velocidade (ω) como modelado no sistema em Simulink, obtém-se:

$$T_e - (a_0 + a_1\omega) = J\dot{\omega} \quad (29)$$

Rearranjando os termos, chegamos a equação diferencial que descreve a dinâmica temporal do sistema:

$$J\dot{\omega} + a_1\omega + (a_0 - T_e) = 0 \quad (30)$$

Resolvendo-se a equação acima, chegamos ao resultado:

$$\omega(t) = \left(\frac{a_0 - T_e}{a_1}\right) \cdot \left[\exp\left(\frac{-a_1 t}{J}\right) - 1\right] \quad (31)$$

Usando os mesmos valores utilizados no modelo Simulink, onde $T_e = 1000$ N.m, $a_0 = 0$, $a_1 = 0,5$ e $J = 100$ kg.m², a equação fica reduzida a:

$$\omega(t) = -2000 \cdot [\exp(-0,005 \cdot t) - 1] \quad (32)$$

As Figura 41 e Figura 42 mostram, respectivamente, os gráficos de velocidade angular (ω) e torque resultante (T_{res}) versus tempo (t) obtidos pela Eq.(32), e pelo Simulink.

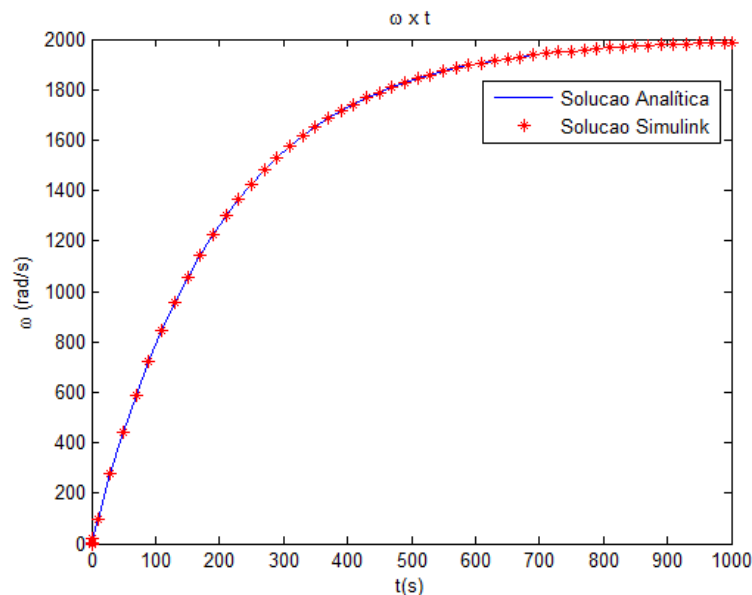


Figura 41: Comparação do comportamento da velocidade do eixo pela solução em Simulink e a solução analítica.

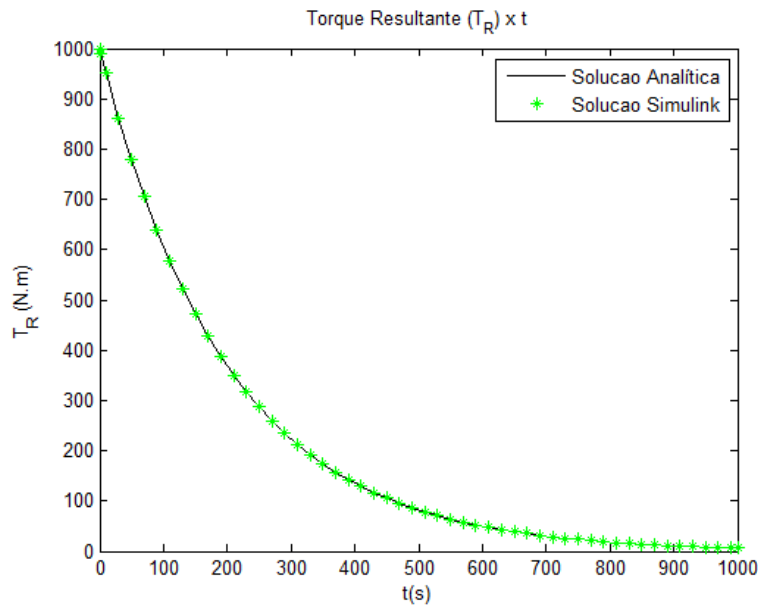


Figura 42: Comparação do comportamento do torque resultante no eixo pela solução em Simulink e a solução analítica.

Apesar de o sistema modelado ser simples, ele serve para mostrar que o modo construtivo da planta em Simulink, a qual simular a perda de energia pelo mancal de rolamento, está correto. Isso pode ser verificado pela exatidão dos dados obtido em Simulink, se comparados com o resultado analítico.

5.2.3 Dependência da velocidade

Como já discutido na seção 5.2.1, o torque exercido pelo mancal de rolamento sofre forte dependência da velocidade angular do eixo.

Na seção 5.2.2 considerou-se o torque como dependente linearmente da velocidade, para que fosse possível encontrar uma solução analítica, para ser usada como parâmetro de comparação (dependência não-linear da velocidade não possibilitaria uma solução analítica, e logo a verificação do modelo seria comprometida).

Entretanto Mesquita, et al. (2014), já prevê a dependência não-linear do torque em relação a velocidade angular. E estima um torque não linear para uma turbina hidrocínética (dado pela Eq.(33) abaixo), que será utilizado e implementado no Simulink na modelagem do sistema completo da bancada.

$$T_D = 12,5712 + 132,106 \omega + 0,0000525 \omega^{\frac{1}{2}} + 3,55534\omega^{\frac{2}{3}} \quad (N.m) \quad (33)$$

Apesar da dependência não-linear trazer problemas para se encontrar uma solução analítica, isso não é problema quando utiliza-se o modelo já verificado em Simulink, tendo em vista que a abordagem se torna numérica.

Os gráficos na Figura 43 abaixo mostram como o torque total varia com a velocidade angular bem como cada um dos termos que o compõe (termo constante, termo linear, termo de potência $\frac{1}{2}$ e termo de potência $\frac{2}{3}$).

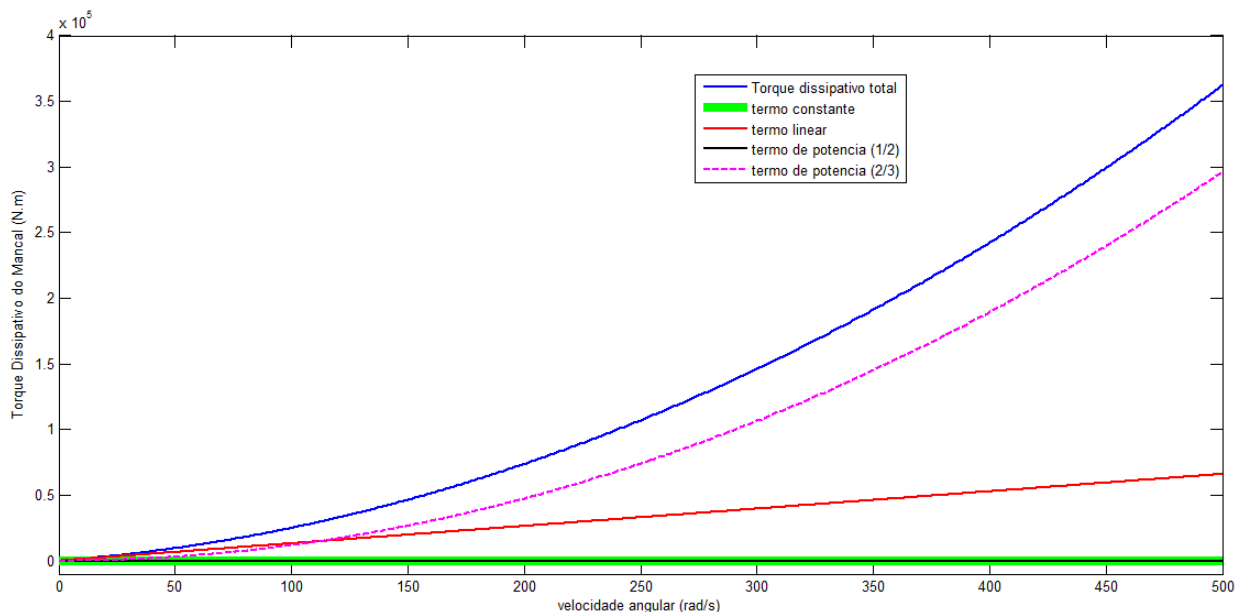


Figura 43: Dependência da velocidade do valor de torque total e dos termos que o compõem.

A Figura 44 mostra o grau de influência de cada termo do torque dissipativo. Essa é uma medida criada neste trabalho que mostra qual a porcentagem cada termo representa no torque total, com o aumento da velocidade (o quão importante e representativo um termo se torna com o aumento da velocidade).

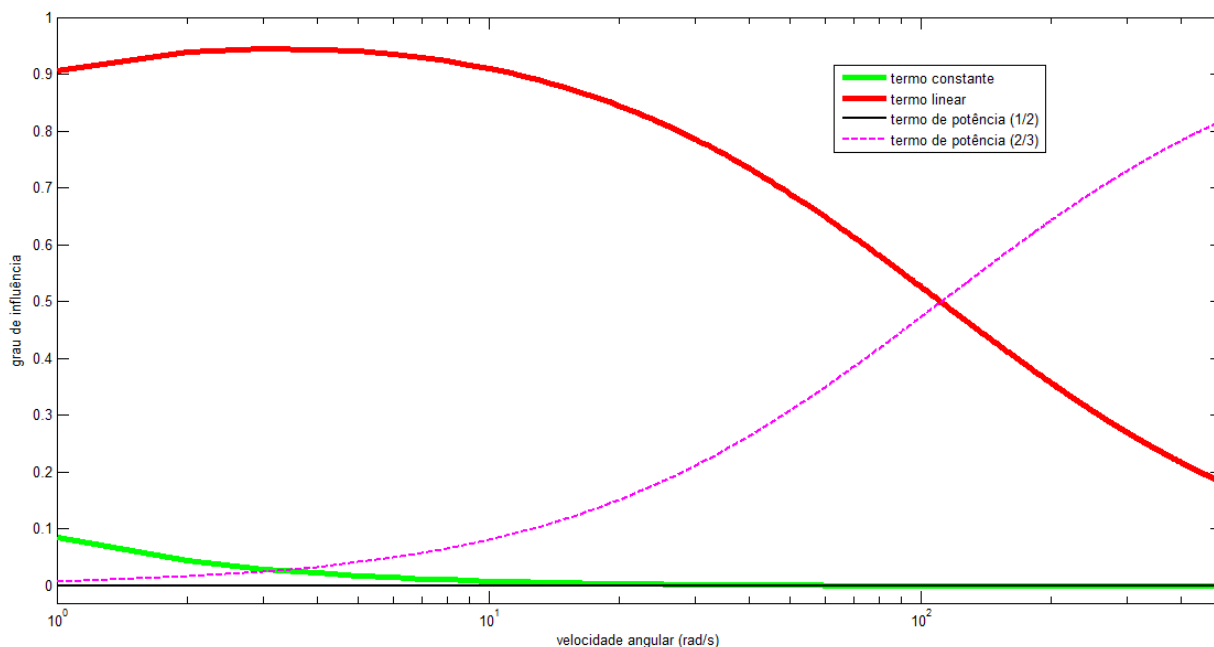


Figura 44: Grau de Influência (porcentagem de cada termo do torque, em relação ao torque total dissipado).

Pode-se perceber pelo gráfico da Figura 44, que a altas velocidades o termo de potência de $(2/3)$ prevalece sobre os demais, acompanhado do termo linear. As parcelas de termo constante e potência de $(1/2)$ se tornam rapidamente insignificantes no computo do torque total.

6 MODELO DO GERADOR (PMSG)

Para se modelar o funcionamento do gerador síncrono de ímã permanente (PMSG), utilizou-se o bloco *Permanent Magnet Synchronous Machine* mostrado na Figura 45, que se encontra na biblioteca do Simulink, na seção *SimPowerSystems/ Machines*.

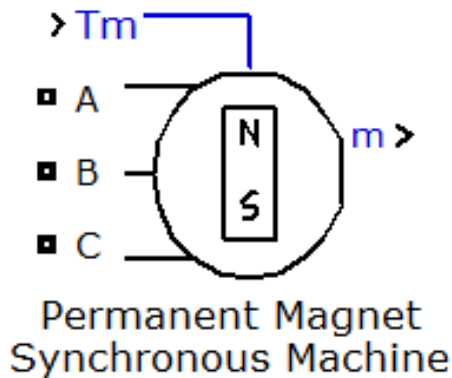


Figura 45: Bloco *Permanent Magnet Synchronous Machine* encontrado na biblioteca do Simulink.

Este bloco recebe como sinal T_m ou w (torque ou velocidade angular). Essa opção pode ser escolhida na caixa de diálogo (acessada com um clique duplo com o botão esquerdo do mouse sobre o ícone do bloco), onde se pode também escolher algum modelo padrão de PMSG que já vem previamente configurado ou se pode entrar manualmente com as configurações desejadas. A Figura 46 mostra a caixa de diálogo em detalhes.

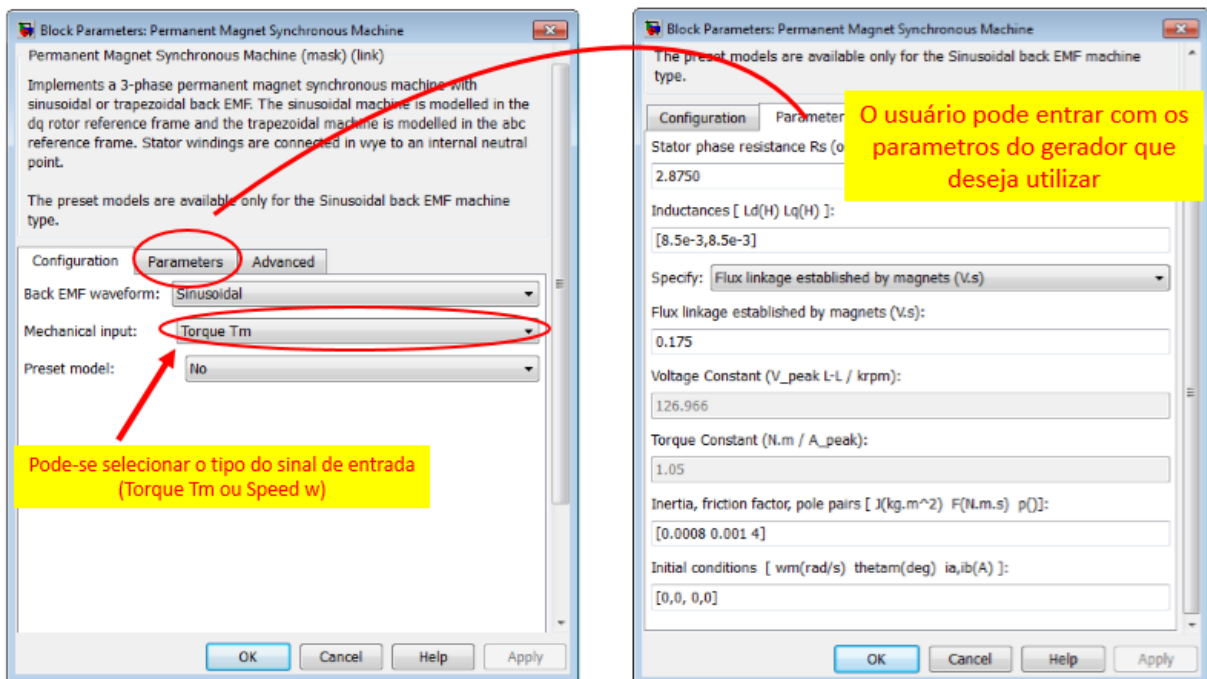


Figura 46: Detalhe da caixa de diálogo do bloco *Permanent Magnet Synchronous Machine*.

No bloco *Permanent Magnet Synchronous Machine* também existem 3 terminais, de onde parte o sistema elétrico ao qual o PMSG estará ligado. São os terminais A, B e C vistos na Figura 45 acima.

Como saída m , o bloco do gerador envia sinal de torque eletromagnético, voltagem e corrente no estator, velocidade do rotor, sinal de efeito hall nos terminais, entre outros. Estes sinais podem ser coletados através de um *Bus Selector* (disponibiliza todos os sinais de saída enviados pelo bloco do gerador, permitindo que sejam selecionados os desejados) para serem enviados para o *Workspace*, plotados em um bloco de *Scope*, ou até mesmo reinseridos no sistema, dependendo da aplicação.

6.1 MODELO EM SIMULINK DO PMSG

Para simular o gerador PMSG no Simulink, utilizou-se o bloco *Permanent Magnet Synchronous Machine* conectado a três resistências em paralelo e seus terminais, e estas ligadas a um elemento *Ground* (que faz a ligação fio-terra), como pode ser visto na figura abaixo.

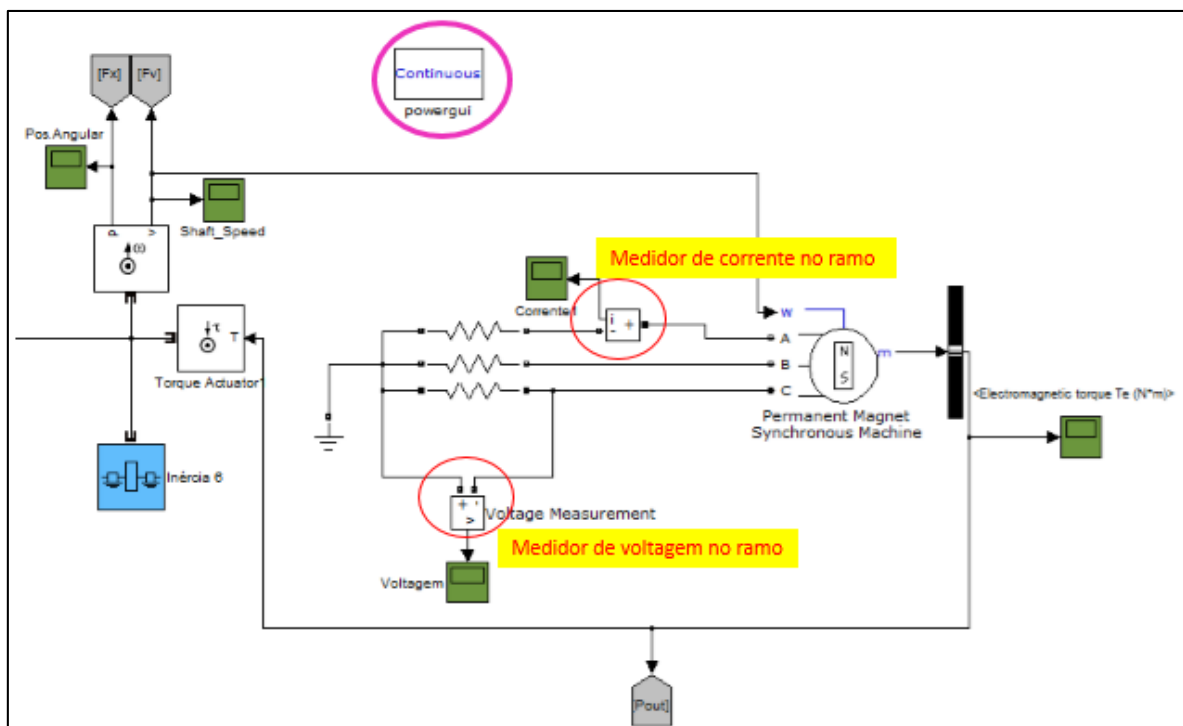


Figura 47: Modelo do PMSG em Simulink.

Utilizou-se como entrada no gerador a velocidade angular do eixo de alta rotação, e na saída do *Bus Selector* selecionou-se o torque eletromagnético. O torque eletromagnético foi então reintroduzido ao sistema através do atuador de torque (fornecendo assim o torque contrário ao movimento do eixo).

O bloco *Continuous powergui* (circulado em roxo na Figura 47) é fundamental no sistema. Somente após sua inserção o sistema elétrico consegue ser acoplado ao sistema mecânico. Este bloco fornece o ambiente de simulação do sistema elétrico (permitindo escolher o método de solução do circuito e é usado para armazenar o circuito Simulink equivalente que representa as equações de estado do modelo).

6.2 VERIFICAÇÃO

O modelo já mostrado na Figura 47, foi verificado acoplado ao sistema TGM (sistema completo mostrado na Figura 48).

Esse mesmo modelo (sistema mecânico + gerador PMSG) já foi estudado por Vásquez (2014) e reproduzido por Ohara (2014).

Para fazer a verificação do modelo Simulink, utiliza-se os parâmetros de simulação mostrados nas Tabela 4 e Tabela 5 abaixo, tanto no simulink quanto nos *Scripts* utilizados pelos autores supracitados.

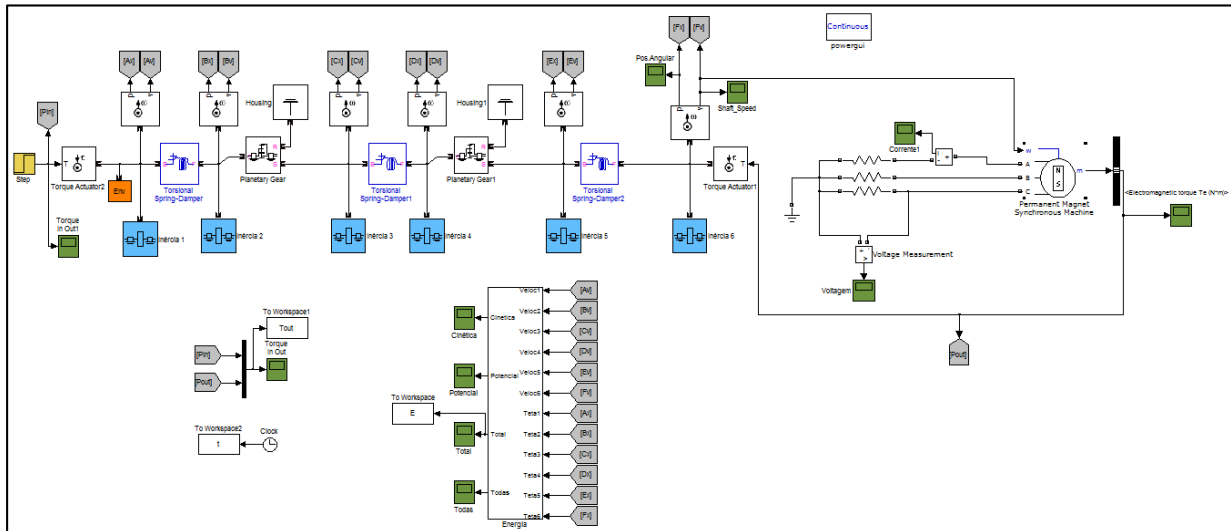


Figura 48: PMSG acoplado ao sistema mecânico da TGM.

Tabela 4: Parâmetros de entrada para a caixa multiplicadora.

CAIXA MULTIPLICADORA		
ELEMENTO	Inércia Total(Kg.m ²)	Número de Dentes (Z)
ROTOR	$J_1 = 13,7 \cdot 10^3$	---
EIXO ENTRADA	---	---
CARRIER 2	$J_2 = 160,9612$	---
ENGRENAGENS PLANETAS 3	$J_3 = 5,7649$	25
ENGRENAGEM SOLAR 4	$J_4 = 2,2026$	17
ENGRENAGEM ANULAR R1	---	67
EIXO 2	---	---
CARRIER 5	$J_5 = 53,0721$	---
ENGRENAGENS PLANETAS 6	$J_6 = 3,2232$	42
ENGRENAGEM SOLAR 7	$J_7 = 0,1765$	17
ENGRENAGEM ANULAR R2	---	100
EIXO 3	---	---
GERADOR	$J_8 = 22,2548$	---
RAZÃO DE TRANSMISSÃO	1:34	---

Tabela 5: Dados dos eixos e do gerador.

<i>EIXOS</i>		
Elemento	Diâmetro (mm)	Comprimento (mm)
Eixo 1 (Entrada)	340	710
Eixo 2 (Intermediário)	220,5	438,75
Eixo 3 (saída para o gerador)	113,25	265,5
<i>GERADOR</i>		
Resistencia no Estator R_s (Ohm)	0,0218463	
Indutância L_d (H)	0,00899995	
Indutância L_q (H)	0,00899995	
Fluxo Magnético (V.s)	4.759	
Número de par de pólos	12	
Resistencia nos Terminais A, B e C (Ohm)	5	

Na simulação fez-se chegar ao eixo de alta rotação um torque de 10,18 kN.m, e mediu-se então a voltagem e corrente no terminal A do bloco do gerador, e comparou-se os resultados obtidos a partir do *Script* em MatLab (utilizados por Vásquez (2014) e também por Ohara (2014)) e a partir do Simulink. Os resultados são mostrados nas Figura 49 e Figura 50 abaixo.

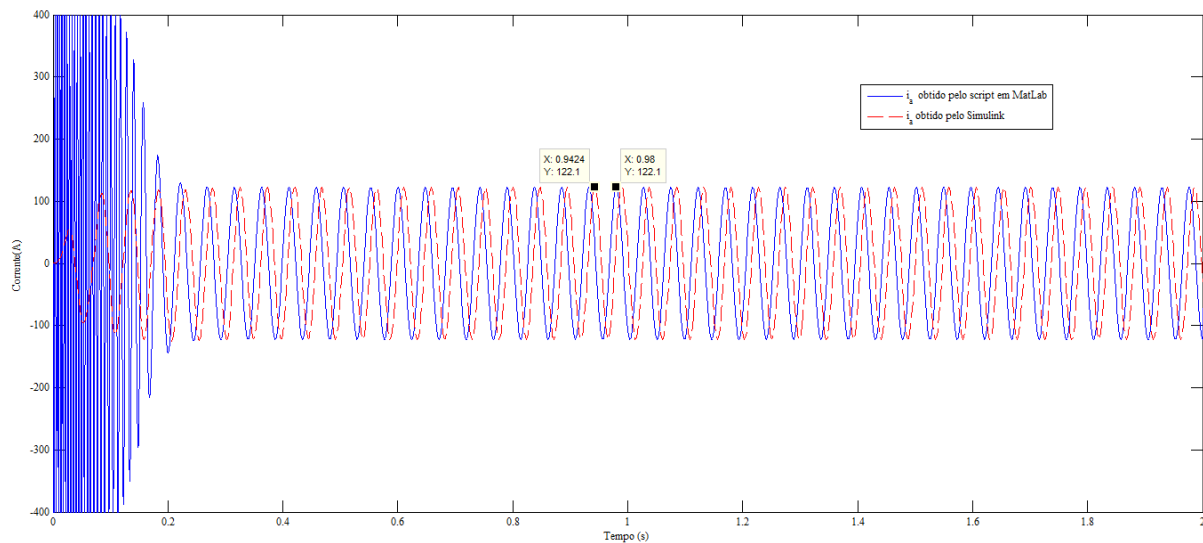


Figura 49: Corrente medida no terminal A do PSMG acoplado ao sistema TGM (caso numérico e caso simulado em Simulink).

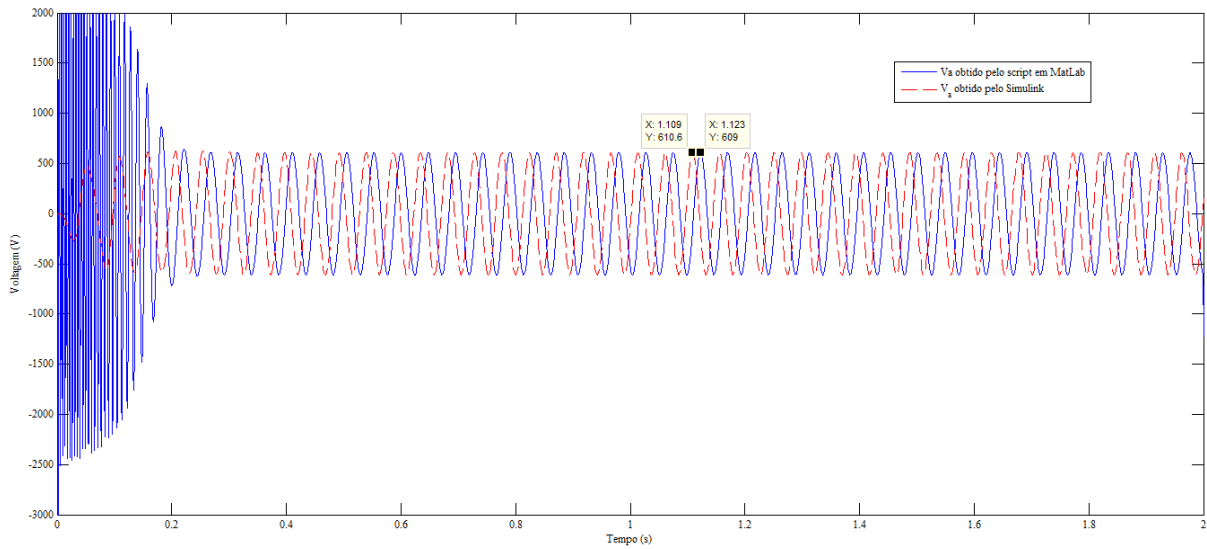


Figura 50: Voltagem medida no terminal A do PSMG acoplado ao sistema TGM (caso numérico e caso simulado em Simulink).

Pode-se perceber que os valores máximos de voltagem e corrente após a estabilização do sistema (610 Volts e 123 A), obtidos da simulação numérica (através do *Script* em MatLab) e em Simulink, apresentam mesmos valores e comportamento variável no tempo.

Apesar de se fazer chegar o mesmo torque no eixo de alta rotação nos dois tipos de simulação, a forma como o torque de entrada no rotor foi calculado é diferente. Enquanto no *Script* é feito, inicialmente, o cálculo dos valores de C_p (coeficiente de potência) para só então ser calculado o torque utilizando-se a Eq.(2) (e sabendo que o torque é uma razão da potência no rotor pela velocidade angular deste), na simulação em Simulink fez-se uma aproximação através do uso de um torque degrau de amplitude 346, 12 kN.m. Essa diferença no cômputo do torque no eixo de baixa rotação gera a diferença de fases observada nas Figura 49 e Figura 50. A diferença no transiente também é devida a forma com que o torque de entrada foi calculado, ou seja, as condições iniciais.

7 MONTAGEM DA BANCADA DINAMOMÉTRICA

A montagem da planta em Simulink para a bancada dinamométrica é baseada no mesmo esquema já apresentado na Figura 14, e pode ser visualizada na figura abaixo.

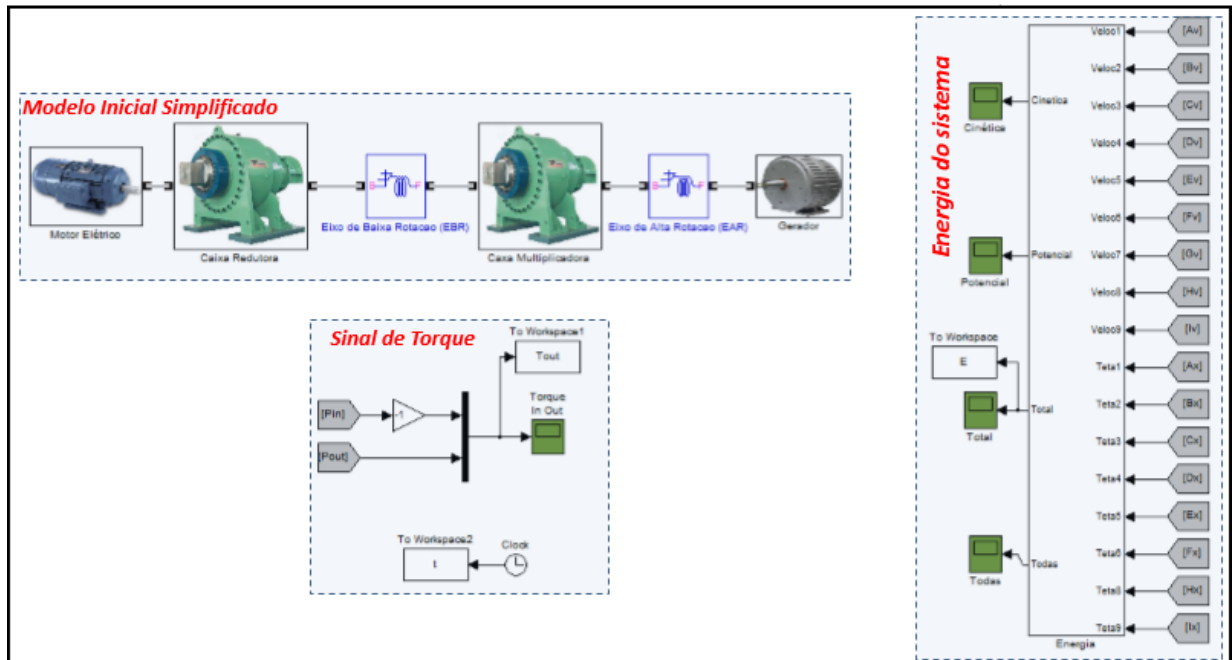


Figura 51: Planta em Simulink representando o modelo inicial da bancada dinamométrica.

Na Figura 51, observa-se que a planta é constituída de 3 blocos: Modelo da bancada, sinal de torque e de energia do sistema.

O modelo inicial simplificado é o bloco responsável por calcular, a partir de um torque de entrada (degrau), todas as variáveis dinâmicas do sistema, tais como a velocidade e deslocamento angular em todos os graus de liberdade e transferi-los para o *Workspace* do MATLAB, onde são pós-processados.

O bloco de cálculo de energia do sistema está linkado ao bloco do Modelo Inicial Simplificado, pois recebe como *input* os valores de velocidade e rotação calculados por aquele, e utiliza estes valores para o computo da energia total. A energia total é então transferida ao MATLAB para pós-processamento.

O subsistema que aparece na Figura 51 denominado de Sinal de Torque recebe o sinal do torque de entrada e o sinal do torque exercido pelo gerador no eixo de alta rotação e os plota em um mesmo gráfico do tipo *Scope*, para verificação rápida do comportamento e amplitude dos mesmos.

7.1 MODELO INICIAL SIMPLIFICADO (SEM PERDAS DE ENERGIA)

O modelo da bancada é formado por quatro blocos: 1 bloco representando o efeito causado pelo motor elétrico em conjunto com o inversor de frequência, 1 bloco representando a caixa redutora, 1 bloco representando a caixa multiplicadora e 1 bloco representando o gerador. A Figura 52 mostra este conjunto mais detalhadamente.

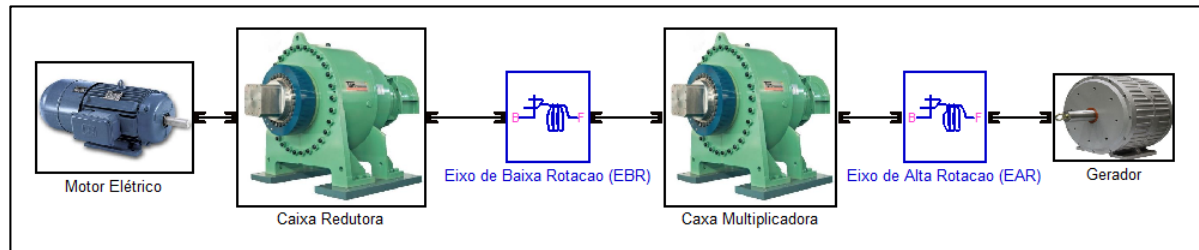


Figura 52: Conjunto da bancada. Modelo ensaiado.

Na concepção inicial da bancada, considera-se que a caixa multiplicadora, bem como a redutora, seguem o modelo já validado da TGM. Isso é feito para que resultados preliminares da bancada possam ser obtidos e já possam ser diretamente comparados aos resultados da validação. O subsistema do gerador é o mesmo modelo de PMSG sugerido pela TGM, e o subsistema do motor elétrico, é constituído de um bloco fonte de sinal conectado a um bloco atuador de torque que insere no sistema um torque 34 vezes menor do que o que chega ao eixo de baixa rotação.

A consideração de o motor inserir um torque 34 vezes menor é usada para garantir que se faça chegar ao eixo de baixa rotação o mesmo torque da turbina real. Como se deseja fazer chegar um torque de valor T ao eixo de baixa rotação (EBR), deve-se simular o motor elétrico para fornecer um torque de valor $T/34$, tendo em vista que a caixa redutora (de razão de multiplicação de 34:1 da TGM) aumentará o torque proveniente do motor elétrico em 34 vezes até chegar ao EBR.

O bloco do motor elétrico (o qual simula o efeito do motor elétrico e do inversor de frequências) é construído como na Figura 53. Para a análise da dinâmica no domínio do tempo é usada uma fonte de sinal que emite um sinal do tipo degrau. Na Figura 54 é mostrada a configuração do bloco do motor usado para obtenção da resposta em frequência, onde se utiliza uma fonte de torque senoidal que terá a frequência variada pelo *script* do Anexo IV.

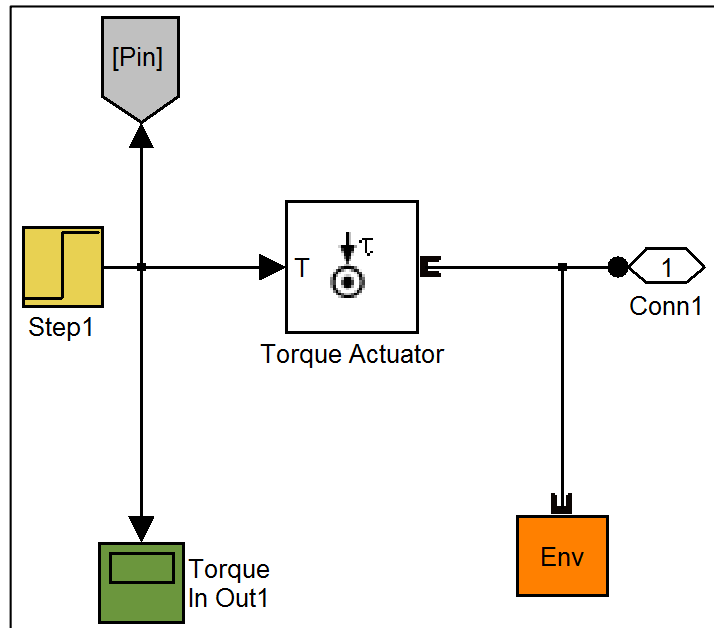


Figura 53: Bloco em Simulink do motor elétrico com o torque constante.

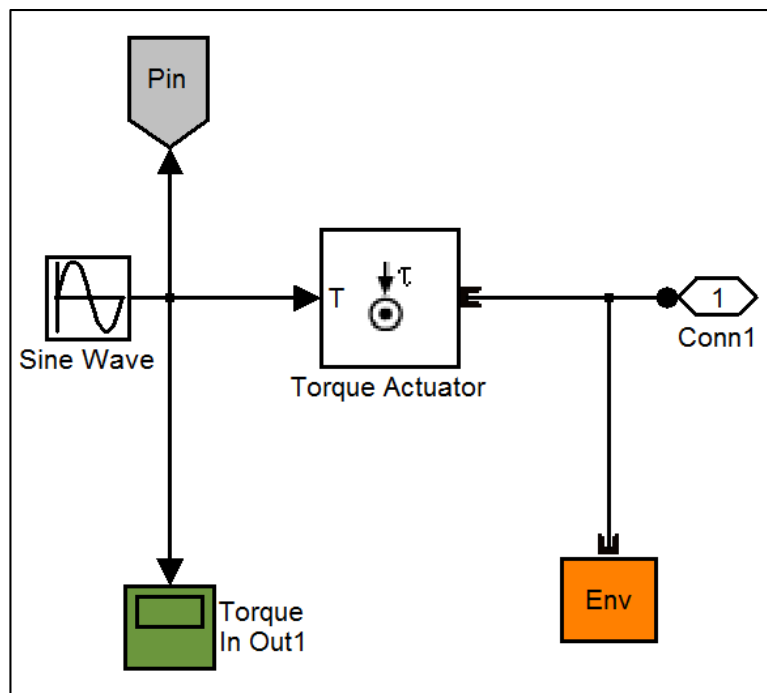


Figura 54: Bloco em Simulink do motor elétrico com torque de frequência variável.

Os blocos das caixas redutoras e multiplicadoras são mostrados, respectivamente, nas plantas em Simulink das Figura 55 e Figura 56. A Figura 57 mostra como foi modelado o bloco que desempenha a função do gerador.

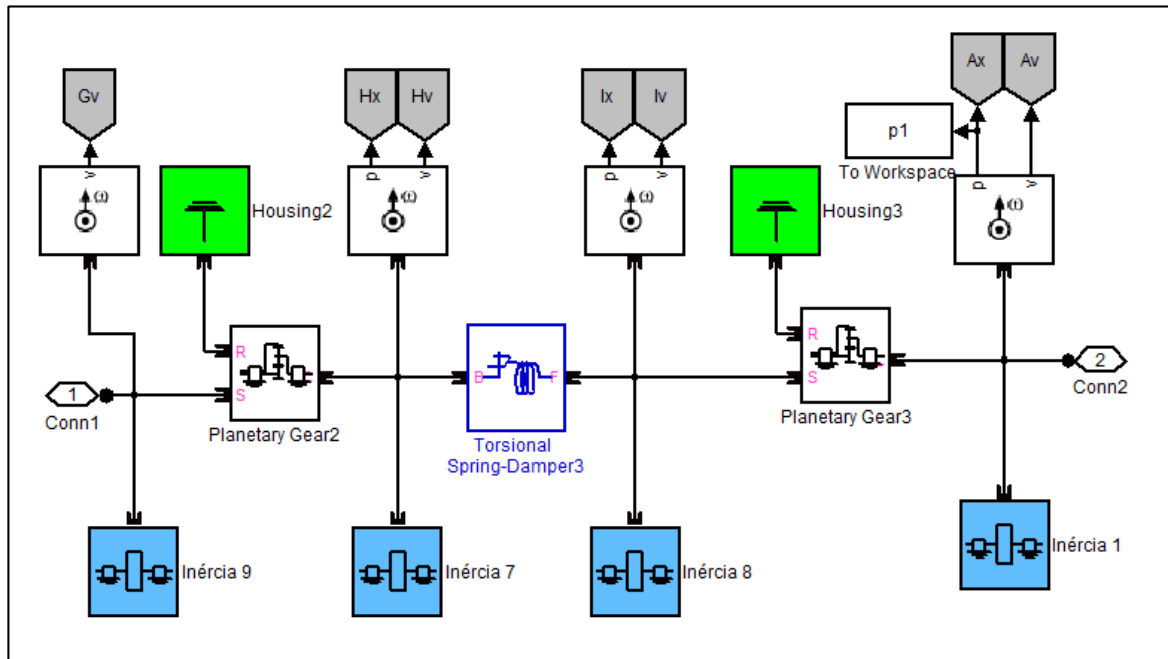


Figura 55: Planta em Simulink da caixa redutora.

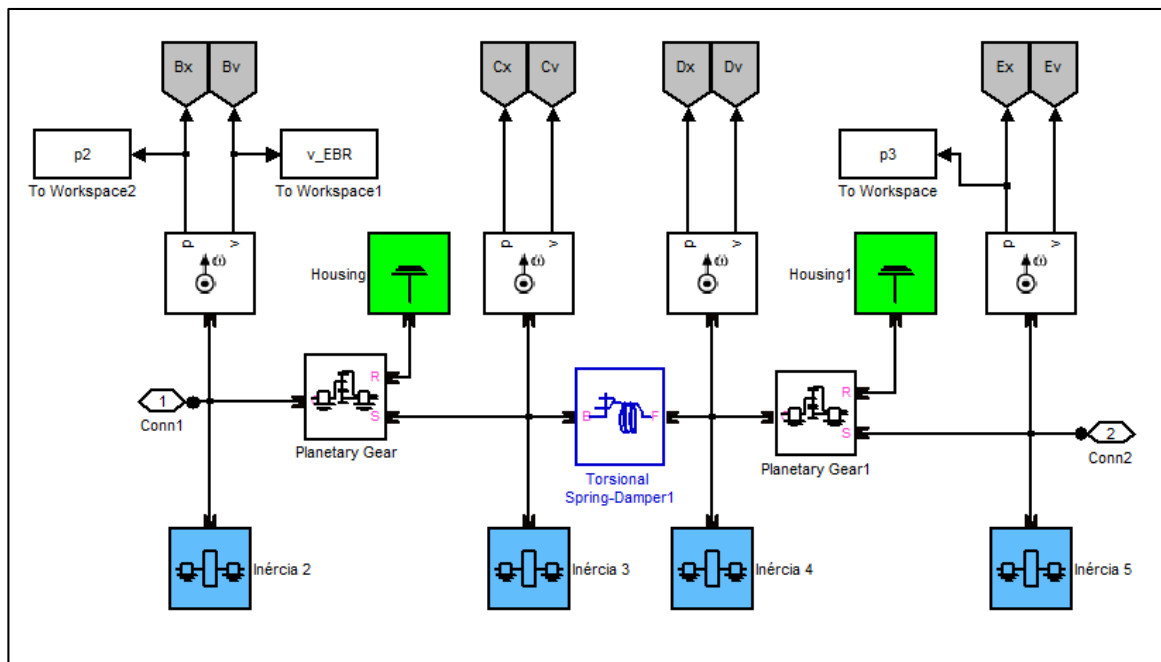


Figura 56: Planta em Simulink da caixa multiplicadora.

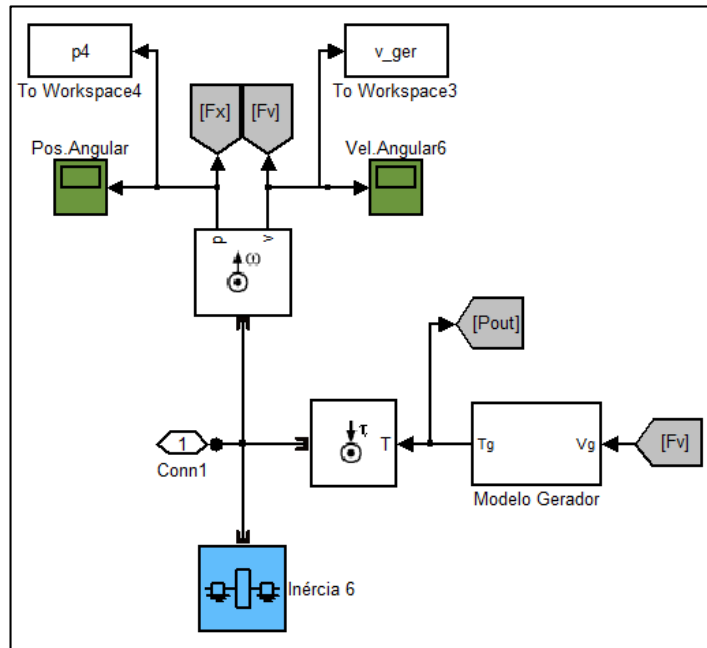


Figura 57: Planta em Simulink do gerador linear.

7.2 MODELO DA BANCADA COM PERDAS NAS CAIXAS DE TRANSMISSÃO

O modelo inicial da bancada foi modificado inserindo-se o sistema de perda de energia devido a eficiência da caixa de transmissão da Figura 51 dentro do bloco que representa a caixa de engrenagens.

Na Figura 58 observa-se o modelo da bancada, que aparenta não ter nenhuma modificação em relação ao modelo inicial sem perdas (exceto pelos blocos sensores de movimento e de torque posicionados nos eixos). Entretanto, a Figura 59 mostra a planta interna das caixas de multiplicação e redução (visualização do que está embaixo da máscara do bloco).

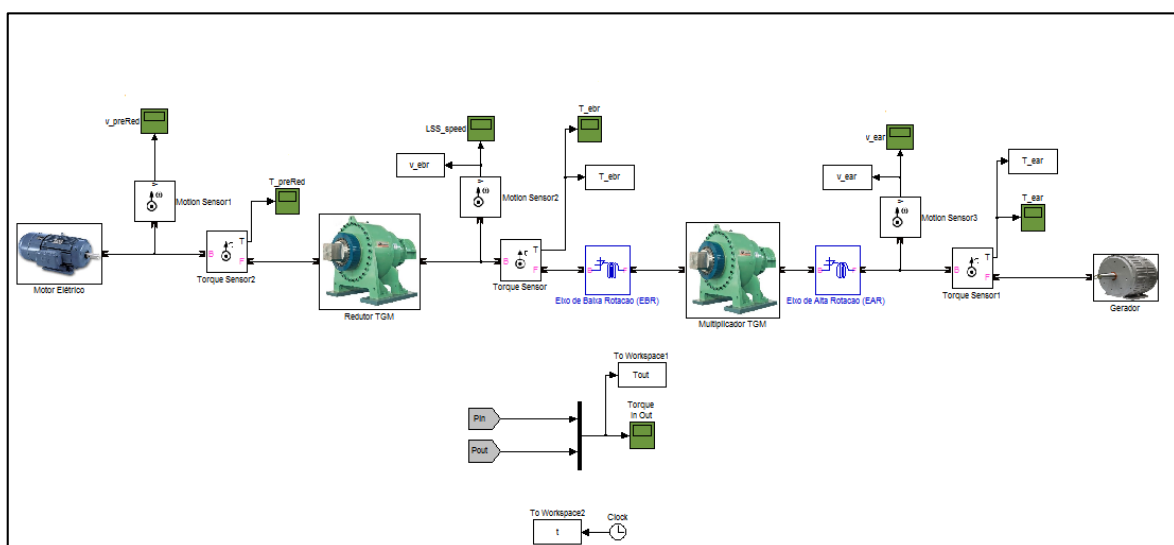


Figura 58: Modelo da bancada dinâmométrica com perdas de energia implementadas nas caixas de transmissão.

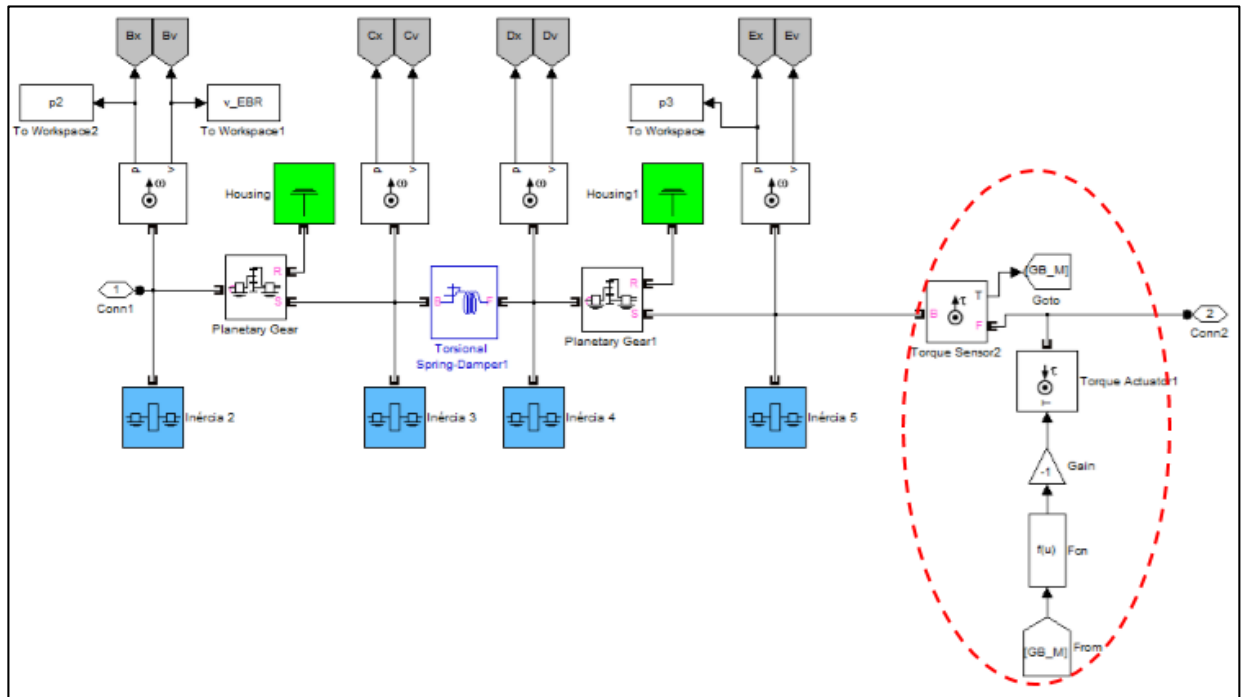


Figura 59: Detalhe da planta interna das caixas redutoras e multiplicadoras. O sistema que insere a perda de energia está destacado.

Como pode-se perceber, o sistema de perda de energia está implementado em cada uma das caixas de transmissão (sistema de perda circulado em vermelho), e estes funcionam da mesma forma que já explicado na seção 5.1.1.

A Figura 60 mostra os valores de torque encontrados nos eixos de alta e baixa rotação, enquanto a Figura 61 mostra os valores de potência nos eixos de alta e baixa rotação.

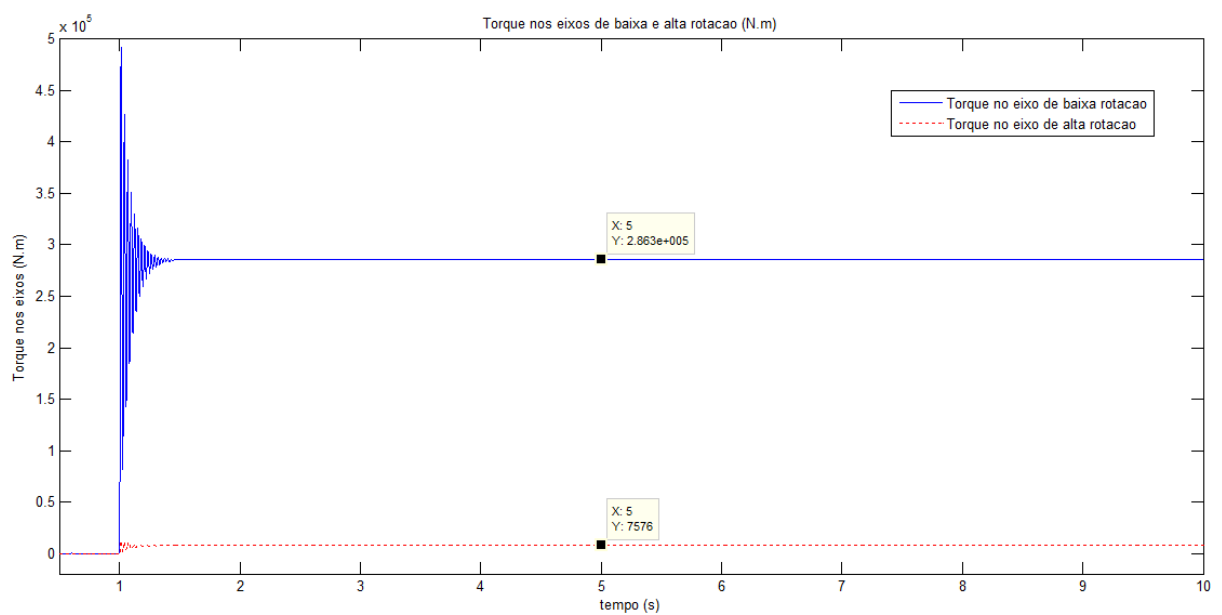


Figura 60: Torques nos eixos de baixa e alta rotação da bancada dinâmométrica, após a implementação das perdas por transmissão.

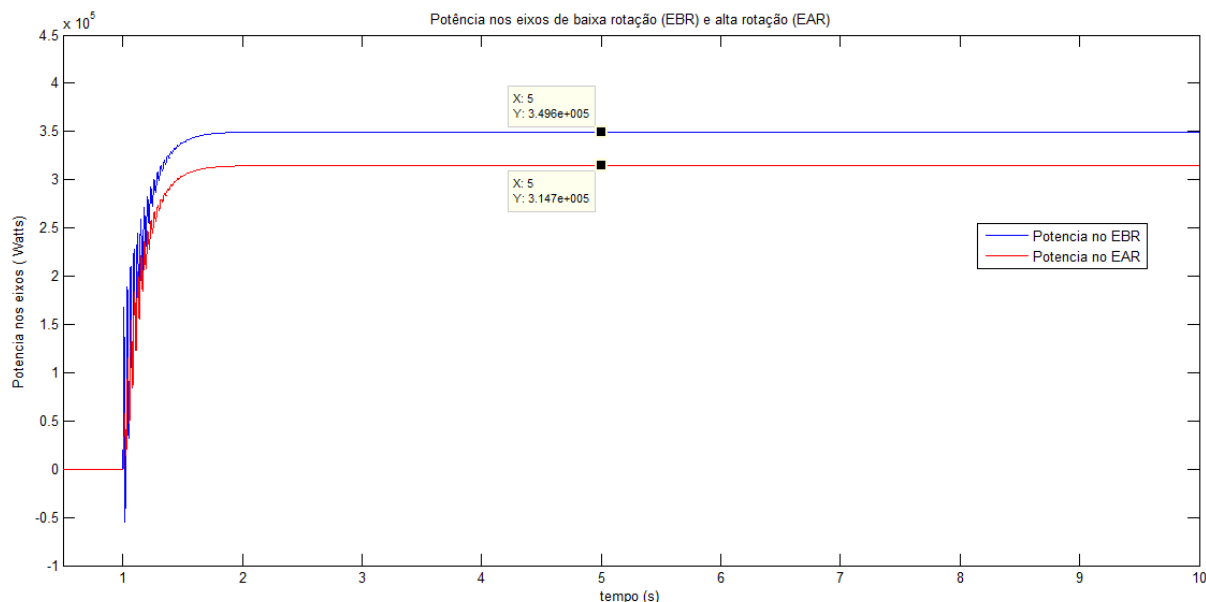


Figura 61: Potência nos eixos de baixa e alta rotação do modelo inicial da bancada, após a implementação das perdas por transmissão.

Como se pode constatar, os valores dos torques em cada eixo diminuem, se comparados aos valores obtidos para o sistema sem perda. O valor de referência do torque que deveria estar presente no eixo de baixa rotação (para um torque degrau exercido pelo motor com amplitude de 9,35 kN.m) reduz de 318 kN.m para 286,3 kN.m. O torque no eixo de baixa rotação, o qual deveria ser de 9,35 kN.m, é reduzido então para 7,58 kN.m, devido à perda de energia introduzida.

A relação entre a potência no eixo de alta rotação e a potência no eixo de baixa rotação é de 0,9 (para os valores extraídos do gráfico: $314,7 \text{ kW} / 349,6 \text{ kW} = 0,9002$), o que corresponde exatamente a eficiência da caixa multiplicadora. Isso mostra mais uma vez que a planta de perda de energia na caixa de transmissão está corretamente modelada

7.3 MODELO DA BANCADA COM PERDAS NO MANCAL DE ROLAMENTO

O modelo desenvolvido na seção 5.2.1 (que pode ser visto na Figura 39) foi introduzido na planta da bancada dinamométrica inicial. Entretanto, o modelo aplica agora um torque não-linear como na Eq. (33). Para isso modificou-se o modelo da seção 5.2.1 de forma a incluir um bloco de função (a função é a Eq. (33)), o qual recebe o sinal da velocidade, vindo de um sensor de velocidade no eixo, e calcula então o valor de torque. Este torque vindo do bloco de função é então reinserido no eixo. A Figura 62 mostra o posicionamento do bloco de mancal de rolamento dentro do sistema (destacado em vermelho, e posicionado entre o conjunto motor e redutor (o qual desempenha a função do rotor) e a caixa multiplicadora), enquanto a Figura 63 mostra a planta interna deste bloco (visão por baixo da máscara do bloco).

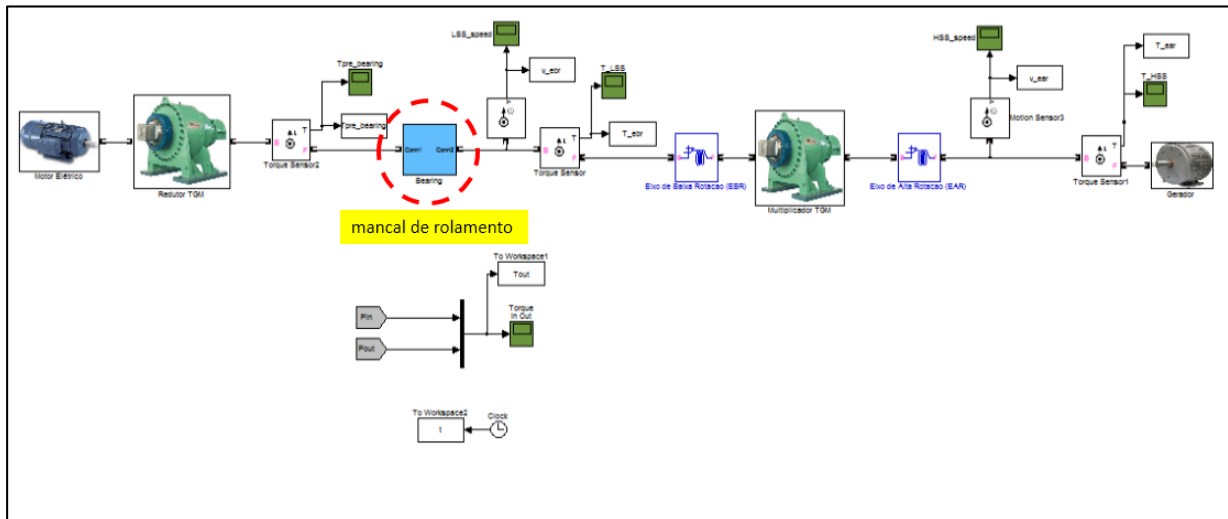


Figura 62: Posicionamento do bloco do mancal de rolamento dentro do modelo da bancada dinamométrica.

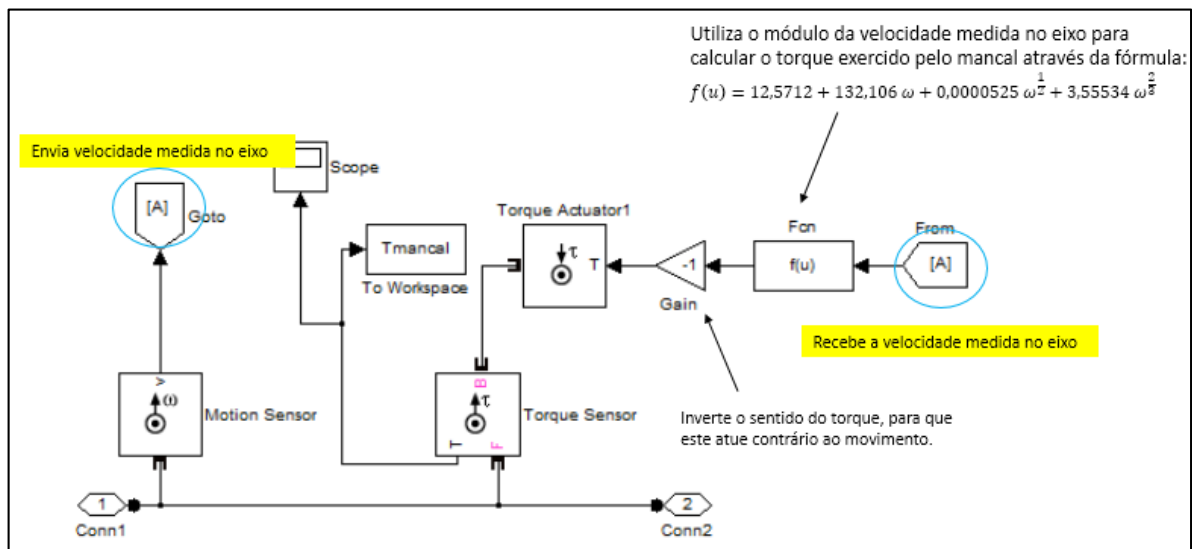


Figura 63: Planta interna do bloco de mancal de rolamento, com a função de cálculo de torque através do valor da velocidade angular implementada.

Para um torque do tipo degrau exercido pelo motor, com amplitude de 9,35 kN.m, e utilizando-se no sistema as mesmas inércias da Tabela 4, na seção 6.2, obtém-se o gráfico de torque resultante no mancal de rolamento da Figura 64.

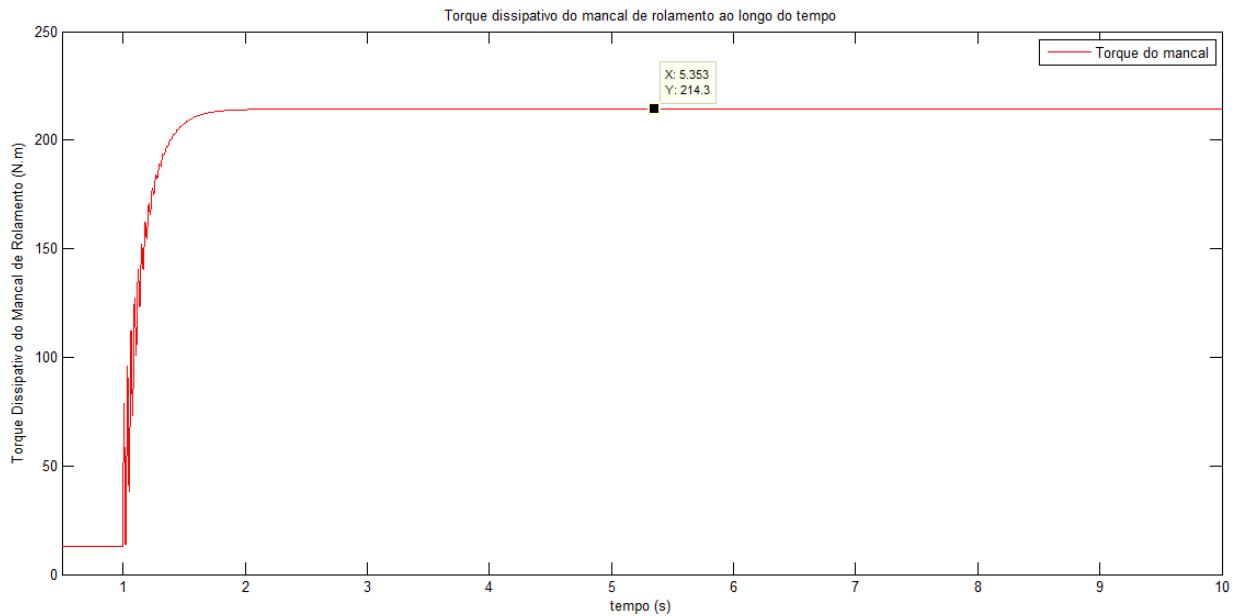


Figura 64: Valor do torque dissipativo produzido pelo mancal ao longo do tempo.

O torque máximo dissipativo exercido pelo mancal no eixo de baixa rotação, nessa situação, foi de 214,3 N.m, o que corresponde a um valor muito baixo se comparado ao torque introduzido no sistema de 9,35 kN.m. Devido a essa grande diferença na ordem de grandeza dos torques, não se consegue observar diferença na potência dos eixos de alta e baixa rotação (como visualizado na Figura 65), tendo em vista que um torque baixo no mancal produz uma perda de energia insignificante no sistema se comparada a ordem de grandeza das potências produzidas nos eixos (entretanto essa perda de energia existe, como mostrado no gráfico da Figura 66 e atinge um valor máximo de 322,8 W).

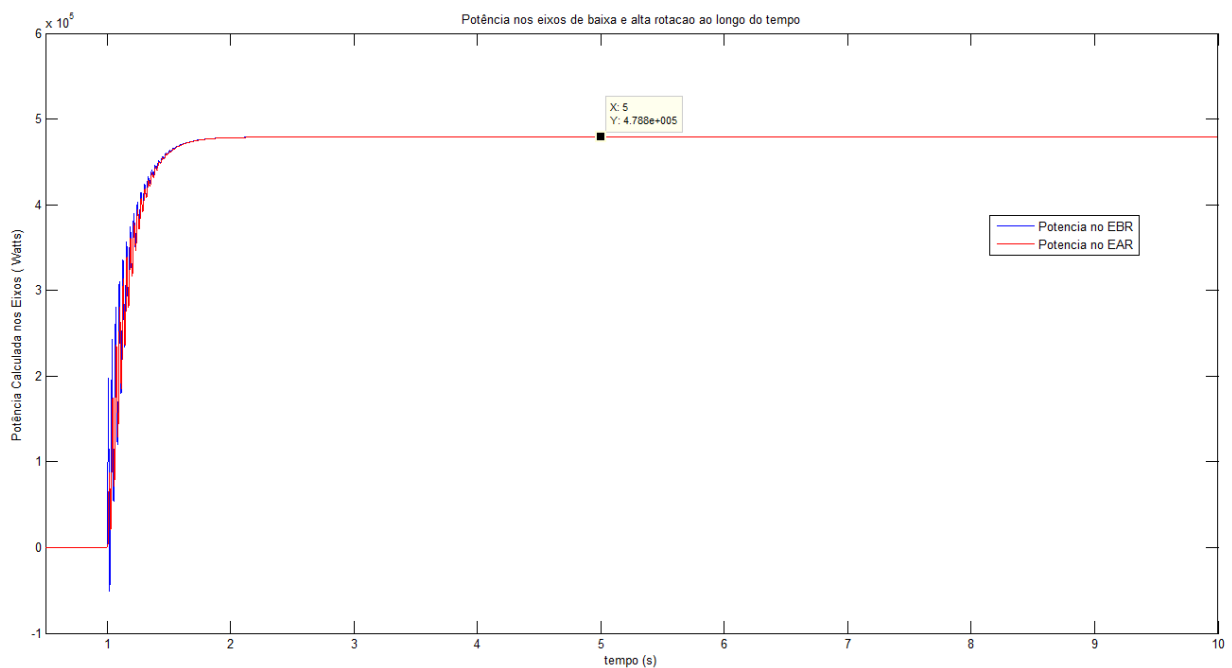


Figura 65: Potência nos eixos de baixa e alta rotação após a implementação do bloco de mancal de rolamento no modelo inicial da bancada.

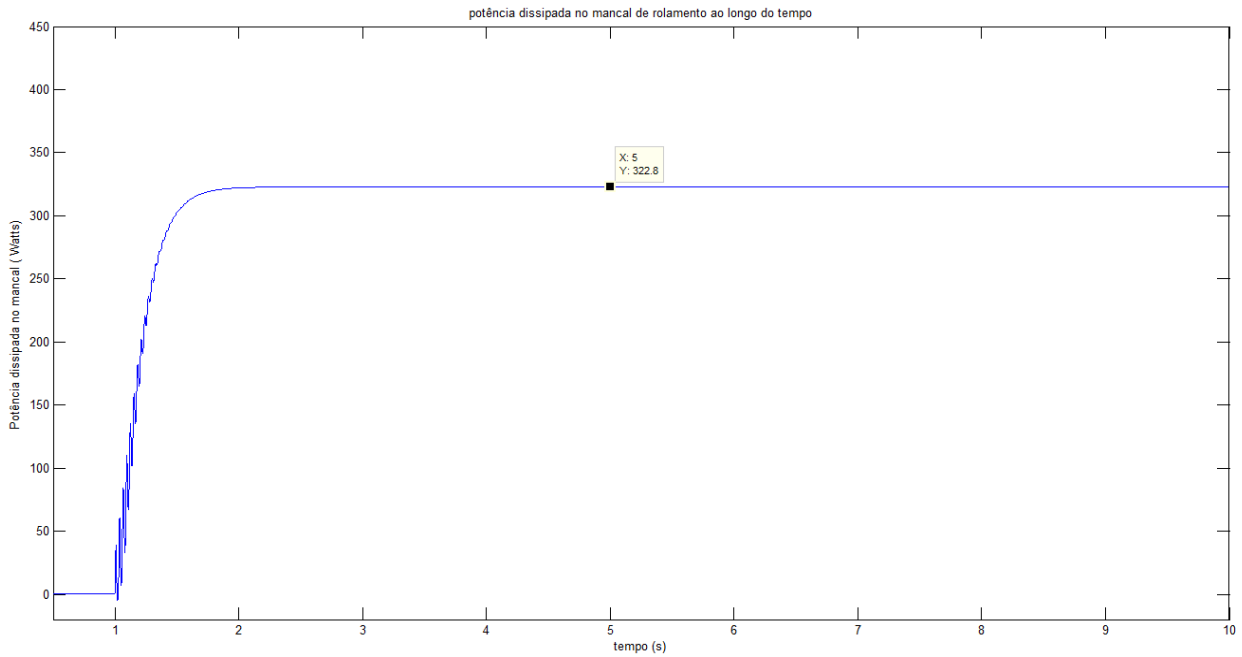


Figura 66: Potencia dissipada pelo mancal de rolamento.

7.4 MODELO COMPLETO DA BANCADA DINAMOMÉTRICA

Após verificados, os modelos em Simulink de perda de energia por eficiência da caixa de transmissão, perda de energia no mancal de rolamento, e o modelo do PMSG, foram integrados ao modelo inicial da bancada dinamométrica da Figura 51.

A vista geral da planta em Simulink do modelo completo da bancada dinamométrica é mostrado na Figura 67. Na Figura 68 a bancada é apresentada discretizada, a fim ser possível mostrar os sistemas que a compõe separadamente.

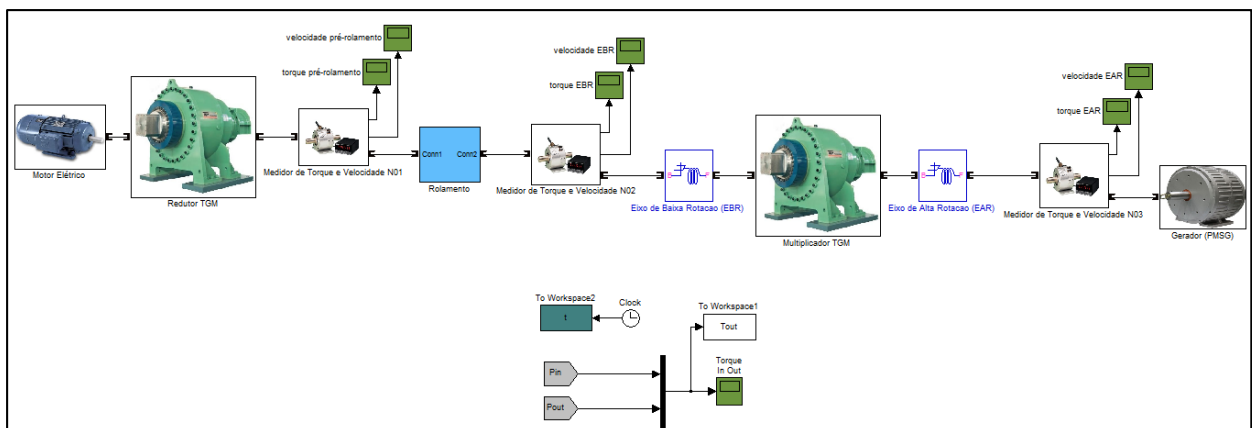


Figura 67: Vista geral da planta em Simulink do modelo completo da bancada dinamométrica (inclusos os sistemas de simulação de perda de energia devido a eficiência das caixas de transmissao e devido ao torque dissipativo no mancal de rolamento).

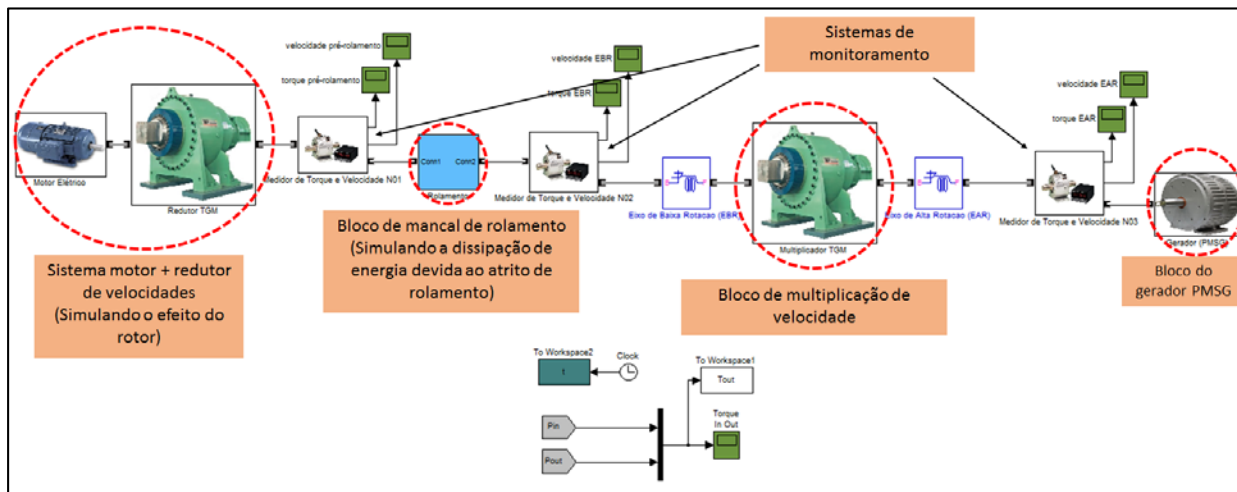


Figura 68: Discretização dos elementos da bancada dinâmométrica.

Os diferentes sistemas destacados na Figura 68 acima são detalhados separadamente abaixo, com uma visão da planta interna de cada um.

Pode-se perceber que o modelo final da bancada não inclui o bloco de cálculo de energia que existia no modelo inicial sem perdas. Isso ocorre devido ao fato de que ele era utilizado para se obter o gráfico de resposta em frequência da bancada, e este é agora obtido por análise de sinal, eliminando, portanto, a necessidade de se manter aquele na montagem.

7.4.1 Sistema motor + redutor de velocidades

É este sistema que simula na bancada o efeito do rotor. Através de um motor elétrico (equipado com um inversor de velocidades) e um redutor de velocidades ligado em série (a fim de diminuir a alta velocidade imposta pelo motor), é possível controlar o torque e velocidade do eixo de baixa rotação de modo que estes sejam iguais aos que se encontram presentes na turbina operando sob condições reais, quando conectada ao rotor. A Figura 69: Sistema motor + redutor destacado, mostra o sistema de simulação do rotor.

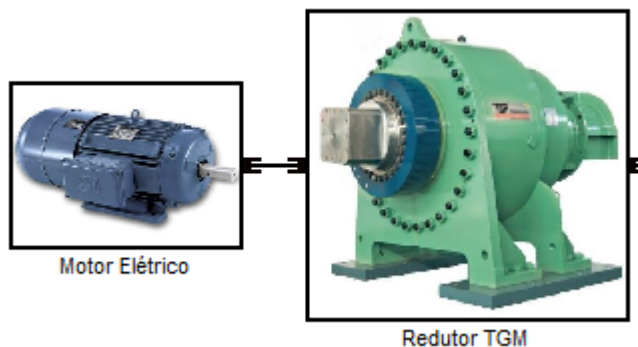


Figura 69: Sistema motor + redutor destacado.

A planta interna em Simulink de cada um dos componentes desse sistema é apresentado em detalhes, e com explicação do funcionamento nas Figura 70 (motor elétrico) e figura (reductor da TGM – com perda de energia devido a eficiência da transmissão).

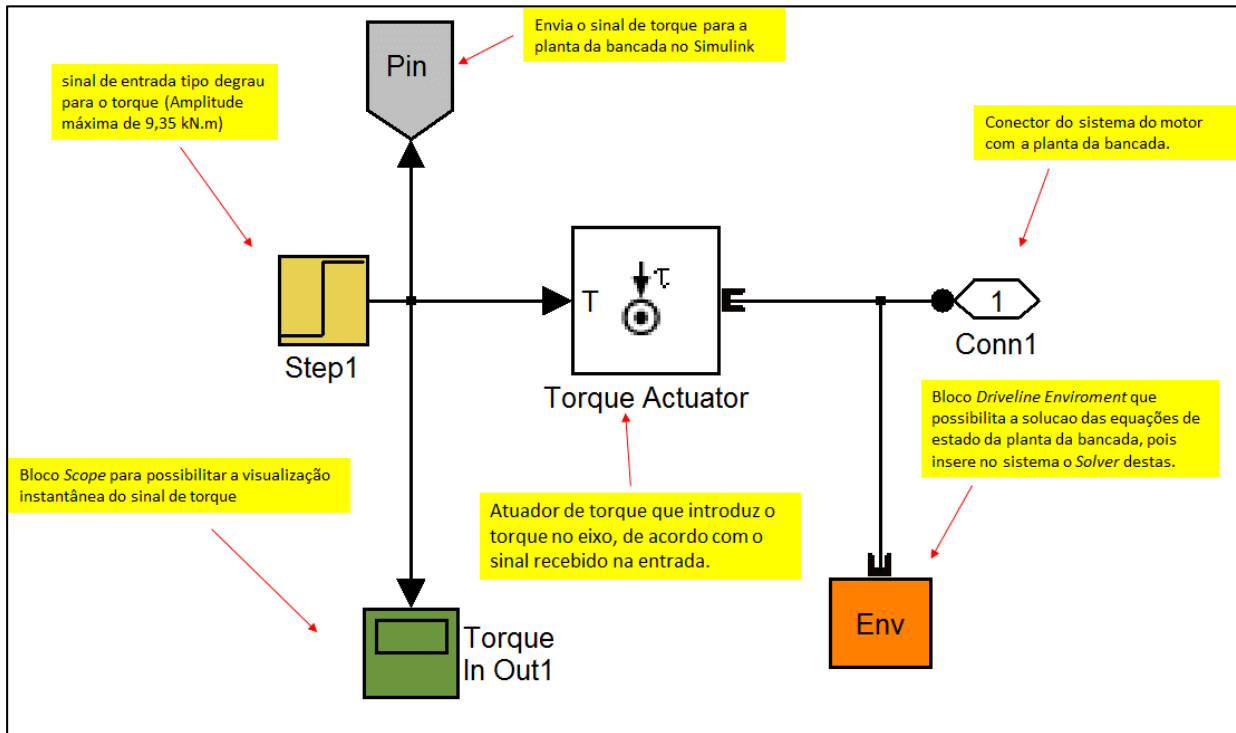


Figura 70: Detalhamento do bloco do motor elétrico.

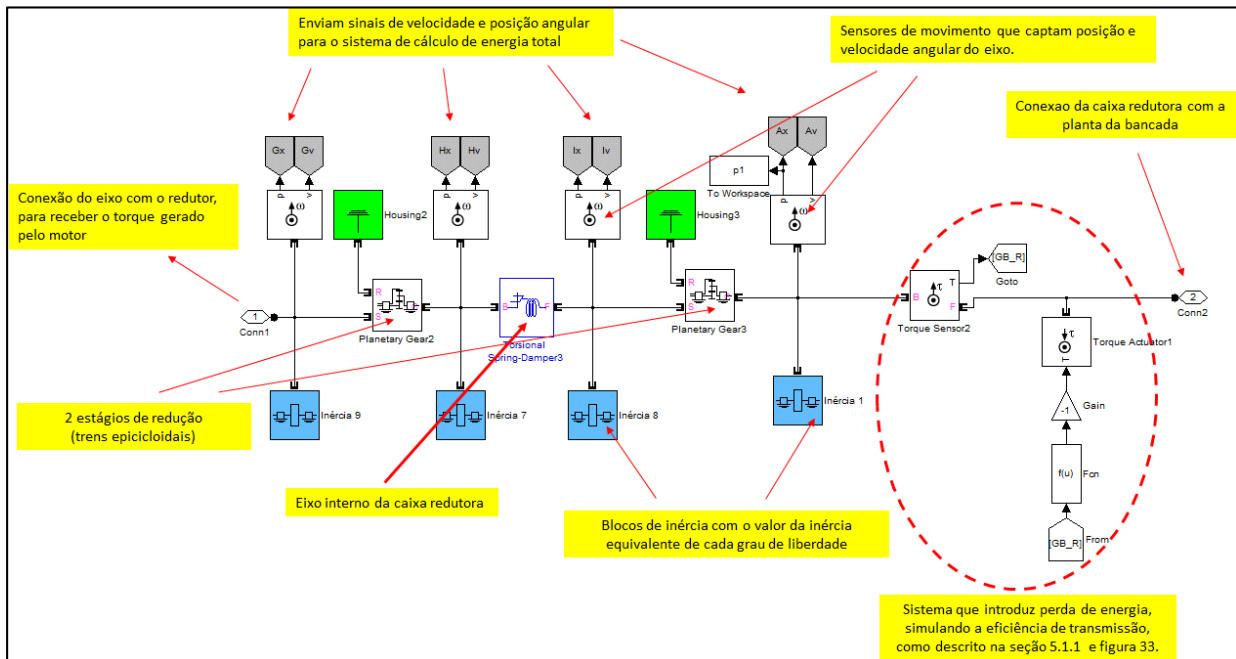


Figura 71: Detalhamento do bloco de redução TGM.

7.4.2 Bloco do mancal de rolamento

O bloco do mancal de rolamento contém o sistema responsável por introduzir torque dissipativo ao sistema e simular o mancal de rolamento existente nas turbinas hidrocinéticas e eólicas, o qual se localiza no eixo de baixa rotação (intermediário ao rotor e a caixa multiplicadora).

A Figura 72 apresenta o detalhamento da planta interna deste bloco, apresentando também a funcionalidade de alguns elementos que o compõe.

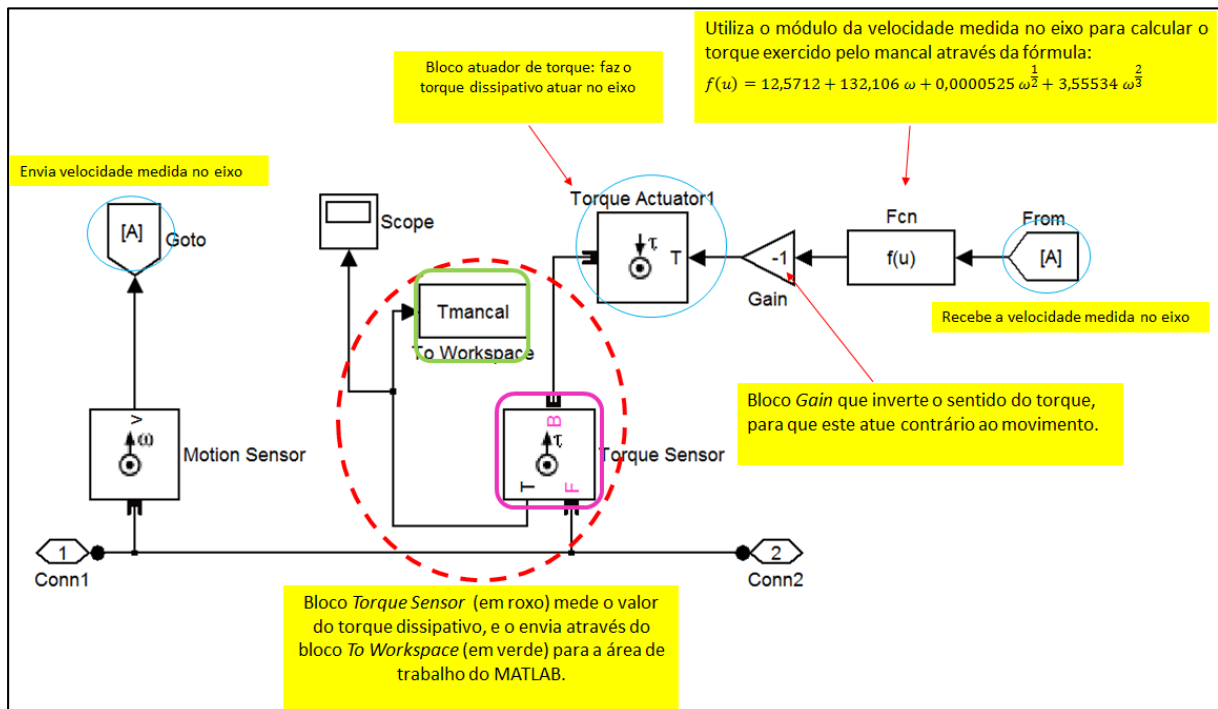


Figura 72: Detalhamento do bloco do mancal de rolamento.

7.4.3 Bloco de multiplicação de velocidade

O bloco de multiplicação de velocidades que simula a caixa de multiplicação da TGM possui a planta em Simulink e o funcionamento similar ao da caixa redutora. A diferença consiste no fato de que agora estão presentes dois estágios de multiplicação de velocidades, e não de redução. A Figura 73 mostra a planta detalhada da caixa multiplicadora TGM, incluída a perda de energia devida a transmissão.

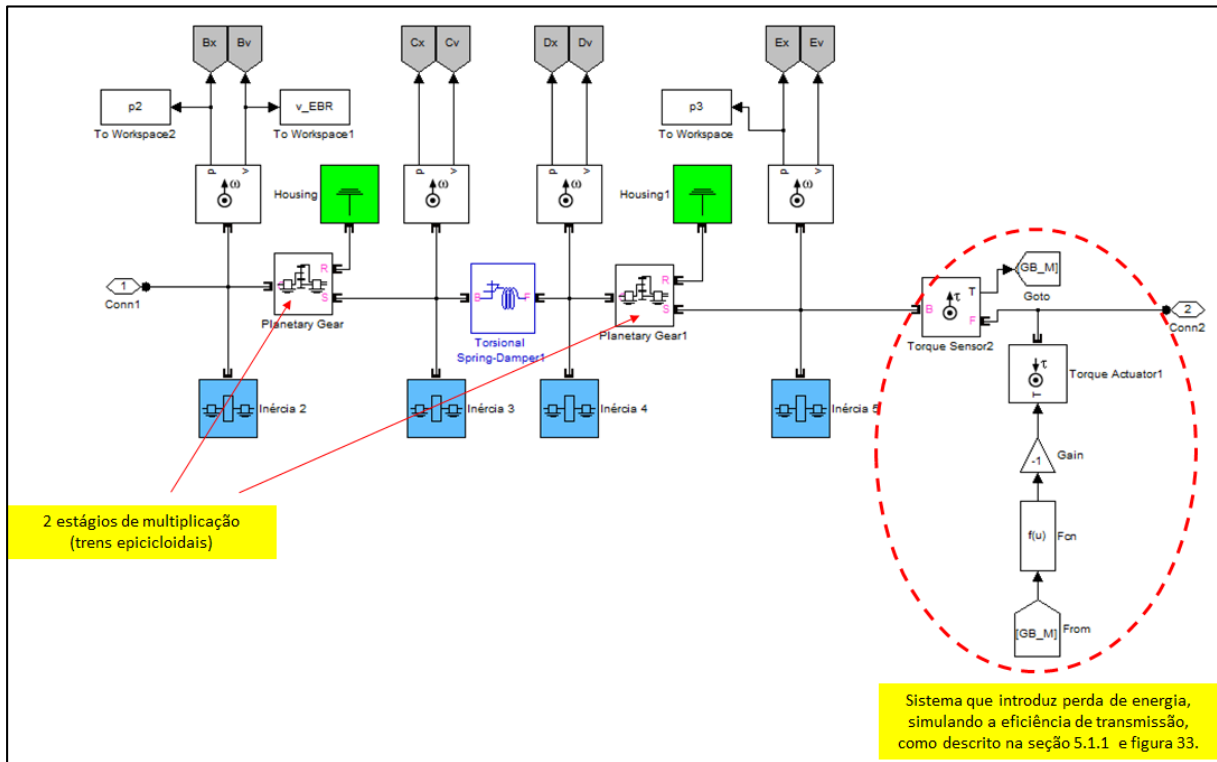


Figura 73: Detalhamento da planta interna do bloco de multiplicação de velocidade.

7.4.4 Bloco do gerador PMSG

O bloco do gerador PMSG é formado por um bloco *Permanent Magnet Synchronous Machine* (circulado em azul) ligado a uma rede elétrica através de seus terminais (rede elétrica circulada em roxo) como visualiza-se na Figura 74. O bloco *Permanent Magnet Synchronous Machine* recebe como sinal de entrada a velocidade angular do eixo de alta rotação e insere de volta neste eixo um torque eletromagnético de sentido contrário ao movimento (o que faz com que a velocidade estabilize após um tempo). O bloco *Torque Actuator* (circulado em verde) é responsável por fazer o torque do gerador ser aplicado ao eixo de alta rotação.

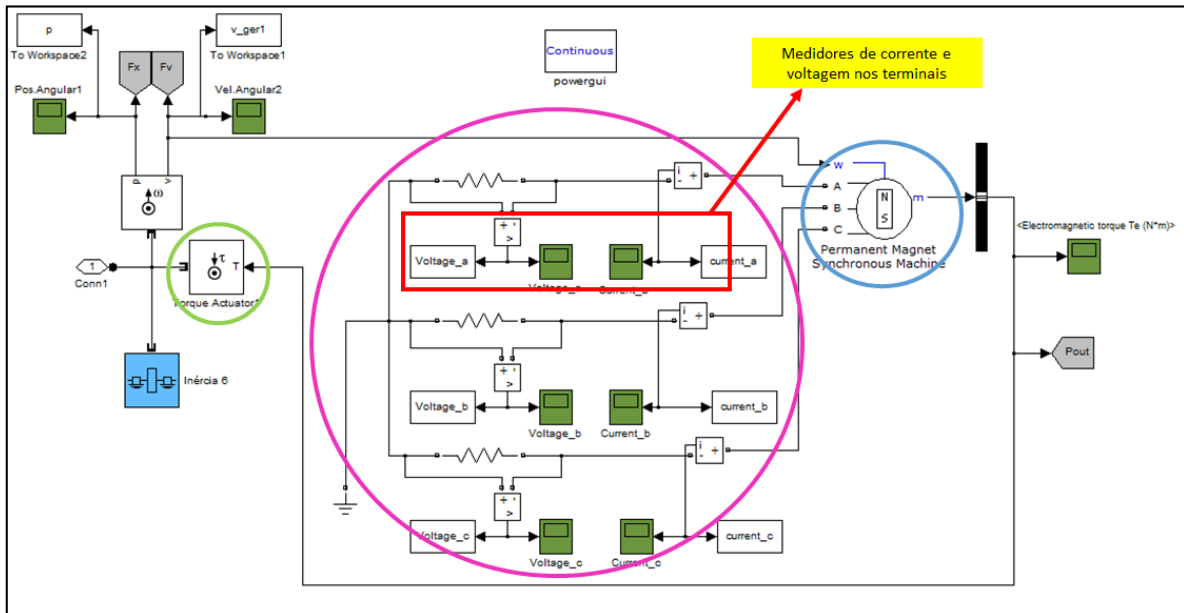


Figura 74: Detalhamento da planta interna do bloco do gerador PMSG.

7.4.5 Plantas Auxiliares

7.4.5.1 Sinal de Torque

O sistema sinal de torque é formada por um bloco que envia para a área de trabalho do MATLAB um vetor com o tempo de simulação (bloco *To Workspace2* ligado ao bloco *Clock*), e por uma submontagem que reúne em um mesmo *Scope* os sinais de torques vindos do motor elétrico e torque eletromagnético exercido pelo gerador no eixo de alta rotação.

A planta deste sistema pode ser visualizado na Figura 75 abaixo.

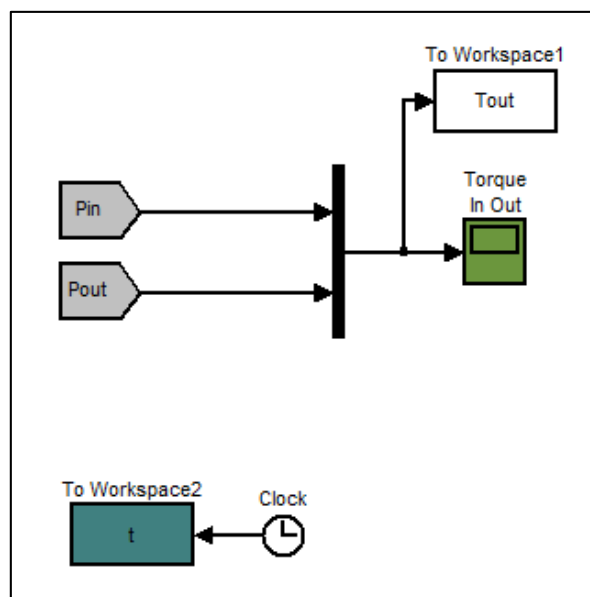


Figura 75: Sistema de sinal de torque.

7.4.5.2 Sistemas de Monitoramento

Os blocos de sistema de monitoramento (Figura 76) foram inseridos na bancada a fim de se ter uma forma instantânea de conferência dos valores e comportamento da velocidade angular e de torques nos eixos de baixa e alta rotação, bem como para extrair esses dados para o *Workspace* do MATLAB, onde são usados para se obter gráficos de torque e potência, e evolução temporal da velocidade do eixo de alta rotação.

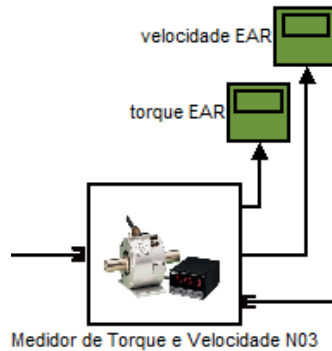


Figura 76: Bloco do sistema de monitoramento.

A planta interna do bloco do sistema de monitoração é visualizado na Figura 77 abaixo. Um sensor de movimento faz a medição da velocidade do eixo e a transfere para o um bloco *Scope* (através do conector *Out2* destacado em vermelho), de onde será visualizado instantaneamente na planta da bancada, e para a área de trabalho do MATLAB através do bloco *To Workspace* (destacado em azul). Da mesma forma, um sensor de torque faz a medição do torque no eixo transfere esse valor para o um bloco *Scope* (através do conector *Out1* destacado em amarelo) e para a área de trabalho do MATLAB através de outro bloco *To Workspace* (destacado em verde).

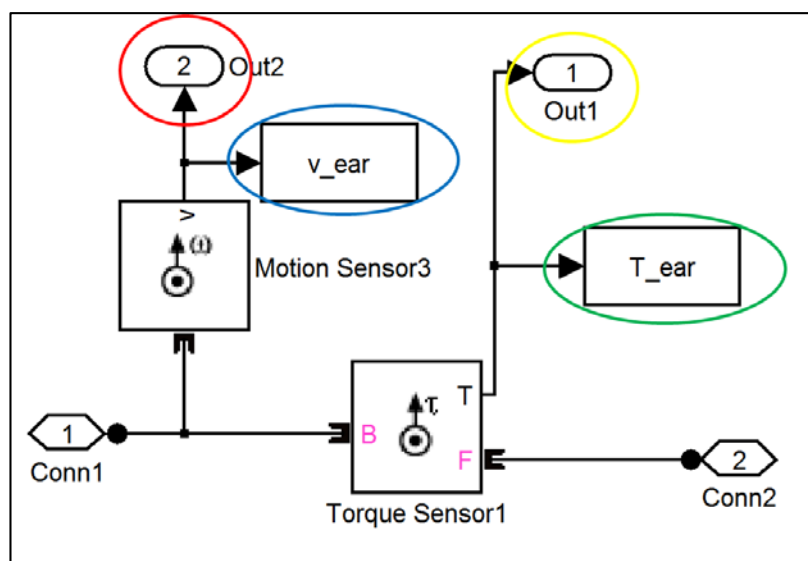


Figura 77: Planta interna do bloco do sistema de monitoramento.

8 SIMULAÇÃO DA BANCADA

A planta da bancada dinamométrica foi simulada em dois casos. No primeiro caso o motor fornece um torque degrau com amplitude final de 9,35 kN.m (o que corresponde a 1/34 do torque atuante no torque atuante no eixo de baixa rotação de uma turbina real, que é de 318 kN.m segundo calculado por Fonseca, et al. (2013)), a fim de se determinar a velocidade máxima e tempo de estabilização do gerador. O segundo caso busca determinar a função de resposta em frequência (FRF) da bancada e as frequências naturais através da aplicação de um torque de frequência variada no motor

Os resultados obtidos neste trabalho são separados em duas categorias: resultados diretos e resultados de projeto.

a) **Resultados diretos** – são resultados obtidos diretamente da simulação, sem necessidade de tratamento de dados. Aqui entram os resultados devido a entrada de torque degrau de 9,35 kN.m no motor, que são os gráficos de velocidade angular (com e sem *backlash*) e rotação (com e sem *backlash*) do eixo de alta rotação.

b) **Resultados de projeto** – são resultados obtidos através de tratamento de dados. Além disso, são dados que podem ser utilizados durante as fases de projeto para verificar as hipóteses iniciais de projeto, ou como parâmetros de entrada de alguma etapa do desenvolvimento. Os resultados de projeto do presente trabalho são os gráficos de torque nos eixos de baixa e alta rotação, os gráficos de potência nos eixos de alta e baixa rotação e o gráfico de resposta em frequência (com e sem *backlash*), de onde podem ser inferidas as frequências naturais do sistema (parâmetro importante para cálculos de eixos e outras partes da estrutura, bem como para que o equipamento seja projetado de modo a não funcionar em cima de uma destas frequências, o que acarretaria falha de componentes devido a elevadas amplitudes de movimento).

O gráfico de resposta em frequência é conseguido com a inserção de um torque de frequência variável e amplitude de 318 kN.m no sistema. Um *script* de apoio, feito em MATLAB (Anexo III) faz uma varredura de frequências, as quais são acessadas pelo bloco de fonte de onda senoidal do subsistema do motor elétrico, gerando conseqüentemente, um torque de frequência variável no sistema.

Os gráficos de torque e potência são obtidos através dos dados que são lançados pelo Simulink para a área de trabalho (simulação com torque constante de entrada de 9,35 kN.m). Estes dados entram no código de MATLAB do Anexo IV e são então convertidos nos valores que vão constituir os gráficos de torque e potência.

O *backlash* (folga) é introduzido nos eixos internos das caixas redutora e multiplicadora, com um valor de $0,01^\circ$ ou $1,74 \cdot 10^{-4}$ radianos. Para introduzir o *backlash* basta clicar duas vezes com o botão esquerdo do mouse em cima do bloco de mola torsional (o qual representa o eixo). Isso abre a caixa de diálogo do bloco (como visto na Figura 18) e possibilita inserir o valor desejado de *backlash* no campo correspondente. Espera-se que a folga mude a forma senoidal do sinal, para uma curva que se

assemelhe a uma senóide na qual os pontos de inflexão são separados por uma linha horizontal e os picos sejam serrados, devido a descontinuidade do movimento (descontinuidade gerada pelas folgas).

A Figura 78 abaixo mostra a forma como os dois tipos de simulação são feitas, considerando a sequência lógica.

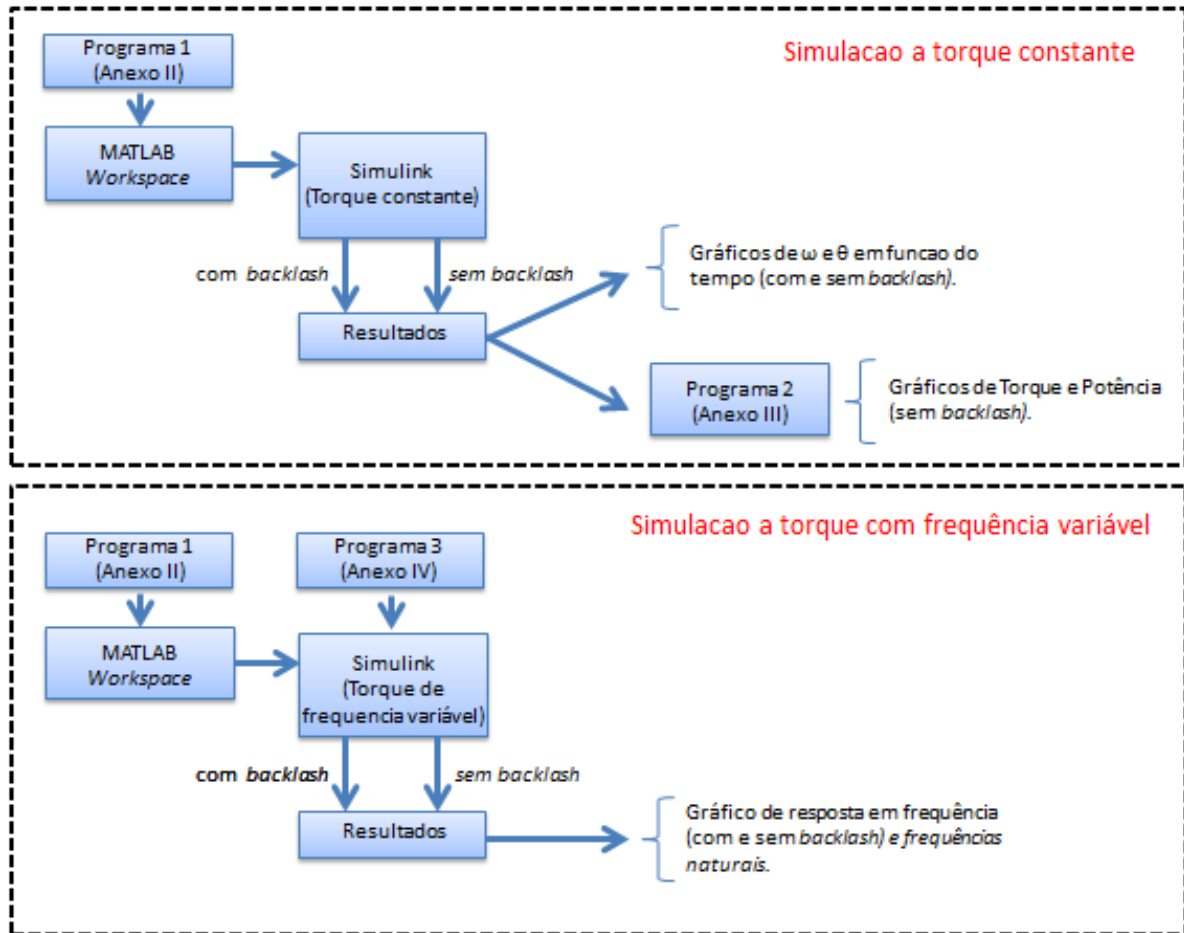


Figura 78: Sequência lógica da simulação.

9 RESULTADOS

Os resultados obtidos da simulação da bancada são expostos nas seções que seguem, e são divididos em resultados diretos e resultados de projetos, como descrito na seção 8. As simulações foram realizadas tanto no modelo sem dissipação de energia quanto no modelo com essas dissipações.

9.1 MODELO INICIAL SEM PERDA DE ENERGIA

As Tabelas 6 e 7 mostram os dados utilizados para a simulação da bancada sem perdas dissipativas do rolamento e engrenamentos. O amortecimento nos eixos foi de 0,05% da rigidez. O torque de entrada no motor foi do tipo degrau com amplitude de 9350 kN.m. O torque eletromagnético utilizado foi o descrito pela função linear da eq.(4).

Tabela 6: Valores usados nas caixas de transmissão para a simulação da bancada inicial sem perdas de energia.

<i>CAIXAS DE TRANSMISSAO</i>		
Elemento	Inércia Total(Kg.m²)	Número de Dentes (Z)
Rotor	$J_1 = 13,7. 10^9$	---
Eixo entrada	---	---
Carrier 2	$J_2 = 160,9612. 10^6$	---
Engrenagens Planetas 3	$J_3 = 5,7649. 10^6$	25
Engrenagem solar 4	$J_4 = 2,2026. 10^6$	17
Engrenagem anular r1	---	67
Eixo 2	---	---
Carrier 5	$J_5 = 53,0721. 10^6$	---
Engrenagens Planetas 6	$J_6 = 3,2232. 10^6$	42
Engrenagem solar 7	$J_7 = 0,1765. 10^6$	17
Engrenagem anular r2	---	100
Eixo 3	---	---
Gerador	$J_8 = 22,2548. 10^6$	---
Razão de transmissão	$1:34$	---
Eficiência da transmissão	I	---

Tabela 7: Valores usados nos eixos e gerador linear para a simulação da bancada inicial sem perdas de energia.

<i>EIXOS</i>		
Elemento	Diâmetro (mm)	Comprimento (mm)
Eixo 1 (Entrada)	340	710
Eixo 2 (Intermediário)	220,5	438,75
Eixo 3 (saída para o gerador)	113,25	265,5
<i>GERADOR</i>		
K_e (N.m)	$12,83. 10^3$	
K_{e0} (N.m.s/rad)	$182,7. 10^3$	

9.1.1 Resultados diretos

A Figura 79 mostra a evolução no tempo da **rotação** no gerador na presença e ausência do *backlash* e a Fig. 80 mostra a variação da **velocidade** nas duas situações.

O torque de entrada no motor nessa simulação foi do tipo degrau com amplitude máxima de 9,35kNm. E os dados de inércias, comprimentos e diâmetros dos eixos encontram-se nas Tabela 1 e Tabela 2.

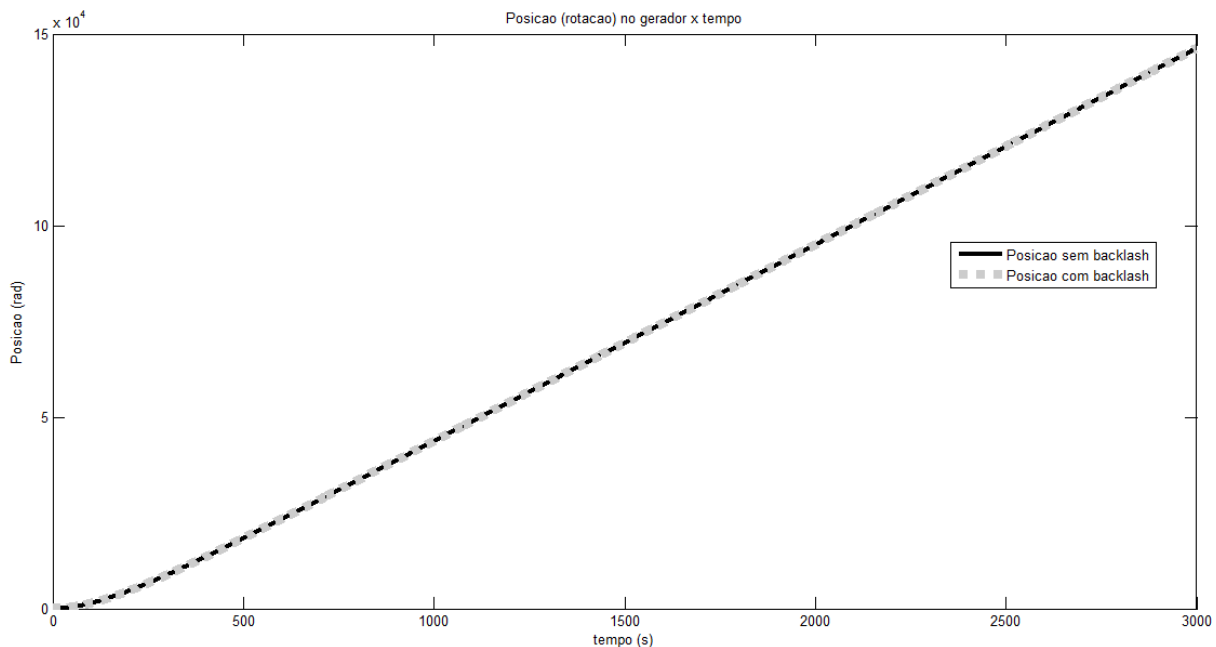


Figura 79: Evolução temporal da posição angular do eixo de alta rotação (com e sem backlash).

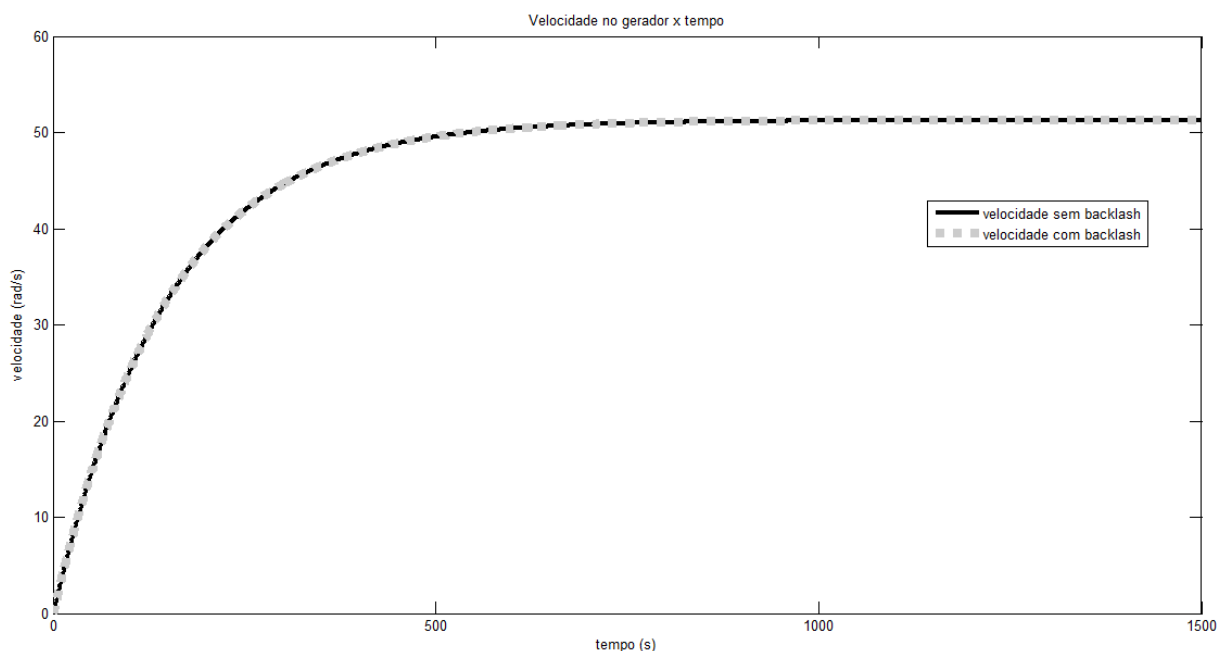


Figura 80: Evolução temporal da velocidade angular do eixo de alta rotação (com e sem backlash).

Não se percebe uma distinção clara entre os casos com e sem *backlash* no comportamento temporal da velocidade e posição angular do eixo de alta rotação.

Apesar de que em sistemas mais simples e com menor carga observa-se uma mudança na forma da onda da resposta temporal da velocidade e da rotação na presença de *backlash*, a torque e velocidades elevadas e com alta complexidade do sistema, a presença de *backlash* (folgas nos eixos e engrenagens) aparenta ser insignificante.

9.1.2 Resultados de projeto

A Figura 81 representa a evolução do torque nos eixos de baixa e alta rotação, para um *input* de torque degrau no motor com amplitude máxima de 9,35 kN.m. Já a Figura 82, mostra as duas curvas de potência com o tempo (nos eixos de baixa e alta rotação) em um mesmo gráfico comparativo.

Para plotar os gráficos de torque e potência nos eixos, são inicialmente transferidos para o *Workspace* do MATLAB os valores de deslocamento angular (obtidos nas duas extremidades de cada elemento rígido), e as velocidades angulares de cada eixo. Um script do MATLAB é responsável então por calcular a diferença dos deslocamentos angulares e fazer o cálculo dos torques e potências usando as relações $T_{eixo} = K_{torsional} \cdot (\varphi_i - \varphi_{i-1})$ e $Pot_{eixo} = T_{eixo} \cdot \omega$.

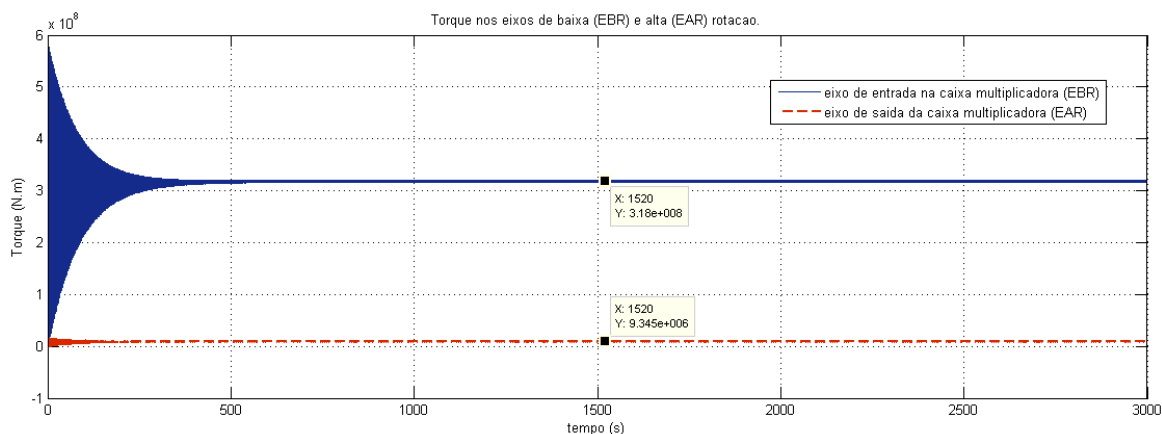


Figura 81: Torque nos eixos de baixa e alta rotação.

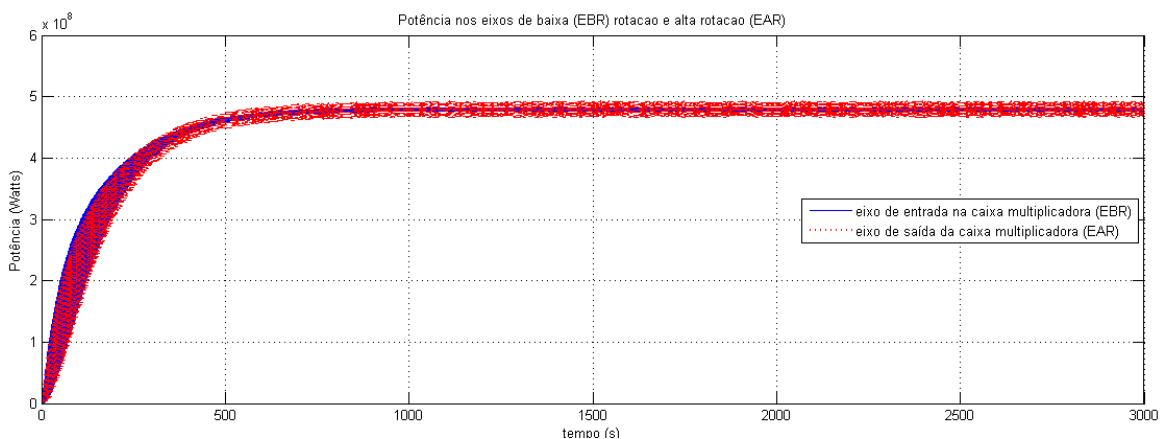


Figura 82: Potência nos eixos de baixa e alta rotação.

Observa-se que inicialmente o valor do torque sofre uma oscilação de grande amplitude em relação a um valor médio, tanto no eixo de baixa quanto de alta rotação (Fig. 81). Isso decorre da aplicação brusca do torque no rotor. O torque do eixo de alta rotação (9,345 kN.m) é 34,03 vezes menor do que o torque no eixo de baixa rotação (318 kN.m), o que condiz com a relação de transmissão da caixa multiplicadora (relação de 1:34).

Como era de se esperar, na ausência de dissipação no sistema, a potência transferida ao eixo de baixa rotação deve ser a mesma potência no eixo de alta rotação (Figura 82). Por isso as curvas coincidem no gráfico (ou seja, a potência no eixo de baixa rotação é igual a potência no eixo de alta rotação, tendo em vista que não foi introduzido um sistema de perda de energia no sistema). O valor da potência no eixo de alta rotação (em vermelho) parece ter maior amplitude de oscilação. Entretanto, trata-se de um problema de aproximação dos cálculos. Uma diminuição da tolerância relativa no solucionador *ode45* do Simulink consegue diminuir essa discrepância, mas aumenta o tempo de simulação.

A Figura 83 apresenta a resposta em frequência do sistema da bancada, onde se plota a energia total (a qual deve ser mais elevada nos pontos de ressonância) em função da frequência de excitação introduzida no sistema pelo torque variável. O gráfico ainda compara a resposta em frequência para os casos de existir ou não *backlash* nos eixos.

A técnica de cálculo de energia que permite plotar este gráfico, é exatamente o método já discutido na seção 4.5.3, que com o auxílio do *script* em MATLAB do Anexo IV segue a seguinte rotina:

- 1) Introduz-se no sistema montado em Simulink uma frequência de excitação;
- 2) Espera-se a simulação ser executada com tempo suficiente para a estabilização dos resultados;
- 3) Seleciona-se o valor máximo atingido pela energia total no intervalo em que esta já está estabilizada, e armazena-se esse valor em um vetor de energia total máxima;
- 4) Introduz-se uma nova frequência de excitação ao sistema, mantendo-se a mesma amplitude de torque, e é calculada novamente a energia total máxima.
- 5) Após a varredura de todos os valores do vetor de frequências de excitação, plota-se o gráfico de energia total máxima no domínio da frequência.

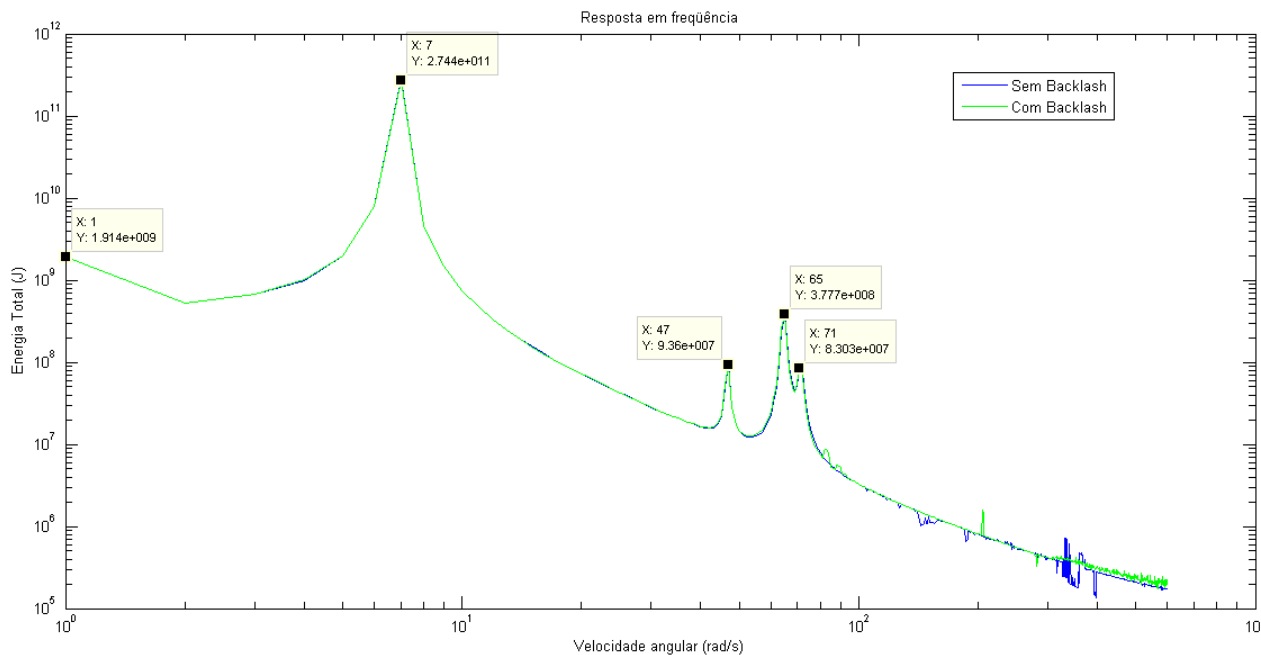


Figura 83: Resposta em frequência do sistema da bancada dinamoétrica.

Percebe-se que cinco frequências naturais são encontradas. Este sistema rotativo possui 5 frequências naturais, tendo em vista os 5 graus de liberdade (sistema caixa redutora + caixa multiplicadora + gerador) já que considera-se como totalmente rígido o eixo entre o motor e a caixa redutora. Nota-se que as frequências no sistema sem *backlash* coincidem com as frequências do sistema com *backlash*. A Tabela 8 mostra os resultados obtidos pra os valores de frequências naturais e seus respectivos valores de energia total do sistema.

Tabela 8: Frequências naturais e energia total da bancada dinamoétrica.

Tabela de frequências naturais e energia total					
Frequências Naturais (Hz)	0	1,114	7,48	10,345	11,30
Energia Total (Joules)	$1,914 \cdot 10^9$	$2,744 \cdot 10^{11}$	$9,36 \cdot 10^7$	$3,777 \cdot 10^8$	$8,303 \cdot 10^7$

A presença de um ruído a altas frequências no sinal de energia total é devida ao tempo insuficiente de simulação para atingir o regime permanente, e a descontinuidade do movimento introduzida pelo *backlash* diminuiu esse ruído, como visto na linha verde.

Como o efeito do *backlash* não é tão perceptível, este não será levado em conta na análise do modelo completo da bancada.

9.2 MODELO COMPLETO DA BANCADA DINAMOMÉTRICA

O modelo completo da bancada dinamométrica (Figura 67) utiliza os valores de inércias da Tabela 9 e os dados referentes aos eixos e ao gerador, presentes na Tabela 10.

Tabela 9: Valores de inércia para a simulação da bancada dinamométrica completa.

<i>CAIXAS DE TRANSMISSAO</i>		
Elemento	Inércia Total(Kg.m²)	Número de Dentes (Z)
Rotor	$J_1 = 13,7 \cdot 10^3$	---
Eixo entrada	---	---
Carrier 2	$J_2 = 160,9612$	---
Engrenagens Planetas 3	$J_3 = 5,7649$	25
Engrenagem solar 4	$J_4 = 2,2026$	17
Engrenagem anular r1	---	67
Eixo 2	---	---
Carrier 5	$J_5 = 53,0721$	---
Engrenagens Planetas 6	$J_6 = 3,2232$	42
Engrenagem solar 7	$J_7 = 0,1765$	17
Engrenagem anular r2	---	100
Eixo 3	---	---
Gerador	$J_8 = 22,2548$	---
Razão de transmissão	$1:34$	---
Eficiência da transmissão	$0,9$	---

Tabela 10: Comprimento de eixos e dados do gerador PMSG para a bancada dinamométrica completa.

<i>EIXOS</i>		
Elemento	Diâmetro (mm)	Comprimento (mm)
Eixo 1 (Entrada)	340	710
Eixo 2 (Intermediário)	220,5	438,75
Eixo 3 (saída para o gerador)	113,25	265,5
<i>GERADOR</i>		
Resistencia no Estator, Rs (Ohm)	0,0218463	
Indutância, Ld (H)	0,00899995	
Indutância, Lq (H)	0,00899995	
Fluxo Magnético (V.s)	4.759	
Número de par de pólos	12	
Resistencia nos Terminais A, B e C (Ohm)	5	

Na simulação foi usado um torque do tipo degrau, com amplitude de 9,35 kN.m, fornecido pelo motor ao eixo de baixa rotação. Além disso, para a maioria das simulações, utilizou-se um valor de amortecimento cinemático no eixo igual a 0,05% do valor da rigidez. Somente para se obter o gráfico de resposta em frequência utilizou-se o valor de amortecimento cinemático igual a zero.

Utilizou-se um *script* em MATLAB (Anexo V) para executar a simulação. Esse *script* segue a rotina descrita abaixo:

- 1) Carrega no *Workspace* do MATLAB os dados de entrada de inércias, comprimento de eixos e dados do gerador que estão declarados na rotina;
- 2) Utiliza os valores do passo anterior para calcular rigidez e amortecimento dos eixos, e os valores de inércias equivalentes;
- 3) Abre a planta da bancada dinamométrica em Simulink (planta do sistema completo da bancada);
- 4) Envia os dados do passo 1 e aqueles calculados no passo 2 para a planta do passo 3 e executa a simulação no Simulink;
- 5) Recebe os resultados do passo 4 que são enviados pelo Simulink para o *workspace*;
- 6) Utiliza os resultados recebidos no passo 5 para fazer tratamento de dados e plotar então gráficos de correntes e voltagens nos terminais A, B e C, potência nos eixos, torque no mancal de rolamento, torques nos eixos e gráficos de velocidade angular e deslocamento angular no eixo de baixa rotação (que se encontra acoplado ao gerador).

Os resultados obtidos são expostos abaixo e classificados da mesma forma que anteriormente.

9.2.1 Resultados diretos

Os gráficos obtidos para a evolução da velocidade e deslocamento angular do eixo de alta rotação no tempo são mostrados nas Figura 84 e Figura 85, respectivamente.

Para o tempo menor que 1 segundo, todos os gráficos são uma linha reta com valor zero, devido ao fato de o torque do motor ser uma função degrau, e o *step time* ter sido configurado com o valor de um. Este *step time* foi assim configurado a fim de se ressaltar o momento em que o torque começa a atuar, e como se dá o comportamento transiente do sistema a partir deste momento, e até atingir o regime estabilizado. Aproximadamente no instante $t = 1,5$ s, a velocidade do eixo de alta rotação já está totalmente estabilizada em um valor de 8 rad/s.

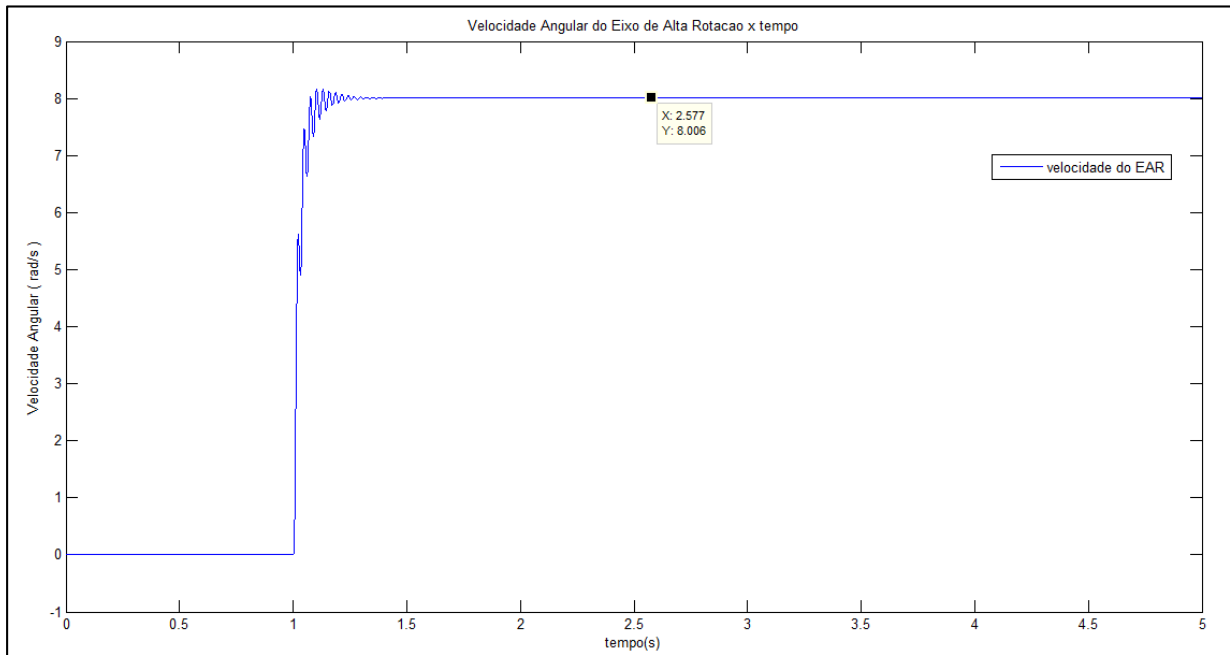


Figura 84: Gráfico de velocidade angular ao longo do tempo para a bancada dinamométrica completa.

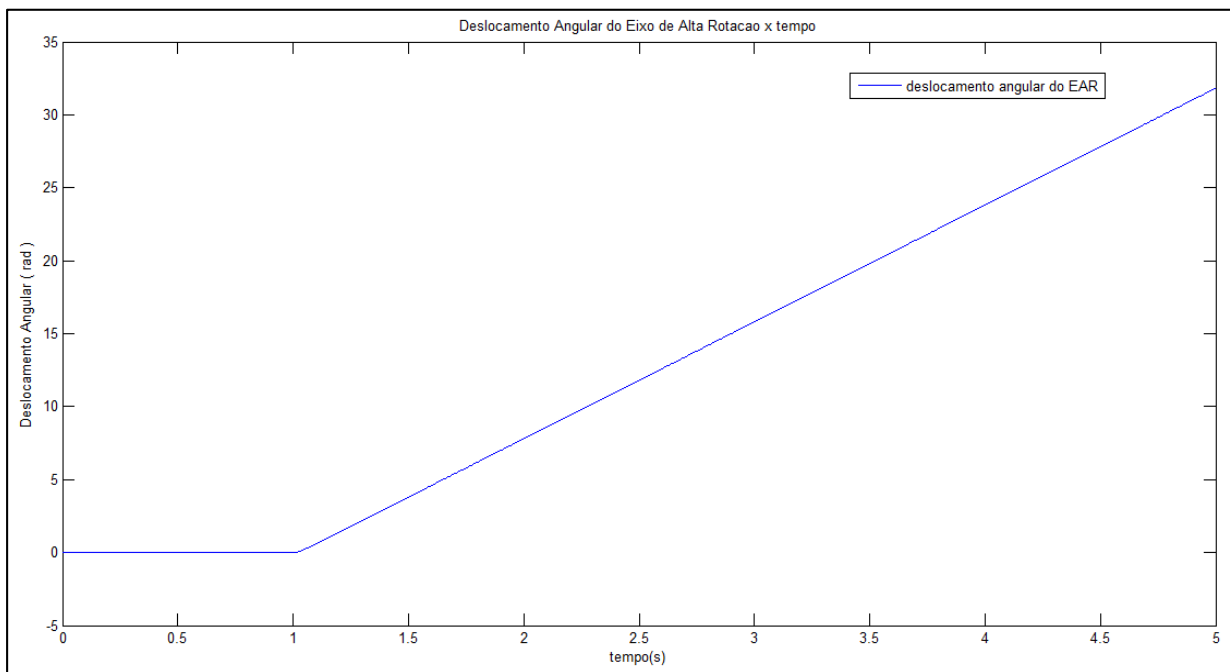


Figura 85: Gráfico de deslocamento angular ao longo do tempo para a bancada dinamométrica completa.

Nas Figura 86 e Figura 87 são mostrados os sinais obtidos de corrente e voltagem, respectivamente, nos terminais A, B e C do gerador PMSG.

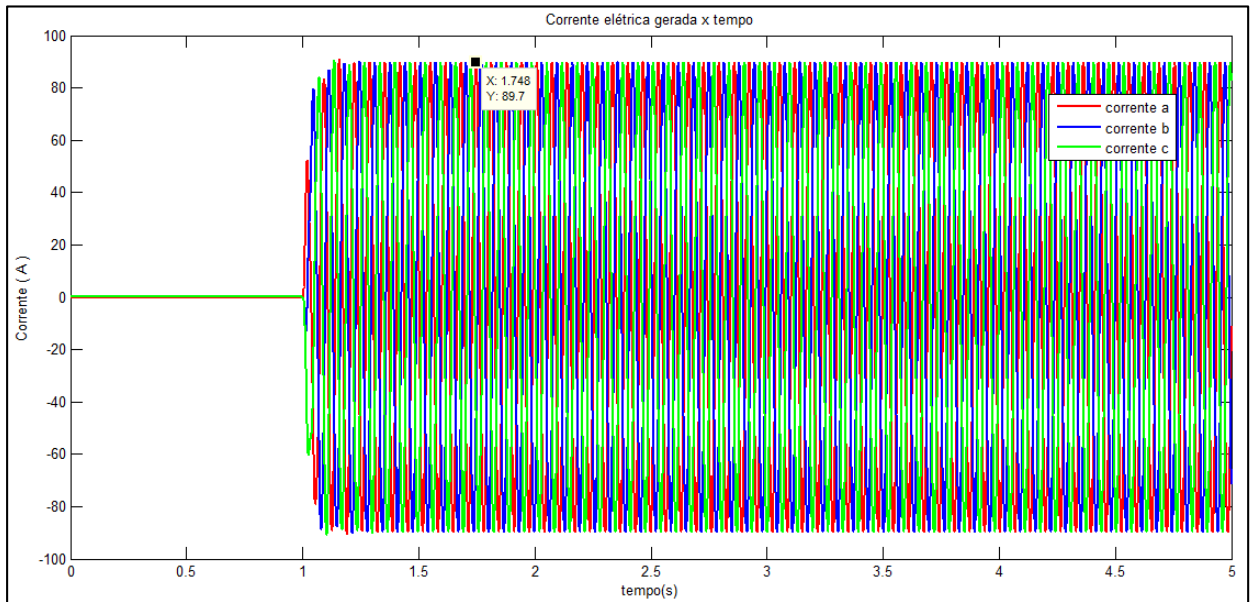


Figura 86: Corrente elétrica medida nos terminais do gerador.

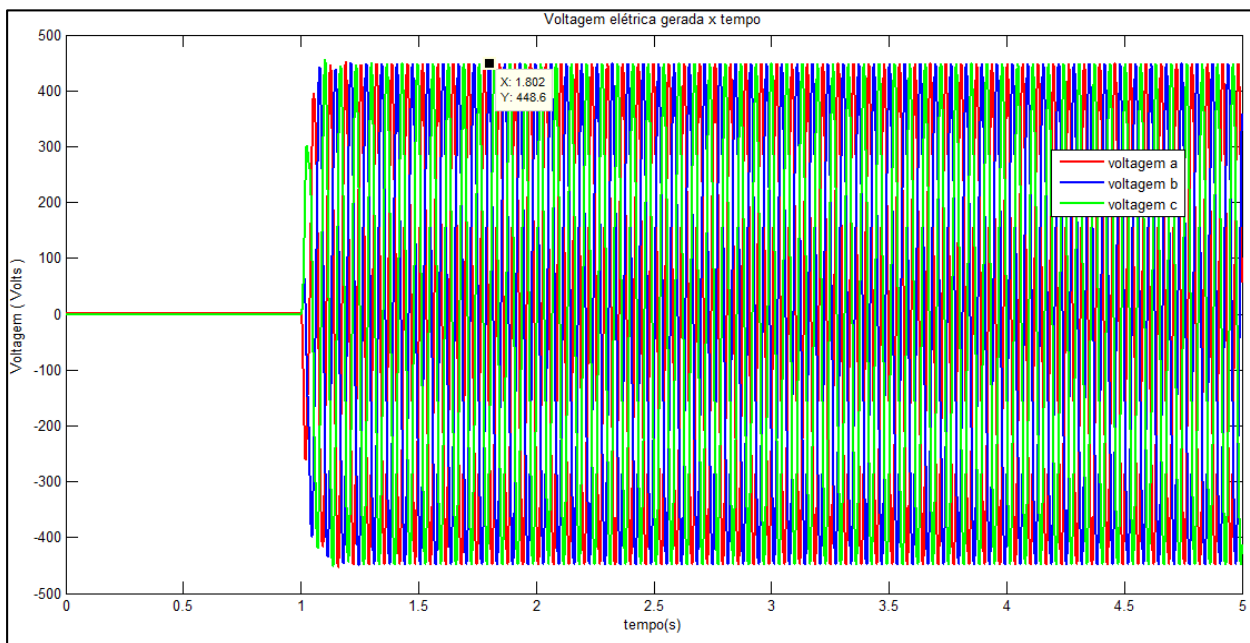


Figura 87: Tensão elétrica medida nos terminais do gerador.

Ainda é possível se observar na Figura 88 um *zoom* no gráfico de corrente (mostrando com maior precisão o comportamento apresentado pela corrente com o tempo), e na Figura 89 um *zoom* no gráfico de tensão (também para se mostrar com mais detalhe o comportamento mostrado pela tensão ao longo do tempo)

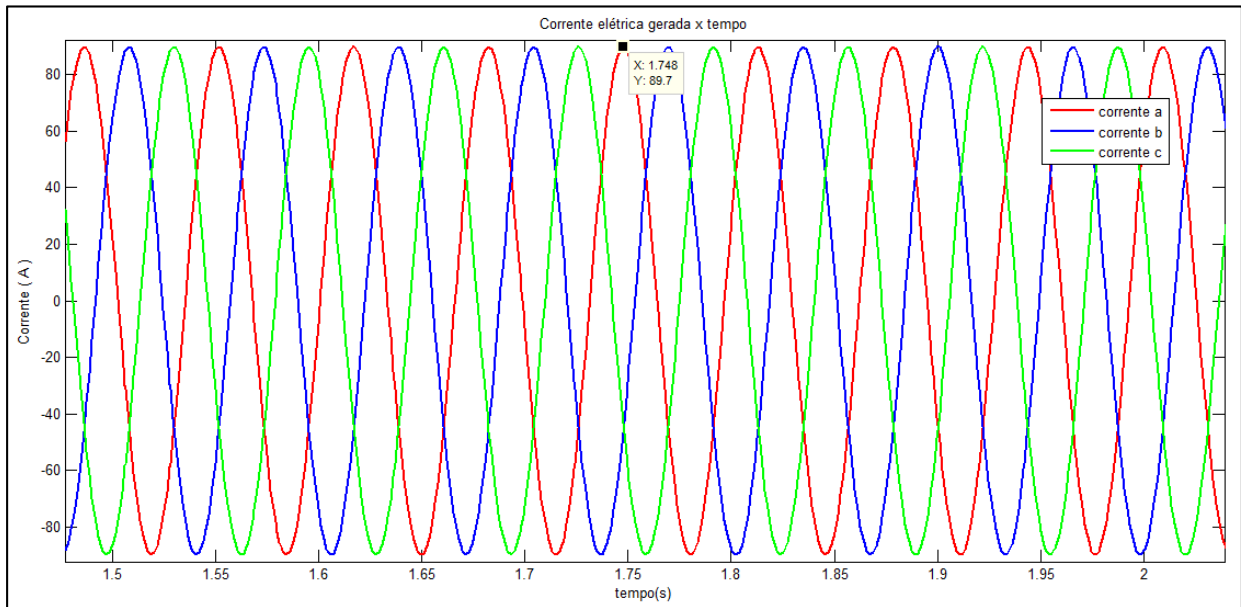


Figura 88: Detalhe das correntes elétricas nos terminais do gerador.

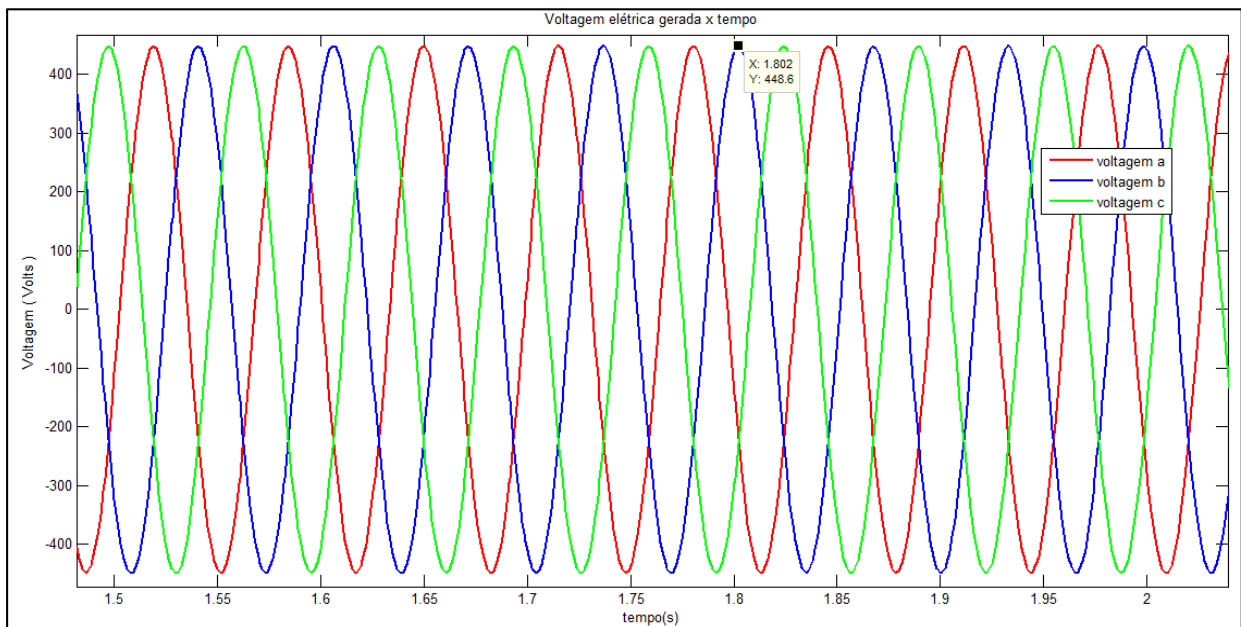


Figura 89: Detalhe das voltagens elétricas nos terminais do gerador.

Pode-se observar a diferença de fase entre as correntes e voltagens dos terminais A, B e C, que surgem devido ao posicionamento dos polos dentro do gerador. O valor máximo de corrente foi de 89,7 A, enquanto o de voltagem foi de 448,6 V.

9.2.2 Resultados de projeto

A Figura 90 mostra os torques atuando nos eixos de alta e baixa rotação- Obtem-se os valores de 286,2 kN.m para o eixo de baixa rotação e 7,575 kN.m para o eixo de alta rotação.

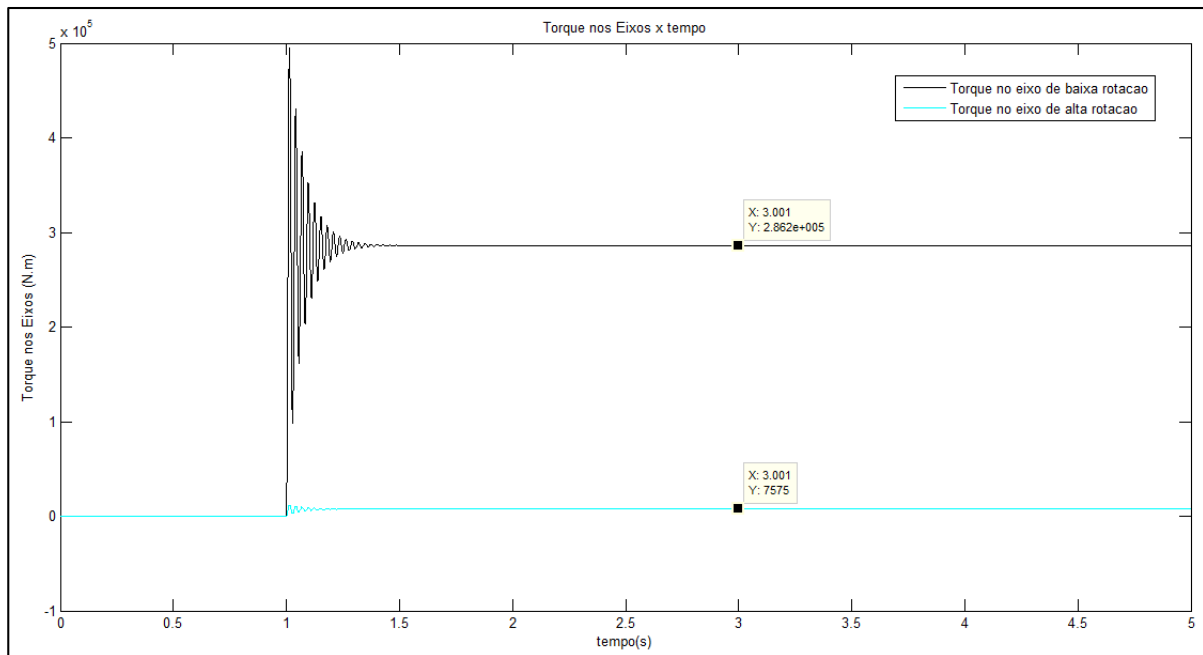


Figura 90: Torques calculados nos eixos de baixa e alta rotação.

As potências também foram calculadas nos eixos de baixa e alta rotação (Fig. 91). A razão entre a potência no eixo de alta rotação (60650 Watts) e a do eixo de baixa rotação (67380 Watts) corresponde exatamente ao valor da eficiência imposta à caixa de transmissão ($60650 / 67380 \cong 0,90$), como era esperado.

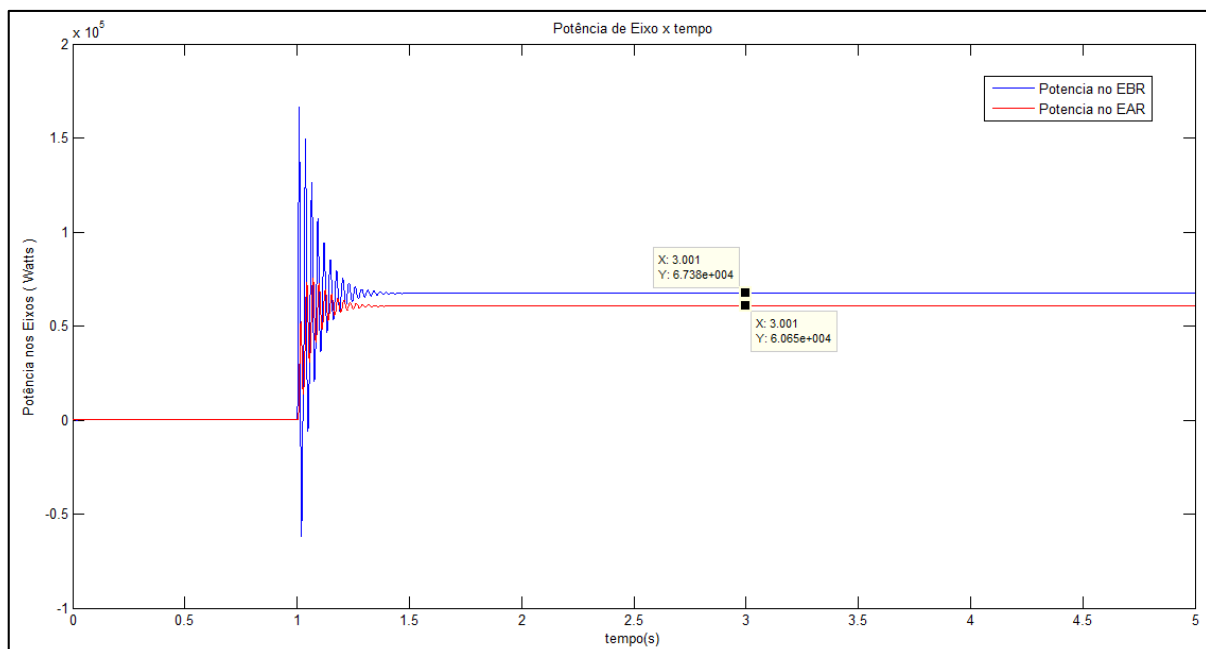


Figura 91: Potência calculada nos eixos de baixa e alta rotação.

A Figura 92 apresenta a evolução temporal do torque dissipativo atuante no mancal. O valor máximo atingido por este torque foi de 43,74 N.m.

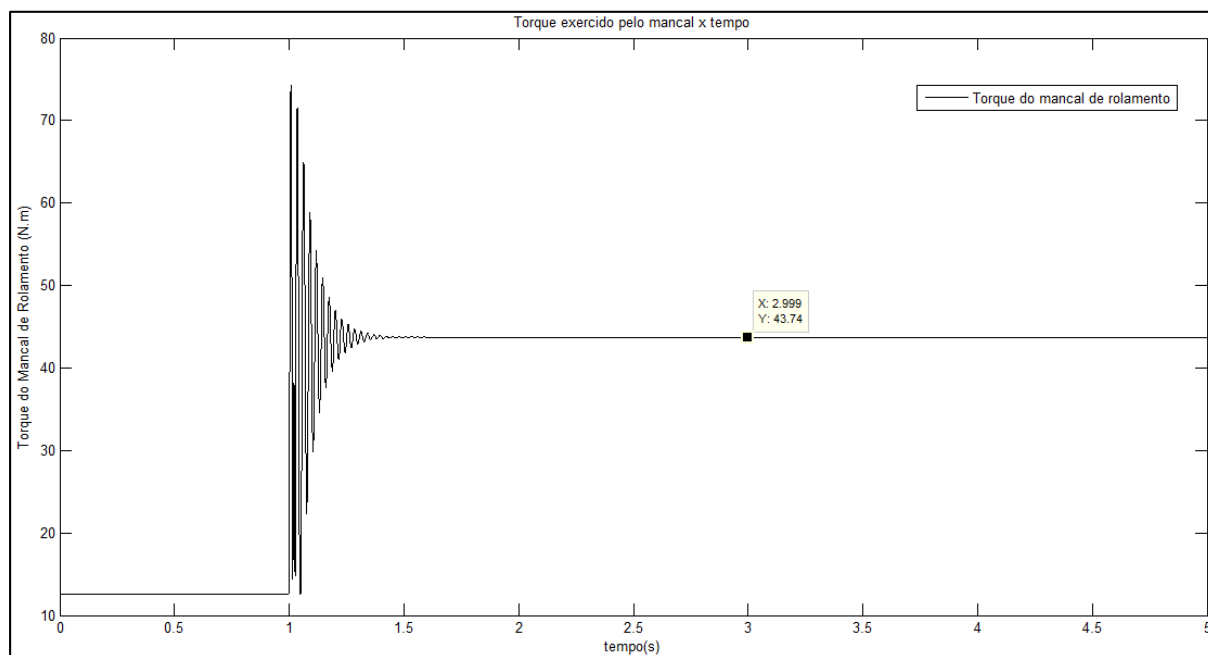


Figura 92: Torque dissipativo do mancal de rolamento calculado no tempo na bancada dinâmométrica.

9.2.3 Resposta em frequência do sistema

A determinação da resposta em frequência utilizando-se o método de energia não foi mais utilizado no modelo final da bancada, conforme seção 7.4. Isso se deve ao fato de que o método por energia, quando aplicado a sistemas muito complexos, apresenta alguns pontos críticos que muitas vezes prejudicam a avaliação correta dos picos de ressonância e determinação das frequências naturais, tais quais:

- O tempo de estabilização necessário da energia total varia em função da frequência de excitação. Desta maneira, para que não sejam usados valores de energia total não condizentes é necessário aumentar muito o tempo de simulação, o que torna essa metodologia bastante lenta.
- A resposta em frequência usando este método fica muito sensível ao amortecimento. Qualquer aumento deste resulta no desaparecimento de alguns picos de ressonância. Isto prejudica a avaliação da resposta em frequência obtida.
- Com base em algumas simulações realizadas, o método de energia parece fazer uma “aproximação por baixo” das frequências de ressonância, ou seja, mostra frequências na ressonância menores do que as encontradas analiticamente.

Para a determinação das frequências naturais da bancada, métodos de análise de sinais no domínio da frequência são alternativas mais robustas e menos custosas computacionalmente do que o método de energia. A estimação da FRF é realizada através dos auto espectros e espectros cruzados entre velocidade angular e torque mecânico.

A análise é executada por uma rotina em MATLAB/Simulink (Anexo VI) em três passos:

- 1) Um sinal de torque do tipo *chirp* (Figura 93), de amplitude 9,35 kN.m, é criado na rotina e enviada para o bloco de sinal do motor no Simulink;
- 2) A simulação é executada no Simulink e os sinais temporais de torque de excitação (que possui um formato *chirp*) e de velocidade são enviados para a área de trabalho do MATLAB;
- 3) A rotina faz toda a análise de sinal (cálculo de FFT's dos sinais temporais, cálculos de auto espectros e espectros cruzados), plota os gráficos de resposta em frequência da velocidade no eixo de alta rotação, os estimadores H_1 e H_2 calculados, gráfico de fase da velocidade e o gráfico da função de coerência (para se verificar a presença de ruído nos sinais).

Outro ponto importante a se ressaltar nesta simulação foi o uso de amortecimento cinemático do eixo como sendo zero, a fim de se destacar os picos de ressonância, e tornar a identificação das frequências naturais mais fácil.

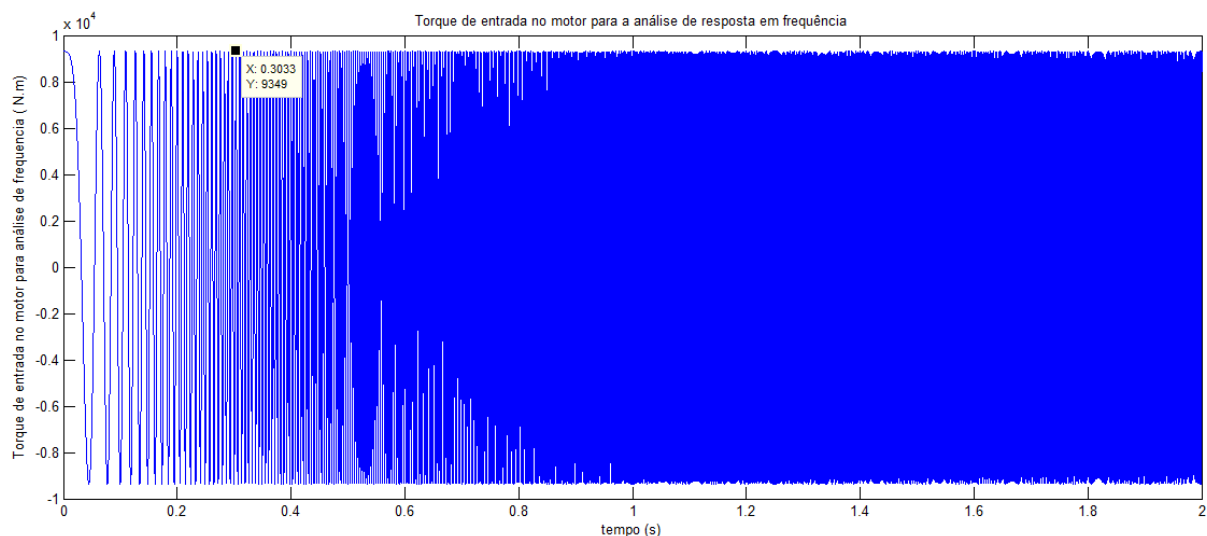


Figura 93: Sinal de torque tipo *chirp* enviado ao motor para a análise de resposta em frequência.

A Figura 94 mostra a comparação das funções de transferência obtidas, o gráfico de fases, e ainda mostra que a função de correlação permanece igual a 1 durante a variação de frequências considerada, o que indica ausência de ruído de medição no sistema (e portanto, $H_1 = H_2 = H = FRF$), como já era esperado, por não terem sido usados dados provenientes de medições experimentais.

Na Figura 95 então é apresentada o gráfico de resposta em frequência do módulo ao quadrado da velocidade angular no eixo de alta rotação (velocidade angular no gerador – usada como parâmetro), após a aplicação de janelas e correções *hanning*.

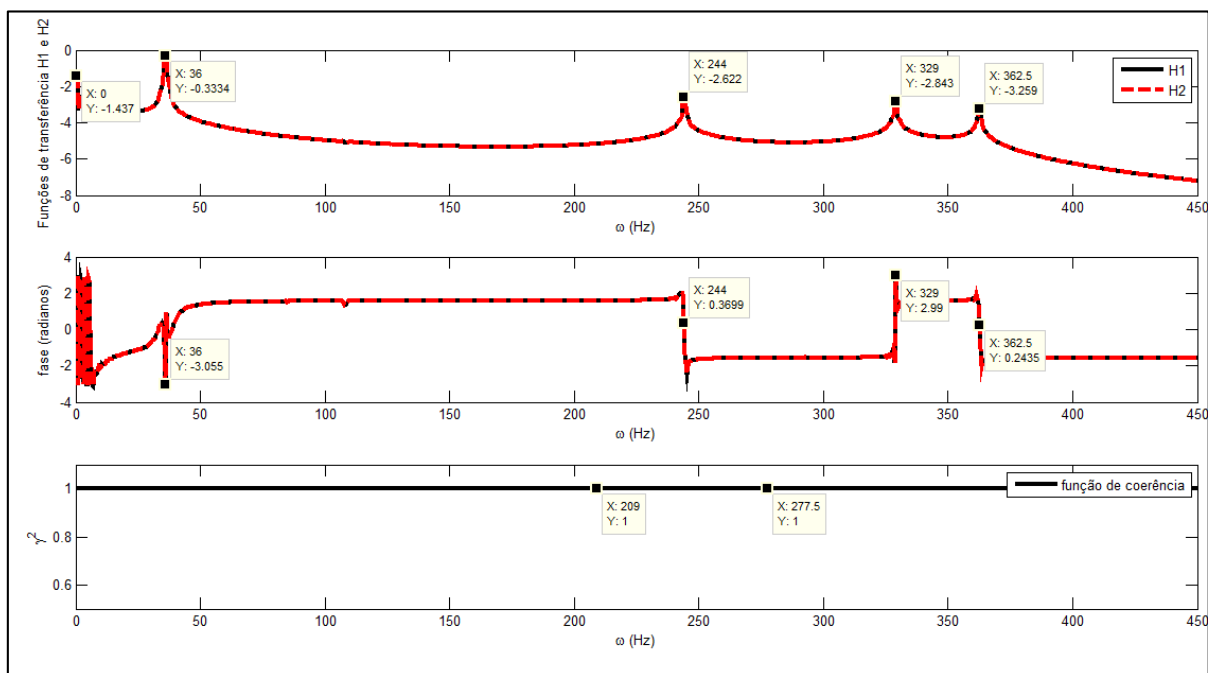


Figura 94: Gráficos das funções de transferência, fase e função de coerência obtidos.

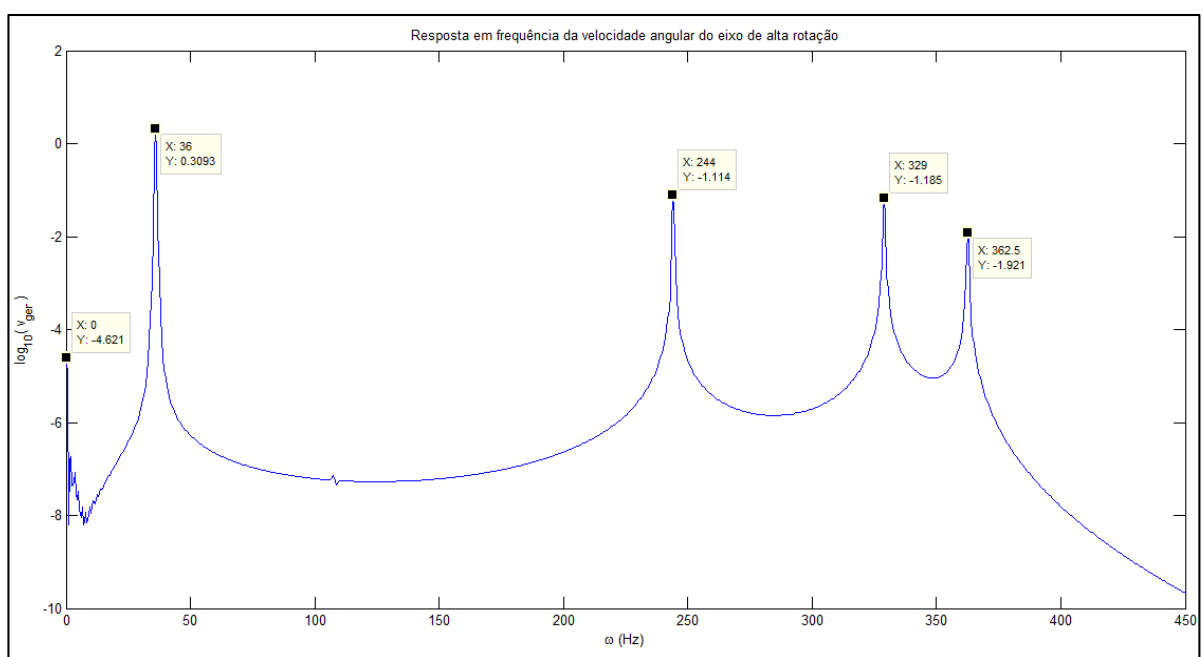


Figura 95: Resposta em frequência do modelo final da bancada dinâmométrica.

As frequências naturais do sistema da bancada podem ser identificados nos gráficos das Figura 94 e Figura 95 acima, tendo em vista que são as frequências onde os picos de ressonância ocorrem. Na tabela são mostradas tais frequências, em *Hertz*.

Tabela 11: Frequências naturais da bancada dinâmométrica (em Hz).

Frequências Naturais					
Frequências Naturais (Hz)	0	36	244	329	362,5
Frequências Naturais (rpm)	0	2160	14640	19740	21750

10 CONCLUSÃO

Aspectos gerais sobre tecnologia e desenvolvimento de turbinas eólicas e hidrocinéticas foram discutidos. Um resumo geral teórico dos principais elementos mecânicos foi apresentado, com considerações sobre suas influências na análise dinâmica.

Um modelo de caixa multiplicadora com dois estágios de transmissão epicicloidais foi gerado e simulado em Simulink como parte do sistema de uma turbina. Os resultados da simulação foram comparados com a análise numérica feita no mesmo modelo anteriormente.

O modelo da caixa multiplicadora foi utilizado então para se realizar a montagem de uma bancada dinamométrica inicial, sem considerações de dissipação de energia.

Modelos de dissipação nas caixas de transmissão e no mancal de rolamento foram desenvolvidos em Simulink e um modelo de gerador síncrono de ímã permanente foi usado. Estudos foram desenvolvidos a fim de se verificar o funcionamento correto das implementações realizadas.

Finalmente, a modelagem da bancada dinamométrica foi estudada, integrando-se os modelos feitos em Simulink da caixa de transmissão, do gerador, do motor elétrico e os de perdas dissipativas. Algumas simulações foram então realizadas para se verificar o comportamento dinâmico da bancada e obter alguns resultados prévios que podem posteriormente serem usados como parâmetros de comparação.

Foi possível identificar cinco frequências naturais no sistema da bancada, como era previsto, e para condições de funcionamento de uma turbina real observou-se que o sistema se estabiliza rapidamente. Os resultados de tensão e corrente apresentam o comportamento esperado.

Os valores de potência calculados nos eixos de baixa e alta rotação apresentaram a relação esperada devido a eficiência da transmissão. Além disso, foi obtido o valor de torque dissipativo exercido pelo mancal, o qual é pequeno se comparado aos valores de torque nos eixos.

Todos os modelos em Simulink usados na montagem da bancada foram verificados com base em resultados numéricos anteriores e/ou soluções analíticas. O modelo pode ser utilizado para prever o comportamento dinâmico da bancada real, e produzir alguns resultados que podem ser usados de base para outros estudos na área. Entretanto, deve-se fazer a validação através de resultados experimentais, para que se possa utiliza-lo de maneira totalmente confiável.

Como proposta de trabalhos futuros, deve-se realizar a validação do modelo em Simulink com resultados experimentais (bancada real), e se fazer um estudo mais aprofundado de modelos analíticos de dissipação de energia nos mancais e caixas de transmissão, para que estes possam ser utilizados no modelo da bancada virtual. Ainda podem ser modelados os sistemas do motor elétrico trifásico com o inversor de frequências, e o sistema de um freio de segurança.

11 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Arruda, José Roberto de França e Huallpa, Belisário Nina. 2008. *Análise Espectral de Sinais e Sistemas Mecânicos Lineares*. Campinas, Brasil : Universidade Estadual de Campinas, 2008.

da Aparecida, Lucas Boareto. 2014. *Construção de Bancada Eólica para Avaliação de Comportamento Dinâmico do Conjunto Eletromecânico*. Brasília, Brasil. : Universidade de Brasília, 2014.

de Azevedo, Thiago Paula Silva. 2012. *Bancada Experimental para Ensaios em Geradores Elétricos Utilizados em Aerogeradores de Pequeno Porte*. Belém, Brasil : Dissertação de pós-graduação em engenharia elétrica, Universidade Federal do Pará, 2012.

EPE, Empresa de Pesquisa Energética -. 2013. *Balanco energético nacional 2013*.

Acesso em 27/10/2014 :

Disponível

em:<https://ben.epe.gov.br/downloads/S%C3%ADntese%20do%20Relat%C3%B3rio%20Final_2013_Web.pdf>, 2013.

Fonseca, Eduardo Neves e de Araújo, Ivan Gianizella. 2013. *Projeto do Sistema de Transmissão e Estrutura de Turbina Hidrocinética*. Brasília, Brasil : Universidade de Brasília, 2013.

IAE, International Energy Agency-. 2013. *Wind Energy*.

Acesso em: 22/10/2014 :

Disponível em : <<http://www.iea.org/topics/renewables/subtopics/wind/>>, 2013.

IAE, Internation Energy Agency -. 2014. *Renewables*.

Acesso em: 22/10/2014 .

Disponível em:<<http://www.iea.org/topics/renewables/>>, 2014.

Kalkmann, Anderson. 2012. *Modelagem Matemática e Análise Dinâmica de uma Caixa Multiplicadora de Velocidades em uma Turbina Hidrocinética*. Brasília, Brasil : Universidade de Brasília, 2012.

Marrant, Ben, Vanhollenbeke, Frederik e Peeters, Joris. 2010. *Comparison of Multibody Simulations and Measurements of Wind Turbine Gearboxes at Hansen's 13 MW Test Facility*. Kontlich, Belgium. : Proceedings of the European Wind Energy Conference and Exhibition (EWEC), 2010.

Mesquita, André Luiz Amarante, et al. 2014. *A methodology for the transient behavior of horizontal axis hydrokinetic turbine*. Brasil : Energy Conversion and Management 87, jornal online: www.elsevier.com/locate/enconman, 2014.

Ohara, Flávia Megumi. 2014. *Análise Dinâmica do Sistema de Transmissão Eletromecânica de uma Turbina Eólica*. Brasília, Brasil : Universidade de Brasília, 2014.

Peeters, Joris L. M., Vandepitte, Dirk e Sas., Paul. 2005. *Analysis of internal drive train dynamics in a wind turbine*. Heverlee (Leuven), Bélgica : John Wiley & Sons, Ltd., 2005.

Pinto, Milton de Oliveira. 2013. *Fundamentos de energia eólica*. Rio de Janeiro, Brasil : LTC, 2013.

Rocha, Rafael Vieira. 2008. *Simulação de aerogerador em bancada experimental*. Rio de Janeiro, Brasil : Dissertação de mestrado em ciências em engenharia elétrica, 2008.

Todorov, Michael und Vukov, Georgi. 2010. *Parametric torsional vibrations of a drive train in horizontal axis wind turbine*. 2010.

Vásquez, Francis A. M. 2014. *Análise de Geradores Síncronos de Ímãs Permanentes em Sistemas Hidrocinéticos*. Brasília, Brasil : Universidade de Brasília, 2014.

Vitorino, Cássia Resende Silva. 2012. *Modelagem Dinâmica de Caixa Multiplicadora de Velocidades de Aerogeradores*. Brasília, Brasil : Universidade de Brasília, 2012.

Wang, Jianhong , Qin, Datong e Ding, Yi. 2009. Dynamic behavior of a wind turbine by a mixed flexible-rigid multi-body model. *Journal of system, design and dynamics.* 3, 2009, Bd. 3.

World, Renewable Energy. 2009. *Brazil's Wind Power Auction Spurs More Clean Energy Development.*

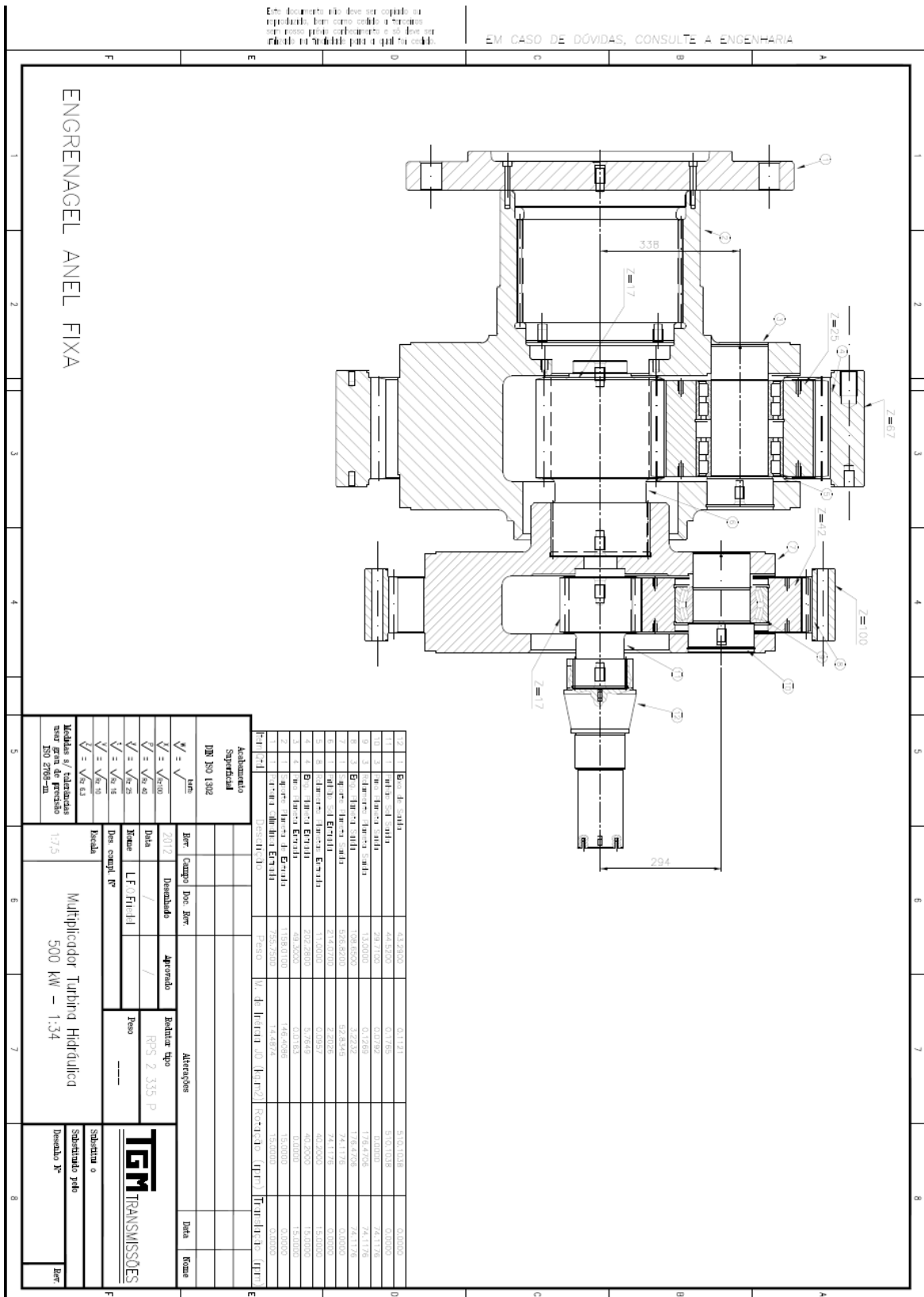
Acesso em: 21/10/2014 :

Disponível em: <<http://www.renewableenergyworld.com/rea/news/article/2009/12/brazils-wind-power-auction-spurs-more-clean-energy-development>>, 2009.

ANEXOS

		Pág.
Anexo I	Desenho Técnico da Caixa Multiplicadora da TGM	82
Anexo II	Rotina de Cálculo de Parâmetros do Sistema	83
Anexo III	Rotina de Cálculo de Torque e Potencia nos Eixos	84
Anexo IV	Rotina de Varredura de Frequências	85
Anexo V	Rotina de Simulação da Bancada Dinamométrica Completa	86
Anexo VI	Rotina de Análise de Sinal	89
Anexo VII	Modelagem Matemática da caixa de transmissão da TGM	93
Anexo VIII	Análise de Velocidade Máxima e Tempo de Estabilização no Gerador	96

ANEXO I: Desenho Técnico da Caixa Multiplicadora da TGM



ANEXO II: Rotina de Cálculo de Parâmetros do Sistema

```
%-----  
%:::ROTINA DE CÁLCULO DE PARÂMETROS DO SISTEMA:::  
%-----  
clc;  
clearall;  
%-----  
%Parametros de entrada (dados já calculados no trabalho):  
Jrotor =13.7e9;  
Jcarrier1 =160.9612e6;  
mplaneta1 =20.64;  
Jplaneta1 =5.7649e6;  
rcarrier1 =338;  
Jsol1 =2.2026e6;  
Jcarrier2 =53.0721e6;  
mplaneta2=11.0867;  
Jplaneta2=3.2232e6;  
rcarrier2=294;  
Jsol2=0.1765e6;  
Jgerador=22.2548e6;  
Zring1=67;  
Zplaneta1=25;  
Zring2=100;  
Zplaneta2=42;  
%-----  
%relacoes de transmissao:  
y1= 1 -(Zring1/Zplaneta1);  
y3= 1 -(Zring2/Zplaneta2);  
%-----  
%Cálculo das inércias equivalentes:  
J1=Jrotor;  
J2= Jcarrier1+ (4*mplaneta1*(rcarrier1)^2)+(4*Jplaneta1*(y1)^2);  
J3=Jsol1;  
J4= Jcarrier2+ (3*mplaneta2*(rcarrier2)^2)+(3*Jplaneta1*(y3)^2);  
J5=Jsol2;  
J6=Jgerador;  
%-----  
%cálculo de rigidez dos eixos:  
E=205e3; % Módulo de elasticidade do material- aço (MPa)  
v=0.29; % Coeficiente de Poisson  
G=E/(2*(1+v));  
l=[710 438.75 265.5];  
d=[340 220.5 113.25];  
for i=1:3  
    I(i)=(pi*(d(i))^4)/32;  
    K(i)=(G*I(i))/l(i);  
end  
K1=K(1);  
K2=K(2);  
K3=K(3);  
%Amortecimento:  
for i=1:3  
C(i)=0.0005*K(i);  
end  
C1=C(1);  
C2=C(2);  
C3=C(3);  
  
T=318e6;
```

ANEXO III: Rotina de Cálculo de Torque e Potencia nos Eixos

```
%-----  
%::ROTINA DE CÁLCULO DE TORQUE E POTENCIA NOS EIXOS::  
%-----  
%Cálculo de torque e potencia nos eixos de baixa (EBR) e alta rotacao  
(EAR):  
%EBR:  
dP_ebr = p1.signals.values -p2.signals.values;  
T_ebr = K1*dP_ebr;  
for i=1:length(dP_ebr)  
Pot_ebr(i) =T_ebr(i)*(v_EBR.signals.values(i));  
end  
  
figure (1)  
plot (t, T_ebr);  
  
%EAR:  
dP_ear = p3.signals.values -p4.signals.values;  
T_ear = K3*dP_ear;  
for i=1:length(dP_ear)  
Pot_ear(i) =T_ear(i)*(v_ger.signals.values(i));  
end  
  
figure (2)  
plot (t, T_ear);  
  
figure(3)  
plot(t,(Pot_ebr));  
holdon  
plot (t,(Pot_ear),'r');
```


ANEXO IV: Rotina de Varredura de Frequências

```
%-----  
%::ROTINA DE VARREDURA DE FREQUENCIAS::  
%-----  
clf; close all;  
%-----  
NN=700/10+1;  
EF=zeros(1,NN);  
wv=linspace(010,710,NN);%frequencia  
for i=1:NN  
    w=wv(i);  
    sim('ModeloBancadaEolicaSweep', [0 2000]); % 0 a 2000 é o tempo  
    compr=size(E);  
    N0=round(compr/10); EFinalMaxima=max(E(end-N0:end));  
    disp(['NN(numero do ponto=',num2str(i)]);  
    disp('_____');  
    disp(['    EFinalMaxima=',num2str(EFinalMaxima)])  
    disp(['    w=',num2str(w)])  
    EF(i)=EFinalMaxima;  
end  
% figure(2);  
semilogy(wv,EF);  
% hold;  
xlabel('Velocidade angular (rad/s)')  
ylabel('Energia Total (J)')  
title('Resposta em frequência')
```

ANEXO V: Rotina de Simulação da Bancada Dinamométrica Completa

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%   SCRIPT DE INICIALIZACAO E EXECUÇÃO DO MODELO DINÂMICO EM SIMULINK
%   DA BANCADA DE TESTES DE TURBINAS EÓLICAS E HIDROGINÉTICAS.
%
%   Aluno: Anderson Kalkmann      Matricula: 09/0105851
%   Faculdade de Tecnologia
%   Dept. de Engenharia Mecânica
%   Disciplina: Projeto de Graduacao 2
%
%   ATENCAO: Para manter o programa funcionando corretamente, mantenha no
%   mesmo folder os arquivos RUN_TestRig.m,
TestRig_Windturbine_Complete.mdl,
%   motor.jpg, monitoring.jpg, gearbox.jpg e PMSG.jpg.
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%:::CÁLCULO DE PARÂMETROS DINAMICOS DO SISTEMA:::
%-----
%Limpeza do Workspace:
close all;
clear all;
clc;
%-----
%Valores de entrada:
Jrotor =13.7e3;
Jcarrier1 =160.9612;
mplaneta1 =20.64;
Jplaneta1 =5.7649;
rcarrier1 =0.338;
Jsol1 =2.2026;
Jcarrier2 =53.0721;
mplaneta2=11.0867;
Jplaneta2=3.2232;
rcarrier2=0.294;
Jsol2=0.1765;
Jgerador=22.2548;
Zring1=67;
Zplaneta1=25;
Zring2=100;
Zplaneta2=42;
%-----
%relacoes de transmissao:
y1= 1 -(Zring1/Zplaneta1);
y3= 1 -(Zring2/Zplaneta2);
%-----
%Cálculo das inércias equivalentes:
J1=Jrotor;
J2= Jcarrier1+ (4*mplaneta1*(rcarrier1)^2)+(4*Jplaneta1*(y1)^2);
J3=Jsol1;
J4= Jcarrier2+ (3*mplaneta2*(rcarrier2)^2)+(3*Jplaneta1*(y3)^2);
J5=Jsol2;
J6=Jgerador;
%-----
%cálculo de rigidez dos eixos e amortecimento:

%Propriedades mecanicas dos eixos:
E=205e9;           % Módulo de elasticidade do material- aço (Pa)
v=0.29;           % Coeficiente de Poisson
G=E/(2*(1+v));
l=[0.710 0.43875 0.2655];
```

```

d=[0.340 0.2205 0.11325];

%Rigidez:
for i=1:3
    I(i)=(pi*(d(i))^4)/32;
    K(i)=(G*I(i))/l(i);
end
K1=K(1);
K2=K(2);
K3=K(3);

%Amortecimento:
for i=1:3
    C(i)=0.0005*K(i);
end
C1=C(1);
C2=C(2);
C3=C(3);
%-----
%Torque do eixo de baixa rotacao (EBR):

T=318e3;
%-----
%%
%:::INICIALIZACAO E EXECUCAO DO MODELO EM SIMULINK:::
%-----
%Comando para carregar e abrir o modelo:

sys='TestRig_WindTurbine_Complete';
open_system(sys);

%Comando para executar o modelo utilizando os parâmetros calculados acima:

sim('TestRig_WindTurbine_Complete', [0 5])
%-----
%%
%:::CÁLCULO DE POTENCIA NOS EIXOS E PLOTAGEM DE GRÁFICOS:::
%-----
%Cálculo de potencia nos eixos de baixa(EBR) e alta rotacao(EAR)
%e plotagem de gráficos:

Pot_ebr =T_ebr.*(v_ebr);    %potencia no eixo de baixa rotacao (EBR):
Pot_ear =T_ear.*(v_ear);    %potencia no eixo de alta rotacao (EAR):

%plotagem dos graficos de torque e potencia nos eixos:

figure (1)
plot (t, T_ebr,'k');hold on
plot (t, T_ear,'c');
legend('Torque no eixo de baixa rotacao','Torque no eixo de alta rotacao');
xlabel('tempo(s)');
ylabel('Torque nos Eixos (N.m)');
title('Torque nos Eixos x tempo');

figure(2)
plot(t,(Pot_ebr));hold on
plot (t,(Pot_ear),'r');
legend('Potencia no EBR','Potencia no EAR');
xlabel('tempo(s)');
ylabel('Potência nos Eixos ( Watts )');

```

```

title('Potência de Eixo x tempo');
%-----
%Módulo do torque exercido pelo mancal:

T_bearing = Tpre_bearing-T_ebr;

figure(3)
plot(t, T_bearing, 'k');
legend('Torque do mancal de rolamento');
xlabel('tempo(s)');
ylabel('Torque do Mancal de Rolamento (N.m)');
title('Torque exercido pelo mancal x tempo');
%-----
%Plotagem das correntes nos circuitos de saída a, b e c:

figure(4)
plot(t,current_a,'r');hold on
plot(t,current_b,'b');hold on
plot(t,current_c,'g');hold on
legend('corrente a','corrente b','corrente c')
xlabel('tempo(s)');
ylabel('Corrente ( A )');
title('Corrente elétrica gerada x tempo');
%-----
%Plotagem das voltagens nos circuitos de saída a, b e c:

figure(5)
plot(t,Voltage_a,'r');hold on
plot(t,Voltage_b,'b');hold on
plot(t,Voltage_c,'g');hold on
legend('voltagem a','voltagem b','voltagem c')
xlabel('tempo(s)');
ylabel('Voltagem ( Volts )');
title('Voltagem elétrica gerada x tempo');
%-----
%Plotagem de velocidade e deslocamento angular do eixo de alta rotacao:

figure(6)
plot(t,v_ger);
legend('velocidade do EAR')
xlabel('tempo(s)');
ylabel('Velocidade Angular ( rad/s )');
title('Velocidade Angular do Eixo de Alta Rotacao x tempo');

figure(7)
plot(t,p);
legend('deslocamento angular do EAR')
xlabel('tempo(s)');
ylabel('Deslocamento Angular ( rad )');
title('Deslocamento Angular do Eixo de Alta Rotacao x tempo');

```

ANEXO V: Rotina de Análise de Sinal

```
%%%%%%%%% ROTINA PARA ANÁLISE DE SINAL E RESPOSTA EM FREQUÊNCIA %%%%%%%%%%
%
%
% ****Para o funcionamento correto, manter na mesma pasta deste script os
%     arquivo TestRig_Windturbine_PG2_chirp.mdl*****
%
%
%
%
%
%:::PARÂMETROS DO SISTEMA:::
%-----
clc;
clear all;
close all;
%-----
%Parametros de entrada (dados já calculados no trabalho):
Jrotor =13.7e3;
Jcarrier1 =160.9612;
mplaneta1 =20.64;
Jplaneta1 =5.7649;
rcarrier1 =0.338;
Jsol1 =2.2026;
Jcarrier2 =53.0721;
mplaneta2=11.0867;
Jplaneta2=3.2232;
rcarrier2=0.294;
Jsol2=0.1765;
Jgerador=22.2548;
Zring1=67;
Zplaneta1=25;
Zring2=100;
Zplaneta2=42;
%-----
%relacoes de transmissao:
y1= 1 -(Zring1/Zplaneta1);
y3= 1 -(Zring2/Zplaneta2);
%-----
%Cálculo das inércias equivalentes:
J1=Jrotor;
J2= Jcarrier1+ (4*mplaneta1*(rcarrier1)^2)+(4*Jplaneta1*(y1)^2);
J3=Jsol1;
J4= Jcarrier2+ (3*mplaneta2*(rcarrier2)^2)+(3*Jplaneta1*(y3)^2);
J5=Jsol2;
J6=Jgerador;
%-----
%cálculo de rigidez dos eixos:
E=205e9;           % Módulo de elasticidade do material- aço (Pa)
v=0.29;           % Coeficiente de Poisson
G=E/(2*(1+v));
l=[0.710 0.43875 0.2655];
d=[0.340 0.2205 0.11325];
for i=1:3
    I(i)=(pi*(d(i))^4)/32;
    K(i)=(G*I(i))/l(i);
end
K1=K(1);
K2=K(2);
K3=K(3);
%Amortecimento:
for i=1:3
```

```

C(i)=0.0005*K(i)*0;
end
C1=C(1);
C2=C(2);
C3=C(3);

T=9.35e3;
%%
dt_in=(1/1000)/10;%Passo de tempo

Nb=2;%Número de blocos de sinais de chirp

%Criando a funcao chirp...
tf = 2;
t = 0:dt_in:tf ;

f0 = 0;
f1 = 1000;

y_chirp = chirp(t,f0,tf,f1) ;
t_chirp = t;

y_chirp = T*y_chirp;

figure(1)
plot(t_chirp, y_chirp);
%%
sys='TestRig_Windturbine_PG2_chirp';
open_system(sys);
sim('TestRig_Windturbine_PG2_chirp', 0:dt_in:Nb*2);
%%
dt = t(2)-t(1);
N = round(length(t)/Nb);

fs = 1/dt;
df = fs/(N-1);

f = 0:df:df*(N-1);
%%

% Densidade Inter-Espectral de Potência via DFT
% x e y vetores com sinais temporais
% Dt resolucao no tempo ; Df=1/nb*Dt
% N Numero de pontos dos blocos
x= v_ger';
y= Pin';
Dt = dt;
N1=length(x);
nb=floor(N1/N);
Df=1/(N*Dt);
n=(0:pi/N:pi*(1-1/N));
Han=ones(1,N)-cos(n).^2; %Janela Hanning
% Han = ones(1,N); %Janela Retang

Sxx=0;
Syy=0;
Sxy=0;

for i=1:nb,
    X=fft(Han.*x((i-1)*N+1:i*N))/N;

```

```

Y=fft(Han.*y((i-1)*N+1:i*N))/N;
Sxx=Sxx+conj(X).*X;
Syy=Syy+conj(Y).*Y;
Sxy=Sxy+conj(X).*Y;
end
% Media
Sxx=Sxx/nb;
Syy=Syy/nb;
Sxy=Sxy/nb;
% EU^2/Hz
Sxx=Sxx/Df;
Syy=Syy/Df;
Sxy=Sxy/Df;
% Correcao Hanning
Sxx=(8/3)*Sxx;
Syy=(8/3)*Syy;
Sxy=(8/3)*Sxy;

Saa=Sxx;
Sff=Syy;
Saf=Sxy;

Sfa = conj(Saf);
n = floor(N/2);

figure (2);
% subplot(221)
plot(f(1:n),log10(Saa(1:n)));
axis([0 450 -10 2]);
xlabel ('\omega (Hz)');
ylabel('log_1_0( v_g_e_r )');
title('Resposta em frequência da velocidade angular do eixo de alta
rotação');
% subplot(222)
% plot(f(1:n),log10(Sff(1:n)))
% subplot(223)
% plot(f(1:n),log10(abs(Saf(1:n))))
% subplot(224)
% figure(3)
% plot(f(1:n),angle(Saf(1:n)))
% axis([0 450 -4 4]);
%%
H1 = Sfa./Sff;
H2 = Saa./Saf;

gamma = abs(Sfa).^2./(Sff.*Saa);

figure(4);
subplot(3,1,1)
plot(f(1:n),log10(abs(H1(1:n))), 'k',f(1:n),log10(abs(H2(1:n))), 'r--
', 'linewidth', 3)
legend('H1', 'H2')
xlabel ('\omega (Hz)');
ylabel( 'Funções de transferência H1 e H2');
axis([0 450 -8 0])

subplot(3,1,2)
plot(f(1:n),angle(H1(1:n)), 'k',f(1:n),angle(H2(1:n)), 'r--', 'linewidth', 3)
xlabel ('\omega (Hz)');
ylabel( 'fase (radianos)');

```

```
axis([0 450 -4 4])

subplot(3,1,3)
plot(f(1:n),gamma(1:n),'k','linewidth',3)
legend('função de coerência')
xlabel('\omega (Hz)');
ylabel('\gamma^2')
axis([0 450 0.5 1.1])
```


Sendo o esquema da caixa de transmissão da TGM como mostrado na figura abaixo

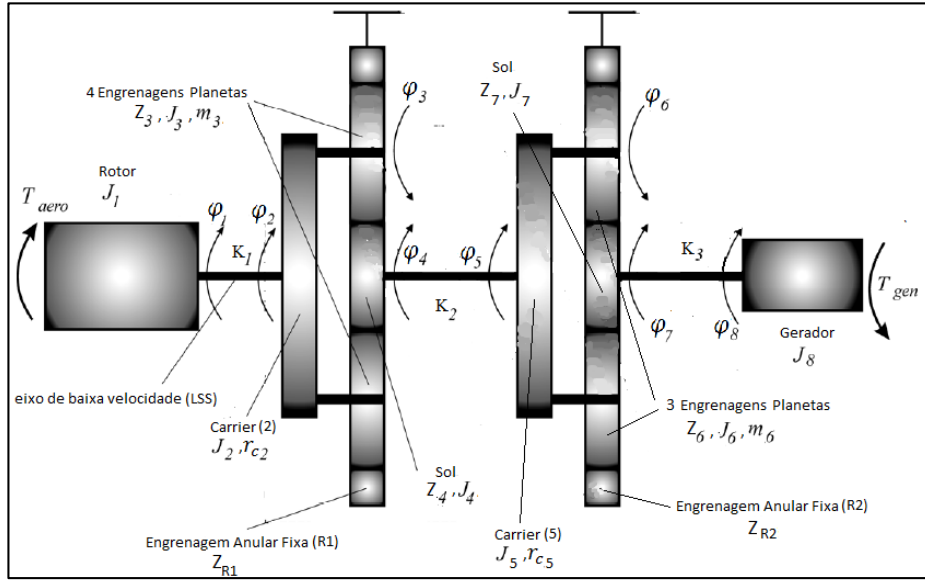


Figura esquemática da caixa multiplicadora da fabricante TGM.

Toda a modelagem matemática é feita através das equações de Lagrange, e considerando os corpos (exceto eixos) totalmente rígidos e todos em movimento somente de rotação (exceto engrenagens planetas que têm movimento de translação tangencial as engrenagens sol). A equação geral de Lagrange é mostrada na Eq. (A1), e estas derivam do princípio dos trabalhos virtuais. Trata-se, portanto, de uma abordagem de energia para a análise do sistema.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_j} + \frac{\partial V}{\partial q_j} = Q_j \quad (A1)$$

onde T , D e V são, respectivamente, as energias cinética, dissipada e potencial total do sistema. Os valores de q_j são os valores de deslocamento angular dos corpos rígidos e são dados por $q_j = [\varphi_1 \varphi_2 \varphi_3 \dots \varphi_8]^T$. E ainda os valores de Q_j são os valores de torques externos dados por $Q_j = [T_{aero} \ 0 \ 0 \ \dots \ -T_{gen}]^T$.

A priori se desconsideram os termos de energia dissipada, e o segundo termo da Eq.(A1). Além disso, a energia cinética total e a energia potencial total para o sistema podem ser computadas como nas Eq.(A2) e Eq.(A3) a seguir.

$$T = \frac{1}{2} J_1 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} J_2 \dot{\varphi}_2^2 + 4 \cdot \frac{1}{2} \cdot m_3 r_{c2}^2 \dot{\varphi}_2^2 + 4 \cdot \frac{1}{2} J_3 \dot{\varphi}_3^2 + \frac{1}{2} J_4 \dot{\varphi}_4^2 + \frac{1}{2} J_5 \dot{\varphi}_5^2 + 3 \cdot \frac{1}{2} \cdot m_6 r_{c5}^2 \dot{\varphi}_5^2 + 3 \cdot \frac{1}{2} J_6 \dot{\varphi}_6^2 + \frac{1}{2} J_7 \dot{\varphi}_7^2 + \frac{1}{2} J_8 \dot{\varphi}_8^2 \quad (A2)$$

$$V = \frac{1}{2} K_1 (\varphi_1 - \varphi_2)^2 + \frac{1}{2} K_2 (\varphi_4 - \varphi_5)^2 + \frac{1}{2} K_3 (\varphi_7 - \varphi_8)^2 \quad (A3)$$

Utilizando as relações de transmissão dos trens epicicloidais acima, conforme Eq. (A4) a Eq. (A7), pode-se calcular as energias em função de apenas 4 graus de liberdade, ou seja, em função do movimento de rotação de apenas quatro corpos do sistema.

$$\dot{\varphi}_3 = \gamma_1 \dot{\varphi}_2 = \left(1 - \frac{Z_{R1}}{Z_3}\right) \dot{\varphi}_2 \quad (A4)$$

$$\dot{\varphi}_4 = \gamma_2 \dot{\varphi}_2 = \left(1 + \frac{Z_{R1}}{Z_4}\right) \dot{\varphi}_2 \quad (A5)$$

$$\dot{\varphi}_6 = \gamma_3 \dot{\varphi}_5 = \left(1 - \frac{Z_{R2}}{Z_6}\right) \dot{\varphi}_5 \quad (A6)$$

$$\dot{\varphi}_7 = \gamma_4 \dot{\varphi}_5 = \left(1 + \frac{Z_{R2}}{Z_7}\right) \dot{\varphi}_5 \quad (A7)$$

As novas equações obtidas para as energias cinética e potencial são mostradas nas Eq. (A8) e Eq. (A9) a seguir.

$$T = \frac{1}{2}J_1\dot{\varphi}_1^2 + \left[\frac{1}{2}J_2 + 2 \cdot m_3 r_{c2}^2 + 2J_3\gamma_1^2 + \frac{1}{2}J_4\gamma_2^2\right]\dot{\varphi}_2^2 + \left[\frac{1}{2}J_5 + 3 \cdot \frac{1}{2} \cdot m_6 r_{c5}^2 + 3 \cdot \frac{1}{2}J_6\gamma_3^2 + \frac{1}{2}J_7\gamma_4^2\right]\dot{\varphi}_5^2 + \frac{1}{2}J_8\dot{\varphi}_8^2 \quad (A8)$$

$$V = \frac{1}{2}K_1(\varphi_1 - \varphi_2)^2 + \frac{1}{2}K_2(\gamma_2\varphi_2 - \varphi_5)^2 + \frac{1}{2}K_3(\gamma_4\varphi_5 - \varphi_8)^2 \quad (A9)$$

Nas Equações (A2) a (A9), os valores de J_i , são as inércias de cada corpo, K_i é a rigidez de cada eixo, m_3 e m_6 são respectivamente as massas das engrenagens planetas no primeiro e segundo estágio de multiplicação, r_{c2} e r_{c5} são respectivamente os raios do primeiro e segundo Carrier e ainda, Z_i representa o número de dentes das engrenagens. Todos os parâmetros são tais quais mostrados na figura esquemática inicial.

Aplicando-se a equação de Lagrange (Eq. (A1)) nas Eq. (A8) e Eq. (A9), obtemos um sistema de equações de 4 equações e 4 incógnitas, como visto abaixo.

$$J_1\ddot{\varphi}_1 + K_1\varphi_1 - K_1\varphi_2 = T_{aero}$$

$$A_2\ddot{\varphi}_2 + B_2\varphi_2 - K_1\varphi_1 - \gamma_2 K_2\varphi_5 = 0$$

$$A_5\ddot{\varphi}_5 + B_5\varphi_5 - \gamma_2 K_2\varphi_2 - \gamma_4 K_3\varphi_8 = 0$$

$$J_8\ddot{\varphi}_2 + K_3\varphi_8 - K_3\gamma_4\varphi_5 = T_{gen}$$

onde os coeficientes A_2 , A_5 , B e C são calculados por Eq. (A10) a Eq. (A13) a seguir.

$$A_2 = [J_2 + 4 \cdot m_3 r_{c2}^2 + 4J_3\gamma_1^2 + J_4\gamma_2^2] \quad (A10)$$

$$A_5 = [J_5 + 3m_6 r_{c5}^2 + 3J_6\gamma_3^2 + J_7\gamma_4^2] \quad (A11)$$

$$B_2 = K_1 + \gamma_2^2 K_2 \quad (A12)$$

$$B_5 = K_2 + \gamma_4^2 K_3 \quad (A13)$$

O sistema de equações (I) pode ser reescrito na forma de uma equação matricial, na forma mais generalizada dada pela Eq. (A14), como segue. Trata-se da equação que descreve o comportamento dinâmico do sistema em rotação pura. Neste modelo adotado até então, a matriz de amortecimento $[C]$ é nula.

$$[J]\ddot{\phi} + [C]\dot{\phi} + [K]\phi = [T] \quad (A14)$$

onde, as matrizes J , K e T são respectivamente as matrizes inércia, rigidez e torque, e são dadas pelas equações Eq. (A15) a (A17).

$$[J] = \text{diag} \{J_1 A_2 A_5 J_8\} \quad (A15)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 & 0 & 0 \\ -K_1 & B_2 & -\gamma_2 K_2 & 0 \\ 0 & -\gamma_2 K_2 & B_5 & -\gamma_4 K_3 \\ 0 & 0 & -\gamma_4 K_3 & K_3 \end{bmatrix} \quad (A16)$$

$$[T] = [T_{aero} \quad 0 \quad 0 \quad -T_{gen}]^T \quad (A17)$$

Considerando - se a energia dissipada pelo amortecimento nos eixos, através da Eq. (A18) abaixo já no início da modelagem, obtém-se exatamente a mesma equação para o comportamento dinâmico do sistema mostrada na Eq. (A14), e com as mesmas matrizes de rigidez e inércia, exceto pelo fato de que agora, a matriz de amortecimento $[C]$ não é mais nula.

$$D = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 C_i \dot{\phi}^2 \quad (A18)$$

A matriz de amortecimento para o sistema será dada então através da Eq. (19) a seguir.

$$[C] = \begin{bmatrix} C_1 & -C_1 & 0 & 0 \\ -C_1 & C_1 + \gamma_2^2 C_2 & -\gamma_2 C_2 & 0 \\ 0 & -\gamma_2 C_2 & C_2 + \gamma_4^2 C_3 & -\gamma_4 C_3 \\ 0 & 0 & -\gamma_4 C_3 & C_3 \end{bmatrix} \quad (A19)$$

Modelo Equivalente de Torque Mecânico do Gerador Elétrico

Modelo Friswell

O modelo de Friswell (Lees, et al., 2011), conforme Figura , descreve um sistema engrenado composto por quatro massas rotativas, a inércia I_1 descreve o rotor da turbina hidrocíntrica, a inércia I_4 o gerador elétrico, e as inércias I_2 e I_3 correspondem o sistema engrenado. Assumindo uma relação de transmissão $\gamma = R_3/R_2$, onde R_i refere-se ao raio das engrenagens $i = 2,3$. A Figura descreve o planta do sistema dinâmico em MatLab/Simulink. A modelagem numérica do Modelo de Friswell encontra-se descrito com mais detalhes em Cassia (2012).

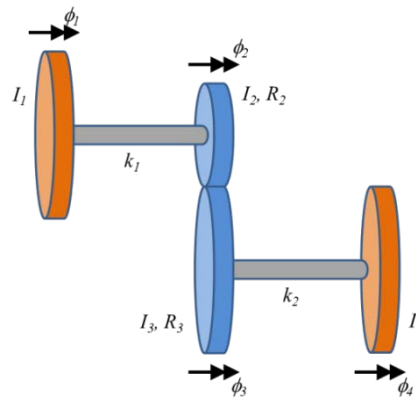


Figura B1 – Descrição esquemática do Modelo de Friswell.

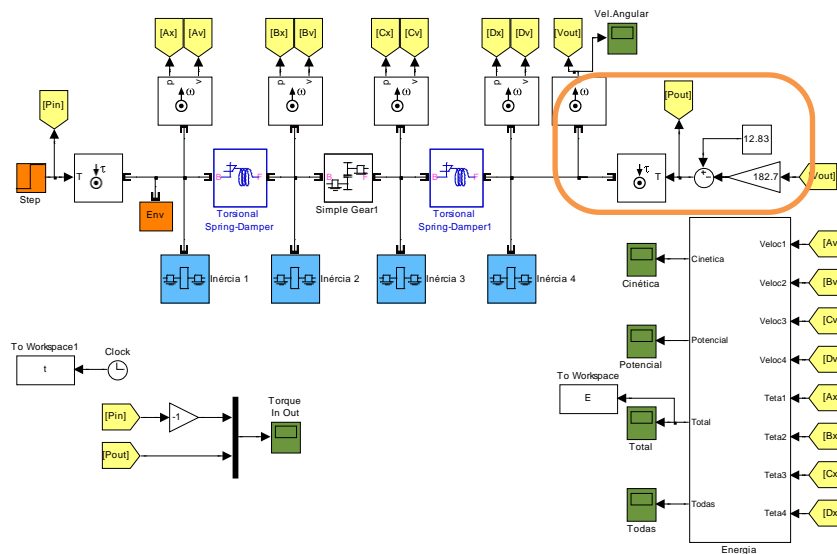


Figura B2 – Vista da Planta Simulink referente ao Modelo de Friswell (Lees, et al., 2011).

A parte destacada em laranja mostra o modelo equivalente de torque mecânico do gerador, segundo o modelo do Alexandre Mesquita no texto “Informações sobre o sistema acoplado”.

Solução Analítica

Aplica-se um torque de 1kN.m (função degrau) no modelo engrenado de Friswell (Lees, et al., 2011). A fim de obter uma solução analítica aproximada, admitem-se os eixos de alta e de baixa rotação rígidos (coeficiente de flexibilidade $1/k_1 = 1/k_2 = 0$). Desta forma, o sistema engrenado abaixo pode ser descrito por duas equações de movimento:

$$\begin{aligned} T_R - R_2 F_{23} &= (J_1 + J_2) \omega_1 \\ R_3 F_{23} - T_g &= (J_3 + J_4) \omega_4 \end{aligned} \quad (a)$$

onde, $\gamma = R_3/R_2$ é a relação de transmissão, F_{23} é força de contato entre as engrenagens 2 e 3, $\omega_1 = \omega_2$ e $\omega_3 = \omega_4$ devido a hipótese de rigidez dos eixos, e finalmente, $\omega_i = \dot{\phi}_i$ é a velocidade angular da massa girante i .

Multiplicando a primeira expressão de(a) pela relação de transmissão $1/\gamma$, obtemos:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\gamma} T_R - R_3 F_{23} &= (J_1 + J_2) \frac{1}{\gamma} \omega_1 \\ R_3 F_{23} - T_g &= (J_3 + J_4) \omega_4 \end{aligned} \quad (b)$$

de onde pode-se chegar a:

$$\frac{1}{\gamma} T_R - T_g = J_{eqv} \dot{\omega}_4 \quad (c)$$

onde, $J_{eqv} = J_4 + J_3 + (J_1 + J_2) \gamma^2$ é a inércia equivalente do sistema engrenado.

Ao admitir o comportamento do torque do gerador linear, ou seja, $T_g = K_e \omega_4 + K_o$, onde K_e e K_o constantes lineares obtidas por interpolação de resultados de ensaio.

$$\dot{\omega}_4 + \frac{K_e}{J_{eqv}} \omega_4 + \frac{K_o - \frac{1}{\gamma} T_R}{J_{eqv}} = 0 \quad (d)$$

E a solução da equação diferencial (d) é dada por:

$$\omega_4(t) = -\frac{K_o + \frac{1}{\gamma} T_R}{K_e} \left[1 - \exp\left(-\frac{K_e t}{J_{eqv}}\right) \right] \quad (e)$$

A resposta a degrau unitário de um sistema de primeira ordem descreve o comportamento a dinâmica de um sistema engrenado com grande rigidez dos eixos de transmissão (Ogata, 2003).

Transiente de Sistemas de Primeira Ordem

A equação (e) pode ser escrita da seguinte forma:

$$c(t) = 1 - \exp\left(-\frac{t}{T}\right), \quad \text{para } t \geq 0 \quad (f)$$

onde, a variável $c(t) = -\omega_4(t) \cdot K_e / \left(K_o - \frac{1}{\gamma} T_R\right)$ e a constante de tempo $T = J_{eqv} / K_e$ descrevem o comportamento dinâmico deste sistema dinâmico transiente de primeira ordem.

A equação (f) descreve a resposta transiente $c(t)$, nula para $t=0$ e unitária para $t=\infty$. A constante de tempo T é um valor característica importante de uma curva de resposta exponencial $c(t)$. Para $t=T$, o valor de $c(t)=0,632$, ou seja, $c(t)$ alcançou 63,2% de sua variação total. Logo, para $t=2T, 3T, 4T, e 5T$, o valor de $c(t)$ alcança 86,5%, 95%, 98,2%, e 99,3% da resposta final, respectivamente, conforme Figura .

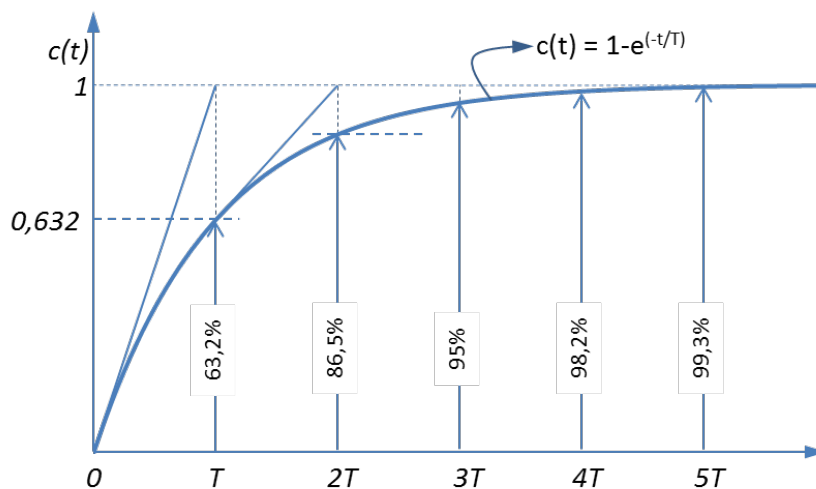


Figura B3 – Curva exponencial adimensional $c(t)$ de resposta transiente a função degrau de sistemas de primeira ordem [modificado de (Ogata, 2003)].

Para $t \geq 4T$, a resposta se está a aproximadamente 2% do valor final. A despeito de o estado permanente ser alcançado após um tempo infinito, conforme equação (f), é razoável descrever o tempo estimado de resposta permanente o intervalo de tempo necessário para alcançar 5% do valor máximo.

Este intervalo de tempo é definido como $t_{95\%} \cong 3T$, ou seja,

$$t_{95\%} = \ln 0.05 \cdot \frac{J_{eqv}}{K_e} \quad (g)$$

Finalmente, após um longo intervalo de tempo $t \geq 4T$, o sistema dinâmico aproxima-se de um comportamento permanente, $c(t \geq 4T) \cong 1$. Desta forma, conforme equações (e) e (f), o valor máximo de rotação ω_{\max} é descrito pela expressão,

$$\omega_{\max} = -\frac{K_o + \frac{1}{\gamma} T_R}{K_e} \quad (\text{h})$$

Estes dois parâmetros $t_{95\%}$ e ω_{\max} do sistema de primeira ordem descrevem o comportamento dinâmico do presente sistema engrenado.

Avaliação do Planta Simulink

Usando os mesmos dados encontrados em Lees et al. (2011), segue como abaixo:

$$J_{eqv} = 13000 + 5000 + (7000 + 4000) \left(\frac{111}{56} \right)^2 = 61217,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^3 \quad (\text{i})$$

$$T_g = K_e \omega_4 + K_o = 182,7 [N \cdot \text{m} \cdot \text{s}] \omega_4 + 12,8 [N \cdot \text{m}] \quad (\text{j})$$

$$T_R = 1000 \text{ Nm} \quad (\text{k})$$

Desta forma, a velocidade de rotação máxima $\omega_{4,\max}$ é dada por:

$$\omega_{4,\max} = -\frac{K_o + \frac{1}{\gamma} T_R}{K_e} = 10,8 \text{ rad/s} \quad (\text{l})$$

e, o lapso de tempo $t_{95\%}$ para que o torque máximo alcance 95% $\omega_{4,\max}$

$$\ln 0.05 = -\frac{K_e t_{95\%}}{J_{eqv}} \quad (\text{m})$$

$$t_{95\%} = \ln 0.05 \cdot \frac{61217,8}{182,7} \cong 1004 \text{ s} \cong 16.7 \text{ min}$$

O modelo de Friswell com gerador leva menos de 17 minutos para atingir 95% da rotação máxima de regime estacionário.

Após simulação da planta (Figura), obtemos os resultados de velocidade angular do gerador ω_4 e de torque mecânico do rotor T_R e do gerador T_g conforme Figura .

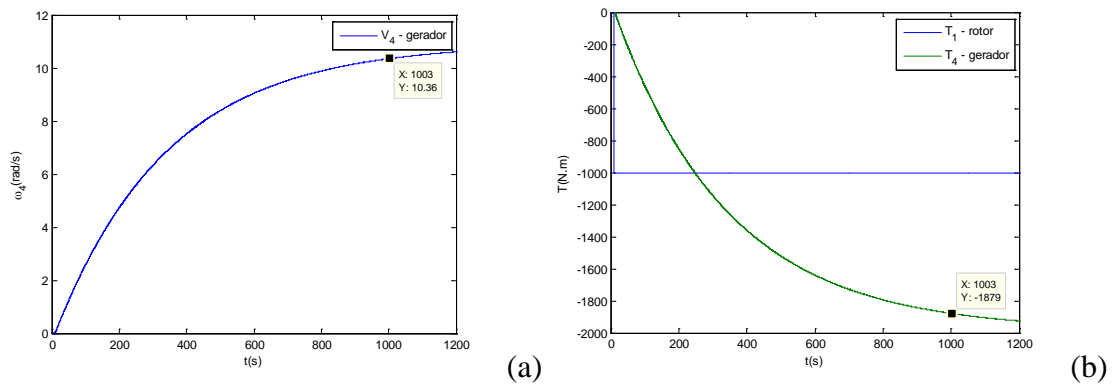


Figura B4 – Evolução temporal da velocidade angular do gerador ω_4 (a), e dos torques do rotor T_R e do gerador T_g (b).

Estes resultados podem ser resumidos pela Tabela .

Tabela T1– Resposta do Modelo de Friswell a Função Degrau.

$t_{95\%} = 1003s$	Modelo Analítico	Planta Numérica	Erro Relativo (%)
$\omega_{4,max}$ (rad/s)	10,80	10,89 ^a	0,83
$\omega_{4,95\%T_R}$ (rad/s)	10,26	10,36	0,97
$T_{R,max}$ (N.m)	1982	1977 ^a	-0,25
$T_{R,95\%T_R}$ (N.m)	1883	1879	0,21

a - A velocidade e o torque máximos foram obtidos numericamente após um lapso de tempo $t = 2000s$.

Os resultados obtidos pela planta numérica e pelo modelo analítico simplificado apresentam boa correlação. Os erros relativos para todos os valores característicos do transiente são inferiores a 1%. Apesar das diferenças entre os modelos analíticos e numéricos, é possível afirmar a validação da planta Simulink.

Modelo de Tucunaré-Transmissão

A fim de realizar a avaliação dinâmica do modelo equivalente da turbina TUCUNARÉ, utilizam-se os parâmetros avaliados no trabalho de Mesquita (2012).

$$J_{eqv} = 22,3 + 98173,0 \left(\frac{510}{15} \right)^2 = 113 \times 10^6 \text{ kg} \cdot \text{m}^3 \quad (n)$$

$$T_g = K_e \omega_4 + K_o = 182,7 [N \cdot m \cdot s] \omega_4 + 12,8 [N \cdot m] \quad (o)$$

$$T_R = 80 Nm \quad (p)$$

Desta forma, a velocidade de rotação máxima $\omega_{4,max}$ é dada por:

$$\omega_{4,\max} = -\frac{K_o + \frac{1}{\gamma} T_R}{K_e} = 14,9 \text{ rad/s} \quad (q)$$

e, o lapso de tempo $t_{95\%}$ para que o torque máximo alcance 95% $\omega_{4,\max}$

$$\ln 0.05 = -\frac{K_e t_{95\%}}{J_{eqv}} \quad (r)$$

$$t_{95\%} = \ln 0.05 \cdot \frac{113 \times 10^6}{182,7} \cong 514,7h$$

O modelo equivalente de Tucunaré com gerador leva 515 horas para atingir 95% da rotação máxima de regime estacionário. Este valor estupidamente longo é devido principalmente a inércia do rotor (acoplamento + pás). A primeira estimativa é exagerada pois foi obtida através da análise da inércia de uma peça maciça de alumínio. A diminuição em dez vezes do valor de inércia do rotor reduz o lapso de tempo $t_{95\%}$ cerca de 1 hora.

Após simulação da planta, obtemos os resultados de velocidade angular do gerador ω_4 e de torque mecânico do rotor T_R e do gerador T_g conforme Figura .

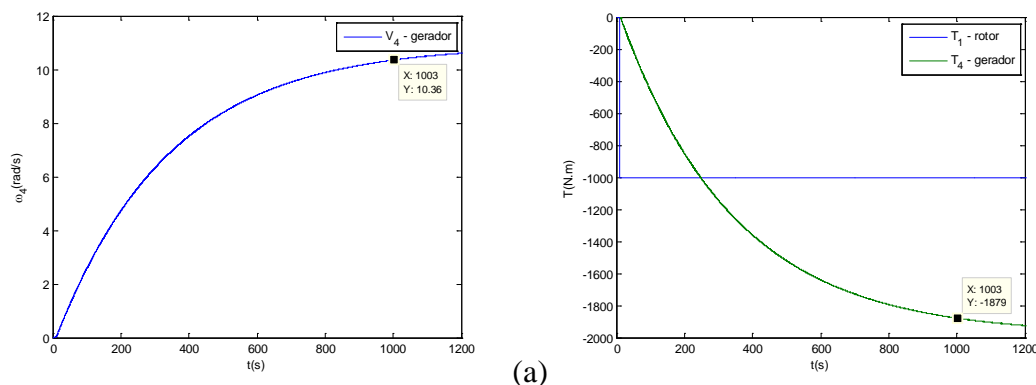


Figura B5 – Modelo equivalente TUCUNARÉ – (a) velocidade angular do gerador ω_4 em função do tempo (a), e (b) torques do rotor T_R e do gerador T_g em função do tempo.

Bibliografia

- Lees, A., Friswell, M. & Litak, G., 2011. Torsional vibration of machines with gear errors. *Journal of Physics: Conference Series*, Volume 305:1–10.
- Mesquita, A., 2012. *Informações sobre o sistema acoplado*, Belém: Nota Pessoal.
- Ogata, K., 2003. *Engenharia de Controle Moderno*. 4º Edição ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall.