

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA**

Eduardo Augusto Flesch

**PROJETO DE TRANSMISSÃO HIDROSTÁTICA PARA
AEROGERADORES DE EIXO HORIZONTAL**

Dissertação submetida ao Programa de pós-graduação em engenharia mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de mestre em engenharia mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Victor Juliano De Negri

Florianópolis
2012

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Flesch, Eduardo Augusto
Projeto de Transmissão Hidrostática para Aero geradores
De Eixo Horizontal [dissertação] / Eduardo Augusto Flesch ;
orientador, Victor Juliano De Negri - Florianópolis, SC,
2012.
209 p. ; 21cm

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Sistemas Hidráulicos. 3.
Transmissão Hidrostática. 4. Aero gerador. I. De Negri,
Victor Juliano. II. Universidade Federal de Santa
Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
III. Título.

Eduardo Augusto Flesch

**PROJETO DE TRANSMISSÃO HIDROSTÁTICA PARA
AEROGERADORES DE EIXO HORIZONTAL**

Esta Dissertação foi julgada adequada para a obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 29 de Novembro de 2012.

Prof. Júlio César Passos, Dr. Eng.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Victor Juliano De Negri, Dr. Eng., Orientador
Presidente

Prof. Arno Bollmann, Dr. Ing.,

Prof. Edson Roberto De Pieri, Dr.,

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.

A minha família e aos meus amigos.

AGRADECIMENTOS

Agradeço:

À minha família pelo apoio e suporte.

Ao Prof. Dr. Victor De Negri pela orientação, incentivo e paciência no transcorrer deste trabalho.

A meus colegas do LASHIP pela ajuda prestada. Agradeço a Cristiano, Facundo, Galaz, Yesid, Luciano, Job, Matheus, Mario, Pablo, Rodrigo, Victor B. e muitos outros pelo companheirismo e acolhimento.

A todos que, direta ou indiretamente, contribuíram para a realização deste trabalho.

RESUMO

A presente dissertação apresenta um estudo acerca do projeto e análise do comportamento de uma transmissão hidrostática a ser incorporada a um aerogerador de eixo horizontal. Na busca de uma maior eficiência na geração de energia elétrica a partir do vento, os aerogeradores têm experimentado um amplo crescimento nas diversas áreas relativas ao seu projeto e operação. Deste modo, o aumento na eficiência global do aerogerador constitui um dos requisitos mais importantes para o desenvolvimento destas máquinas. Uma transmissão hidrostática mostra-se como uma alternativa promissora para a transmissão da potência extraída pelo rotor da turbina até o gerador elétrico e para a regulação da velocidade do rotor. Na operação de aerogeradores de eixo horizontal, a variação na velocidade de rotação do rotor permite maximizar a captura da energia do vento. Por outro lado, geradores elétricos síncronos necessitam de conversores de frequência para operarem com velocidade variável, causando uma queda na eficiência global do sistema. Um modo de contornar este efeito é conectando o gerador elétrico diretamente à rede elétrica, pela qual o gerador necessita operar continuamente com velocidade de rotação síncrona a fim de manter a frequência da energia elétrica produzida dentro dos padrões exigidos pela rede elétrica. Uma transmissão hidrostática é capaz de solucionar este problema, pois possibilita desacoplar a velocidade do rotor da velocidade do gerador elétrico. Isto permite que o rotor opere com uma maior eficiência enquanto mantém a qualidade da energia fornecida pelo gerador. Outra implicação favorável à utilização de uma transmissão hidrostática é a possibilidade de instalar a maior parte dos componentes presentes em um aerogerador ao nível do solo. Isto reduz o peso da torre e da nacelle do aerogerador, o que reduz as cargas dinâmicas sobre a estrutura da mesma, além dos custos de construção. Neste trabalho é apresentado um modelo computacional através do qual foi possível analisar as diversas características operacionais de tal sistema. Este trabalho pretende contribuir na área de projeto de sistemas de transmissão de potência para aerogeradores, proporcionando informações que permitam avaliar o desempenho da transmissão hidrostática e fornecer uma solução alternativa visando sua futura aplicação em aerogeradores de eixo horizontal.

Palavras-chave: Sistemas Hidráulicos. Transmissão Hidrostática. Aerogerador.

ABSTRACT

The present dissertation presents a study on the design and the analysis of the behavior of a hydrostatic transmission to be incorporated into a horizontal axis wind turbine. In the pursuit for larger efficiency on wind energy extraction, wind turbines have seen a broad growth among different areas regarding its design and operation. Thus the growth in the overall efficiency of the wind turbine constitutes one of the most important requirements for the development of these machines. A hydrostatic transmission appears as a promising alternative for the transmission of the power extracted from the turbine's rotor to the electric generator and for the regulation of the rotor speed. During the operation of horizontal axis wind turbines, the variation of the rotor speed allows for maximization of energy capture from the wind. On the other hand, synchronous electric generators require frequency converters to be able to operate with variable speed, causing a drop on the system's overall efficiency. A way to get around this outcome consists of connecting the electric generator directly to the electrical grid, whereby the generator is required to continuously operate with synchronous speed in order to maintain the frequency of generated electric energy within the standards of the electrical grid. A hydrostatic transmission is able to solve this problem, because it allows the decoupling of the rotor speed from the electric generator speed. This enables the rotor to operate with a greater efficiency while maintaining the power quality supplied by the generator. Another favorable outcome from the use of a hydrostatic transmission is the possibility of installing most of the components of the wind turbine on the ground level. This reduces the weight of the tower and the nacelle of the wind turbine, which in turn reduces dynamic tensions over the wind turbine's structure, along with construction costs. This dissertation presents a computational model through which it has been possible to analyze the various operational characteristics of the system. This study intends to contribute with the design of power transmission systems for wind turbines, providing information that allows for evaluation of the performance of the hydrostatic transmission and to present an alternative solution in order for future use in horizontal axis wind turbines.

Keywords: Fluid Power. Hydrostatic Transmission. Wind Turbine.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Transmissão hidrostática desenvolvida pela empresa ChapDrive (Adaptado de ChapDrive, 2012).	34
Figura 2 – Forças de sustentação e arraste numa seção de pá (Adaptada de Freitas, 2008).	38
Figura 3 – Variação de CL e CD com relação ao ângulo de ataque α para um perfil aerodinâmico típico (TARNOWSKI, 2006).	39
Figura 4 – Forças aerodinâmicas atuando sobre o rotor de uma turbina eólica (Adaptado de Hau, 2005).	41
Figura 5 – Coeficiente de potência vs. velocidade específica para diferentes ângulos de passo (TARNOWSKI, 2006).	43
Figura 6 – Curva de potência mecânica em relação à velocidade do vento incidente sobre o aerogerador (Adaptado de Bianchi <i>et al.</i> , 2005).	47
Figura 7 – Curva de potência mecânica em relação à velocidade do rotor (Adaptado de Bianchi <i>et al.</i> , 2005; apud GONZALEZ, 2012).	48
Figura 8 – Variação da área de varredura do rotor com o ângulo de <i>yaw</i> (Adaptado de Gonzalez, 2012).	49
Figura 9 – Comparação entre controle de passo ativo e controle passivo por <i>stall</i> (Adaptado de FREITAS, 2008).	50
Figura 10 – Variação da eficiência de um equipamento de potência de acordo com a carga exigida (Adaptado de BURTON <i>et al.</i> , 1999).	52
Figura 11 – Relação entre θ e δ (Adaptado de COSTA e SILVA, 2000).	55
Figura 12 – Equação da oscilação representada através de diagrama de blocos.	57
Figura 13 – Diagrama de blocos representando a interação entre o gerador síncrono e a rede elétrica.	60
Figura 14 – Resposta de um sistema ligado a barra infinita para uma perturbação em degrau de potência mecânica (Adaptado de Costa e Silva, 2000).	61
Figura 15 – Elementos principais de um aerogerador com caixa multiplicadora (Adaptado de Munteanu <i>et al.</i> , 2008).	64
Figura 16 – Ilustração de uma transmissão hidrostática com controle em malha fechada: (a) circuito aberto, (b) circuito fechado (Adaptado de Cundiff, 2002).	69
Figura 17 – Configuração típica de uma transmissão hidrostática.	71
Figura 18 – Vazamentos presentes em um motor de pistões axiais (Adaptado de Akers, Gassman e Smith, 2006).	74
Figura 19 – Curvas de desempenho características de uma bomba hidrostática de deslocamento fixo (Adaptado de Linsingen, 2008).	83
Figura 20 – Curvas de rendimento típicas para uma bomba hidráulica (Adaptado de Bosch, 1991).	87
Figura 21 – Configuração da transmissão hidrostática adotada pelo IFAS (Schmitz, Vatheuer e Murrenhoff, 2010).	88
Figura 22 – Configuração selecionada para a transmissão hidrostática.	91

Figura 23 – Esquema de controle para aerogerador dotado de transmissão hidrostática (Adaptado de Thul, Dutta e Stelson, 2011).	95
Figura 24 – Diagrama de blocos de um controlador PID (Adaptado de Aström e Murray, 2010).	96
Figura 25 – Controlador PID com anti <i>windup</i> (Adaptado de Aström e Murray, 2010).	98
Figura 26 – Relação entre velocidade de vento ótima e velocidade de vento médio anual no local de instalação para aerogeradores com controle ativo de passo (FREITAS, 2008).	99
Figura 27 – Relação entre o coeficiente de potência e a velocidade específica para o perfil adotado.	101
Figura 28 – Potência nominal vs. área varrida pelo rotor para aerogeradores em produção em 1997 (Adaptado de BURTON <i>et al.</i> , 2001).	102
Figura 29 – Relação entre peso e potência transmitida através de caixas redutoras mecânicas, estimados de Brook Hanson Transmission e Lohmann & Sohterfolt (HANSEN <i>et al.</i> , 2001).	111
Figura 30 – Volume específico de óleo em caixas redutoras mecânicas, estimados de Brook Hanson Transmission e Lohmann & Sohterfolt (HANSEN <i>et al.</i> , 2001).	112
Figura 31 – Submodelo da bomba hidráulica PU001C com rendimento mecânico e volumétrico e com a indicação das variáveis externas.	117
Figura 32 – Submodelo do motor hidráulico MO002C com rendimento mecânico e volumétrico e com a indicação das variáveis externas.	119
Figura 33 – Submodelo de válvula de retenção simples CV002.	119
Figura 34 – Curvas de operação para válvulas de retenção (Adaptado de Linsingen, 2008).	120
Figura 35 – Curvas de operação para a válvula de retenção modelada.	122
Figura 36 – Submodelo da válvula de alívio RV00.	123
Figura 37 – Submodelo do orifício hidráulico OR0000 com indicação das variáveis externas.	124
Figura 38 – Curva do coeficiente de descarga em função do número de Reynolds.	126
Figura 39 – Filtro hidráulico com válvula de retenção em paralelo.	127
Figura 40 – Submodelo do reservatório de fluido TK-10 com a indicação das variáveis externas.	128
Figura 41 – Determinação do erro de pressão do sistema.	131
Figura 42 – Relação entre o deslocamento volumétrico do motor e a corrente elétrica de controle da válvula proporcional (Rexroth, 2009).	132
Figura 43 – Controle do motor e válvula redutora de pressão.	133
Figura 44 – Controlador A para baixas velocidades de vento.	134
Figura 45 – Controlador B para velocidades de vento elevadas.	135
Figura 46 – Controlador do sistema.	137
Figura 47 – Interação entre o gerador síncrono e a rede elétrica.	138
Figura 48 – Resposta do gerador elétrico a uma entrada em degrau de 1.1 p.u.	139

Figura 49 – Submodelo da inércia rotacional RL01.	140
Figura 50 – Componentes que compõem o vento incidente.	142
Figura 51 – Interação entre o vento e o rotor.	142
Figura 52 – Submodelo de tubulação/mangueira HL01.....	144
Figura 53 – Diagrama de Moody (Adaptado de AMESim, 2005).	145
Figura 54 – (a) Entrada em degrau da velocidade do vento. (b) Potência extraída pelo rotor e potência entregue pelo aerogerador.	150
Figura 55 – (a) Torque atuante sobre o rotor. (b) Torque mecânico sobre o gerador.	150
Figura 56 – (a) Entrada em degrau da velocidade do vento e resposta da velocidade do rotor. (b) Frequência da corrente elétrica do gerador.	152
Figura 57 – (a) Potência extraída pelo rotor. (b) Potência entregue pelo aerogerador.	153
Figura 58 – (a) Torque atuante sobre o rotor. (b) Torque mecânico sobre o gerador.	154
Figura 59 – (a) Pressão nas linhas de alta e baixa pressão, e diferença de pressão entre estas. (b) Vazão emitida pela bomba.....	155
Figura 60 – (a) Deslocamento volumétrico do motor. (b) Erro de pressão do sistema.	155
Figura 61 – (a) Coeficiente de potência. (b) Eficiência global do aerogerador.	156
Figura 62 – (a) Somatório dos vazamentos externos do sistema. (b) Vazão de suprimento.	156
Figura 63 – (a) Entrada em degrau da velocidade do vento e resposta da velocidade do rotor. (b) Frequência da corrente elétrica do gerador. (c) Frequência da corrente elétrica do gerador quando utilizado apenas uma chave.	159
Figura 64 – (a) Pressão nas linhas de alta e baixa pressão e diferença de pressão entre estas. (b) Vazão emitida pela bomba.....	160
Figura 65 – (a) Torque atuante sobre o rotor e (b) sobre o gerador.	161
Figura 66 – (a) Potência extraída pelo rotor. (b) Potência entregue pelo aerogerador.	162
Figura 67 – (a) Deslocamento volumétrico do motor. (b) Erro de pressão do sistema.	162
Figura 68 – (a) Coeficiente de potência. (b) Eficiência global do aerogerador.	163
Figura 69 – (a) Somatório dos vazamentos externos do sistema. (b) Vazão de suprimento.	164
Figura 70 – (a) Entrada da velocidade do vento e resposta da velocidade do rotor. (b) Frequência da corrente elétrica do gerador.....	165
Figura 71 – (a) Potência extraída pelo rotor. (b) Potência entregue pelo aerogerador.	166
Figura 72 – (a) Torque atuante sobre o rotor. (b) Torque mecânico sobre o gerador.	166

Figura 73 – (a) Pressão nas linhas de alta e baixa pressão e diferença de pressão entre estas. (b) Vazão emitida pela bomba. (c) Vazão através da válvula de retenção da linha de baixa pressão.....	167
Figura 74 – (a) Coeficiente de potência. (b) Eficiência global do aerogerador. (c) Relação entre potência extraída pelo rotor e fornecida pelo aerogerador...	168
Figura 75 – (a) Erro de sinal de velocidade. (b) Erro de sinal de pressão.....	169
Figura 76 – (a) Relação de transmissão. (b) Deslocamento volumétrico do motor.	169
Figura 77 – <i>Sketch</i> do sistema.	179
Figura 78 – Dinâmica da válvula.....	180
Figura 79 – PID_A.....	181
Figura 80 – PID_B.....	182
Figura 81 –Transmissão hidrostática.	184
Figura 82 – Interação entre o vento e o rotor.....	185
Figura 83 — Interação entre o gerador e a rede elétrica.	185

LISTA DE TABELAS

Tabela 1- Capacidade instalada de geração de energia a partir do vento dos maiores produtores mundiais para o ano de 2011.....	31
Tabela 2- Principais componentes presentes na transmissão hidrostática.....	91
Tabela 3- Momentos de inércia axiais de rotores de turbinas com diferentes raios (FREITAS, 2008)	103
Tabela 4- Parâmetros do aerogerador.	103
Tabela 5- Requisitos do motor hidráulico.	105
Tabela 6- Requisitos da bomba hidráulica.	107
Tabela 7- Código de nível de limpeza do fluido recomendado para transmissões hidrostáticas de circuito fechado.....	110
Tabela 8- Requisitos da bomba hidráulica.	112
Tabela 9- Parâmetros do fluido ISO VG 68.....	129
Tabela 10- Ganhos dos controladores.....	148
Tabela 11- Comparação entre os valores de projeto e os valores simulados para uma entrada de vento nominal de 12 m/s.	151
Tabela 12- Características para o modelo AA6VM-355.....	203
Tabela 13- Características para o modelo DRE-4K EP2.	205
Tabela 14- Características para o modelo MR-7000.....	207
Tabela 15- Características para o modelo LSRPM280MK.....	209

LISTA DE SÍMBOLOS

ALFABETO GREGO

α	Ângulo de ataque	[rad]
α^{PT}	Aceleração angular do conjunto turbina mais bomba hidráulica	[rad/s ²]
α_m^G	Aceleração mecânica do rotor do gerador	[rad/s ²]
β	Ângulo de passo	[rad]
β_e	Módulo de compressibilidade efetivo	[Pa]
δ	Deslocamento angular entre o eixo do rotor do gerador e o eixo de referência	[rad]
Δp	Diferença de pressão	[Pa]
Δp^V	Diferença de pressão responsável pela abertura da válvula	[bar]
θ	Ângulo medido em relação ao eixo fixo	[rad]
ρ	Massa específica do fluido	[kg/m ³]
ρ_{ar}	Massa específica do ar	[Kg/m ³]
ρ_m	Massa específica do fluido referente à média aritmética das pressões p_1 e p_2	[Kg/m ³]
ρ_0	Massa específica do fluido a pressão atmosférica	[Kg/m ³]
λ	Velocidade específica	[adim.]
λ_i	Velocidade específica auxiliar	[adim.]
η^A	Eficiência global do aerogerador	[adim.]
η_g^M	Rendimento global do motor	[adim.]
η_g^P	Rendimento global da bomba	[adim.]
η_m^M	Rendimento mecânico do motor	[adim.]
η_m^P	Rendimento mecânico da bomba	[adim.]
η_v^M	Rendimento volumétrico do motor	[adim.]
η_v^P	Rendimento volumétrico da bomba	[adim.]
ϕ	Ângulo total até o plano de rotação	[rad]
ν	Viscosidade cinemática do fluido	[m ² /s]
ω	Velocidade angular	[rad/s]
ω_1	Velocidade angular na entrada da transmissão	[rad/s]
ω_2	Velocidade angular na saída da transmissão	[rad/s]
ω^G	Velocidade angular do rotor do gerador elétrico	[rad/s]
$\bar{\omega}^G$	Velocidade angular do gerador em p.u.	[p.u. rad/s.]
ω^M	Velocidade angular no eixo do motor	[rad/s]
ω^P	Velocidade angular no eixo da bomba	[rad/s]
ω^R	Velocidade angular do rotor do aerogerador	[rad/s]

ω_n^G	Velocidade angular nominal do gerador elétrico	[rad/s]
ω_t	Velocidade angular da pá do rotor	[rad/s]
ω_s	Velocidade angular síncrona do eixo de referência	[rad/s]
τ	Constante de tempo da válvula	[s]

ALFABETO LATINO

A	Área da seção transversal	[m ²]
A^{pi}	Área da seção transversal da tubulação	[m ²]
A^R	Área varrida pelo rotor da turbina	[m ²]
A_o	Área do orifício	[m ²]
c	Largura do perfil na seção considerada (corda)	[m]
cd	Coefficiente de descarga	[adim.]
$cd_{máx}$	Coefficiente de descarga máxima	[adim.]
C_D	Coefficiente de arrasto	[adim.]
C_L	Coefficiente de sustentação	[adim.]
C_p	Coefficiente de potência	[adim.]
c_{sex}^M	Coefficiente de perdas externas no motor	[m ³ /s/Pa]
c_{sin}^M	Coefficiente de perdas internas do motor	[m ³ /s/Pa]
c_{st}	Coefficiente de perdas totais por fugas	[m ³ /s/Pa]
d_{in}^{pi}	Diâmetro interno da tubulação	[mm]
dh	Diâmetro hidráulico	[m]
D	Deslocamento volumétrico da máquina	[m ³ /rad]
D^M	Deslocamento volumétrico do motor	[m ³ /rad]
D^P	Deslocamento volumétrico da bomba	[m ³ /rad]
e	Rugosidade absoluta	[μm]
$e(t)$	Sinal de erro	[adim.]
i	Relação de transmissão	[adim.]
f	Frequência da corrente elétrica	[Hz]
f_{at}	Fator de atrito	[adim.]
F_D	Força de arraste por unidade de comprimento dr	[N/m]
F_L	Força de sustentação por unidade de comprimento dr	[N/m]
F_t	Força tangencial sobre a seção de pá considerada	[N/m]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
G_1	Ganho para interação entre vento e rotor	[kg/m ²]
h	Altura de fluido no reservatório	[m]
h_0	Altura inicial de fluido no reservatório	[m]
H	Constante de inércia	[s]

i	Relação de Transmissão	[adim.]
i^V	Corrente elétrica no solenoide da válvula	[A]
J	Momento de inércia axial do rotor do aerogerador	[kgm ²];
J^{MG}	Momento de inércia combinado do motor hidráulico e gerador elétrico	[Kgm ²]
J^{PT}	Momento de inércia do conjunto turbina e bomba hidráulica	[Kgm ²]
k_1	Constante de torque ideal	[Nms ² /rad ²]
k_2	Constante de pressão ideal	[rad ² /Pa·s ²]
k_A	Coefficiente de torque de amortecimento	[p.u. Nm]
k_d	Ganho derivativo	[adim.]
k_i	Ganho integral	[adim.]
k_p	Ganho proporcional	[adim.]
K_{RP}	Ganho em regime permanente	[adim.]
k_s	Coefficiente de torque sincronizante	[p.u. Nm]
k_t	Ganho do anti <i>windup</i>	[adim.]
l	Comprimento da tubulação	[m]
n_p	Número de pás do rotor	[adim.]
n^G	Frequência de rotação do gerador elétrico	[rev/min]
n_{med}^R	Frequência de rotação medida no eixo do rotor	[rev/min]
p_0	Pressão no dreno	[Pa]
p_1	Pressão na linha de alta pressão	[Pa]
p_2	Pressão na linha de baixa pressão	[Pa]
p^G	Número de pares de pólos do gerador elétrico	[adim.]
p_C	Pressão de carga	[Pa]
p_{ideal}	Pressão ideal no sistema	[Pa]
p_{med}^{pi}	Pressão medida na linha hidráulica	[bar]
p_r	Pressão de abertura ajustada (pré-carga da mola)	[bar]
P_1	Potência na entrada da transmissão	[W]
P_2	Potência na saída da transmissão	[W]
P^{Ps}	Potência consumida pela bomba de preenchimento	[kW]
P^R	Potência mecânica extraída pelo rotor do aerogerador	[W]
P_a^M	Potência de acionamento do motor	[W]
P_a^P	Potência de acionamento da bomba	[W]
P_n^G	Potência nominal do gerador elétrico	[W]
P_{nom}	Potência nominal entregue à rede pelo	[kW]

	aerogerador	
P_u^M	Potência útil no eixo do motor [W]	[W]
P_u^P	Potência útil da bomba	[W]
P_v	Potência eólica	[W]
$r(t)$	Sinal de referência	[adim.]
R_b	Resistência da bobina do solenoide	[Ω]
Re	Número de Reynolds	[adim.]
Re_{tr}	Número de Reynolds de transição	[adim.]
q_{V1}	Vazão na porta 1	[L/min]
q_{Vs1ex}^M	Perdas por fugas externas na câmara 1 do motor	[m ³ /s]
q_{Vs2ex}^M	Perdas por fugas externas na câmara 2 do motor	[m ³ /s]
q_{Vsin}^M	Perdas por fugas internas no motor	[m ³ /s]
q_{Vtc}	Vazão geométrica teórica da máquina	[m ³ /s]
q_V^M	Vazão efetiva na entrada do motor	[m ³ /s]
q_V^P	Vazão emitida pela bomba	[m ³ /s]
q_V^{pi}	Vazão de fluido na tubulação [m ³ /s]	[m ³ /s]
q_{V1}^M	Vazão na câmara 1 do motor	[m ³ /s]
q_{V2}^M	Vazão na câmara 2 do motor	[m ³ /s]
q_{VC}^M	Vazão de carga no motor	[m ³ /s]
q_{Vs}^M	Vazão por fugas no motor	[m ³ /s]
q_{Vs}^P	Vazão de fugas na bomba	[m ³ /s]
q_{Vtc}^M	Vazão geométrica teórica do motor	[m ³ /s]
q_{Vtc}^P	Vazão geométrica teórica da bomba	[m ³ /s]
q_{Vs}^P	Vazão da bomba de preenchimento	[m ³ /s]
r	Distância da seção de pá ao eixo do rotor	[m]
rr	Rugosidade relativa da tubulação	[$\mu\text{m}/\text{m}$];
R	Comprimento da pá do rotor	[m]
s	Operador de Laplace	[adim.]
t	Tempo	[s]
T_1	Torque na entrada da transmissão	[Nm]
T_2	Torque na saída da transmissão	[Nm]
T^G	Torque elétrico no gerador	[Nm]
T^M	Torque real disponível no eixo do motor	[Nm]
T^P	Torque efetivo requerido pela bomba	[Nm]
T^R	Torque sobre o rotor do aerogerador	[Nm]
T_a	Torque acelerante	[Nm]
\bar{T}_a	Torque acelerante em p.u.	[p.u. Nm]
T_{at}	Torque de atrito	[Nm]
T_{at}^M	Torque de atrito no motor	[Nm]

T_{atm}	Torque de atrito mecânico	[Nm]
T_B^G	Torque base do gerador elétrico	[Nm]
T_c	Torque de atrito constante	[Nm]
T_e	Torque elétrico	[Nm]
$T_{e,0}$	Torque elétrico em regime permanente	[Nm]
\bar{T}_e	Torque elétrico em p.u.	[p.u. Nm]
T_{ideal}^R	Torque ideal sobre o rotor do aerogerador	[Nm]
T_m	Torque mecânico	[Nm]
$T_{m,0}$	Torque mecânico em regime permanente	[Nm]
\bar{T}_m	Torque mecânico em p.u.	[p.u. Nm]
T_{tc}^M	Torque teórico disponível pelo motor	[Nm]
T_{tc}^P	Torque teórico requerido pela bomba	[Nm]
T_t	Torque tangencial sobre o rotor	[Nm]
T_v	Torque de atrito viscoso do fluido	[Nm]
$u(t)$	Sinal de controle	
U_{med}^{pi}	Sinal de tensão em função da pressão medida	[V]
U_{med}^R	Sinal de tensão em função da velocidade angular medida	[V]
v	velocidade longitudinal do vento incidente	[m/s]
v_f^{pi}	Velocidade média do fluido na tubulação	[m/s]
v_r	Velocidade relativa do vento	[m/s]
$V(t)$	Volume instantâneo de fluido	[m ³]
V_t	Volume efetivo de fluido contido no sistema	[m ³]
U_{med}^{pi}	Sinal de tensão em função da pressão medida	[V]
U_{med}^R	Sinal de tensão em função da velocidade de rotação medida	[V]
X	Razão entre o deslocamento volumétrico do motor (D^M) e o deslocamento máximo (D_{max}^M)	[adim.]
$X(s)$	Razão de deslocamento da válvula (sem atraso)	[adim.]
$y(t)$	Sinal da saída do sistema	[adim.]
$Y(s)$	Razão de deslocamento efetivo da válvula (com atraso)	[adim.]

OUTROS SÍMBOLOS

∇q_V	Gradiente da vazão em relação a pressão	[L/min/bar]
--------------	---	-------------

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	31
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO	31
1.2	OBJETIVOS	34
1.2.1	Objetivo Geral	34
1.2.2	Objetivos Específicos	34
1.3	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	35
2	EXTRAÇÃO E GERAÇÃO DE ENERGIA A PARTIR DO VENTO	37
2.1	FUNDAMENTOS DA GERAÇÃO DE ENERGIA EÓLICA	37
2.1.1	Introdução	37
2.1.2	Fundamentos da extração de potência do vento	37
2.2	CONVERSÃO DO RECURSO EÓLICO EM POTÊNCIA MECÂNICA	41
2.3	OPERAÇÃO DE AEROGERADORES	44
2.3.1	Operação segundo a velocidade do rotor	44
2.3.2	Operação segundo a regulação da potência	46
2.3.3	Métodos tradicionais de regulação da potência	49
2.4	GERADOR SÍNCRONO CONECTADO A UM SISTEMA DE POTÊNCIA	51
2.4.1	Gerador síncrono de ímãs permanentes	51
2.4.2	Modelo para a máquina síncrona	53
2.4.3	Máquina elétrica síncrona conectada a uma barra infinita	57
3	PROJETO DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO E CONTROLE	63
3.1	INTRODUÇÃO	63
3.2	TRANSMISSÃO HIDROSTÁTICA	66
3.2.1	Conceitos gerais sobre sistemas hidráulicos	66
3.2.2	Conceitos gerais de transmissão hidrostática	67
3.2.3	Vantagens em relação a uma transmissão mecânica	72
3.2.4	Equações em regime permanente para bombas e motores hidráulicos	73
3.2.5	Comportamento dinâmico de uma transmissão hidrostática	83
3.3	CONFIGURAÇÃO DA TRANSMISSÃO HIDROSTÁTICA	86
3.3.1	Concepção conceitual da transmissão hidrostática	86

3.3.2	Configuração detalhada do sistema	89
3.4	CONTROLE DO SISTEMA	92
3.4.1	Controle do sistema via transmissão hidrostática	92
3.4.2	Controlador	95
3.4.2.1	Controle PID	95
3.4.2.2	Anti <i>Windup</i>	97
3.5	DIMENSIONAMENTO DO AEROGERADOR	98
3.5.1	Considerações e objetivos	98
3.5.2	Dimensionamento das pás do rotor	100
3.5.3	Determinação dos requisitos do motor hidráulico	103
3.5.4	Determinação dos requisitos da bomba hidráulica	105
3.6	COMPONENTES AUXILIARES	107
3.6.1	Dimensionamento das linhas hidráulicas do circuito principal	107
3.6.2	Determinação dos requisitos da bomba de preenchimento	108
3.6.3	Dimensionamento do reservatório	109
3.6.4	Filtro hidráulico	109
3.7	COMPARAÇÃO DE PESO ENTRE TRANSMISSÃO MECÂNICA E TRANSMISSÃO HIDROSTÁTICA	111
4	MODELAGEM DOS COMPONENTES	115
4.1	INTRODUÇÃO	115
4.2	COMPONENTES HIDRÁULICOS	117
4.2.1	Bomba hidráulica	117
4.2.2	Motor hidráulico	118
4.2.3	Válvula de retenção	119
4.2.4	Válvula de alívio	122
4.2.5	Modelo do vazamento externo na bomba e no motor	124
4.2.6	Filtro hidráulico	127
4.2.7	Reservatório	127
4.2.8	Fluido hidráulico	129
4.3	COMPONENTES DO SISTEMA DE CONTROLE	129
4.3.1	Transmissor de pressão	129
4.3.2	Tacogerador	130
4.3.3	Válvula proporcional redutora de pressão	131
4.4	SISTEMA DE CONTROLE	133
4.4.1	Controladores	133
4.4.2	Estratégia de controle	135

4.4.2.1	Chave 1	136
4.4.2.2	Chave 2	137
4.5	INTERAÇÃO ENTRE O GERADOR ELÉTRICO E A REDE ELÉTRICA	137
4.6	INTERAÇÃO ENTRE O VENTO E O ROTOR	140
4.6.1	Inércia rotacional	140
4.6.2	Interação entre o vento e o rotor	141
4.7	LINHAS HIDRÁULICAS	143
5	SIMULAÇÃO E AVALIAÇÃO DO SISTEMA	147
5.1	INTRODUÇÃO	147
5.2	AVALIAÇÃO DO COMPORTAMENTO ESTÁTICO DO SISTEMA PARA AS CONDIÇÕES DE PROJETO	149
5.3	RESPOSTA PARA DEGRAU DA VELOCIDADE DO VENTO NA REGIÃO I	151
5.4	RESPOSTA PARA DEGRAU DE VELOCIDADE DO VENTO NA REGIÃO DE ALTA VELOCIDADE	158
5.5	COMPORTAMENTO DO SISTEMA PARA SIMULAÇÃO REALISTA DA VELOCIDADE DO VENTO	164
5.6	CONSIDERAÇÕES FINAIS	170
6	CONCLUSÃO	171
7	REFERÊNCIAS	175
8	APÊNDICE A – Relatório e Modelo em AMESim	179
9	ANEXO A – Filtro hidráulico modelo Parker série 50P-2	199
10	ANEXO B – Filtro modelo Parker série IL8-1	201
11	ANEXO C – Motor hidráulico Bosch Rexroth	203
12	ANEXO D – Válvula proporcional redutora de pressão Bosch Rexroth	205
13	ANEXO E – Bomba hidráulica Bosch Rexroth	207
14	ANEXO F – Motor Síncrono de Ímas Permanentes Leroy Somers	209

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

A geração de energia a partir da energia do vento vem experimentando um rápido crescimento, destacando-se como uma das mais promissoras fontes para obtenção de energia elétrica. Podendo ser instalados através de largas extensões geográficas, os aerogeradores podem gerar energia elétrica perto de centros consumidores, reduzindo a necessidade de linhas de transmissão de alta voltagem cruzando cidades e zonas rurais.

Por utilizar como meio o vento, que constitui um elemento livre de custo, e por ser livre de emissão de gases do efeito estufa, este modo de geração elétrica fornece meios sustentáveis para superar o considerável número de questões estratégicas relacionadas ao fornecimento de energia segura e ao aquecimento global.

Na tabela a seguir está apresentada a capacidade instalada de geração de energia a partir do vento para os dez maiores países produtores, assim como a capacidade total instalada mundialmente, para o ano de 2011. No Brasil, a atual capacidade instalada de geração de energia eólica é de 1,88 MW (ANEEL, 2013)

Tabela 1- Capacidade instalada de geração de energia a partir do vento dos maiores produtores mundiais para o ano de 2011.

País	Capacidade de Geração de Energia Eólica (MW)	% do total mundial
China	62,733	26,3
Estados :Unidos	46,919	19,7
Alemanha	29,060	12,2
Espanha	21,674	9,1
Índia	16,084	6,7
França	6,800	2,8
Itália	6,747	2,8
Reino Unido	6,540	2,7
Canadá	5,265	2,2
Portugal	4,083	1,7
Restante do mundo	32,446	13,8
Total Mundial	238,351	100%

Fonte: Adaptado de Global Wind Energy Council (2012).

Patel (1999) ressalta que a tecnologia de geração de energia elétrica a partir do vento é altamente modular, sendo que sua capacidade pode ser aumentada gradualmente para igualar ao crescimento da demanda. No mais, o tempo de construção de plantas de energia eólica é significativamente menor do que plantas convencionais, reduzindo os riscos financeiros e regulatórios. A estes atributos Custódio (2009) acrescenta que, do ponto de vista social, pode-se destacar a compatibilidade existente entre a produção de energia eólica e o uso da terra para atividades de agricultura e pecuária.

Devido ao grande interesse na geração de energia a partir do vento, os aspectos relacionados ao aumento da eficiência na conversão do recurso eólico em energia elétrica têm atraído a atenção de empresas e institutos de pesquisa. Neste sentido, o controle da potência em aerogeradores pode ter como objetivos maximizar a captura de energia, reduzir as cargas dinâmicas na estrutura do aerogerador ou manter a qualidade da potência gerada dentro dos padrões requeridos (BURTON *et al.*, 2001).

Neste contexto, o Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos - LASHIP - iniciou estudos na área de geração de energia eólica, abordando novas tecnologias e soluções. O presente estudo insere-se neste contexto através do projeto e avaliação acerca de um aerogerador de 150 kW de potência incorporando uma transmissão hidrostática. Este estudo está inserido em dois projetos de pesquisa, um deles financiado pela FAPESC e intitulado “Soluções inovadoras na regulação de potência de turbinas eólicas alinhadas a um mapeamento tecnológico para o setor da geração de energia elétrica” . O segundo projeto de pesquisa é intitulado “Dispositivos de Controle para usinas eólicas” e está inserido no projeto Reivax/Finep Subvenção.

Os aerogeradores de 150 kW estão situados próximos ao limite de potência inferior para aerogeradores classificados como de média potência, que abrangem máquinas de 100 kW a 1 MW. Esta classe de aerogeradores contribui com a geração descentralizada de energia, podendo suprir as necessidades energéticas de fábricas, pequenas comunidades e instalações localizadas em lugares remotos. Estando localizadas perto do consumidor final, há menor necessidade por amplas linhas de transmissão, com suas consequentes perdas elétricas.

Um dos fatores que acarreta num aumento da complexidade do aerogerador e do custo da energia gerada é o sistema de transmissão, cuja função é transmitir a potência mecânica extraída pelo rotor ao

gerador elétrico. Esta tarefa pode ser realizada atualmente através de acoplamento direto entre a turbina e o gerador, ou através de eixos com uma caixa multiplicadora situada entre estes, de modo a aumentar a velocidade angular proveniente da turbina para velocidades mais adequadas para uso pelo gerador elétrico.

Um conceito novo, que tem atraído o interesse de engenheiros e especialistas, é a incorporação de uma transmissão hidrostática a um aerogerador visando transferir a potência extraída do vento pelo rotor até o gerador elétrico e regular a velocidade do rotor da turbina. Este sistema permite o desacoplamento de velocidades entre o rotor e o gerador elétrico, de modo que cada um destes componentes pode operar dentro de sua região operacional de maior eficiência. Ademais, o uso de uma transmissão hidrostática apresenta um potencial para redução considerável no peso do aerogerador.

Apesar dos benefícios anunciados, existem desafios a serem superados antes que esta solução possa ser considerada competitiva com relação às tecnologias tradicionais. Um destes contratempos está relacionado à baixa eficiência das bombas hidráulicas durante operação com baixas velocidades, conforme será descrito na seção 4.2. Williams *et al.* (2010) acrescentam que os componentes hidráulicos ‘de prateleira’ são práticos para potências de até 500 kW, aproximadamente. Quando da operação de aerogeradores na escala de Megawatts, os projetistas precisam recorrer a soluções menos eficientes, como a utilização de múltiplas bombas hidráulicas.

Dentre os projetos atualmente em andamento relacionados à incorporação de uma transmissão hidrostática a aerogeradores, podem ser destacados os estudos sendo realizados pela Universidade de Minnesota (através do Center for Compact and Efficient Fluid Power), que tem realizado simulações acerca de uma configuração básica de transmissão hidrostática, além do desenvolvimento de uma bancada de testes para validar o sistema. Outra instituição que tem realizado estudos é o IFAS (Institute for Fluid Power Drives and Controls), através da avaliação acerca de diferentes configurações de transmissão hidrostática visando obter a máxima eficiência operacional desta, além de incorporar um esquema de controle mais sofisticado. Também está prevista uma bancada de testes para este sistema.

A empresa ChapDrive instalou e testou uma transmissão hidrostática em aerogeradores de 225 kW e 900 kW de potência, além de desenvolver um projeto conceitual para ser utilizado por um

aerogerador de 5 MW instalado em alto mar. Nos dois primeiros aerogeradores a transmissão hidrostática completa foi instalada na nacele do mesmo, enquanto que no modelo de 5 MW diversos componentes do sistema foram instalados ao nível do solo. A empresa alega que o potencial de redução do custo da energia elétrica produzida utilizando esta tecnologia pode chegar a 20% (CHAPDRIVE, 2012). Uma ilustração desta transmissão hidrostática é apresentada na Figura 1.

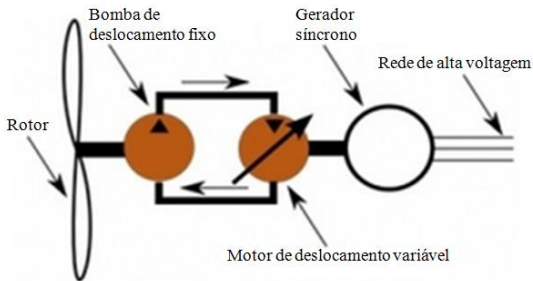


Figura 1 – Transmissão hidrostática desenvolvida pela empresa ChapDrive (Adaptado de ChapDrive, 2012).

Por sua vez, a empresa Artemis tem buscado aumentar a eficiência de uma transmissão hidrostática operando sob carga parcial, como é comum para o caso de aerogeradores, através da substituição da placa de válvulas incorporada em bombas e motores de deslocamento variável por válvulas-solenóide de rápida comutação, controladas por computador. Deste modo, os cilindros são ativados ou mantidos em *idle* de acordo com as necessidades do sistema. Conforme o fabricante, este conceito já foi testado com sucesso em uma bancada de testes.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

Esta dissertação tem como objetivo o estudo e o desenvolvimento de um modelo de transmissão hidrostática, de modo a fornecer uma solução alternativa visando à futura incorporação desta tecnologia em aerogeradores de eixo horizontal.

1.2.2 Objetivos Específicos

Visando atingir os objetivos gerais propostos, os seguintes objetivos específicos devem ser alcançados:

- Desenvolver um modelo de transmissão hidrostática a partir dos requisitos para operação de um aerogerador de eixo horizontal de velocidade variável;
- Realizar uma modelagem computacional adequada tanto do aerogerador quanto da transmissão hidrostática, de modo a efetuar simulações para estudar o comportamento do sistema;
- Averiguar a capacidade da transmissão hidrostática em regular a velocidade do rotor, transmitir energia ao gerador elétrico e limitar a potência do aerogerador;
- Verificar a capacidade de um controlador clássico do tipo PID em controlar o sistema adequadamente.

1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Após este capítulo inicial, esta dissertação possui mais cinco capítulos, apresentados da seguinte forma:

No capítulo 2 é feita uma apresentação geral acerca da extração e posterior conversão do recurso eólico em energia elétrica, assim como dos princípios de operação de aerogeradores de eixo horizontal. Também é realizada a modelagem matemática de um gerador elétrico síncrono conectado à rede elétrica, utilizando o conceito de barra infinita, para posterior simulação.

No capítulo 3 é apresentado o conceito de transmissão hidrostática, juntamente com as equações que regem o comportamento e as características operacionais dos principais componentes hidráulicos utilizados. Em seguida é apresentada a estratégia de controle do sistema e o controlador adotado. Posteriormente são definidas a configuração do sistema e as principais características do aerogerador. Por fim, é realizado o dimensionamento dos principais componentes hidráulicos do sistema.

Ao longo do capítulo 4 são apresentados os modelos computacionais da transmissão hidrostática, da interação entre o vento e o rotor, da interação entre o gerador elétrico e a rede elétrica, e do sistema de controle, assim como os diversos componentes utilizados na modelagem do sistema, realizados com o *software* AMESim.

No capítulo 5 são realizadas as simulações computacionais, com o sistema modelado submetido a diversas condições de vento, e avaliadas suas características operacionais.

No capítulo 6 são apresentadas as conclusões, assim como propostas para futuros trabalhos.

2 EXTRAÇÃO E GERAÇÃO DE ENERGIA A PARTIR DO VENTO

2.1 FUNDAMENTOS DA GERAÇÃO DE ENERGIA EÓLICA

2.1.1 Introdução

O vento é constituído por partículas de ar em movimento, cujo escoamento pode ser caracterizado como sendo de regime laminar ou regime turbulento, com predominância do último. Burton *et al.* (2001) explicam que a presença de uma turbina eólica numa corrente de ar faz com que a velocidade desta, a montante da turbina, diminua, causando um aumento na pressão estática do ar que visa a absorver a diminuição de sua energia cinética. O ar que atravessa o rotor, devido às características construtivas deste, sofre uma queda de pressão tal que resulta no ar após o rotor estando numa condição de pressão abaixo da pressão atmosférica. Estas regiões de diferentes pressões criam forças que atuam sobre o rotor que podem ser aproveitadas de uma maneira conveniente, de modo a transmitir a energia cinética contida no vento para alguma outra forma de energia.

Conforme Custódio (2009), as máquinas que aproveitam a energia disponível no vento, convertendo-a em potência mecânica, são denominadas de turbinas eólicas. Quando estas são conectadas a um gerador elétrico, de modo a produzir energia elétrica, são denominadas de aerogeradores. Do ponto de vista construtivo, em relação à orientação do eixo da turbina do aerogerador, estas máquinas podem ser classificadas como sendo de eixo horizontal ou de eixo vertical, sendo que os aerogeradores que possuem o eixo horizontal constituem o tipo dominante a nível mundial (HAU, 2005). Maiores informações acerca da classificação de aerogeradores encontram-se compiladas em Gonzalez (2012).

Baseado nas informações expostas no parágrafo anterior, neste trabalho serão abordados os estudos relativos a aerogeradores de eixo horizontal.

2.1.2 Fundamentos da extração de potência do vento

A extração de potência do vento por um rotor pode se dar através dos princípios aerodinâmicos de sustentação ou de arraste. Em turbinas de arraste, o vento incidente provoca uma força de arraste que empurra

as pás, impelindo o rotor a girar. Custódio (2009) cita que, para estas turbinas, a velocidade das pás não pode ser maior que a velocidade do vento, sendo geralmente utilizadas para bombeamento de água e estando limitadas a pequenas potências.

Por outro lado, as turbinas eólicas de sustentação utilizam pás com formato de aerofólio para gerar uma força de empuxo, que deve ser direcionada adequadamente no sentido de rotação da turbina, fazendo com que esta gere um trabalho. Conforme ilustrado pela Figura 2, para uma seção de pá localizada a uma distância r do eixo da turbina, a velocidade e a direção do vento incidente são dados por v e a velocidade e sentido de movimento da pá são dados pela velocidade tangencial do rotor $v_t = \omega_t \cdot r$, onde ω_t é a velocidade angular da pá. A combinação vetorial dos termos anteriores fornece a velocidade relativa do vento v_r .

A força de empuxo é composta por duas forças, i.e., força de sustentação F_L (do inglês *Lift*), perpendicular a direção de escoamento do ar, e força de arraste F_D (do inglês *Drag*), na direção de escoamento. A força de empuxo pode ser descomposta nas direções tangencial e axial, da qual resultam a força tangencial F_T e a força axial F_A . A força tangencial contribui com o torque da turbina, enquanto que a força axial (*thrust*) tende a empurrar as pás para fora do plano de rotação do rotor.

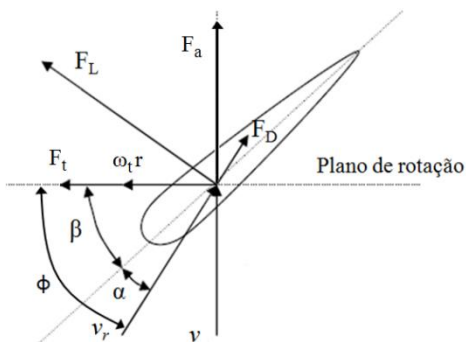


Figura 2 – Forças de sustentação e arraste numa seção de pá (Adaptada de Freitas, 2008).

O ângulo de ataque α é definido como o ângulo entre a direção do vento relativo e a linha de corda da seção de pá. Por sua vez, o ângulo de passo β é definido como o ângulo entre a linha de corda da seção de pá e o plano de rotação. O ângulo total até o plano de rotação ϕ é definido como o ângulo de incidência do vento relativo em relação ao plano de

rotação. Gonzalez (2012) afirma que é mais fácil conhecer a direção do vento incidente e o ângulo de passo β , de modo que o ângulo de ataque α é definido em função destes parâmetros:

$$\alpha = \phi - \beta \quad (2.1)$$

As forças F_L e F_D , por unidade de comprimento dr , são fornecidas de acordo com as seguintes equações (BURTON *et al.*, 2001; CUSTÓDIO, 2009; HAU, 2005):

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot \rho_{ar} \cdot c \cdot C_L \cdot v_r^2 \quad (2.2)$$

e

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot \rho_{ar} \cdot c \cdot C_D \cdot v_r^2 \quad (2.3)$$

onde:

ρ = Massa específica do ar [kg/m^3];

c = Largura do perfil na seção considerada (corda) [m];

C_L = Coeficiente de sustentação [adimensional];

C_D = Coeficiente de arrasto [adimensional].

A Figura 3 mostra as curvas características para os coeficientes de sustentação e de arrasto em relação ao ângulo de ataque α para um perfil aerodinâmico específico.

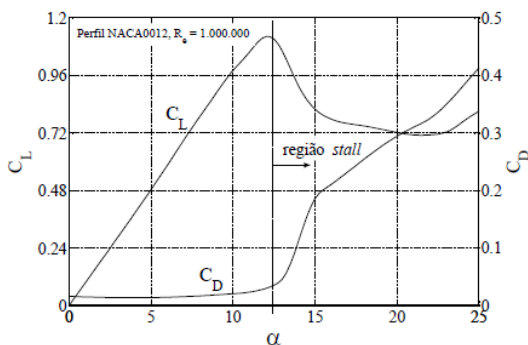


Figura 3 – Variação de C_L e C_D com relação ao ângulo de ataque α para um perfil aerodinâmico típico (TARNOWSKI, 2006).

Conforme já mencionado, a resultante da composição das forças de arrasto e de sustentação em uma seção de pá pode ser decomposta em duas componentes. A força tangencial, de maior interesse neste estudo por ser a responsável pelo torque resultante sobre o rotor, é fornecida por:

$$F_t = F_L \cdot \text{sen}\phi - F_D \cdot \text{cos}\phi \cdot \quad (2.4)$$

onde:

F_t = Força tangencial sobre a seção de pá considerada [N/m].

Integrando a Equação (2.4) para o comprimento total de cada pá R , obtém-se o torque tangencial total sobre o rotor T_T :

$$T_t = n_p \cdot \int_0^R r \cdot F_t \cdot dr \quad (2.5)$$

onde:

T_t = Torque tangencial sobre o rotor [Nm];

n_p = Número de pás do rotor [adimensional];

R = Comprimento da pá [m];

r = Distância da seção de pá ao eixo do rotor [m].

Analisando a Equação (2.5), conclui-se que o torque atuando sobre o rotor é função da velocidade do vento incidente v_r , do ângulo de incidência do vento ϕ e do ângulo de passo das pás β .

A Figura 4 mostra a distribuição da força tangencial sobre o rotor, responsável pelo torque desenvolvido pela turbina, e a distribuição da força axial (*thrust*), tendendo a empurrar as pás para fora do plano de rotação.

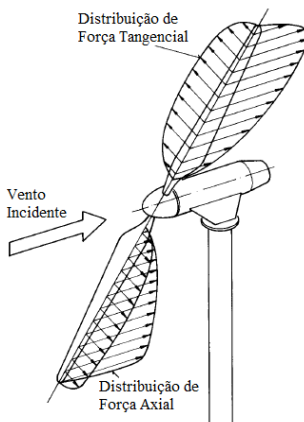


Figura 4 – Forças aerodinâmicas atuando sobre o rotor de uma turbina eólica (Adaptado de Hau, 2005).

2.2 CONVERSÃO DO RECURSO EÓLICO EM POTÊNCIA MECÂNICA

Conforme Custódio (2009), a energia eólica é a energia cinética do ar em movimento. Já a potência eólica disponível em determinada localidade devido a uma corrente de ar atravessando uma área de seção transversal qualquer é determinada através da seguinte expressão:

$$P_v = \frac{1}{2} \cdot \rho_{ar} \cdot A \cdot v^3 \quad (2.6)$$

onde:

P_v = Potência eólica [W];

ρ_{ar} = Massa específica do ar [kg/m³];

A = Área da seção transversal [m²];

v = Velocidade do vento incidente [m/s].

No entanto, existe um limite teórico para a extração da potência disponível no vento por parte de um aerogerador. Isto se deve a considerações acerca da conversão de energia eólica¹. Um aerogerador poderá extrair no máximo 59,3% da potência disponível no vento, sendo este valor chamado de Máximo de Betz ou Coeficiente de Betz.

¹ Maiores detalhes podem ser encontrados em Burton (2001) e Custódio (2009).

Custódio (2009) afirma que, na prática, um aerogerador conseguirá extrair uma parcela deste máximo, devido a perdas aerodinâmicas na conversão da energia eólica. Desse modo, é introduzido o coeficiente de potência C_p , que indica a fração da potência eólica extraída do vento que é convertida em trabalho mecânico com relação à potência disponível no vento:

$$P^R = C_p \cdot P_v = \frac{1}{2} \cdot \rho_{ar} \cdot A^R \cdot C_p \cdot v^3 \quad (2.7)$$

onde:

P^R = Potência mecânica extraída pelo rotor do aerogerador [W];

C_p = Coeficiente de potência [adimensional];

A^R = Área varrida pelo rotor [m²].

Na Equação anterior, a área varrida pelo rotor é fornecida pela expressão $A^R = \pi \cdot R^2$.

As pás do rotor da turbina têm seus valores de eficiência aerodinâmica modificadas em função da variação da velocidade do vento incidente, o que causa uma alteração no valor do coeficiente de potência. O C_p é também dependente da velocidade angular do rotor, através da velocidade específica λ , e do ângulo de passo β . A velocidade específica indica a relação entre a velocidade tangencial na ponta da pá e a velocidade do vento, sendo fornecido pela Equação (2.8):

$$\lambda = \frac{\omega^R \cdot R}{v} \quad (2.8)$$

onde:

ω^R = Velocidade angular do rotor [rad/s].

Uma relação típica entre o coeficiente de potência, a velocidade específica λ e o ângulo de passo β pode ser vista na Figura 5.

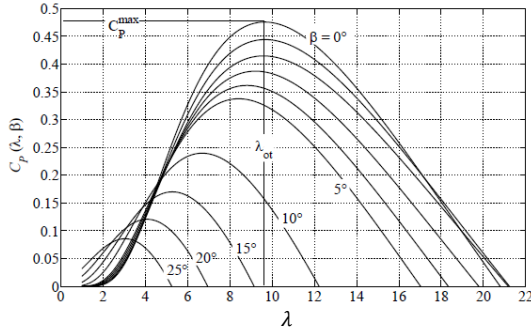


Figura 5 – Coeficiente de potência vs. velocidade específica para diferentes ângulos de passo (TARNOWSKI, 2006).

Conforme Tarnowski (2006), a potência mecânica extraída do vento se manifesta através de forças criadas nas superfícies das pás que produzem um torque resultante e um movimento de rotação do rotor, sendo expresso pela Equação (2.9):

$$P^R = T^R \cdot \omega^R \quad (2.9)$$

onde:

T^R = Torque mecânico desenvolvido pela ação do vento [Nm].

Combinando as equações (2.7), (2.8) e (2.9), obtém-se uma equação que expressa o torque mecânico desenvolvido pela ação do vento:

$$T^R = \frac{1}{2} \cdot \rho_{ar} \cdot \pi \cdot R^3 \cdot \frac{C_p(\lambda, \beta)}{\lambda} \cdot v^2 \quad (2.10)$$

Observando a Figura 5, é possível identificar que o coeficiente de potência atinge um valor máximo $C_{p,max}$ para um determinado valor ideal de velocidade específica, λ_{ideal} . Para cada valor de β , existe um ponto de ótimo funcionamento, onde a curva possui um máximo relativo, expresso através da relação:

$$\left. \frac{\partial C_p}{\partial \lambda} \right|_{\beta} = 0 \quad (2.11)$$

A partir destas considerações constata-se que para uma maior extração da potência do vento, é necessário que o aerogerador opere o mais próximo possível de λ_{ideal} , de modo a atingir o ponto de $C_{p,max}$. Por esta razão, são cada vez mais utilizados aerogeradores de velocidade variável, pois é necessário alterar a velocidade angular da turbina conforme a velocidade do vento muda, de modo a operar com λ_{ideal} .

2.3 OPERAÇÃO DE AEROGERADORES

2.3.1 Operação segundo a velocidade do rotor

De acordo com a velocidade angular do rotor, os aerogeradores podem ser classificados como aerogeradores de velocidade fixa ou de velocidade variável. Em um aerogerador, a corrente elétrica gerada deve ser fornecida na frequência da rede elétrica a qual está conectada. No entanto, a frequência da corrente elétrica gerada varia conforme a velocidade angular do gerador elétrico. Este, por sua vez, irá variar sua velocidade de rotação conforme varia a velocidade angular do rotor do aerogerador.

O modo mais fácil de operar um aerogerador é conectando-o diretamente a rede elétrica, de modo que esta controla automaticamente a velocidade da turbina do aerogerador. Estes são classificados como aerogeradores de velocidade constante. Nestes, a rede elétrica mantém o gerador elétrico operando na velocidade síncrona, acrescida de uma pequena variação devido ao escorregamento da máquina. Portanto, o rotor do aerogerador irá operar com velocidade aproximadamente constante. Consequentemente, a maioria dos aerogeradores em operação trabalham conectados diretamente à rede elétrica (BURTON *et al.*, 2001; CUSTÓDIO, 2009).

Devido à velocidade angular constante do rotor, a velocidade específica λ não pode ser mantida constante conforme a velocidade do vento incidente varia. Isto faz com que caia bastante a eficiência aerodinâmica do aerogerador, pois o rotor fica impedido de alterar a sua velocidade para se adaptar às condições variáveis do vento. Desse modo, o aerogerador não consegue operar com o $C_{p,max}$, pois fica impossibilitado de atingir o ponto de operação ideal λ_{ideal} . Assim, máquinas de velocidade constante operam abaixo do seu ponto de máxima eficiência aerodinâmica durante a maior parcela do tempo, exceto durante breves períodos em que a velocidade do vento incidente

corresponde à λ_{ideal} . Já o torque na turbina, e consequentemente a potência gerada, irão variar de acordo com a variação da velocidade do vento incidente sobre o rotor.

Este modo de operação possui como vantagens a simplicidade de construção e operação do aerogerador, e o fato de não necessitar de um sistema de controle de velocidade do rotor, resultando em um custo menor. No entanto, além do baixo desempenho, as variações na velocidade do vento resultam em flutuações de potência que atingem valores maiores do que em aerogeradores de velocidade variável (TARNOWSKI, 2006; CUSTÓDIO, 2009).

Conforme Patel (1999), o único modo de operação que é capaz de extrair a máxima energia possível do vento em determinado local é através da variação da velocidade do rotor conforme a velocidade do vento varia, de modo que λ é mantida continuamente em seu ponto de operação ideal, exigido para operar com $C_{p,max}$. Cabe ressaltar que o valor de λ_{ideal} é função do projeto aerodinâmico particular para cada aerogerador. Como a velocidade de rotação no gerador é igual ou proporcional à velocidade de rotação no rotor, o gerador também deve ser capaz de alterar sua velocidade durante operação. No entanto, isto faz com que o gerador elétrico gere energia com frequência variável.

Para permitir que o gerador opere com velocidade variável, são inseridos conversores de frequência (conjunto retificador - inversor) entre o gerador e a rede elétrica que desacoplam a velocidade do gerador da frequência da rede (THUL, DUTTA e STELSON, 2011). Os aerogeradores com a capacidade de controlar e variar a velocidade do rotor são denominados de aerogeradores de velocidade variável. Nestes, a velocidade do rotor costuma variar de 40% a 100% de sua velocidade nominal. Conforme Tarnowski (2006), os aerogeradores de velocidade variável são tecnicamente mais avançados que os aerogeradores de velocidade fixa. No entanto, devido a utilização da eletrônica de potência e de uma maior quantidade de componentes, esta solução é mais dispendiosa.

De acordo com Munteanu *et al.* (2008), ao longo dos últimos dez anos o projeto de modernos aerogeradores passou a contemplar cada vez mais a operação com velocidade variável, e a tendência é que o interesse por aerogeradores de velocidade constante continue diminuindo.

Custódio (2009) concorda com a afirmação anterior, salientando que atualmente a maioria dos aerogeradores que geram potência elétrica

acima de 1 MW já empregam este modo de operação, garantindo uma maior qualidade da energia elétrica gerada. A operação com velocidade variável também permite a utilização de métodos de controle avançados e com objetivos distintos, tais como: redução de ruído acústico, redução de cargas mecânicas no rotor e na torre, e incremento na extração de potência, entre outros (ACKERMANN, 2005, BURTON *et al.*, 2001; apud MUNTEANU *et al.*, 2008).

Burton *et al.* (2001) citam as vantagens oferecidas pela operação com velocidade variável, tais como:

- Manutenção do coeficiente de potência máximo durante operação com velocidades de vento abaixo da nominal;
- A baixa velocidade do rotor em situações de baixa velocidade de vento resulta em redução significativa do ruído gerado pela passagem das pás do rotor através do ar;
- O rotor pode agir como um volante de inércia, suavizando as flutuações de torque aerodinâmico antes que este avance através do sistema de transmissão;
- Aerogeradores de velocidade variável produzem uma quantidade menor de *flicker* elétrico².

Custódio (2009) informa que o rotor do aerogerador de velocidade variável é normalmente combinado com um sistema de controle do ângulo de passo das pás, permitindo adaptar-se a uma ampla faixa de condições operacionais.

2.3.2 Operação segundo a regulação da potência

Os aerogeradores devem ser projetados para operarem com segurança, produzindo energia elétrica com o menor custo possível. Conforme Bianchi *et al.* (2005), a minimização dos custos de geração de energia elétrica está relacionada a uma série de objetivos parciais, os quais estão listados e explicados a seguir:

- Extração de energia: deve ser extraída a máxima energia possível do vento, observando aos requisitos como

² O *flicker* elétrico, ou cintilação luminosa, refere-se ao fenômeno observado pelo olho humano relacionado a variações luminosas devido à flutuação de tensão de alimentação.

potência nominal da máquina, velocidade nominal, entre outros;

- Cargas mecânicas: está relacionada à prevenção de cargas dinâmicas excessivas nos vários componentes do aerogerador;
- Qualidade da energia: a energia elétrica gerada deve estar de acordo com os padrões de qualidade de energia estabelecidos.

Além dos objetivos citados, também devem ser observadas as normas locais com relação aos níveis de emissão acústica.

A estratégia clássica para operação de aerogeradores de velocidade variável está ilustrada na Figura 6, na qual é possível observar três diferentes regiões de operação. Conforme Bianchi *et al.* (2005), quando a velocidade do vento não se encontra entre estas regiões, o aerogerador irá permanecer fora de funcionamento. Para velocidades de vento acima de v_{max} , podem ocorrer danos estruturais ao aerogerador, motivo pelo qual ocorre o desligamento do mesmo. Já para velocidades abaixo de v_{min} , seria antieconômico a sua operação devido a pouca energia cinética presente no vento. A partir de $v_{\omega,nom}$, a velocidade angular nominal do rotor é alcançado e, a partir de v_{nom} , é atingido o ponto de velocidade nominal do vento incidente e, conseqüentemente, a potência nominal do aerogerador.

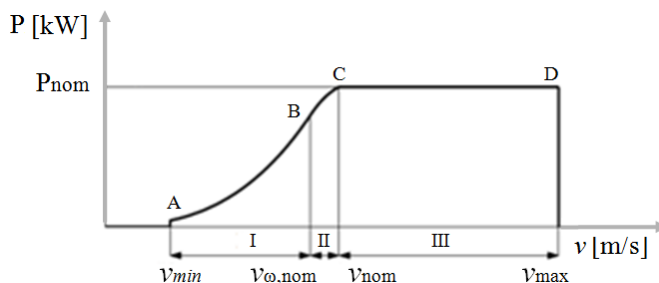


Figura 6 – Curva de potência mecânica em relação à velocidade do vento incidente sobre o aerogerador (Adaptado de Bianchi *et al.*, 2005).

Com relação à velocidade do rotor, a variação desta em relação às três diferentes regiões de operação está ilustrada na Figura 7.

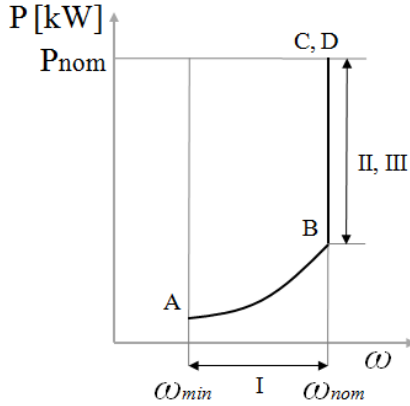


Figura 7 – Curva de potência mecânica em relação à velocidade do rotor (Adaptado de Bianchi *et al.*, 2005; apud GONZALEZ, 2012).

Para a região I, compreendida entre os pontos v_{min} e $v_{\omega,nom}$, a estratégia de operação consiste em extrair a máxima potência possível, através da operação com $C_{p,max}$. Para isto, a velocidade do rotor deve ser continuamente alterada conforme varia a velocidade do vento incidente, sendo normalmente realizado através da mudança do ângulo de passo das pás. Esta estratégia é comumente chamada de *Maximum Power Tracking*.

Com o aumento da velocidade do vento incidente, a força de sustentação aerodinâmica sobre as pás e, conseqüentemente, o torque tangencial aumentam com a segunda potência, de acordo com as equações (2.2) e (2.5), respectivamente, e a potência extraída com a terceira potência, conforme a Equação (2.7). A partir de $v_{\omega,nom}$, tem início a região II. Portanto, entre os pontos $v_{\omega,nom}$ e v_{nom} a velocidade angular do rotor permanece constante, de modo a preservar a integridade estrutural da máquina e manter o nível de emissão acústica dentro de limites admissíveis. Como a velocidade do vento continua aumentando, o valor de λ será diferente de λ_{ideal} e, desse modo, o valor de C_p será menor que $C_{p,max}$.

Para a região III, que tem início a partir de v_{nom} , a potência extraída pelo aerogerador é mantida constante, de modo a evitar sobrecargas estruturais. Conforme Custódio (2009), este limite também é devido à capacidade nominal do gerador elétrico.

2.3.3 Métodos tradicionais de regulação da potência

Para operar de modo adequado e seguro, um aerogerador necessita regular a potência que é extraída do vento. Considerando a Equação (2.7), identificam-se os termos que podem ser modificados durante sua operação, i.e. a área varrida pelo rotor A^R e o coeficiente de potência C_p . A alteração do valor de A^R é realizada através controle de *yaw*, enquanto que o C_p pode ser alterado através de controle por ângulo de passo β ou pelo controle de *stall*.

Conforme Burton *et al.* (2001), o controle de *yaw* pode ser um método atrativo para regular a potência em aerogeradores de eixo horizontal, tendo em vista que a maioria destas máquinas já empregam algum mecanismo para manter o rotor da turbina direcionado adequadamente em relação ao vento. No entanto, dois fatores depõem contra este método: o elevado momento de inércia da nacela e do rotor em relação ao ângulo de *yaw*, limitando o tempo de resposta; e a necessidade de ações de controle elevadas no início do movimento, quando comparado a outras opções de controle. Este método de controle está ilustrado na Figura 8.

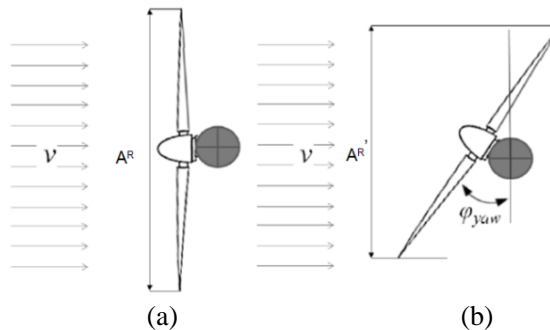


Figura 8 – Variação da área de varredura do rotor com o ângulo de *yaw* (Adaptado de Gonzalez, 2012).

Por sua vez, o principal método de regulação de potência por efeito *stall* é o método do *stall* passivo. A regulação de potência ocorre devido ao aumento do ângulo de ataque α das pás do rotor para um aumento da velocidade do vento incidente. Desse modo, ocorre uma redução do coeficiente de sustentação C_L e um aumento do coeficiente de arrasto C_D , de modo a limitar a potência que é extraída pelo rotor. A

ocorrência deste efeito pode ser observada na Figura 3, tendo início a partir de um valor de α de aproximadamente 12 graus. Este método tem a desvantagem de ocasionar uma diminuição da potência extraída após o vento alcançar o valor nominal, como pode ser observado na Figura 10.

O método de controle de ângulo de passo mais utilizado é o controle de passo ativo. Conforme Ahlstrom (2002; apud Gonzalez, 2012), este método representa a forma mais utilizada por todos os aerogeradores em operação. Para este modo de operação, quando ocorre um aumento na velocidade do vento incidente, o ângulo ϕ também aumenta. Desse modo, o regulador da turbina faz aumentar o ângulo de passo (β) das pás, de modo que ocorre uma redução do ângulo α e, conseqüentemente, do coeficiente C_L . Assim, conforme observado na Equação (2.2), ocorre uma diminuição na força de sustentação das pás, e, conseqüentemente, do torque sobre o rotor, de modo a manter a força tangencial F_t constante. Burton *et al.* (2001) informam que os benefícios no uso do controle ativo do ângulo de passo consistem no aumento da energia extraída, no freio aerodinâmico que este providencia e na redução de sobrecargas extremas no aerogerador quando este encontra-se desligado. Na Figura 9 pode ser observada a diferença do comportamento da potência extraída para ambos os métodos de controle do coeficiente de potência apresentados.

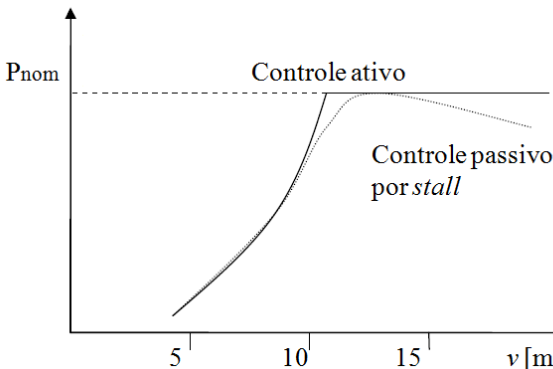


Figura 9 – Comparação entre controle de passo ativo e controle passivo por *stall* (Adaptado de FREITAS, 2008).

2.4 GERADOR SÍNCRONO CONECTADO A UM SISTEMA DE POTÊNCIA

2.4.1 Gerador síncrono de ímãs permanentes

Um gerador síncrono se caracteriza pela relação proporcional entre a velocidade angular do rotor do gerador e a frequência da corrente elétrica gerada. Nestas máquinas, o rotor é a parte girante que tem como função produzir um campo magnético constante para interagir com o campo magnético produzido pelo enrolamento do estator. Normalmente o rotor é constituído por enrolamentos de cobre, sempre em número par e todos conectados em série, sendo cada enrolamento responsável pela produção de um dos pólos do eletroímã. Em algumas máquinas síncronas o eletroímã é substituído por ímãs permanentes no rotor, sendo neste caso denominado de máquina síncrona de ímãs permanentes.

Já o estator é a parte fixa da máquina, sendo montado em volta do rotor. É composto por chapas laminadas envolto num conjunto de enrolamentos distribuídos ao longo de sua circunferência. Quando os pólos do rotor passam em frente aos enrolamentos, o campo magnético gerado pelo anterior terá um movimento relativo aos enrolamentos do estator, o que ocasiona uma variação do fluxo magnético através deste, induzindo a uma tensão alternada nos terminais do estator que induzirá a uma corrente também alternada quando ligado a uma carga. A frequência da corrente alternada gerada é determinada pela Equação (2.12):

$$f = \frac{\omega^G \cdot P^G}{60} \quad (2.12)$$

onde:

f = Frequência da corrente elétrica [Hz];

ω^G = Velocidade angular do gerador síncrono [rev/min];

P^G = Número de pares de pólos do gerador [adimensional].

Conforme Freitas (2008), nestas máquinas o rotor e o campo magnético do estator terão a mesma velocidade angular. Isto tem consequências no modo de operação de aerogeradores dotados de geradores síncronos. Se não for possível alterar a velocidade angular do

campo magnético do estator, o rotor do gerador terá de operar com velocidade constante e, conseqüentemente, o rotor do aerogerador também. Para permitir a variação da velocidade do rotor do gerador, estas máquinas são utilizadas junto a um conversor de frequência que permite que a velocidade angular do campo magnético do estator seja modificada.

Para que a tensão e corrente alternadas produzidas pelo gerador tenham as características de frequência demandadas pela rede elétrica, é necessário que o aerogerador seja dotado de um sistema de eletrônica de potência, i.e., um conjunto retificador de corrente (AC-DC) e inversor de corrente (DC-AC) para que seja fornecida energia elétrica com a qualidade desejada. Este conjunto funciona bem no controle da frequência da corrente elétrica fornecida para a rede. No entanto, gera perdas que afetam a eficiência global do aerogerador. Burton *et al.* (1999) citam que equipamentos elétricos e eletrônicos de potência que operam na faixa de centenas de kW terão uma eficiência na faixa de 90 a 98%. Esta eficiência, no entanto, será dependente da potência exigida pela carga, devido a perdas de energia na forma de calor (Efeito Joule), possuindo um único valor máximo de eficiência. Esta condição pode ser visualizado na Figura 10.

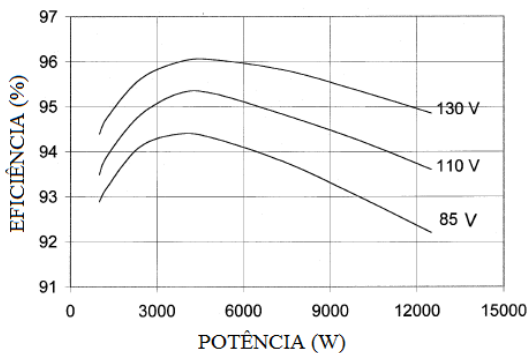


Figura 10 – Variação da eficiência de um equipamento de potência de acordo com a carga exigida (Adaptado de BURTON *et al.*, 1999).

Esta faixa de eficiência está de acordo com os valores os fornecidos por Hau (2005), que afirma que um gerador síncrono operando em conjunto com um conversor de frequência terá uma eficiência máxima na faixa de 94 a 95%.

2.4.2 Modelo para a máquina síncrona

Conforme Batista (2009), um sistema de potência é constituído basicamente por máquinas síncronas, cargas, e linhas de transmissão para interligar estes dispositivos. O estudo de sistemas de potência requer o conhecimento de seu comportamento dinâmico. De acordo com Kundur (1994), as equações de maior importância na análise de estabilidade de sistemas de potência são aquelas que descrevem o desequilíbrio entre o torque mecânico e o torque elétrico atuando sobre uma máquina. A seguir são apresentadas as equações do movimento que descrevem o comportamento de uma massa sob movimento rotacional.

No caso deste estudo, conforme será discutido posteriormente, a massa em questão consiste do gerador elétrico e do motor hidráulico que atuam acoplados, funcionando como uma unidade. Este fato já será considerado quando do emprego dos superíndices para as grandezas apresentadas a seguir. Para uma massa em movimento de rotação, o torque acelerante é descrito pela Lei de Newton para o movimento rotacional, conforme expresso pela Equação (2.13):

$$T_a = J^{MG} \cdot \alpha_m^G \quad (2.13)$$

onde:

T_a = Torque acelerante [Nm];
 J^{MG} = Momento de inércia combinado do motor hidráulico e gerador elétrico [Kgm²];
 α_m^G = Aceleração mecânica do rotor do gerador [rad/s²].

Para uma máquina elétrica síncrona, tem-se que o torque acelerante é a diferença entre o torque mecânico e o torque elétrico. Como neste caso a máquina funciona como um gerador elétrico, o torque mecânico atua no sentido de acelerar o rotor do gerador enquanto que o torque elétrico atua no sentido de desacelerar o mesmo. Portanto, ambos os torques em um gerador serão positivos, de modo que tem-se:

$$T_a = T_m - T_e = J^{MG} \cdot \alpha_m^G \quad (2.14)$$

onde:

T_m = Torque mecânico [Nm];
 T_e = Torque elétrico [Nm].

Quando operando em regime permanente, o torque mecânico será igual ao torque elétrico, sendo o torque acelerante nulo. No entanto, durante perturbações ter-se-á $T_a \neq 0$.

É conveniente introduzir a constante de inércia H , que é definida como a razão entre a energia cinética armazenada durante operação em velocidade nominal da máquina e a potência nominal da máquina, conforme expresso pela Equação (2.15):

$$H = \frac{1}{2} \cdot \frac{J^{MG} \cdot (\omega_n^G)^2}{P_n^G} \quad (2.15)$$

onde:

H = Constante de inércia [s];

ω_n^G = Velocidade angular nominal do gerador elétrico [rad/s];

P_n^G = Potência nominal do gerador elétrico [W].

Quando da existência de um torque acelerante atuando sobre o rotor do gerador, deve-se considerar o movimento mecânico deste. Em vez de estabelecer a posição do rotor em relação a um eixo fixo, é mais conveniente estabelecer a referência em relação a um eixo que gira à velocidade síncrona (ω_s) em relação ao eixo fixo. Este sistema de referência está ilustrado na Figura 11. Desse modo, temos que o deslocamento angular do rotor (δ) em relação a um eixo de referência é dado por:

$$\theta = \omega_s \cdot t + \delta \quad (2.16)$$

onde:

θ = Ângulo medido o eixo do rotor e o eixo fixo [rad];

ω_s = Velocidade angular síncrona do eixo de referência [rad/s];

t = Tempo [s];

δ = deslocamento angular entre o eixo do rotor e o eixo de referência [rad].

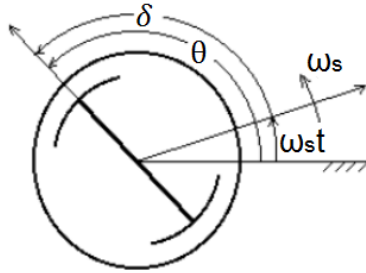


Figura 11 – Relação entre θ e δ (Adaptado de COSTA e SILVA, 2000).

Derivando a Equação (2.16) em relação ao tempo obtém-se a seguinte expressão:

$$\frac{d\theta}{dt} = \omega_s + \frac{d\delta}{dt} \quad (2.17)$$

Derivando a equação anterior se obtém a aceleração mecânica angular:

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} = \frac{d^2\delta}{dt^2} = \frac{d\omega^G}{dt} = \alpha_m^G \quad (2.18)$$

Analisando a equação anterior é possível constatar que a aceleração angular é independente do sistema de referência utilizado. Assim, é possível substituir o termo α_m^G por $\frac{d^2\delta}{dt^2}$ na Equação (2.14), obtendo-se a seguinte expressão:

$$T_a = T_m - T_e = J^{MG} \cdot \frac{d^2\delta}{dt^2} \quad (2.19)$$

No regime permanente, o rotor irá girar a velocidade síncrona, de modo que δ será constante.

Conforme Kundur (1994), em sistemas de potência é usual utilizar o sistema ‘por unidade’ (ou sistema p.u.). O sistema por unidade é capaz de simplificar a avaliação e facilitar o entendimento das características do sistema, expressando grandezas do sistema como relações adimensionais. Uma grandeza no sistema p.u. é expressa como a razão entre a grandeza (variável ou constante, expresso no Sistema

Internacional de Unidades S.I.) e o valor base pré-definido desta grandeza. Após os cálculos serem realizados no sistema p.u., os resultados obtidos são convertidos de volta ao S.I. através da multiplicação do valor em p.u. pelo valor da base.

As equações obtidas anteriormente podem ser expressas no sistema p.u. reescrevendo os torques em p.u. com base no torque nominal do gerador e a velocidade angular em p.u. com base na velocidade nominal do gerador. O torque base é definido como a razão entre a potência nominal do gerador e a velocidade angular nominal da mesma, conforme expresso por:

$$T_B^G = \frac{P_n^G}{\omega_n^G} \quad (2.20)$$

onde:

T_B^G = Torque base do gerador elétrico [Nm];
 P_n^G = Potência nominal do gerador elétrico [Nm].

Dividindo a Equação (2.19) pelo torque base definido na Equação (2.20), obtêm-se os torques em p.u., de acordo com a Equação (2.21):

$$\bar{T}_a = \bar{T}_m - \bar{T}_e = \frac{\omega_n^G \cdot J^{MG}}{P_n^G} \cdot \frac{d^2\delta}{dt^2} \quad (2.21)$$

onde:

\bar{T}_a = Torque acelerante [p.u. Nm];
 \bar{T}_m = Torque mecânico [p.u. Nm];
 \bar{T}_e = Torque elétrico [p.u. Nm].

Substituindo a constante de inércia H definida pela Equação (2.15) na Equação anterior, obtém-se:

$$\bar{T}_a = \bar{T}_m - \bar{T}_e = \frac{2 \cdot H}{\omega_n^G} \cdot \frac{d^2\delta}{dt^2} \quad (2.22)$$

A Equação (2.22) é conhecida como a Equação de Oscilação pois representa a oscilação do ângulo do rotor (δ) durante perturbações (KUNDUR, 1994). Reescrevendo a Equação (2.22) em função da

velocidade do gerador ω^G obtêm-se todos os parâmetros em p.u., de acordo com a Equação (2.23):

$$\bar{T}_a = \bar{T}_m - \bar{T}_e = \frac{2 \cdot H}{\omega_n^G} \cdot \frac{d\omega^G}{dt} = 2 \cdot H \cdot \frac{d}{dt}(\bar{\omega}^G) \quad (2.23)$$

onde:

$\bar{\omega}^G$ = Velocidade angular do gerador [p.u. rad/s];

O termo $\left(\frac{\omega^G}{\omega_n^G}\right)$ representa a velocidade angular mecânica do gerador em p.u. Aplicando a Transformada de Laplace com condições iniciais nulas na Equação (2.23) e rearranjando os termos, obtêm-se a função de transferência que relaciona as variações na velocidade ω^G e as variações nos torques T_m e T_e , conforme expresso pela Equação (2.24):

$$\bar{\omega}^G(s) = \frac{1}{2 \cdot H \cdot s} \cdot [\bar{T}_m(s) - \bar{T}_e(s)] \quad (2.24)$$

onde:

s = Variável de Laplace [adimensional].

Na Figura 12 está representada a Equação (2.24) através de diagrama de blocos, do modo que é usualmente utilizada para modelar o comportamento da interação entre o gerador e a rede elétrica.

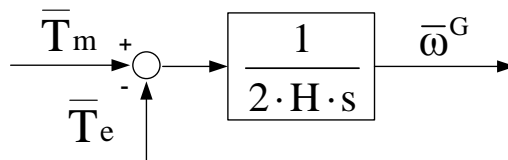


Figura 12 – Equação da oscilação representada através de diagrama de blocos.

2.4.3 Máquina elétrica síncrona conectada a uma barra infinita

Conforme Costa e Silva (2000), um tipo de análise frequentemente realizada em estudos de estabilidade contempla o comportamento de um gerador síncrono que está conectado a um grande sistema de potência via um sistema de transmissão, perante perturbações

na carga do gerador ou do sistema. Este grande sistema é representado por uma barra infinita, que representa um sistema cujo porte é muito maior que o da máquina sob estudo, de modo que se justifica representá-lo por uma barra cuja frequência e tensão permanecem constantes, independentemente da potência que este sistema gera ou absorve, ou das perturbações aplicadas. A suposição que a frequência não varia é equivalente a considerar que a inércia da máquina equivalente ao grande sistema é infinita face ao das máquinas a que ela está conectada, de modo que sua velocidade se mantém constante ($d^2\delta / dt^2 = d\omega / dt = 0$). A tensão constante na barra infinita equivale a considerar nula a impedância interna (carga resistiva total de um circuito de corrente alternada) da máquina equivalente.

De acordo com Costa e Silva (2000), dois tipos de estudos sobre estabilidade são normalmente conduzidos nas empresas de energia elétrica. Para os fenômenos que se seguem à ocorrência de uma grande e súbita perturbação em um sistema de potência normalmente é empregado o termo “Estabilidade Transitória”. Já para os casos em que um sistema está sujeito a pequenas perturbações o termo “Estabilidade Dinâmica” é empregado (ou “Estabilidade em regime permanente”).

Costa e Silva (2000) informam que, em estudos de controle, trabalha-se normalmente com a hipótese de pequenas perturbações com relação a um ponto de operação. A análise seguinte é realizada para pequenas perturbações, ou seja, é estudada a estabilidade do sistema em regime permanente, conforme descrito em Costa e Silva (2000). Se o torque mecânico de entrada no gerador sofrer uma pequena perturbação ΔT_m em relação ao seu valor em regime permanente $T_{m,0}$, a expressão do torque mecânico será dado por:

$$\bar{T}_m = \bar{T}_{m,0} + \Delta \bar{T}_m \quad (2.25)$$

Esta pequena perturbação no torque mecânico provocará uma pequena perturbação no ângulo do rotor $\Delta\delta$, que por sua vez provocará uma perturbação no torque elétrico T_e em relação ao seu valor em regime permanente $T_{e,0}$, conforme expresso pela Equação (2.27):

$$\bar{T}_e = \bar{T}_{e,0} + K_S \cdot \Delta \bar{\delta} \quad (2.26)$$

onde:

K_s = Coeficiente de torque sincronizante [p.u. Nm];

$\Delta\bar{\delta}$ = Desvio no ângulo do rotor [p.u. rad];

Conforme Batista (2009), as máquinas elétricas estão sujeitas a efeitos de amortecimento, devido a efeitos como o atrito causado pelo movimento entre o rotor e os mancais e mesmo o ar para promover ventilação. Costa e Silva (2000) acrescentam que as cargas reais as quais estas máquinas estão ligadas são normalmente sensíveis à frequência, que para o caso de pequenas perturbações, pode ser representada por um efeito aproximadamente linear. Admite-se que o torque de atrito seja proporcional à variação de velocidade da máquina, de modo que acrescentando o coeficiente de amortecimento K_A à Equação (2.26), que representa o efeito combinado da sensibilidade da carga à frequência e do amortecimento intrínseco da máquina, obtém-se uma expressão aperfeiçoada para descrever o comportamento dinâmico da máquina:

$$\bar{T}_e = \bar{T}_{e,0} + K_s \cdot \Delta\bar{\delta} + K_A \cdot \frac{d}{dt}(\Delta\bar{\delta}) \quad (2.27)$$

onde:

K_A = Coeficiente de torque de amortecimento [p.u. Nm].

Desse modo, para uma pequena perturbação (de modo que $\bar{\omega}^G$ se torna $\Delta\bar{\omega}^G$ na Equação (2.23)), substituindo as equações (2.25) e (2.27) na Equação (2.23), $\Delta\bar{\omega}^G$ por $\frac{d\Delta\bar{\delta}}{dt}$, e considerando que antes da perturbação $T_{m,0} = T_{e,0}$, obtém-se:

$$\Delta\bar{T}_m = 2 \cdot H \cdot \frac{d^2}{dt^2}(\Delta\bar{\delta}) + K_A \cdot \frac{d}{dt}(\Delta\bar{\delta}) + K_s \cdot \Delta\bar{\delta} \quad (2.28)$$

Aplicando a transformada de Laplace com condições iniciais nulas na Equação (2.28) e rearranjando os termos obtemos uma equação que relaciona as variações na velocidade ω^G e a variações no torque T_m , para um gerador elétrico síncrono conectado a um sistema de potência de barra infinita.

$$(2 \cdot H \cdot s) \cdot \Delta\bar{\omega}^G(s) = \left[\Delta\bar{T}_m(s) - \left(\frac{K_S}{s} + K_A \right) \cdot \Delta\bar{\omega}^G(s) \right] \quad (2.29)$$

Pode-se substituir o segundo termo do lado direito da equação (2.29) por $\Delta\bar{T}_e(s)$, obtendo-se:

$$\Delta\bar{\omega}^G(s) = \frac{1}{2 \cdot H \cdot s} \cdot [\Delta\bar{T}_m(s) - \Delta\bar{T}_e(s)] = \frac{1}{2 \cdot H \cdot s} \cdot \Delta\bar{T}_a(s) \quad (2.30)$$

sendo

$$\Delta\bar{T}_e(s) = \left(\frac{K_S}{s} + K_A \right) \cdot \Delta\bar{\omega}^G(s) \quad (2.31)$$

onde:

$\Delta\bar{\omega}^G$ = Desvio da velocidade nominal do gerador em p.u. [adimensional];

$\Delta\bar{T}_a$ = Desvio do Torque acelerante [p.u. Nm];

$\Delta\bar{T}_m$ = Desvio do Torque mecânico [p.u. Nm];

$\Delta\bar{T}_e$ = Desvio do Torque elétrico [p.u. Nm];

Desse modo, pode-se modelar o comportamento da interação entre o gerador elétrico síncrono e a rede elétrica através das funções de transferência expressas pelas equações (2.30) e (2.31). A Equação (2.30) é inserida no ramo direto do diagrama de blocos enquanto que a Equação (2.31) representa a realimentação deste bloco. Este comportamento está representado através de diagrama de blocos ilustrado na Figura 13.

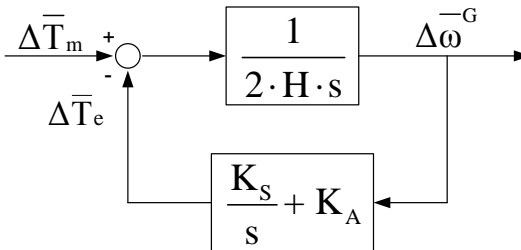


Figura 13 – Diagrama de blocos representando a interação entre o gerador síncrono e a rede elétrica.

Costa e Silva (2000) afirmam que em sistemas de potência, a razão de amortecimento costuma ter um valor baixo. Já a frequência de oscilação de sistemas máquina – barra infinita possui valores típicos que se situam no entorno de 1 Hz. A Figura 14 mostra a resposta de um gerador síncrono ligado a barra infinita para uma perturbação em degrau da potência mecânica de 0,01 p.u.

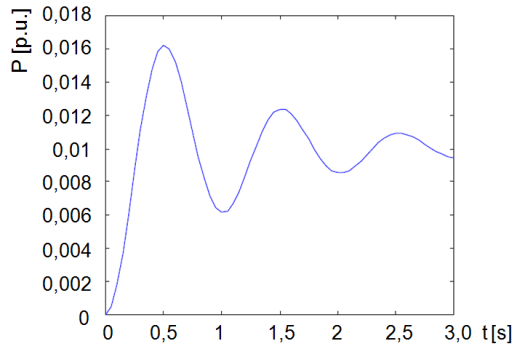


Figura 14 – Resposta de um sistema ligado a barra infinita para uma perturbação em degrau de potência mecânica (Adaptado de Costa e Silva, 2000).

3 PROJETO DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO E CONTROLE

3.1 INTRODUÇÃO

Um dos principais aspectos relacionados à concepção de um aerogerador é o sistema de transmissão, responsável pela transmissão da potência extraída do vento pelo rotor até o gerador elétrico. Dependendo da configuração do aerogerador, isto é, tipo de gerador elétrico empregado e do modo de operação, os aerogeradores atualmente em operação podem ser configurados com acoplamento direto entre o rotor e o gerador, ou com um sistema de transmissão mecânica com caixa multiplicadora responsável por aumentar a velocidade proveniente do rotor para velocidades mais apropriadas para utilização pelo gerador.

Para o caso de aerogeradores com acoplamento direto, a potência é transmitida diretamente do eixo do rotor da turbina até o gerador. Neste caso, são utilizados geradores elétricos de baixa rotação, com grande diâmetro e elevado número de pólos em seu rotor. Isto os torna pesados e menos eficientes que geradores elétricos de alta velocidade. No entanto, estes aerogeradores necessitam de menos manutenção e emitem menos ruído.

Para os casos em que o gerador elétrico deve apresentar velocidades elevadas, há a necessidade de aumentar a velocidade proveniente do rotor da turbina, sendo utilizada uma transmissão mecânica com caixa multiplicadora, com um ou mais estágios, para este fim. Conforme Custódio (2009), o multiplicador é constituído de eixos, acoplamentos, engrenagens de transmissão e mancais. A transmissão mecânica é dissociada em dois eixos, um de baixa velocidade acoplada ao rotor da turbina e outro de alta velocidade acoplada ao gerador elétrico.

O princípio de operação de uma transmissão mecânica com caixa multiplicadora consiste em transmitir integralmente a potência de entrada (excetuando as perdas devido ao atrito), fornecendo na saída da transmissão uma velocidade de rotação distinta de seu valor de entrada e, conseqüentemente, modificando o valor do torque transmitindo. Thul, Dutta e Stelson (2011) apontam que tais caixas multiplicadoras possuem inconvenientes, como o fato de serem pesadas, caras e uma das principais fontes de manutenção e de falha em aerogeradores. Além disto, pelo fato do multiplicador oferecer apenas relações fixas de velocidades entre o rotor e o gerador, a velocidade do gerador será

sempre proporcional ao do rotor. Munteanu *et al.* (2008) concordam com as afirmações anteriores, expondo a caixa multiplicadora como um sistema que afeta severamente o aerogerador em termos de confiabilidade e peso e, portanto, eficiência. A Figura 15 ilustra os principais componentes presentes num aerogerador contendo uma transmissão mecânica com caixa multiplicadora.

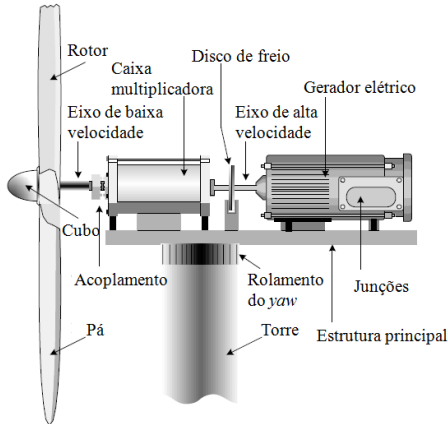


Figura 15 – Elementos principais de um aerogerador com caixa multiplicadora (Adaptado de Munteanu et al, 2008).

Conforme apresentado na Seção 2.3.1, a produção de energia elétrica por parte de um aerogerador requer que a energia elétrica gerada seja entregue na frequência padronizada da rede. Desse modo, é de extrema importância que seja realizado um controle da frequência da energia elétrica produzida por um aerogerador, exigindo soluções adequadas que variam conforme o modo de operação do aerogerador, isto é, operação com velocidade constante ou com velocidade variável do rotor da turbina.

Atualmente, os aerogeradores de velocidade variável utilizam eletrônica de potência para permitir que o rotor consiga variar sua velocidade sem afetar a frequência da potência elétrica fornecida pelo gerador. Patel (1999) informa que o ganho em energia extraída do vento e entregue a rede devido à operação com velocidade variável do rotor aumenta de 20 a 30% quando comparado a aerogeradores de velocidade fixa.

Apesar da eletrônica de potência controlar adequadamente a frequência da energia elétrica enviada para a rede, o aumento dos custos e as perdas nos conversores de frequência contrapesam, em parte, os benefícios ganhos com a melhora na eficiência aerodinâmica. Thul, Dutta e Stelson (2011) concordam com as afirmações anteriores, afirmando que esta solução aumenta os custos, tamanho, peso e reduz a eficiência do sistema. Williams *et al.* (2010) acrescentam que também é comum equipar a nacela dos aerogeradores com desumidificadores para manter um ambiente favorável aos componentes eletrônicos, acrescentando ainda mais peso e complexidade ao sistema. No entanto, a maioria dos aerogeradores operando na escala de MegaWatts operam com velocidade variável, devido à possibilidade de diminuição das cargas atuantes sobre o aerogerador (BURTON *et al.*, 2001).

Por sua vez, com relação ao sistema de transmissão mecânico, pode-se citar entre os fatores que levam ao aumento de custo uma alta relação peso/potência dos componentes, levando à necessidade de torre, nacela e fundação maiores e mais robustas. Também existe a dificuldade em transportar e elevar equipamentos deste porte para o topo da torre, exigindo máquinas caras e pesadas para realizar essa tarefa.

Visando reduzir a complexidade do sistema, o peso dos componentes instalados na nacela e os custos associados a tal sistema, um conceito novo que recentemente tem atraído interesse no campo de aerogeradores consiste na possibilidade de utilização de uma transmissão hidrostática. Investigações a respeito da viabilidade de tal sistema estão sendo realizadas por empresas e instituições de pesquisa de várias partes do mundo, tendo as mais relevantes sido mencionadas na Seção 1.1.

O interesse nesta tecnologia surgiu devido aos vários benefícios que um sistema desses poderia proporcionar a um aerogerador. Entre eles, uma transmissão hidrostática permite que as funções de uma transmissão mecânica com caixa multiplicadora e da eletrônica de potência possam ser fundidas em um único sistema. A operação do gerador elétrico fica dissociada da operação do rotor, permitindo que a velocidade do rotor seja controlada de modo independente da velocidade do gerador. Deste modo a baixa velocidade do rotor, variável de acordo com as condições do vento, é transformada em velocidade constante no gerador. A contínua variação da relação de transmissão é realizada através do uso de bombas e/ou motores de deslocamento variável. Isso permite que seja utilizado um gerador elétrico síncrono conectado

diretamente a rede elétrica, eliminando ou reduzindo a necessidade de conversores de frequência dispendiosos (HAU, 2005).

Em relação ao rotor, enquanto a velocidade de vento permanecer abaixo da velocidade nominal, este pode operar com velocidade variável à medida que se adapta às condições do vento e mantém a velocidade específica no ponto de operação ideal e, conseqüentemente, opera com máxima eficiência aerodinâmica.

3.2 TRANSMISSÃO HIDROSTÁTICA

3.2.1 Conceitos gerais sobre sistemas hidráulicos

A tecnologia de sistemas hidráulicos consiste basicamente na conversão de energia mecânica em energia hidráulica através de uma unidade de conversão primária, do condicionamento e da transferência desta energia através de um fluido até o seu local de utilização, e sua conversão de volta para energia mecânica através de uma unidade de conversão secundária (adaptado de LINSINGEN, 2008).

De acordo com Esposito (1997), os sistemas hidráulicos possuem uma série de vantagens em relação a outros métodos de transmissão de potência, como sistemas elétricos ou mecânicos. Em comparação com sistemas mecânicos, os sistemas hidráulicos não sofrem de dificuldades relacionadas à disposição geométrica de uma máquina. Em relação a sistemas elétricos, possuem a vantagem de poder transmitir potência em quantidades praticamente ilimitadas, sendo menos dependentes das limitações físicas dos materiais. Merritt (1967) informa que os materiais magnéticos possuem limites de saturação e perdas, limitando o torque desenvolvido por máquinas elétricas devido à saturação magnética. No entanto, em sistemas hidráulicos o torque nos atuadores é proporcional à diferença de pressão e fica limitado apenas pela resistência do material utilizado.

Além das características citadas acima, outras vantagens relevantes que os sistemas hidráulicos possuem são:

- Baixa relação peso/potência, permitindo a transmissão de forças ou torques elevados com peso e volume reduzido;
- Maior velocidade de resposta dos atuadores hidráulicos a partidas, paradas e inversão de movimento devido aos baixos momentos de inércia dos componentes;

- O fluido hidráulico age como lubrificante para os componentes da máquina;
- Atuadores hidráulicos podem ser operados sob várias condições sem sofrerem danos. Também possuem segurança contra sobrecargas devido ao uso de válvulas limitadoras de pressão.

Cabe salientar que a pressão num sistema hidráulico não é gerada pela bomba, mas resulta da resistência oferecida pelo sistema ao escoamento do fluido. Esta oposição é resultado das forças externas (carga e atrito) e das forças de atrito internas (GÖTZ, 1991 apud RETZLAFF, 2007).

3.2.2 Conceitos gerais de transmissão hidrostática

A função de um sistema de transmissão é essencialmente transferir potência de uma fonte motriz para um dispositivo a ser conduzido, sendo que seu propósito principal é permitir a separação física entre o elemento motor e o elemento conduzido. Ademais, através da transferência integral da potência (excetuando as perdas por atrito), é possível modificar as grandezas de velocidade e torque transmitidos a partir da fonte motriz para se adequarem aos requisitos do elemento conduzido, como pode ser observado pela aplicação da equação da potência a um sistema de transmissão (BEER; JOHNSTON; CLAUSEN, 2006):

$$P_1 = T_1 \cdot \omega_1 = T_2 \cdot \omega_2 = P_2 \quad (3.1)$$

Onde:

P_1 = Potência na entrada da transmissão [W];

P_2 = Potência na saída da transmissão [W];

T_1 = Torque na entrada da transmissão [Nm];

T_2 = Torque na saída da transmissão [Nm];

ω_1 = Velocidade angular na entrada da transmissão [rad/s];

ω_2 = Velocidade angular na saída da transmissão [rad/s];

A razão entre a velocidade angular na entrada e a velocidade angular na saída de um sistema de transmissão é denominada de relação de transmissão. Como a potência transmitida entre a entrada e a saída da

transmissão permanece constante (desconsiderando as perdas por atrito), não é possível alterar a velocidade angular na saída sem afetar o torque na saída, conforme fica claro pela análise da Equação (3.1). Desse modo, também é possível definir a relação de transmissão como a razão entre o torque de saída e o torque de entrada na transmissão, conforme definido pelas seguintes equações:

$$\omega_2 \cdot i = \omega_1 \quad (3.2)$$

e

$$i = \frac{T_2}{T_1} \quad (3.3)$$

Onde:

i = Relação de transmissão [adimensional];

Em uma transmissão mecânica tradicional com caixa multiplicadora constituída por sistema de engrenagens, a relação de transmissão será geralmente fixada devido à configuração geométrica desta, consistindo de uma ou mais relações de transmissão fixas. Nestas, a cada vez que a relação de transmissão é alterada, ocorre a interrupção da transmissão de torque entre o elemento motor e o elemento conduzido. Para evitar esta ocorrência e permitir uma variação contínua das grandezas de velocidade e torque transmitidas, podem ser utilizadas transmissões continuamente variáveis disponíveis que empregam sistemas de roldanas, combinações de gerador elétrico/motor elétrico, transmissão hidrostática, entre outros (AKERS; GASSMAN; SMITH, 2006).

No caso da transmissão hidrostática, esta é constituída de três partes essenciais: um dispositivo gerador de energia hidráulica (bomba hidráulica), que é acionado por um motor elétrico, de combustão interna, turbina de aerogerador, etc.; válvulas e tubulações para transmitir fluido sob alta pressão e controlar a energia hidráulica do sistema; e um motor hidráulico que transforma a energia hidráulica de volta para energia mecânica, acionando o elemento conduzido acoplado a este. Akers, Gassman e Smith (2006) relatam que as transmissões hidrostáticas são muito populares em veículos fora de estrada e agrícolas devido a sua combinação satisfatória entre custo, compactidade e flexibilidade para localização dos componentes. Ademais, fornecem uma relação de

transmissão continuamente variável para uma ampla gama de condições operacionais.

Além dos componentes citados anteriormente, outros elementos devem ser acrescentados para tornar o sistema adequado para uso. As linhas hidráulicas devem ser mantidas significativamente acima da pressão atmosférica para prevenir a ocorrência do fenômeno de cavitação. Um filtro deve ser utilizado para impedir que impurezas se alastrem pelo sistema e conseqüentemente causem danos a componentes vitais. Sistemas que trabalham com potências mais altas devem também possuir um trocador de calor instalado.

As linhas hidráulicas que conectam a bomba ao motor constituem o circuito principal do sistema. As transmissões hidrostáticas podem ser classificadas como de circuito aberto ou circuito fechado, dependendo da configuração do circuito principal. Segundo Cundiff (2002), em um circuito aberto, o fluido hidráulico é entregue do reservatório pela bomba ao motor hidráulico, que devolve o fluido hidráulico para o reservatório. Numa transmissão hidrostática de circuito fechado, o fluido é continuamente entregue da bomba hidráulica para o motor, e deste de volta para a bomba. Ademais, a respeito do controle do sistema utilizando de realimentação por sinais, ambas as configurações de transmissão hidrostática podem ser configuradas para operarem através de malha de controle aberta ou malha de controle fechada, conforme ilustrado pela Figura 16.

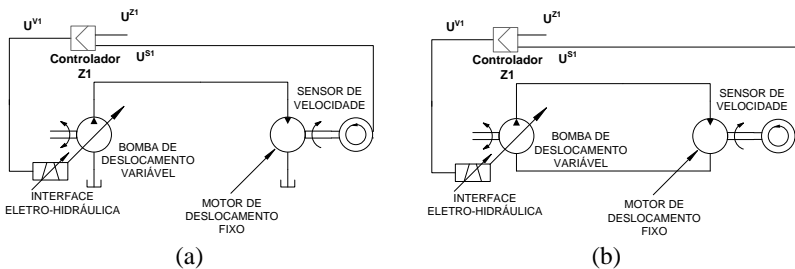


Figura 16 – Ilustração de uma transmissão hidrostática com controle em malha fechada: (a) circuito aberto, (b) circuito fechado (Adaptado de Cundiff, 2002).

Na Figura 16, que representa uma transmissão hidrostática com malha de controle da velocidade angular do motor, U^{SI} é o sinal proveniente do sensor de velocidade, U^{ZI} é o sinal de referência e U^{VI} é o sinal de controle.

Válvulas de alívio devem estar localizadas em ambas as linhas hidráulicas do circuito principal para prevenir que a pressão em qualquer uma destas linhas supere a pressão máxima admissível. Quando a pressão na linha de alta pressão superar o valor pré-estabelecido pela válvula, esta se abre e direciona, parcialmente ou totalmente, a vazão de fluido da linha de alta pressão para a linha de baixa pressão. A sua função principal é minimizar os picos de alta pressão resultantes da dinâmica da carga ou do elemento motriz (adaptado de CUNDIFF, 2002).

Uma bomba de preenchimento também deve ser instalada, sendo normalmente utilizadas bombas de deslocamento fixo. Cundiff (2002) cita que a função de uma bomba de preenchimento é de repor o fluido hidráulico que vaza através da bomba e do motor de volta ao circuito principal e prover fluido resfriado através do bombeamento contínuo deste pelo trocador de calor. O aumento da temperatura do fluido no sistema ocorrerá devido ao vazamento de fluido de alta pressão no circuito principal, transformando energia hidráulica em energia calorífica, e devido ao atrito entre as partes móveis dos componentes. O fornecimento de fluido resfriado ao sistema auxilia na dissipação do calor gerado neste. Akers, Gassman e Smith (2006) e Manring (2005) acrescentam a estes atributos a função de manter a pressão na linha de baixa pressão sempre numa pressão significativamente acima da pressão atmosférica para prevenir a ocorrência de cavitação.

Cundiff (2002) explica que no circuito de preenchimento de uma transmissão hidrostática a bomba retira fluido resfriado do reservatório e bombeia este até as duas válvulas de retenção, localizadas em ambos os lados do circuito principal. No lado de alta pressão do circuito, a pressão na linha hidráulica mantém o obturador da válvula de retenção fixo em seu assento. A vazão de fluido de suprimento irá ocorrer através da válvula de retenção pelo lado de baixa pressão quando a pressão neste lado do circuito principal estiver mais baixa que a pressão no circuito de preenchimento. A pressão no lado de baixa pressão ficará baixa se fluido tiver vazado do circuito principal. Quando o fluido hidráulico não fluir através de uma das válvulas de retenção para suprir o circuito principal, ele segue até a válvula de alívio para onde é direcionado de volta ao reservatório. A Figura 17 mostra uma configuração típica de uma transmissão hidrostática.

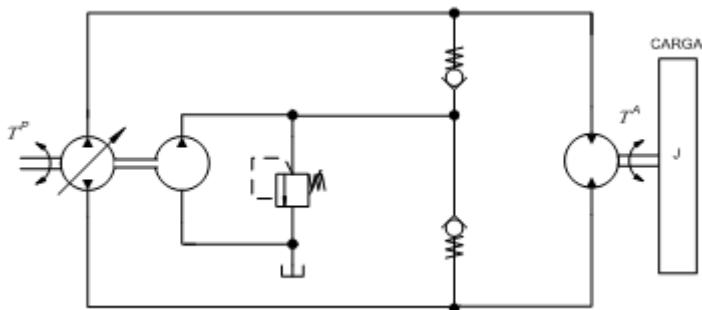


Figura 17 – Configuração típica de uma transmissão hidrostática.

Conforme aumenta a resistência ao deslocamento da carga conduzida pelo motor hidráulico ou a potência fornecida pelo atuador primário, ocorre um aumento da pressão no sistema com conseqüente aumento de perdas por fugas através da bomba e do motor. Estas perdas fazem com que a velocidade de rotação do motor diminua. Para poder controlar adequadamente a velocidade do motor é necessário que o sistema seja controlado através de malha fechada.

Para realizar o controle do sistema em malha fechada, normalmente é instalado um transdutor de velocidade no eixo do motor. Este transdutor fornece como saída um sinal em tensão, cujo valor é diretamente proporcional à velocidade do eixo. Este sinal segue até um comparador, onde o valor de tensão proveniente do transdutor é comparado com o valor da tensão de comando proveniente do controlador, fornecendo na saída um sinal de erro. Se a velocidade do motor for a desejada, o valor de tensão proveniente do transdutor será igual ao valor da tensão de comando, resultando em erro nulo no comparador. O valor de erro originário do comparador segue até um amplificador que fornece uma corrente elétrica de saída cujo valor é proporcional a entrada em tensão. Esta corrente segue até a bobina do motor da servoválvula, que irá controlar a variação do deslocamento volumétrico da bomba ou do motor. Esta sucessão de acontecimentos ocorre de modo contínuo, com a servoválvula variando o deslocamento do motor ou da bomba até que a tensão proveniente do transdutor iguale a tensão de comando, resultando em erro nulo de velocidade (adaptado de CUNDIFF, 2002). Este modo de controle, em malha fechada, está ilustrado na Figura 16.

3.2.3 Vantagens em relação a uma transmissão mecânica

Um dos principais benefícios decorrentes do emprego de uma transmissão hidrostática é devido a sua menor relação de peso/potência quando comparado a sistemas mecânicos, o que implica na redução de peso dos componentes localizados na nacela. De acordo com Thul, Dutta e Stelson (2011), as vantagens obtidas com o emprego de tal sistema consistem em complexidade reduzida, maior confiabilidade, custo menor e maior flexibilidade. Schmitz, Vatheuer e Murrenhoff (2010) acrescentam outras características positivas do uso deste sistema, como suas boas características de amortecimento e a menor carga resultante na torre do aerogerador devido ao uso de componentes de menor peso.

Além do menor peso dos componentes hidráulicos, uma transmissão hidrostática oferece a possibilidade de localizar o elemento conduzido distante da fonte motriz. Por reunir as funções da transmissão de potência e da eletrônica de potência, a transmissão hidrostática oferece a possibilidade de retirar da nacela a transmissão mecânica com caixa multiplicadora, o gerador elétrico, os conversores de frequência e seus acessórios (desumidificadores para os componentes eletrônicos, entre outros), instalando o motor hidráulico, o gerador elétrico e demais acessórios ao nível do solo, enquanto reduz ou elimina a necessidade de conversores de frequência. Por sua vez, apenas a bomba hidráulica é instalada na nacela. Desse modo, um aerogerador de eixo horizontal pode igualar uma das principais vantagens inerente a um aerogerador de eixo vertical, conforme exposto na Seção 2.1.2. Além de reduzir ainda mais o peso total presente na nacela e, conseqüentemente, necessitar de torre e fundação menos robustas, a localização do gerador e demais componentes ao nível do solo facilita a instalação e manutenção do aerogerador, dispensando o uso de trabalhadores com treinamento especializado para ascenderem até a nacela e realizarem tais operações.

Williams *et al.* (2010) afirmam que a utilização de uma transmissão hidrostática também isola o gerador elétrico das vibrações torsionais de baixa frequência característicos de aerogeradores. Com o motor hidráulico instalado no solo, também existe a possibilidade de conectar dois ou mais aerogeradores em um único gerador elétrico central de maior porte.

Conforme Williams *et al.* (2010), uma bomba hidráulica possui uma menor inércia quando comparada com as transmissões mecânicas

atualmente utilizadas em aerogeradores, permitindo que se comece a gerar energia a partir de velocidades de vento mais baixas. Consequentemente, o envelope operacional do aerogerador seria ampliado. Além disso, o sistema também teria uma maior disponibilidade operacional devido a sua simplicidade e fácil manutenção. Os sistemas hidráulicos em geral também são reconhecidos por sua alta confiabilidade sob condições operacionais extremas, quando comparadas aos sistemas mecânicos. Ao todo, estes sistemas teriam menores custos de operação sobre a vida útil comparado aos aerogeradores atuais.

Com relação à eficiência, Cundiff (2002) relata que as transmissões hidrostáticas tem uma eficiência total na faixa de 80 a 85%, enquanto que transmissões mecânicas costumam ter uma eficiência na ordem de 95%. No entanto, as características apresentadas pelas transmissões hidrostáticas podem compensar esta desvantagem e torná-las ideais para serem utilizadas por aerogeradores.

3.2.4 Equações em regime permanente para bombas e motores hidráulicos

Nesta Seção são apresentadas as equações que permitem avaliar o comportamento em regime permanente de bombas e motores hidrostáticos. As análises que seguem são baseadas nos conceitos apresentados por Linsingen (2008), Merritt (1967) e Akers, Gassman e Smith (2006).

Em circuitos com válvulas de operação discretas, geralmente são utilizados modelos matemáticos estáticos que permitem determinar as perdas de carga que ocorrerão nas válvulas, e o deslocamento volumétrico e rendimento em bombas e motores. Deste modo, é possível determinar o valor de várias grandezas para operações em regime permanente, tais como pressão, vazão, etc. (DE NEGRI, 2001). De acordo com Dalla Lana (2005), o desempenho de uma máquina hidrostática pode ser medido basicamente através de seu rendimento mecânico, volumétrico e global, que são valores característicos para um ponto específico de operação da máquina.

Em máquinas hidrostáticas rotativas, ocorrem perdas volumétricas por vazamentos devido a folgas existentes entre as partes móveis, diferenças de pressão e também devido à rotação da máquina. De acordo com Linsingen (2008), perdas volumétricas também podem ser decorrentes dos fenômenos de cavitação e aeração. No entanto, como

estes fenômenos devem ser evitados durante as condições normais de operação, sua ocorrência é desconsiderada para esta análise. A vazão teórica através de uma máquina hidráulica de deslocamento positivo é obtida através do produto da frequência angular pelo deslocamento volumétrico teórico, sendo que esta última é definida a partir de parâmetros geométricos característicos para cada configuração da máquina. Assim, a vazão teórica emitida para uma máquina hidráulica de deslocamento positivo é fornecida pela seguinte expressão:

$$q_{v_{tc}} = D \cdot \omega \quad (3.4)$$

onde:

$q_{v_{tc}}$ = Vazão geométrica teórica da máquina [m^3/s];

ω = Velocidade angular da máquina [rad/s];

D = Deslocamento volumétrico da máquina [m^3/rad].

Para analisar as perdas volumétricas durante o regime permanente será utilizado um modelo genérico baseado em um motor de pistões axiais de tambor rotativo com duas câmaras, conforme apresentado na Figura 18. Conforme Merritt (1967) e Akers, Gassman e Smith (2006), há dois modos pelas quais ocorrem as perdas volumétricas por fugas. Podem ocorrer fugas diretamente da linha de alta pressão para a linha de baixa pressão do motor. Também podem ocorrer fugas através de ambas as câmaras do motor para o dreno da carcaça da máquina.

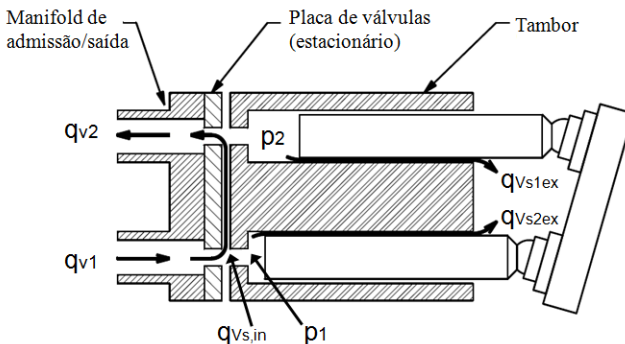


Figura 18 – Vazamentos presentes em um motor de pistões axiais (Adaptado de Akers, Gassman e Smith, 2006).

Merritt (1967) e Akers, Gassman e Smith (2006) informam que, devido às folgas entre os componentes da máquina serem pequenas, estes vazamentos podem ser tratados como sendo de regime laminar e proporcionais à diferença de pressão. O vazamento interno será proporcional à diferença de pressão entre as linhas de admissão e saída do motor, conforme expresso pela seguinte Equação:

$$q_{Vsin}^M = c_{sin}^M \cdot (p_1 - p_2) \quad (3.5)$$

onde:

- q_{Vsin}^M = Perdas por fugas internas no motor [m^3/s];
- c_{sin}^M = Coeficiente de perdas internas do motor [$m^3/s/Pa$];
- p_1 = Pressão na linha de alta pressão [Pa];
- p_2 = Pressão na linha de baixa pressão [Pa].

O vazamento externo em cada câmara é proporcional à diferença da pressão entre a câmara e a pressão externa, conforme expresso pelas seguintes equações:

$$q_{Vs1ex}^M = c_{sex}^M \cdot (p_1 - p_0) \quad (3.6)$$

e

$$q_{Vs2ex}^M = c_{sex}^M \cdot (p_2 - p_0) \quad (3.7)$$

onde:

- q_{Vs1ex}^M = Perdas por fugas externas na câmara 1 do motor [m^3/s];
- q_{Vs2ex}^M = Perdas por fugas externas na câmara 2 do motor [m^3/s];
- c_{sex}^M = Coeficiente de perdas externas no motor [$m^3/s/Pa$];
- p_1 = Pressão na câmara de alta pressão [Pa];
- p_2 = Pressão na câmara de baixa pressão [Pa];
- p_0 = Pressão no dreno [Pa].

Aplicando para ambas as câmaras do motor o princípio de conservação da massa em regime permanente e desconsiderando a compressibilidade do fluido, obtém-se a equação da vazão para cada câmara:

$$q_{V1}^M = D^M \cdot \omega^M + c_{sin}^M \cdot (p_1 - p_2) + c_{sex}^M \cdot (p_1 - p_0) \quad (3.8)$$

e

$$q_{V2}^M = D^M \cdot \omega^M + c_{sin}^M \cdot (p_1 - p_2) - c_{sex}^M \cdot (p_2 - p_0) \quad (3.9)$$

onde:

$$\begin{aligned} q_{V1}^M &= \text{Vazão na câmara 1 do motor [m}^3/\text{s];} \\ q_{V2}^M &= \text{Vazão na câmara 2 do motor [m}^3/\text{s];} \\ D^M &= \text{Deslocamento volumétrico do motor [m}^3/\text{rad];} \\ \omega^M &= \text{Velocidade angular no eixo do motor [rad/s].} \end{aligned}$$

Para facilitar o entendimento sobre a vazão de fluido através do motor é conveniente primeiramente introduzirmos as variáveis de vazão de carga e pressão de carga:

$$q_{VC}^M = \frac{q_{V1}^M + q_{V2}^M}{2} \quad (3.10)$$

e

$$p_C = p_1 - p_2 \quad (3.11)$$

onde:

$$\begin{aligned} q_{VC}^M &= \text{Vazão de carga no motor [m}^3/\text{s];} \\ p_C &= \text{Pressão de carga no motor [Pa].} \end{aligned}$$

Desse modo, e considerando a pressão no dreno (p_0) como sendo nula, podemos somar a Equação (3.9) com a Equação (3.8) e, após manipulação algébrica da Equação resultante, obtemos:

$$q_{VC}^M = D^M \cdot \omega^M + \left(c_{sin}^M + \frac{c_{sex}^M}{2} \right) \cdot p_C \quad (3.12)$$

A vazão de carga expressa a média das vazões em ambas as linhas do motor. No caso das perdas por fugas externas serem nulas em ambas as câmaras, a vazão de carga expressará a vazão nas duas linhas. Podemos expressar a vazão por fugas, internas e externas, como sendo:

$$q_{Vs}^M = \left(c_{sin}^M + \frac{c_{sex}^M}{2} \right) \cdot p_C \quad (3.13)$$

onde:

$$q_{Vs}^M = \text{Vazão por fugas no motor [m}^3/\text{s];}$$

$\left(c_{sin}^M + \frac{c_{sex}^M}{2}\right) = c_{st} =$ Coeficiente de perdas totais por fugas [m³/s/Pa].

O termo entre parênteses na Equação anterior representa o coeficiente de perdas totais por fugas. Analisando a Equação (3.13) fica caracterizado que os vazamentos em uma máquina hidrostática são decorrentes principalmente das diferenças de pressão existentes entre os diferentes componentes da máquina.

A partir desta análise realizada podemos deduzir as expressões que caracterizam o comportamento em regime permanente, inicialmente para uma bomba hidrostática. O torque que atua sobre uma bomba hidráulica de deslocamento positivo é definido como o produto do deslocamento volumétrico pela diferença entre as pressões a jusante e a montante da bomba. Desse modo, o torque teórico requerido pela bomba no eixo pode ser definido de acordo com as seguintes equações:

$$T_{tc}^P = (p_2 - p_1) \cdot D^P \quad (3.14)$$

onde:

T_{tc}^P = Torque teórico requerido pela bomba [Nm];
 p_1 = Pressão a montante da bomba [Pa];
 p_2 = Pressão a jusante da bomba [Pa];
 D^P = Deslocamento volumétrico da bomba [m³/rad].

Conforme Linsingen (2008) e Retzlaff (2007), as diversas formas de atrito sofridas pelas máquinas hidráulicas rotativas resultam em perdas de torque, que podem ser decompostas em três parcelas. Uma parcela é diretamente proporcional à diferença de pressão e ao deslocamento volumétrico, ocorrendo em vedações e mancais, sendo denominado de torque de atrito mecânico (T_{atm}). Outra parcela ocorre em folgas existentes entre partes móveis e em mancais, sendo proporcional à viscosidade, rotação e área, e sendo denominado de torque de atrito viscoso do fluido (T_v). Além destas, existe o atrito que ocorre em vedações e similares, denominado de torque de atrito constante (T_c). A equação a seguir expressa o torque de atrito como uma soma destas três parcelas:

$$T_{at} = T_{atm} + T_v + T_c \quad (3.15)$$

Considerando as perdas pelo torque de atrito, o torque exigido por uma bomba hidráulica é definido como:

$$T^P = T_{tc}^P + T_{at} \quad (3.16)$$

onde:

T^P = Torque efetivo requerido pela bomba [Nm].

O rendimento mecânico de uma bomba pode então ser definido como a razão entre o torque teórico requerido pela bomba no eixo pelo torque efetivamente requerido:

$$\eta_m^P = \frac{T_{tc}^P}{T^P} \quad (3.17)$$

onde:

η_m^P = Rendimento mecânico da bomba [adimensional].

A equação da vazão teórica emitida por uma bomba é dada por:

$$q_{Vtc}^P = D^P \cdot \omega^P \quad (3.18)$$

onde:

q_{Vtc}^P = Vazão geométrica teórica da bomba [m^3/s];

ω^P = Velocidade angular da bomba [rad/s].

A partir da vazão teórica e da vazão de fugas, definida pela Equação (3.13), podemos obter a vazão efetiva na saída da bomba hidráulica a partir da seguinte Equação definida:

$$q_V^P = q_{Vtc}^P - q_{Vs}^P \quad (3.19)$$

onde:

q_V^P = Vazão emitida pela bomba [m^3/s];

q_{Vs}^P = Vazão de fugas na bomba [m^3/s].

O rendimento volumétrico é então definido como a razão entre a vazão emitida e a vazão teórica da bomba:

$$\eta_V^P = \frac{q_V^P}{q_{Vtc}^P} \quad (3.20)$$

onde:

η_V^P = Rendimento volumétrico da bomba [adimensional].

Conhecendo a vazão efetivamente emitida e o torque efetivamente requerido pela bomba, é possível fazer considerações sobre a potência numa bomba hidráulica. A potência útil é definida como a potência que a bomba entrega ao fluido hidráulico, sendo o produto da vazão emitida pela bomba pela diferença de pressão a jusante e a montante da bomba, conforme demonstrado pela seguinte Equação:

$$P_u^P = q_V^P \cdot \Delta p \quad (3.21)$$

onde:

P_u^P = Potência útil da bomba [W];

Δp = Diferença entre as pressões a jusante e a montante da bomba [Pa].

A potência de acionamento da bomba é definida como a potência requerida no eixo de acionamento, de acordo com a seguinte Equação:

$$P_a^P = T^P \cdot \omega^P \quad (3.22)$$

onde:

P_a^P = Potência de acionamento da bomba [W];

ω^P = Frequência angular no eixo da bomba [rad/s].

A partir da potência útil e da potência de acionamento, podemos definir o rendimento global de uma bomba:

$$\eta_g^P = \frac{P_u^P}{P_a^P} \quad (3.23)$$

onde:

η_g^P = Rendimento global da bomba [adimensional].

O rendimento global também pode ser obtido através do produto entre o rendimento volumétrico e o rendimento mecânico da bomba:

$$\eta_g^P = \eta_V^P \cdot \eta_m^P \quad (3.24)$$

Para os motores hidráulicos de pistões axiais ou radiais, as equações que descrevem o comportamento em regime permanente são semelhantes às estabelecidas para o caso das bombas. No entanto, os motores possuem propósitos diferentes das bombas. Enquanto que o propósito de uma bomba é converter potência mecânica em hidráulica, a função de um motor é a de receber a vazão de fluido e produzir potência mecânica. As equações a seguir representam essa diferença de funções desempenhadas, razão pela qual são apresentadas.

O torque teórico que é fornecido por um motor hidráulico é dado por:

$$T_{tc}^M = (p_2 - p_1) \cdot D^M \quad (3.25)$$

onde:

T_{tc}^M = Torque teórico disponível pelo motor [Nm];

D^M = Deslocamento volumétrico do motor hidrostático [m³/rad];

p_2 = Pressão a montante do motor hidrostático [Pa];

p_1 = Pressão a jusante do motor hidrostático [Pa].

Considerando as perdas devido ao torque de atrito, conforme demonstrado pela Equação (3.15), temos que o torque fornecido pelo motor hidráulico é dado por:

$$T^M = T_{tc}^M - T_{at}^M \quad (3.26)$$

onde:

T^M = Torque real disponível no eixo do motor [Nm];

T_{at}^M = Torque de atrito [Nm].

O rendimento mecânico de um motor é definido como a razão entre o torque real disponível no eixo do motor pelo torque teórico disponível, conforme a Equação seguinte:

$$\eta_m^M = \frac{T^M}{T_{tc}^M} \quad (3.27)$$

onde:

η_m^M = Rendimento mecânico do motor [adimensional].

A vazão geométrica teórica de um motor hidráulico é fornecida pela seguinte Equação:

$$q_{Vtc}^M = D^M \cdot \omega^M \quad (3.28)$$

onde:

q_{Vtc}^M = Vazão geométrica teórica do motor [m^3/s];

ω^M = Frequência angular no eixo do motor [rad/s].

Levando em conta as perdas volumétricas que ocorrem no motor, a vazão na entrada é dada por:

$$q_V^M = q_{Vtc}^M + q_{Vs}^M \quad (3.29)$$

onde:

q_V^M = Vazão efetiva na entrada do motor [m^3/s];

q_{Vs}^M = Vazão de fugas [m^3/s].

Desse modo, temos que o rendimento volumétrico do motor é definido como a razão entre a vazão geométrica teórica e a vazão efetiva na entrada do motor:

$$\eta_V^M = \frac{q_{Vtc}^M}{q_V^M} \quad (3.30)$$

onde:

η_V^M = Rendimento volumétrico do motor [adimensional].

Com os valores da vazão efetivamente absorvida e o torque efetivamente disponível no eixo do motor, é possível estabelecer as equações sobre a potência fornecida para um motor hidráulico. A

potência útil é definida como a potência que o motor entrega ao eixo, de acordo com a seguinte Equação:

$$P_u^P = T^M \cdot \omega^M \quad (3.31)$$

onde:

P_u^M = Potência útil no eixo do motor [W];

ω^M = Frequência angular no eixo do motor [rad/s].

A potência de acionamento no motor é definida como a potência hidráulica na entrada do motor:

$$P_a^M = q_V^M \cdot \Delta p \quad (3.32)$$

onde:

P_a^M = Potência de acionamento do motor [W];

Δp = Diferença entre as pressões a montante e a jusante do motor [Pa].

A partir da potência de acionamento e da potência útil no motor, podemos definir o rendimento global:

$$\eta_g^M = \frac{P_u^M}{P_a^M} \quad (3.33)$$

onde:

η_g^M = Rendimento global do motor [adimensional].

Para o caso de um motor ideal, podemos desconsiderar as perdas por atrito e por fugas e, desse modo, igualarmos as equações (3.31) e (3.32) para obter a seguinte relação:

$$T^M = \frac{q_V^M}{\omega^M} \cdot \Delta p \quad (3.34)$$

Assim, obtemos uma relação entre o torque disponível na saída do motor, a rotação no eixo do motor, e a vazão e diferença de pressão através do motor. O termo $\frac{q_V^M}{\omega^M}$ representa o deslocamento volumétrico do

motor, conforme apresentado pela Equação (3.4). O mesmo procedimento pode ser utilizado para o caso de uma bomba hidrostática.

Assim como para o caso da bomba, o rendimento global também pode ser obtido através do produto entre o rendimento volumétrico e o rendimento mecânico:

$$\eta_g^M = \eta_v^M \cdot \eta_m^M \quad (3.35)$$

A Figura 20 mostra as curvas de desempenho em função da pressão de saída típicas para uma bomba hidrostática.

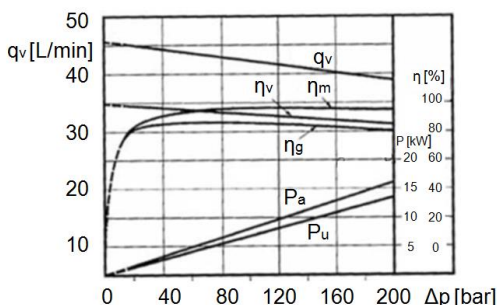


Figura 19 – Curvas de desempenho características de uma bomba hidrostática de deslocamento fixo (Adaptado de Linsingen, 2008).

3.2.5 Comportamento dinâmico de uma transmissão hidrostática

Para analisar o comportamento dinâmico de uma transmissão hidrostática, devemos considerar a compressibilidade do fluido em relação à variação da pressão que atua sobre este. Os líquidos costumam ser tratados como sendo essencialmente incompressíveis. No entanto, sistemas hidráulicos operam a tais magnitudes de pressões que a compressibilidade do fluido pode afetar a operacionalidade do sistema. Linsingen (2008) afirma que a compressibilidade do fluido é o fator predominante na determinação da frequência hidráulica de sistemas hidráulicos. A análise dos efeitos da compressibilidade de um fluido é realizada utilizando o módulo de compressibilidade, que é um parâmetro que descreve a variação de volume do fluido quando uma pressão é aplicada sobre este.

Akers, Gassman e Smith (2006) esclarecem que o ar não dissolvido e a elasticidade do meio que contém o fluido podem reduzir o

módulo de compressibilidade do fluido. Para analisar de modo realista o sistema é necessário utilizar o módulo de compressibilidade efetivo. Manring (2005) afirma que o módulo de compressibilidade efetivo leva em consideração as propriedades do fluido, a quantidade de ar não dissolvido no fluido e a deformação elástica do meio que contém o fluido. A Equação (3.36) descreve o módulo de compressibilidade efetivo de um sistema:

$$\beta_e = -V_t \cdot \frac{dp}{dV_t} \quad (3.36)$$

onde:

β_e = Módulo de compressibilidade efetivo [Pa];

$\frac{dp}{dV_t}$ = Variação da pressão em relação ao volume efetivo de fluido [Pa/m³];

V_t = Volume efetivo de fluido contido no sistema [m³].

Aplicando a regra da cadeia proveniente do cálculo diferencial no termo da equação anterior que contém a derivada da pressão em relação ao volume e rearranjando os termos, obtém-se a variação do volume do fluido em relação ao tempo para a variação temporal de pressão, conforme demonstra a Equação (3.37):

$$\frac{dV_t}{dt} = \frac{V_t}{\beta_e} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (3.37)$$

onde:

$\frac{dV_t}{dt}$ = Variação do volume em relação ao tempo [m³/s];

$\frac{dp}{dt}$ = Variação da pressão em relação ao tempo [Pa/s].

Se considerarmos um determinado volume de fluido contido em um volume de controle de área fixa e cuja densidade não varia conforme ocorrem mudanças de pressão, pode-se constatar que a variação do volume de fluido contido neste volume de controle em relação ao tempo é resultante da diferença entre a somatória da vazão que entra e a somatória da vazão que sai do volume de controle:

$$\Sigma q_V^e - \Sigma q_V^s = \frac{dV}{dt} \quad (3.38)$$

onde:

Σq_V^e = Somatório da vazão volumétrica que entra no volume de controle [m^3/s];

Σq_V^s = Somatório da vazão volumétrica que sai do volume de controle [m^3/s].

Combinando as duas equações anteriores, podemos determinar o comportamento da pressão em um sistema através da vazão que percorre este sistema:

$$\Sigma q_V^e - \Sigma q_V^s = \frac{V(t)}{\beta_e} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (3.39)$$

onde:

$V(t)$ = Volume instantâneo de fluido [m^3].

Akers, Gassman e Smith (2006), afirmam que em uma transmissão hidrostática a quantidade de fluido que deve ser suprido pela bomba do circuito principal consiste de três parcelas. Uma destas visa suprir a vazão de fluido necessária à operação do motor. Outra parcela supre os vazamentos que ocorrem do sistema para o dreno devido à diferença de pressão entre esta e as câmaras do motor e da bomba. Uma terceira parcela se refere à acomodação dos transientes devido aos efeitos do módulo de compressibilidade sobre o sistema. A seguinte Equação descreve matematicamente estas parcelas de vazão que são supridas pela bomba em uma transmissão hidrostática:

$$\omega^P \cdot D^P = c_{st} \cdot p_C + \frac{V}{\beta_e} \cdot \frac{dp_C}{dt} + \omega^M \cdot D^M \quad (3.40)$$

onde:

c_{st} = Coeficiente de perdas totais por fugas [$m^3/s/Pa$].

Rearranjando os termos da Equação anterior, obtemos uma Equação que descreve a taxa de variação da pressão no sistema de acordo com mudanças nos parâmetros operacionais:

$$\frac{dp_C}{dt} = \frac{\beta_e}{V} \cdot (\omega^P \cdot D^P - c_{st} \cdot p_C - \omega^M \cdot D^M) \quad (3.41)$$

Thul, Dutta e Stelson (2011) afirmam que, embora as transmissões hidrostáticas sejam bastante rígidas, elas são mais complacentes que as transmissões mecânicas devido a leve compressibilidade do fluido. Esta característica pode ser compreendida através da análise da Equação anterior, que descreve o comportamento dinâmico da pressão no sistema. Esta leve compressibilidade do fluido e do meio físico que o envolve é que faz com que as transmissões hidrostáticas sejam capazes de absorver grandes transientes de pressão devido a mudanças na dinâmica da carga ou do elemento motor.

3.3 CONFIGURAÇÃO DA TRANSMISSÃO HIDROSTÁTICA

3.3.1 Concepção conceitual da transmissão hidrostática

Williams *et al.* (2010) consideram que uma abordagem adequada para o projeto uma transmissão hidrostática consiste em utilizar uma bomba de pistões radiais acoplada ao rotor da turbina e um motor de pistões axiais de prato inclinado ou de eixo inclinado acoplado ao gerador elétrico. As bombas de pistões radiais possuem um melhor desempenho para baixas velocidades de acionamento, típicas de aerogeradores, enquanto que motores de pistões axiais possuem uma maior eficiência. Schmitz *et al.* (2011) salientam que as vantagens oferecidas por uma transmissão hidrostática composta apenas por uma bomba de deslocamento fixo e um motor de deslocamento variável são o baixo número de componentes e a facilidade em controlar o sistema. No entanto, consideram que o sistema possui dificuldades para ser adaptado para baixas potências, pois o motor hidráulico irá operar com baixas pressões, levando a uma baixa eficiência global do sistema.

Existem alguns percalços para a aplicação de transmissões hidrostáticas em aerogeradores. Um destes fatores é a frequência rotacional relativamente baixa do rotor da turbina, que dificilmente excede 100 rev/min. Enquanto isso, a grande maioria das bombas hidráulicas são projetadas para frequências de rotação de acionamento de, no mínimo, 500 rev/min. As perdas em uma bomba hidráulica não são fortemente relacionadas à velocidade de acionamento. Reduzir a

velocidade de acionamento de uma bomba por um fator de dez, por exemplo, reduz a vazão volumétrica por um fator de dez, mas não reduz as perdas igualmente por um fator de dez (adaptado de WILLIAMS *et al.*, 2010). Este comportamento está apresentado na Figura 20.

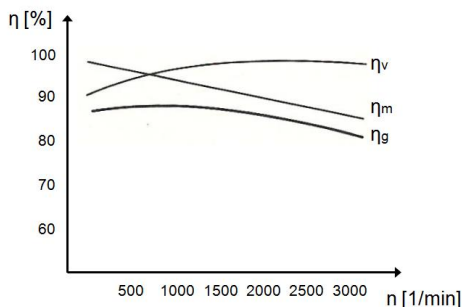


Figura 20 – Curvas de rendimento típicas para uma bomba hidráulica (Adaptado de Bosch, 1991).

Schmitz *et al.* (2010) relatam sobre o estudo sendo conduzido pelo IFAS (Institute for Fluid Power Drives and Controls) acerca da utilização de transmissões hidrostáticas para aerogeradores. A partir de concepções já conhecidas para veículos fora-de-estrada, foi utilizada uma matriz morfológica para explorar diversas concepções para uma transmissão hidrostática. As funções da transmissão hidrostática foram divididas em três estágios, que consistem em: possibilidade de divisão da potência de entrada proveniente do eixo do rotor, seguido pela transmissão da potência propriamente dita e, finalmente, recombinação da potência transmitida na saída do sistema de transmissão. Através da combinação das opções presentes em cada estágio, podem ser estruturadas diversas concepções para a transmissão hidrostática.

Tendo em vista a baixa eficiência apresentado pelo sistema composto por apenas uma bomba e um motor enquanto operando em condições de pouco vento e, conseqüentemente, com baixas pressões, Schmitz *et al.* (2010) optaram por utilizar uma configuração com duas bombas de deslocamento fixo e quatro motores de deslocamento variável montados em paralelo. Desse modo, pode ocorrer a comutação dos dispositivos hidráulicos de geração e de atuação para que o sistema possa operar com a máxima eficiência quando atuando sob condições de baixa velocidade de vento. A configuração selecionada para ser avaliada pelo IFAS está apresentada na Figura 21.

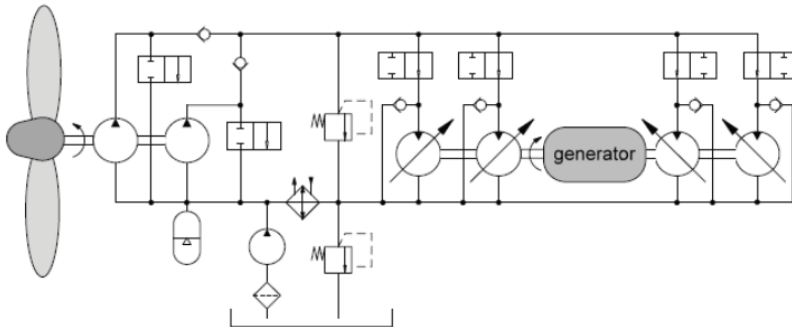


Figura 21 – Configuração da transmissão hidrostática adotada pelo IFAS (Schmitz, Vatheuer e Murrenhoff, 2010).

Apesar das possíveis desvantagens apresentadas, por se tratar de um estudo inicial sobre transmissão hidrostática e sua incorporação na área de tecnologias eólicas, neste projeto optou-se por estudar e analisar o comportamento de um aerogerador composto de um sistema de transmissão hidrostática configurado apenas com uma bomba hidráulica acoplada ao eixo do rotor e um motor hidráulico conectado ao gerador elétrico síncrono. Desse modo, a configuração adotada é semelhante à utilizada pela empresa ChapDrive, conforme ilustrada na Figura 1. Por sua vez, o modo de controle do sistema está baseado nos estudos descritos por Thul, Dutta e Stelson (2011), que será apresentado em detalhes na Seção 3.4.

No projeto de sistemas hidráulicos, atenção especial deve ser dada a pressão operacional do sistema. Conforme Thul, Dutta e Stelson (2011), elevadas pressões implicam em elevada densidade de potência, pois é possível operar com vazões menores e conseqüentemente o tamanho dos componentes utilizados pode ser reduzido. Como regra geral, uma pressão operacional em torno de 25 MPa (250 bar) permite obter alta densidade de potência enquanto mantém as perdas volumétricas baixas, assim mantendo uma eficiência elevada.

Desse modo, tendo em vista as elevadas pressões recomendadas para operação, a transmissão hidrostática será composta por uma bomba de pistões radiais de deslocamento volumétrico fixo acoplada ao eixo do rotor da turbina e ligado em série a um motor de pistões axiais de deslocamento volumétrico variável acoplado ao gerador elétrico. Optou-se por uma configuração de transmissão hidrostática controlada pelo

motor ao invés de controlada por meio de válvulas devido ao fato que tais válvulas de controle apresentam queda de pressão através desta que resulta em significativa dissipação de energia, o que torna os sistemas controlados por válvulas menos eficientes.

A opção por utilizar uma bomba de pistões radiais e um motor de pistões axiais se deve a elevada eficiência que estes componentes apresentam para esta aplicação em particular, i.e., pressões operacionais elevadas, com baixa velocidade de rotação no eixo de acionamento, para o caso da bomba, e velocidade de rotação elevada para o caso do motor. As máquinas de pistões são máquinas de deslocamento positivo que possuem uma série de pistões se deslocando em movimento alternativo dentro de furos cilíndricos, ajustados com uma pequena folga entre estas. Conforme Linsingen (2008), estas folgas podem variar de 2 a 5 μ m, dependendo das dimensões, o que não pode ser obtido com máquinas de engrenagens ou palhetas. Isto faz com que elas possam operar com pressões elevadas e baixas perdas volumétricas, tornando-as ideais para sistemas hidráulicos que exigem elevados rendimentos globais.

3.3.2 Configuração detalhada do sistema

A partir da concepção inicial, são detalhados os demais componentes inclusos no sistema. Considerando que o rotor do aerogerador pode girar em apenas um sentido, devido às características aerodinâmicas das pás do rotor, a bomba e o motor utilizados são de modelo unidirecional. Assim, apenas uma linha hidráulica do circuito principal será a de alta pressão, enquanto que a outra linha será a de baixa pressão.

No circuito principal são utilizadas duas válvulas de alívio. Uma destas tem como função proteger a linha de alta pressão dos picos de pressão que podem ocorrer devido à dinâmica da carga ou do vento, desviando parcialmente a vazão para a linha de baixa pressão. A outra válvula de alívio protege a linha de baixa pressão, desviando parcialmente a vazão desta para o circuito de preenchimento, que se encontrará em uma pressão mais baixa, e desta para o reservatório. Também está incluso no circuito principal um filtro hidráulico, localizado após a bomba na linha de alta pressão, com uma válvula de retenção instalada em paralelo e atuando como *bypass*.

O circuito de preenchimento é composto por uma pequena bomba de deslocamento volumétrico constante acionada por um motor elétrico, denominada de bomba de preenchimento, duas válvulas de retenção, uma válvula de alívio, reservatório de fluido e filtro. A função primária da bomba de preenchimento será repor ao circuito principal o fluido que vazou deste e de fornecer fluido sob pressão para qualquer das linhas do circuito principal quando a pressão nestas se aproximar da pressão de vaporização do fluido, deste modo impedindo a ocorrência do fenômeno da cavitação. Manring (2005) informa que a pressão ajustada na válvula de alívio do sistema de preenchimento (p_s) é tipicamente por volta de 2 MPa (20 bar).

O fluido de suprimento chega ao circuito principal através das válvulas de retenção, que permitem a passagem unidirecional do fluido quando a pressão em qualquer uma das linhas ficar abaixo do valor pré-ajustado na válvula. Isto visa garantir que a pressão em qualquer uma das linhas do circuito principal não fique abaixo da pressão de suprimento (p_s). Caso o fluido proveniente da bomba de preenchimento não siga para o circuito principal, ele seguirá até a válvula de alívio do sistema de suprimento, de onde seguirá de volta para o reservatório. Desse modo, as válvulas de alívio localizadas nas linhas de alta e baixa pressão do circuito principal se comportam como válvulas de segurança, e como válvula de alívio propriamente dita no circuito de suprimento.

A Figura 22 representa o conceito de transmissão hidrostática adotada para este projeto. Acessórios tais como trocador de calor, entre outros, não estão representados nesta Figura. Nesta Figura, U^{S1} é o sinal proveniente do transdutor de pressão, U^{S2} é o sinal proveniente do tacogerador, U^{S3} é o sinal proveniente de um anemômetro instalado no aerogenerador, U^{Z1} é o sinal de referência e U^{V1} é o sinal de controle. Na Tabela 2 são apresentados os principais componentes utilizados neste sistema.

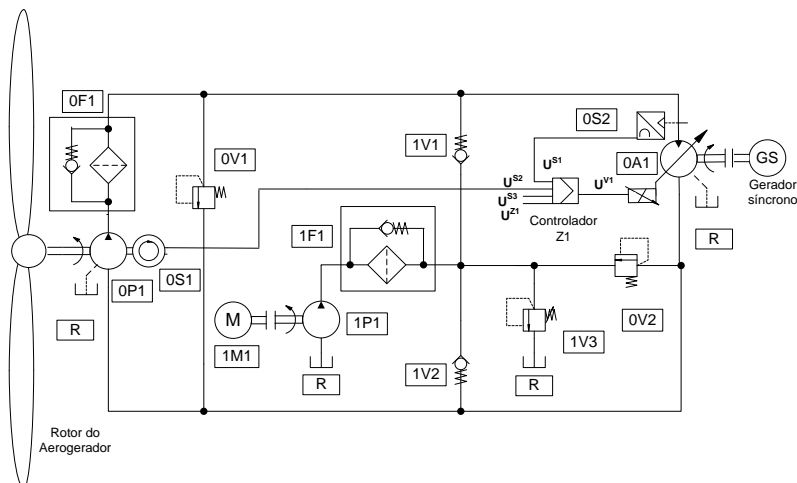


Figura 22 – Configuração selecionada para a transmissão hidrostática.

Tabela 2- Principais componentes presentes na transmissão hidrostática.

Símbolo	Componente
OP1, 1P1	Bomba hidráulica
OS1	Tacômetro
0F1, 1F1	Filtro hidráulico
0V1, 0V2, 1V3	Válvula de alívio
OS2	Transdutor de pressão
OA1	Motor hidráulico
1M1	Motor elétrico
1V1, 1V2	Válvula de retenção
R	Reservatório
Z1	Controlador

A bomba de preenchimento deve ser capaz de fornecer ao sistema a mesma quantidade de fluido que este perde por vazamentos externos. Esta vazão de suprimento requerida é a soma dos vazamentos externos que ocorrem na bomba e no motor. A pressão no circuito de suprimento deve ser mais alta que a pressão ajustada para abertura das válvulas de retenção. Isto se deve ao fato que, se a pressão no circuito de suprimento estiver mais baixa do que em uma linha do circuito principal, a válvula de retenção não abriria e não ocorreria vazão de fluido ao circuito

principal. Portanto, a pressão ajustada para abertura da válvula de alívio do circuito de suprimento será mais alta que a pressão ajustada para abertura das válvulas de retenção.

Manring (2005) salienta que máquinas de pistões axiais geralmente devem ser utilizadas para pressões que excedam 20 MPa (200 bar). Embora bombas e motores de pistões axiais possam operar com pressões que possam chegar a 40 MPa (400 bar), tais magnitudes de pressão podem gerar perdas volumétricas por vazamento excessivas. Tendo em vista a pressão admissível nos demais componentes que devem estar presentes na transmissão hidrostática, foi decidido por dimensionar o sistema para operar com uma pressão de 24 MPa (240 bar) no circuito principal em condições de potência nominal.

3.4 CONTROLE DO SISTEMA

3.4.1 Controle do sistema via transmissão hidrostática

Conforme Burton *et al.* (2001), aerogeradores que operam com velocidade variável utilizam de controle ativo dos conversores de frequência para controlar o torque elétrico do gerador e, deste modo, conseguir manter a máxima eficiência aerodinâmica do rotor através da manutenção da velocidade específica em seu ponto de operação ideal. Isto os permite atingir a máxima extração de potência do vento para a região de operação com velocidade variável. Como os valores da velocidade específica ideal e o coeficiente de potência máximo devem ser conhecidos, pois são características particulares de projeto para cada aerogerador, então o torque elétrico requerido pode ser calculado baseado apenas na velocidade de rotação do rotor. A seguir é apresentada a estratégia de controle do sistema para a Região I, conforme apresentado pelas Figuras 7 e 8.

Inicialmente, através da combinação e rearranjo das equações (2.7), (2.8) e (2.9), pode-se calcular o torque ideal sobre o rotor em função da velocidade de rotação do rotor, de onde se obtém a Equação (3.42):

$$T_{ideal}^R = \frac{1}{2} \cdot \rho_{ar} \cdot A^R \cdot R^3 \cdot C_{p\ max}(\lambda, \beta) \cdot (\omega^R)^2}{\lambda_{ideal}^3} = k_1 \cdot (\omega^R)^2 \quad (3.42)$$

onde:

$$\begin{aligned}\omega^R &= \text{Frequência angular do rotor do aerogerador [rad/s];} \\ T_{ideal}^R &= \text{Torque ideal sobre o rotor do aerogerador [Nm];} \\ A^R &= \text{Área varrida pelo rotor da turbina [m}^2\text{];} \\ k_1 &= \text{Constante de torque ideal [Nm}\cdot\text{s}^2\text{/rad}^2\text{].}\end{aligned}$$

Tendo conhecimento do torque ideal que atua sobre o rotor, sendo este em função da frequência angular do rotor, o torque requisitado pelo gerador elétrico para manter a máxima eficiência será então meramente uma função do torque de entrada no rotor, da relação de transmissão i e da eficiência do sistema de transmissão, sendo o torque elétrico controlado por meio da eletrônica de potência. No entanto, como um dos objetivos deste projeto é eliminar a eletrônica de potência, a mesma função deverá ser assumida pelo motor hidráulico de deslocamento variável, sendo este o único elemento controlável do sistema.

Thul, Dutta e Stelson (2011) demonstram como um aerogerador com sistema de transmissão hidrostática composto por uma bomba de deslocamento fixo e um motor de deslocamento variável pode utilizar a mesma estratégia de controle empregada por aerogeradores que operam com velocidade variável. A partir do torque ideal atuando sobre o rotor determinado pela Equação (3.42), é possível encontrar a pressão correspondente na transmissão hidrostática como função do torque ideal sobre o rotor e do deslocamento volumétrico da bomba através da Equação (3.14), conforme demonstrado pela seguinte Equação:

$$T_{ideal}^R = \frac{p_{ideal} \cdot D^P}{\eta_m^P} \quad (3.43)$$

onde:

$$p_{ideal} = \text{Pressão ideal no sistema [Pa].}$$

Da mesma forma, a Equação (3.25) demonstra que o torque elétrico proveniente do gerador está relacionado à pressão no sistema através do deslocamento volumétrico do motor:

$$p_{ideal} = \frac{T^G}{D^M \cdot \eta_m^M} \quad (3.44)$$

onde:

$$T^G = \text{Torque elétrico no gerador [Nm].}$$

Desse modo, a pressão na transmissão hidrostática pode ser controlada através da variação do deslocamento volumétrico do motor e, conseqüentemente, resulta no controle do torque que atua sobre o rotor. Cabe ressaltar que o deslocamento volumétrico do motor não pode ser calculado diretamente, pois o torque do gerador elétrico é desconhecido. Já a pressão ideal no sistema é obtida substituindo a Equação (3.43), que define o torque ideal sobre o rotor, na Equação (3.42) e rearranjando-a:

$$p_{ideal} = \frac{\frac{1}{2} \cdot \rho_{ar} \cdot A^R \cdot R^3 \cdot C_p \max(\lambda, \beta) \cdot \eta_m^P \cdot (\omega^R)^2}{D^P \cdot \lambda_{ideal}^3} = k_2 \cdot (\omega^R)^2 \quad (3.45)$$

onde:

$$k_2 = \text{Constante de pressão ideal } [\text{rad}^2/\text{Pa}\cdot\text{s}^2].$$

O que as equações (3.43) e (3.44) demonstram é que o deslocamento volumétrico do motor está relacionado ao torque que atua sobre o rotor, e que este, por sua vez, pode ser determinado através da medição da pressão no sistema. No caso da pressão ideal, esta está relacionada à frequência angular do rotor, conforme demonstrado pela Equação (3.45).

Conforme Thul, Dutta e Stelson (2011), para controlar a pressão no sistema pode-se utilizar um controlador simples do tipo PID (Proporcional - Integral - Derivativo) que atua sobre o erro de pressão do sistema. A pressão no sistema é medida enquanto que a pressão ideal é calculada com base na frequência angular do rotor. O controlador PID atuará sobre o erro de pressão para comandar o motor de deslocamento variável para corrigir a pressão no sistema através da variação do deslocamento volumétrico deste. Uma ilustração deste esquema de controle é mostrada na Figura 23.

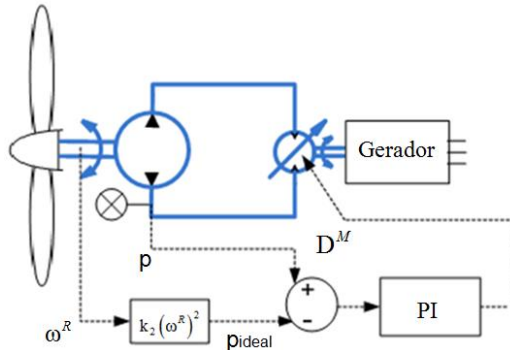


Figura 23 – Esquema de controle para aerogerador dotado de transmissão hidrostática (Adaptado de Thul, Dutta e Stelson, 2011).

No entanto, devido a restrições estruturais e de ruído, na região de operação II a velocidade angular do rotor deve ser mantida constante em ω_n , conforme apresentado na Figuras 6 e 7. Desse modo, um segundo controlador PID é utilizado e assume o controle do sistema quando a velocidade do vento atingir $v_{w,nom}$, que no caso deste aerogerador, é de 10,7 m/s. Este controlador será apresentado em maiores detalhes na Subseção 4.4.2.

3.4.2 Controlador

3.4.2.1 Controle PID

Conforme consta nas diversas bibliografias disponíveis sobre o assunto, o controlador do tipo PID é o mais utilizado em aplicações industriais que envolvem sistemas e processos com retroalimentação.

Numa planta configurada com retroalimentação, o valor de erro $e(t)$ do sistema é a diferença entre um valor de referência $r(t)$ que este sistema deve alcançar e o valor de saída $y(t)$ efetivamente alcançado pelo sistema. O controlador PID atua sobre este erro, fornecendo ao sistema um sinal de controle $u(t)$ que é formado pelo somatório de três termos, i.e., ação proporcional, ação integral e ação derivativa, todos atuando sobre o sinal de erro $e(t)$. O sinal de controle $u(t)$ enviado ao sistema pelo controlador PID é fornecido pela Equação (3.46):

$$u(t) = k_p \cdot e(t) + k_i \cdot \int_0^t e(t) \cdot dt + k_d \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad (3.46)$$

Na equação anterior estão inclusos os três parâmetros do controlador, i.e., ganho proporcional (k_p), ganho integral (k_i) e ganho derivativo (k_d). O diagrama de blocos de um sistema em malha fechada com um controlador PID é mostrado na Figura 24. Cabe ressaltar que neste diagrama o sistema $P(s)$ e o controlador estão representados no domínio de Laplace.

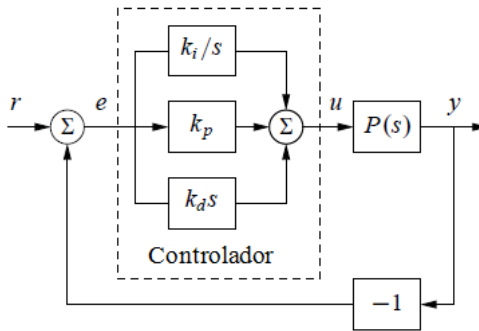


Figura 24 – Diagrama de blocos de um controlador PID (Adaptado de Aström e Murray, 2010).

Num controlador PID, a ação proporcional atua de forma a reagir a um erro do sistema no tempo presente. De acordo com Aström e Murray (2010), conforme aumenta o valor do ganho proporcional, o erro diminui, mas o sistema se torna mais oscilatório e instável. Por outro lado, o tempo de resposta do sistema ao erro torna-se mais rápido conforme o valor do ganho aumenta. Na ausência dos outros termos, o ganho proporcional não é capaz de, individualmente, fornecer um valor de erro zero em regime permanente.

A utilização da ação integral em conjunto com a ação proporcional garante que o sistema atinja um valor de erro nulo para o regime permanente. Conforme Ogata (1997), no controle integral de um processo, o sinal de controle em qualquer instante é igual à área sob a curva do sinal de erro até aquele instante. Assim como para a ação proporcional, o aumento do ganho integral torna a resposta do sistema mais rápida, no entanto também torna o sistema mais oscilatório e possivelmente instável.

Aström e Murray (2010) advertem que existem fenômenos não lineares que podem causar problemas com relação à ação integral sobre

o sistema. Por exemplo, os atuadores dos sistemas possuem limitações físicas que não podem ser ultrapassados, tais como a velocidade máxima de um motor ou deslocamento máximo de uma válvula. Sob determinadas condições, pode ocorrer de os ganhos do controlador levarem o atuador do sistema a saturar. Este fenômeno em que ocorre a saturação dos atuadores é chamado de *windup* do integrador, sendo abordado em mais detalhes na Seção 3.4.2.2.

O uso da ação derivativa num controlador PID tem como objetivo obter uma ação preditiva do sistema. Conforme Ogata (1997), a ação derivativa atua sobre a taxa de variação do erro, corrigindo-o antes que este valor torne-se grande demais. A ação derivativa possui a capacidade de diminuir a oscilação do sistema, tornando-o mais amortecido conforme o seu ganho aumenta, o que leva a um aumento da estabilidade do sistema.

3.4.2.2 Anti *Windup*

Conforme Aström e Murray (2010), quando o sinal de controle leva o atuador até seu limite físico, causando a saturação do atuador, ocorre o fenômeno de *windup*. Quando isto ocorre, o sistema passa a operar em malha aberta, independentemente do sinal de controle proveniente do controlador, e permanecerá neste modo enquanto o atuador permanecer saturado. Com isso, o termo integrador irá crescer devido ao erro não nulo, resultando em um termo integrador e um sinal de saída do controlador com valores bastante elevados enquanto o atuador permanece saturado. Mesmo após a mudança do valor de erro do sistema, o sinal de controle poderá permanecer saturado por um longo tempo até que consiga, junto com o termo integrador, voltar novamente para dentro dos limites da zona de saturação.

Um modo para evitar o *windup* é dotar o sistema com um sinal extra de retroalimentação que é gerado a partir medição da saída do atuador. Este sinal é utilizado para gerar um sinal de erro e_s que é a diferença entre o sinal de saída do atuador $u(t)$ e o sinal de saída do controlador $v(t)$, que é o sinal de referência para o atuador. O sinal de erro e_s passa por um ganho (k_i) sendo, em seguida, somado ao produto entre o sinal de erro do sistema $e(t)$ e o ganho integral (k_i). Este sinal de erro e_s será nulo enquanto não houver saturação do atuador (ASTRÖM E MURRAY, 2010). Conforme Freitas (2008), quando o atuador saturar, o integrador irá integrar não apenas o sinal de erro do sistema, mas também sinal de erro e_s que é retroalimentado do atuador. Deste

modo, sempre que e_s aumentar, o integrador irá diminuir sua ação, implicando que o sinal de saída do controlador é mantido perto do limite de saturação. Esta estratégia, denominada de *anti-windup*, está ilustrada na Figura 25.

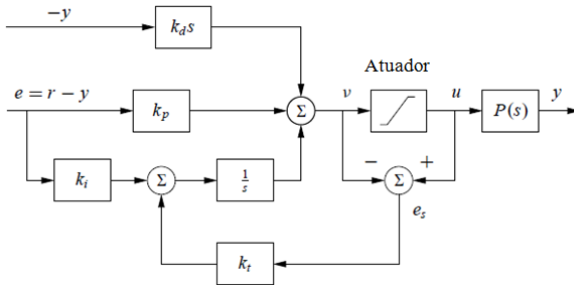


Figura 25 – Controlador PID com *anti-windup* (Adaptado de Aström e Murray, 2010).

3.5 DIMENSIONAMENTO DO AEROGERADOR

3.5.1 Considerações e objetivos

O objetivo do presente estudo é analisar as características comportamentais de um aerogerador equipado com uma transmissão hidrostática que fornece 150 kW de potência ao sistema elétrico a qual está integrado. Antes de poder dimensionar o sistema de transmissão hidrostática, é necessário definir as características gerais do aerogerador na qual este sistema irá operar. Como o objetivo do presente estudo não está no dimensionamento do aerogerador em si, mas é dependente destes parâmetros, os valores dos parâmetros adotados foram baseados nos valores apresentados para aerogeradores de potência e características semelhantes.

Conforme Freitas (2008), as torres para aerogeradores de eixo horizontal possuem uma altura semelhante ao diâmetro do rotor. Para o diâmetro estimado de 22 metros – ver Seção 3.5.2 – isto implicaria que as pás do rotor, quando na sua posição inferior, estariam a apenas 11 metros do solo. Isso traz consequências negativas, pois a proximidade com o solo reduz a velocidade do vento e aumenta a turbulência. Portanto, foi adotada uma altura de 30 metros para a torre.

Foi considerado que o presente aerogerador está instalado em uma localização física privilegiada sob o ponto de vista de velocidade do vento. Portanto foi considerada uma velocidade média anual do vento de 6,5 m/s na altura do rotor (30 metros de altura). No entanto, a velocidade do vento para a qual o aerogerador é projetado difere deste valor médio. Isto se deve ao fato que a potência disponível no rotor varia com o cubo da velocidade, conforme demonstrado pela Equação (2.7). Se o aerogerador for projetado para este valor médio, ele deixará de extrair uma grande parcela da energia disponível. No entanto, se o aerogerador for projetado para uma velocidade de vento muito elevada, funcionará abaixo de sua capacidade durante a maior parte do tempo.

Conforme Burton *et al.* (2001), existe uma velocidade de vento ótima para ser adotada no projeto do aerogerador e que está baseada na velocidade média do vento. A partir de alguns valores fornecidos pelo último, Freitas (2008) construiu o gráfico apresentado na Figura 26, que relaciona a velocidade de vento ótima de projeto com a velocidade de vento médio. Pela análise da Figura 26 pode-se concluir que para uma velocidade média anual de aproximadamente 6,5 m/s, por extrapolação, é recomendado que o aerogerador seja dimensionado para operar com uma velocidade de vento nominal de aproximadamente 12 m/s.

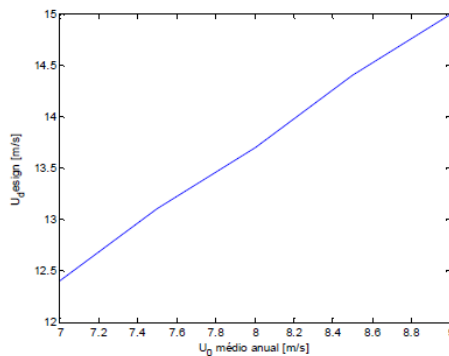


Figura 26 – Relação entre velocidade de vento ótima e velocidade de vento médio anual no local de instalação para aerogeradores com controle ativo de passo (FREITAS, 2008).

Partindo das considerações anteriores, as seguintes determinações de projeto relativas ao seu dimensionamento foram adotadas:

- O sistema deve ser dimensionado para entregar uma potência de 150 kW à rede elétrica;
- O aerogerador deve ser dimensionado para uma velocidade de vento nominal de 12 m/s;
- O aerogerador será dotado de um rotor de 3 pás;
- O objetivo do sistema é permitir ao aerogerador extrair a máxima energia possível do vento. Assim, o sistema deverá manter o coeficiente de potência máximo durante a operação com velocidades de vento abaixo da velocidade de vento nominal (Região I nas Figuras 6 e 7);
- O aerogerador utilizará um gerador elétrico síncrono conectado a uma rede elétrica cuja frequência é de 60 Hz;
- O gerador elétrico síncrono será um modelo com dois pares de pólos de ímãs permanentes, resultando numa velocidade de rotação síncrona de 30 revoluções por segundo ou 1800 revoluções por minuto;
- Para a transmissão hidrostática trabalhar com uma boa eficiência, o sistema será dimensionado para operar com uma pressão de 24 MPa (240 bar) em condições de velocidade nominal do vento (Subseção 3.3.2);
- Em vista de possíveis limitações estruturais do rotor e de limitações de nível de ruído, foi estabelecido que a rotação máxima do rotor da turbina deverá ser de 80 rev/min (início da região II nas Figuras 6 e 7);

A velocidade de rotação síncrona de 1800 rev/min para o gerador elétrico síncrono foi obtida através da substituição dos dados de projeto apresentados de frequência de rede elétrica (60 Hz) e número de pares de pólos (2 pares) na Equação (2.12).

3.5.2 Dimensionamento das pás do rotor

Conforme Freitas (2008), o valor máximo do coeficiente de potência dos aerogeradores tem evoluído ao longo das últimas décadas em direção ao limite de Betz, já ultrapassando o valor de 0,5. Portanto, foi adotado um perfil alar para as pás do rotor que apresenta um coeficiente de potência máximo de 0,49. Este valor é atingido quando a

velocidade específica é de 8,4, conforme pode ser visto na Figura 27. A equações algébricas (3.47) e (3.48) descrevem o coeficiente de potência do perfil alar adotado:

$$C_p = 0,258 \cdot \left(\frac{100}{\lambda_i} - 0,4 \cdot \beta - 2,164 \right) \cdot \exp\left(\frac{-15,21}{\lambda_i} \right) + 0,00571 \cdot \lambda \quad (3.47)$$

sendo

$$\lambda_i = \left[\frac{1}{(\lambda + 0,08 \cdot \beta)} - \frac{0,035}{(\beta^3 + 1)} \right]^{-1} \quad (3.48)$$

onde:

λ_i = Velocidade específica auxiliar [adimensional].

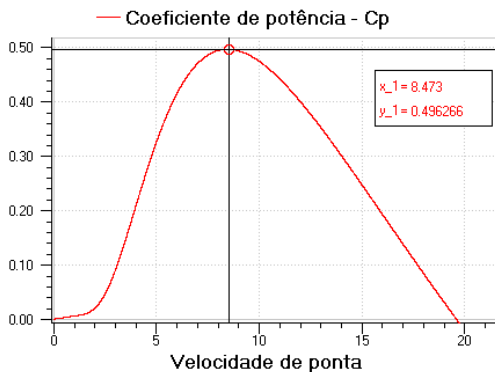


Figura 27 – Relação entre o coeficiente de potência e a velocidade específica para o perfil adotado.

Os valores adotados para a dimensão do rotor da turbina estão baseados nos valores apresentados na Figura 28, na qual estão representadas as relações entre a potência nominal e a área varrida pelo rotor. Pela análise da Figura 28, pode-se perceber que a dispersão entre os pontos é pequena, com o melhor ajuste sendo uma linha reta que passa pela origem. Conforme Burton *et al.* (2001), a potência específica média, que é definida como a razão entre a potência nominal e a área varrida pelo rotor, é de 405 W/m^2 . Para calcular o diâmetro do rotor foi assumido uma potência nominal entregue pelo aerogerador de 150 kW e considerado a massa específica do ar ao nível do mar como sendo $1,225 \text{ kg/m}^3$, um coeficiente de potência máximo de 0,49, velocidade do vento

nominal de 12 m/s e estimado uma eficiência global do aerogerador de 0,76 (foram consideradas as ineficiências na bomba, no motor, no gerador elétrico e no transformador). O diâmetro do rotor foi calculado utilizando a Equação (3.49):

$$P_{nom} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{ar} \cdot A^R \cdot \eta^A \cdot C_{p\ max}(\lambda, \beta) \cdot v^3 \quad (3.49)$$

onde:

η^A = eficiência global do aerogerador [adimensional];

P_{nom} = Potência nominal entregue à rede pelo aerogerador [kW].

A partir dos dados anteriores foi encontrado para a área varrida pelo rotor um valor $A^R = 380,5\ m^2$, o que implica em um diâmetro do rotor de aproximadamente 22 metros. O produto entre a área do rotor e a potência específica média ($405\ W/m^2$) resulta em 153,5 kW, o que valida o resultado obtido através da Equação (3.49). Portanto, para o diâmetro do rotor foi adotado um valor de $d^R = 22\ m$ e uma área varrida de $A^R = 380,1\ m^2$.

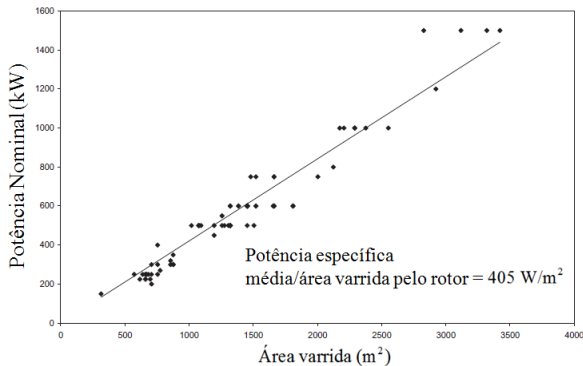


Figura 28 – Potência nominal vs. área varrida pelo rotor para aerogeradores em produção em 1997 (Adaptado de BURTON *et al.*, 2001).

Com base no diâmetro calculado, estimou-se o valor do momento de inércia axial do rotor como sendo de $J = 50000\ kgm^2$. Esta estimativa foi feita levando em consideração os dados reunidos por Freitas (2008) e que estão apresentados no Quadro 1.

Tabela 3- Momentos de inércia axiais de rotores de turbinas com diferentes raios (FREITAS, 2008)

Raio máximo das pás [m]	Momento de inércia axial [kg.m ²]	Fonte
9,66	25.000	valor adoptado
11,6	54.000	(Martins, et al., 2007)
15,0	42.762	(Billy Muhando, et al., 2007)
17,5	129.312	(Gnanasambandapillai Ramitharan, 2007)
37,5	4.269.000	(Gnanasambandapillai Ramitharan, 2007)
37,5	6.300.000	(Morren, et al., 2006)

Os parâmetros do aerogerador considerado para estudo encontram-se resumidos na Tabela 3. O controle do aerogerador através da transmissão hidrostática está limitado às regiões I e II apresentadas nas Figuras 7 e 8. Para a região III, com velocidade de vento incidente acima do valor nominal, o aerogerador deverá usar algum controle do ângulo de pá, i.e., controle por ângulo de passo ou controle por *stall*. A partir dos dados reunidos, foi realizado o dimensionamento do sistema de transmissão hidrostática.

Tabela 4- Parâmetros do aerogerador.

Potência nominal	150 kW
Número de pás no rotor	3
Diâmetro do rotor	22 m
Momento de inércia do rotor	50000 kgm ²
Altura da torre	30 m
Tipo de Controle	Transmissão hidrostática
Velocidade do rotor	Variável
Gerador	Síncrono de ímãs permanentes

3.5.3 Determinação dos requisitos do motor hidráulico

Para realizar o dimensionamento deste sistema, os valores de eficiência adotados para cada um dos componentes são valores típicos fornecidos nas diversas literaturas disponíveis. Assumindo que o gerador síncrono possua uma eficiência típica 0,96 e que o transformador possua eficiência típica de 0,98, podemos encontrar a potência útil que deve ser fornecida ao gerador elétrico para que o aerogerador forneça uma potência de 150 kW a rede elétrica:

$$P_u^M = \frac{150000}{0,98 \cdot 0,96} = 159,43 \text{ kW}$$

O valor da potência útil encontrada na equação anterior deve ser fornecido pelo motor hidráulico. Assim, o torque que deve ser fornecido pelo motor é obtido através do uso da Equação (3.31):

$$T^M = \frac{P_u^M}{\omega^M} = \frac{159430}{188,49} = 845,8 \text{ Nm}$$

Considerando uma eficiência mecânica típica de 95% no motor, o torque teórico a ser fornecido pelo motor hidráulico é obtido utilizando a Equação (3.27):

$$T_{tc}^M = \frac{T^M}{\eta_m^M} = \frac{845,8}{0,95} = 891 \text{ Nm}$$

Para que a potência calculada anteriormente seja fornecida ao gerador elétrico, deve ser considerada a eficiência global do motor hidráulico. Considerando uma eficiência global típica de 0,90 ($\eta_V^M = 0,95$ e $\eta_m^M = 0,95$), a potência hidráulica (potência de acionamento) que deve ser fornecida ao motor é fornecida pela Equação (3.33):

$$P_a^M = \frac{P_u^M}{\eta_g^M} = \frac{159430}{0,9} = 177,14 \text{ kW}$$

Estabelecendo uma diferença de pressão típica de 24 MPa (240 bar) entre as linhas de alta e baixa pressão, é utilizada a Equação (3.32) para obter a vazão efetiva que deve ser fornecido ao motor:

$$q_V^M = \frac{P_a^M}{\Delta p} = \frac{177140}{24000000} = 7,38 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 442 \text{ L/min}$$

Com a vazão calculada anteriormente, encontramos o deslocamento volumétrico do motor pelo uso da Equação (3.28):

$$D^M = \frac{7,38 \cdot 10^{-3}}{188,49} = 0,39 \cdot 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{rad}}$$

Com estes dados, é possível fazer a seleção de um motor hidráulico. A Tabela 4 apresenta os requisitos operacionais calculados para o motor hidráulico, em unidades do sistema internacional.

Tabela 5- Requisitos do motor hidráulico.

Grandeza	Valor	Unidade
Velocidade angular	188,49	rad/s
Pressão	24	MPa
Vazão	$7,38 \times 10^{-3}$	m^3/s
Torque fornecido ao gerador	845,8	Nm
Deslocamento volumétrico	$0,39 \times 10^{-4}$	m^3/rad
Potência fornecida ao gerador pelo motor hidráulico	159,43	kW
Potência fornecida à rede elétrica pelo aerogerador	150	kW

A partir dos requisitos operacionais apresentados na tabela anterior, foi selecionado o motor hidráulico Bosch Rexroth modelo AA6VM-355, cujos parâmetros operacionais estão informados no Anexo C.

3.5.4 Determinação dos requisitos da bomba hidráulica

Desconsiderando os efeitos da compressibilidade do fluido e assumindo que não há vazamentos nas linhas de transmissão, a vazão necessária para operação do motor hidráulico deve ser fornecida pela bomba hidráulica, de acordo com a Equação (3.50):

$$q_V^P = q_V^M \quad (3.50)$$

Do mesmo modo, a potência de acionamento do motor deve ser fornecida pela bomba, conforme a Equação (3.51):

$$P_u^P = P_a^M \quad (3.51)$$

Desconsiderando as perdas de carga no circuito principal, a potência de acionamento que deve ser fornecida para a bomba é dada

pela Equação (3.23). Adotando um valor de 0,9 para a eficiência global da bomba hidráulica ($\eta_V^P = 0,95$ e $\eta_m^P = 0,95$), temos:

$$P_a^P = \frac{P_u^P}{\eta_g^P} = \frac{177140}{0,9} = 196,8 \text{ kW}$$

Esta potência deve ser fornecida para a bomba hidráulica pelo rotor da turbina eólica, através da extração de potência do vento. Considerando um rendimento volumétrico de 95%, a vazão teórica que deve ser fornecida pela bomba é dada Equação (3.20):

$$q_{Vtc}^P = \frac{q_V^P}{\eta_V^P} = \frac{7,38 \cdot 10^{-3}}{0,95} = 7,76 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{s} = 466 \text{ L/min}$$

Para uma extração máxima da potência eólica de 196,8 kW e frequência de rotação nominal do aerogerador de 80 rotações por minuto (8,376 rad/s), obtemos o torque requerido pela bomba através da Equação (3.22):

$$T^P = \frac{196800}{8,376} = 23495 \text{ Nm}$$

Para calcular o deslocamento volumétrico da bomba é utilizada a Equação (3.18):

$$D^P = \frac{7,76 \cdot 10^{-3}}{8,376} = 0,92 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{rad}$$

Com os valores operacionais de pressão p , vazão fornecida pela bomba q_{Vtc}^P , torque de acionamento no eixo da bomba T^P e deslocamento volumétrico D^P , é possível fazer a seleção da bomba hidráulica. A Tabela 5 apresenta os requisitos de operação para a bomba hidráulica, em unidades do sistema internacional.

Tabela 6- Requisitos da bomba hidráulica.

Grandeza	Valor	Unidade
Velocidade angular	8,37	rad/s
Pressão	24	MPa
Vazão	$7,76 \times 10^{-3}$	m^3/s
Torque sobre o rotor	23495	Nm
Deslocamento volumétrico	$0,92 \times 10^{-3}$	m^3/rad
Potência extraída do vento	196,8	kW

A partir dos requisitos operacionais apresentados na tabela 3, foi selecionado a Bomba hidráulica Bosch Rexroth modelo MR-7000, cujos parâmetros operacionais estão informados no Anexo E.

3.6 COMPONENTES AUXILIARES

3.6.1 Dimensionamento das linhas hidráulicas do circuito principal

De acordo com Mannesmann Rexroth (1988), para linhas hidráulicas que operam com pressão acima de 200 bar e viscosidade cinemática do fluido entre 30 e 150 mm^2/s , a velocidade recomendada para vazão de fluido hidráulico nas tubulações é de 6 m/s. O fabricante recomenda a utilização da Equação (3.52) para calcular o diâmetro interno das tubulações. Após o dimensionamento, se as perdas de pressão no conduto forem muito elevadas, deve-se proceder com a realização de um novo dimensionamento da tubulação, utilizando um maior diâmetro interno.

$$d_{in}^{Pi} = 4,607 \cdot \sqrt{\frac{q_{VA}^P}{v_f^{Pi}}} \quad (3.52)$$

Onde:

d_{in}^{Pi} = Diâmetro interno da tubulação [mm];

q_{VA}^P = Vazão efetiva na saída da bomba [L/min];

v_f^{Pi} = Velocidade média do fluido na tubulação [m/s].

Para a linha de alta pressão, foram substituídos os requisitos de vazão e velocidade angular fornecidos na Tabela 4 na Equação (3.52), sendo encontrado um diâmetro interno da tubulação de 40,6 mm. Cabe ressaltar que, para o caso da equação anterior, a unidade de vazão utilizada deve estar em litros por minuto. Tendo em vista a perda de carga e as opções de tubulações disponíveis fornecidas por fabricantes, foi selecionada uma tubulação de 49 mm de diâmetro interno na linha de alta pressão.

Para a linha de baixa pressão, é importante que a queda de pressão seja a menor possível, de modo a prevenir a cavitação da bomba. De acordo com Bosch (1991), a pressão no orifício de aspiração da bomba não deve baixar dos 0,7 a 0,8 bar absolutos. Conforme Mannesmann Rexroth (1988), para linhas hidráulicas de aspiração que operam com fluido de viscosidade cinemática entre 50 e 100 mm²/s, a velocidade recomendada para vazão de fluido hidráulico nas tubulações é de 1,2 a 0,6 m/s. Desse modo, foi empregada uma velocidade de 1 m/s na Equação (3.52). Assim, foi encontrado para a linha de baixa pressão um diâmetro interno de 99,4 mm. Tendo em vista as opções de tubulações comerciais disponíveis, foi selecionada uma tubulação de 104 mm de diâmetro interno na linha de baixa pressão.

3.6.2 Determinação dos requisitos da bomba de preenchimento

Conforme Cundiff (2002), a vazão que deve ser fornecida pela bomba de preenchimento deve ser a soma dos vazamentos do circuito principal provenientes da bomba e do motor hidráulico. Através da Equação (3.53) é possível calcular qual deve ser a vazão de suprimento:

$$q_{VS}^P = (1 - \eta_V^P \cdot \eta_V^M) \cdot q_V^P \quad (3.53)$$

Onde:

$$q_{VS}^P = \text{Vazão da bomba de suprimento [m}^3\text{/s];}$$

Considerando uma eficiência volumétrica de 95% para a bomba e para o motor, utilizou-se a equação anterior para encontrar a vazão da bomba de preenchimento. Assim, para esta bomba optou-se por utilizar uma vazão de 50 litros por minuto.

3.6.3 Dimensionamento do reservatório

Além de abrigar um suprimento de fluido hidráulico para o sistema, um reservatório deve desempenhar variadas funções, sendo estas: remoção de ar não dissolvido, dissipação de calor, separação de água condensada e retenção de contaminantes.

Conforme Cundiff (2002), a capacidade do reservatório deve ser de uma a três vezes a quantidade de fluido suprido pela bomba hidráulica durante o intervalo de 1 minuto. Por não haver restrições de espaço e peso, e pelo fato do reservatório estar localizado ao nível do solo, foi decidido dimensioná-lo com três vezes a capacidade de fluido suprido pela bomba. Desse modo, o reservatório possui uma capacidade de 150 litros de fluido hidráulico.

3.6.4 Filtro hidráulico

Em um sistema hidráulico, o filtro tem como função reduzir para um nível aceitável o tamanho e a concentração de partículas contaminantes no sistema, de modo a proteger os seus componentes contra o desgaste prematuro. Conforme Bosch (1991), as bombas e os motores modernos, devido às pequenas folgas entre os seus componentes, são mais sensíveis à contaminação que outros componentes com menor potência específica. Esta afirmação está de acordo com o que foi exposto na Seção 3.3.1 para máquinas de pistões.

Cundiff (2002) recomenda que todos os circuitos que operem com uma pressão igual ou superior a 155 bar tenham um filtro instalado na linha de pressão. Para o caso de uma transmissão hidrostática, um filtro deve estar instalado no circuito principal, de modo a filtrar o fluido presente neste. Outro filtro, de baixa pressão, deve ser instalado no circuito de suprimento, de modo a garantir que apenas fluido livre de impurezas ingresse no circuito principal.

Quando é utilizado um filtro no sistema hidráulico, uma válvula de retenção deve ser instalada em paralelo a este. Isto se deve a possibilidade de bloqueio do filtro por parte das partículas contaminantes, de modo que a válvula de retenção atua como um *bypass*. Bosch (1991) recomenda que a válvula de retenção seja ajustada para abrir com uma diferença de pressão entre 0,5 e 3 bar.

Antes de selecionar um filtro, é necessário conhecer o nível de pureza adequado à operação do sistema. A quantificação do nível de

impurezas em um fluido hidráulico é estabelecida de acordo com a norma ISO 4406. O código ISO 4406 é composto por três números separados por barras. O número entre barras se refere a uma região que contém determinada quantidade de partículas do tamanho de 4, 6 e 14 µm ou maiores, respectivamente, para 1 mililitro de fluido. Para a transmissão hidrostática de circuito fechado e para bombas de deslocamento fixo, Vickers (1992, apud Cundiff 2002) recomenda para o fluido presente no circuito principal que este apresente um nível de pureza de contaminantes conforme informado através da Tabela 6.

Tabela 7- Código de nível de limpeza do fluido recomendado para transmissões hidrostáticas de circuito fechado.

Componente	Pressão (bar)		
	< 140	210	> 210
Transmissão Hidrostática (fluido no circuito)	17/15/13	16/14/12	16/14/11
Bomba de engrenagens	20/18/15	19/17/15	-
Bomba de palhetas (deslocamento fixo)	20/18/15	19/17/14	18/16/13

Fonte: Adaptado de Vickers (1992, apud Cundiff, 2002).

No caso da transmissão hidrostática projetada, a pressão máxima pode atingir 240 bar, o que exige um filtro com a especificação 16/14/11. No entanto, Cundiff (2002) recomenda que para todo fluido cuja solução não seja 100% derivado do petróleo, o nível de pureza para cada tamanho de partícula deve ser melhorado em 1 dígito. Portanto, o nível de pureza requerido para o filtro do circuito principal é de 15/13/10. Baseado nesta recomendação foi selecionado para o circuito principal um filtro hidráulico modelo Parker série 50P-2, tamanho 02Q, indicado pelo fabricante para utilização em circuitos de transmissões hidrostáticas, entre outras aplicações. A folha de dados deste filtro está apresentada em anexo.

Em relação à bomba de deslocamento fixo instalada no circuito de suprimento, como a pressão no circuito de suprimento está situada abaixo de 140 bar, Vickers (1992, apud Cundiff 2002) recomenda para bombas de engrenagens ou de palhetas um nível de pureza de acordo com o código 20/18/15. Desse modo, foi selecionado um filtro modelo Parker série IL8-1, tamanho 05Q.

3.7 COMPARAÇÃO DE PESO ENTRE TRANSMISSÃO MECÂNICA E TRANSMISSÃO HIDROSTÁTICA

O relatório *Conceptual Survey of Generators & Power Electronics for Wind Turbines* (Hansen *et al.*, 2001) apresenta informações acerca da relação entre o peso e potência transmitida pelas caixas redutoras mecânicas, conforme apresentado pela Figura 29. As curvas apresentadas correspondem aos dados fornecidos pelas empresas Brook Hanson Transmission e Lohmann & Sohterfolt (HANSEN *et al.*, 2001).

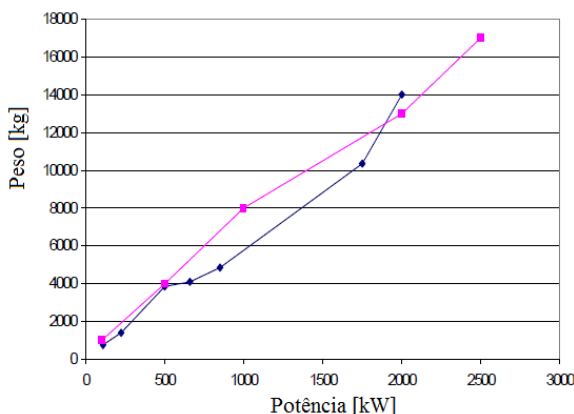
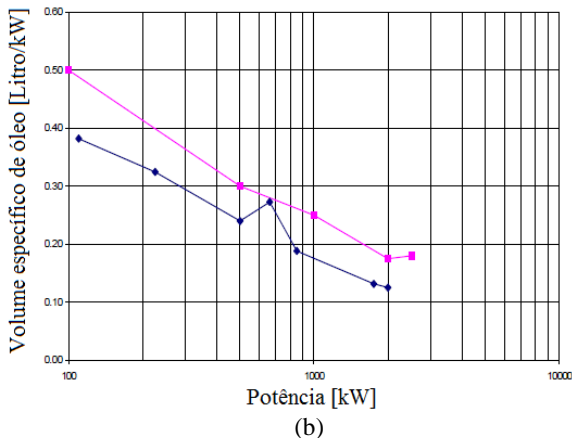


Figura 29 – Relação entre peso e potência transmitida através de caixas redutoras mecânicas, estimados de Brook Hanson Transmission e Lohmann & Sohterfolt (HANSEN *et al.*, 2001).

Na Figura 30 estão apresentadas informações acerca da relação entre o volume específico de óleo na caixa redutora e a potência transmitida pelas caixas redutoras mecânicas.



(b)
 Figura 30 – Volume específico de óleo em caixas redutoras mecânicas, estimados de Brook Hanson Transmission e Lohmann & Sohterfolt (HANSEN *et al.*, 2001).

Através dos gráficos acima, pode-se estimar o peso de uma caixa de transmissão para um aerogerador de 150 kW como sendo entre 900 kg a 1200 Kg. Por sua vez, o volume específico do óleo é estimado entre 52,5 e 67,5 litros. Considerando a massa específica do óleo ISO VG 68 em 875 kg/m^3 a 20°C , o peso do óleo presente na caixa redutora é estimado entre 45,9 e 59 kg. Para estimar o peso de um gerador síncrono de ímas permanentes com 2 pólos, foi selecionado o motor síncrono de ímas permanentes Leroy Somers modelo LSRPM280MK, cujos parâmetros operacionais estão informados no Anexo F. Na tabela a seguir estão apresentados o peso dos componentes selecionados.

Tabela 8- Requisitos da bomba hidráulica.

Componente	Peso
Bomba hidráulica MR-7000	800 kg
Motor hidráulico AA6VM-355	170 kg
Caixa redutora	900-1200 kg
Óleo presente na caixa redutora	45,9 – 59 kg
Gerador síncrono de ímas permanentes LSRPM280MK	563 kg
Peso combinado da caixa redutora, óleo e gerador elétrico	1508,9 – 1822 kg

No caso do uso da transmissão hidrostática, apenas a bomba hidráulica está localizada na nacele. Assim, o aerogerador com transmissão hidrostática deve suportar um peso de aproximadamente 800 kg na nacele. Isto significa uma redução entre 708,9 kg a 1022 kg de peso na nacele. que, por sua vez, implica em um menor peso da torre e das fundações do aerogerador.

4 MODELAGEM DOS COMPONENTES

4.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo serão apresentadas as equações que descrevem o comportamento dinâmico dos componentes modelados. Componentes considerados desnecessários para descrever o comportamento dinâmico do sistema, e.g. o trocador de calor, não foram modelados.

Para a modelagem e simulação de sistemas existem dois métodos tradicionais que são utilizados, que consistem no método de Fluxo de Sinal e no método Multiportas. O método de Fluxo de Sinal é o mais desenvolvido, possuindo grande aplicação na área de engenharia de controle. Nesta abordagem, os blocos são conectados entre si por meio de portas através das quais ocorre o fluxo de informações, podendo ser um valor ou matriz de valores, em um único sentido (IMAGINE, 2002).

Apesar da abordagem por Fluxo de Sinal ser a mais adequada para uso na modelagem de sistemas de controle, quando se trata da modelagem de sistemas físicos envolvendo a transmissão de potência podem surgir problemas. Isto se deve ao fato de que a modelagem de componentes que transmitem potência leva à necessidade de intercâmbio de informações entre os componentes em ambos os sentidos. Isto leva a uma grande complexidade em termos de conexões, fazendo com que mesmo sistemas simples se tornem difíceis de compreender devido ao grande número de conexões entre os vários blocos (SILVA, 2005).

Assim como no método de Fluxo de Sinal, o método Multiportas também possui blocos que são interconectados através de portas. No entanto, uma única conexão entre os componentes permite a transferência de informação em ambos os sentidos. Conforme Silva (2005), a vantagem dessa abordagem é tornar o diagrama do sistema modelado mais parecido com o sistema físico real. Nestes casos, haverá normalmente dois valores envolvidos na transferência de informação, que são descritos como um fluxo e um esforço, cujo produto entre eles representa a potência transmitida (IMAGINE, 2002). Quando há apenas uma grandeza sendo transmitida, a situação se torna equivalente ao método de Fluxo de Sinais e, portanto, este pode ser considerado um caso especial da abordagem Multiportas (SILVA, 2005).

Por causa da complexidade do sistema em estudo, devido tanto ao elevado número de componentes quanto da necessidade de modelar não apenas o sistema de controle, mas também componentes físicos reais do

domínio hidráulico e mecânico, foi decidido pela utilização do *software* AMESim – *Advanced Modeling Environment for performing Simulations of engineering systems* (IMAGINE, 2005). O AMESim é um *software* de modelagem e simulação composto por um conjunto de ferramentas computacionais que permitem criar e analisar modelos dinâmicos com o auxílio de um conjunto de bibliotecas. Estas bibliotecas abrangem modelos de diferentes domínios da engenharia, como hidráulica, pneumática, mecânica, sinais e controle, entre outros. Para facilitar a identificação de componentes individuais, cada biblioteca é diferenciada através de uma cor específica (SILVA, 2005).

Conforme Silva (2005), no *software* AMESim, a tarefa de modelagem está fortemente relacionada ao entendimento do fenômeno físico em questão, enquanto que a manipulação matemática permanece oculta do usuário, embora disponível para ser analisada. As portas correspondentes às conexões físicas são especificadas pelo usuário, sendo que o AMESim resolve internamente as equações, definindo a causalidade entre os modelos dos componentes. Silva (2005), descreve o processo de modelagem e simulação no AMESim, que é decomposto em quatro modos, conforme apresentado a seguir:

- *Sketch*: neste modo é realizada a construção do diagrama do sistema através dos ícones disponíveis nas bibliotecas já existentes ou definidas pelo usuário;
- *Submodel*: neste modo é definido o modelo mais adequado ao componente, pois ligado a cada ícone pode existir mais de um modelo de engenharia;
- *Parameter*: o usuário define os parâmetros utilizados em cada submodelo. Neste modo, o usuário também pode optar por utilizar os parâmetros *default* já fornecidos pelo sistema;
- *Simulation*: este modo permite definir os parâmetros da simulação, tais como tempo, tolerância de erro, etc., realizar a simulação e analisar os resultados.

Os modelos de componentes e as equações que regem o comportamento dos diversos componentes e do sistema como um todo são apresentados e detalhados a seguir. Os ícones utilizados quando da montagem do diagrama do sistema podem estar vinculados a mais de um submodelo e, conseqüentemente, possuir diferentes equações que regem o seu comportamento, a depender do submodelo selecionado.

Portanto, para conhecer os submodelos utilizados, os mesmos estão definidos em cada seção juntamente com suas equações. Cabe ressaltar que o usuário deve ter cuidado com as unidades utilizadas, pois para vários dos parâmetros dos componentes modelados o AMESim utiliza unidades de uso comum na indústria, ao invés de trabalhar com unidades do Sistema Internacional de Unidades (S.I.).

4.2 COMPONENTES HIDRÁULICOS

4.2.1 Bomba hidráulica

A Figura 31 apresenta o ícone do submodelo de bomba hidráulica PU001C utilizado na modelagem do sistema. Este submodelo representa uma bomba hidráulica de deslocamento fixo, incorporando os parâmetros de rendimento volumétrico e mecânico.

Este submodelo foi utilizado para simular tanto o motor hidráulico de pistões radiais que foi selecionado para trabalhar como uma bomba hidráulica na transmissão hidrostática quanto a bomba de preenchimento do circuito de suprimento. Para efeitos de terminologia, neste documento o motor hidráulico de pistões radiais que trabalha como uma bomba hidráulica será sempre referido por este último termo, exceto quando especificado o contrário.

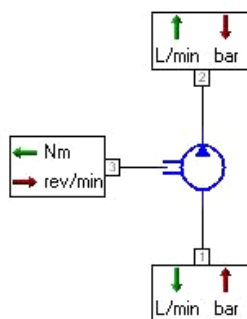


Figura 31 – Submodelo da bomba hidráulica PU001C com rendimento mecânico e volumétrico e com a indicação das variáveis externas.

Na Figura 31 também estão apresentadas as unidades das variáveis externas que agem sob este submodelo. Em todos os submodelos do AMESim, as variáveis que atuam como uma entrada ao

submodelo possuem uma seta de cor vermelha. Estas entradas são manipuladas matematicamente através das equações internas presentes no submodelo, da qual resultam as variáveis de saída deste submodelo, representadas pela cor verde.

Neste submodelo, o usuário deve fornecer o deslocamento volumétrico da bomba (em cm^3/rev), o rendimento volumétrico e o rendimento mecânico. A vazão efetiva (em L/min) é obtida pelo produto entre a Equação (3.18) e o valor do rendimento volumétrico, divididos por 1000. Por sua vez, o torque efetivo é obtido através da divisão da Equação (3.17) pelo termo $20 \cdot \pi \cdot \eta_m^p$.

No caso da bomba de preenchimento, esta deve ser capaz de fornecer continuamente uma vazão de 50 litros por minuto, conforme determinado na Subseção 3.6.2. Esta bomba é acionada por um motor elétrico, sendo ajustado para uma velocidade típica de 1740 rev/min. Deste modo, o deslocamento volumétrico da bomba foi ajustado para $28,7 \text{ cm}^3/\text{rev}$ ($4,573 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{rad}$). Por sua vez, a pressão no circuito de suprimento está ajustada para 12 bar, conforme descrito na Seção 4.5. Devido ao seu pequeno porte, a eficiência desta bomba foi desconsiderada, de modo que através da Equação (3.21) foi calculada a potência que é consumida por esta bomba, cujo valor é de 1 kW.

4.2.2 Motor hidráulico

O submodelo MO0002C, ilustrado pela Figura 32, representa um motor hidráulico de deslocamento variável que incorpora os parâmetros de rendimento volumétrico e mecânico, sendo utilizado para representar o motor hidráulico de pistões axiais selecionado para a transmissão hidrostática. Neste submodelo o valor para a fração do deslocamento volumétrico (α) é limitado para valores que variam entre 0 e 1.

Assim como no submodelo da bomba, para realizar os cálculos de vazão e torque relacionados ao motor o AMESim utiliza os valores de deslocamento volumétrico, rendimento mecânico e rendimento volumétrico que são fornecidos pelo usuário.

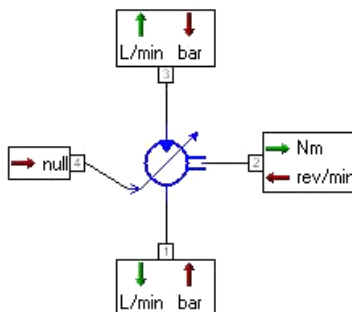


Figura 32 – Submodelo do motor hidráulico MO002C com rendimento mecânico e volumétrico e com a indicação das variáveis externas.

O cálculo da vazão efetiva do motor (em L/min) é realizado através da multiplicação da Equação (3.28) pela fração do deslocamento volumétrico do motor, e dividido pelo termo $1000 \cdot \eta_v^M$. O torque efetivo do motor é fornecido pela multiplicação da Equação (3.25) pelo termo $\alpha \cdot \eta_m^M$ e dividido pelo valor $20 \cdot \pi$.

4.2.3 Válvula de retenção

O ícone apresentado na Figura 33 representa uma válvula de retenção simples, possuindo um comportamento mais realista que os outros submodelos disponíveis. Este submodelo não incorpora um comportamento dinâmico. Caso o usuário considerar conveniente, este submodelo permite a incorporação do fenômeno de histerese.

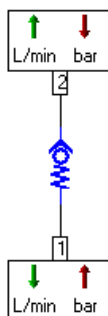


Figura 33 – Submodelo de válvula de retenção simples CV002.

Entre as válvulas de controle direcionais, a válvula de retenção é a mais simples. Sua função é, basicamente, permitir o escoamento em um sentido enquanto a bloqueia no sentido oposto, ou seja, é uma válvula de sentido unidirecional (ESPOSITO, 1997). Assim como para outras configurações de válvulas de controle direcional, ela é tratada como possuindo apenas comportamento discreto, i.e. aberta e fechada, embora possua comportamento dinâmico entre estes estados discretos estáveis (LINSINGEN, 2008).

Conforme Linsingen (2008), o comportamento das curvas de pressão nestas válvulas permanece aproximadamente estável até o valor correspondente à pressão especificada para abertura da válvula. A partir do momento em que a curva de pressão deixa de ser estável, o comportamento da pressão vs. vazão é influenciado pela perda de carga, aproximando-se do comportamento de uma restrição fixa. Este comportamento é apresentado na Figura 34.

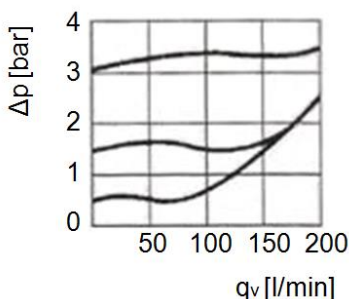


Figura 34 – Curvas de operação para válvulas de retenção (Adaptado de Linsingen, 2008).

No submodelo utilizado, é admitido que as características de pressão em relação à vazão são lineares quando a válvula de retenção se encontra parcialmente aberta. Quando a válvula se encontrar totalmente aberta, é considerado que o escoamento possui características turbulentas. Esta característica é definida no submodelo pelo usuário, através do fornecimento de uma vazão nominal e da queda de pressão correspondente. Por sua vez, a característica laminar é obtida através do fornecimento de um gradiente de vazão em relação à pressão. Para definir a abertura e o fechamento da válvula, o AMESim utiliza a seguinte Equação:

$$\Delta p^V = p_2 - p_1 - p_r \quad (4.1)$$

onde:

Δp^V = Diferença de pressão responsável pela abertura da válvula [bar];

p_1 = Pressão a jusante da válvula [bar];

p_2 = Pressão a montante da válvula [bar];

p_r = Pressão de abertura ajustada (pré-carga da mola) [bar].

No início da simulação, a válvula de retenção está ajustada para estar aberta quando $\Delta p^V \geq 0$ e fechada quando $\Delta p^V < 0$. Isto implica que quando a diferença de pressão entre as portas da válvula for maior que a pressão de abertura ajustada, a válvula abrirá. Caso contrário, permanecerá fechada e com vazão nula ($q_{V1} = 0$). Quando a válvula de retenção se encontrar parcialmente aberta, a vazão na saída da válvula possuirá um comportamento laminar, de acordo com a Equação (4.2):

$$q_{V1} = \nabla q_V \cdot \Delta p^V \quad (4.2)$$

onde:

q_{V1} = Vazão na porta 1 [L/min];

∇q_V = Gradiente da vazão em relação à pressão [L/min/bar].

Por sua vez, quando a válvula se encontrar totalmente aberta, a vazão possui um comportamento de acordo com a Equação da vazão para orifícios:

$$q_{V1} = cd \cdot A_o \cdot \frac{\rho_m}{\rho_0} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 10^5 \cdot |\Delta p^V|}{\rho}} \quad (4.3)$$

onde:

cd = Coeficiente de descarga [adimensional];

A_o = Área do orifício [m²];

ρ = Massa específica do fluido [kg/m³];

ρ_0 = Massa específica do fluido a pressão atmosférica [kg/m³];

ρ_m = Massa específica referente à média aritmética das pressões p_1 e p_2 [kg/m³];

$|\Delta p^V|$ = Módulo da diferença de pressão [bar].

Para representar um comportamento realista, semelhante ao apresentado pela Figura 34, foi adotado um valor para ∇q_V de 1000 L/min/bar para a região de comportamento laminar. Para a região de comportamento turbulento, foi fornecido um valor de vazão nominal para a válvula totalmente aberta de 175 L/min, com uma queda de pressão correspondente de 1,8 bar. Desse modo, a curva de operação da válvula está apresentada na Figura 35.

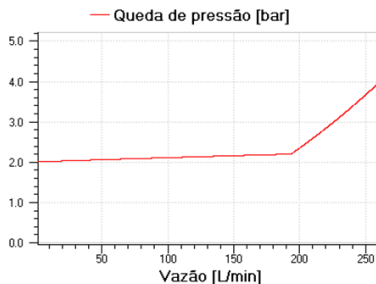


Figura 35 – Curvas de operação para a válvula de retenção modelada.

No modelo da transmissão hidrostática modelado são utilizadas quatro válvulas de retenção, conforme apresentado na Figura 23. Duas delas se encontram no sistema de suprimento e foram ajustadas para abrirem quando a diferença de pressão entre o circuito de suprimento e a linha de alta pressão atingir 5 bar e quando a diferença de pressão entre o circuito de suprimento e a linha de baixa pressão atingir 2 bar. Também há duas válvulas dispostas em paralelo aos dois filtros hidráulicos utilizados no sistema. Além destas, no modelo em AMESim foi necessário inserir mais duas válvulas, que estão localizadas no final das linhas de vazamento que ligam a bomba e o motor à entrada ao reservatório. Estas válvulas foram utilizadas para prevenir que o fluido voltasse do reservatório para a transmissão hidrostática, ocasionando uma situação que não ocorreria em um sistema real.

4.2.4 Válvula de alívio

A Figura 36 mostra o ícone que representa uma válvula de alívio. Assim como no submodelo da válvula de retenção, este submodelo também não incorpora comportamento dinâmico.

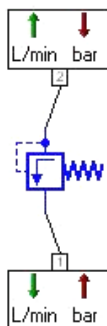


Figura 36 – Submodelo da válvula de alívio RV00.

O modo de operação da válvula (aberta ou fechada) é estabelecido pela Equação (4.1). Neste submodelo é assumido que as características da vazão em relação à pressão são lineares para todas as condições de abertura da válvula de alívio, cuja característica da vazão é fornecidas pela Equação (4.2).

Neste caso, foram utilizadas três válvulas de alívios no modelo da transmissão hidrostática. Uma delas se encontra entre as linhas de alta e baixa pressão, e é responsável por proteger a linha de alta pressão. Ela foi ajustada para abrir quando a diferença de pressão entre estas linhas ultrapassar de 230 bar. Outra válvula de alívio se encontra entre a linha de baixa pressão e o circuito de suprimento, sendo responsável por proteger a linha de baixa pressão, abrindo quando a diferença de pressão entre estas linhas ultrapassar 35 bar.

Além das válvulas mencionadas, outra válvula de alívio foi utilizada no circuito de suprimento, permitindo que o fluido proveniente da bomba de preenchimento possa retornar ao reservatório. A pressão ajustada nesta válvula é responsável por estabelecer a pressão operacional no circuito de suprimento. Desse modo, é importante que esta válvula esteja ajustada para abrir a uma pressão maior que a pressão ajustada para abertura das válvulas de retenção. Caso contrário, a pressão no circuito de suprimento será mais baixa que a pressão no circuito principal e, conseqüentemente, não ocorrerá vazão de fluido do circuito de suprimento para o principal. Esta válvula foi ajustada para abrir com diferença de pressão de 12 bar entre o circuito de suprimento e o reservatório.

4.2.5 Modelo do vazamento externo na bomba e no motor

A Figura 37 mostra o ícone do submodelo OR0000, que representa um orifício hidráulico de seção constante. Este submodelo foi utilizado para modelar a componente de vazamento externo que ocorre na bomba e no motor hidráulico, caracterizando as perdas por fugas provenientes circuito principal.

De acordo com o catálogo do fabricante, a eficiência volumétrica da bomba na região de operação nominal é de aproximadamente 97,5%. O catálogo do motor selecionado não contém tal dado, portanto, optou-se por adotar o mesmo valor. Foi considerado que metade das perdas volumétricas destes componentes é devido a vazamentos externos enquanto a outra metade se deve a vazamentos internos. Portanto, o diâmetro equivalente do orifício foi ajustado durante a fase de simulações para que representasse um vazamento externo correspondente a 1,25% da vazão de fluido que percorre a bomba e o motor. Por sua vez, o vazamento interno foi implementado nos submodelos da bomba e do motor como um parâmetro fixo de eficiência volumétrica, cujo valor é 0,9875.

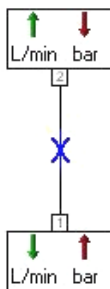


Figura 37 – Submodelo do orifício hidráulico OR0000 com indicação das variáveis externas.

Simulando os vazamentos externos nos componentes quando numa condição de vento de 10 m/s, foi encontrado para a bomba um valor para o diâmetro equivalente do orifício de 2,35 mm, enquanto que para o motor o valor encontrado foi de 1,12 mm. Foram utilizadas tubulações com 14 mm de diâmetro para conectar os orifícios da bomba e do motor ao reservatório. O modo como a vazão é calculada neste submodelo de orifício está explicado nos seguintes parágrafos.

As portas (1) e (2) conectam sinais de entrada em pressão e saída em vazão. Neste submodelo o usuário pode optar por dois modos de operação. O usuário pode fornecer uma vazão e a queda de pressão correspondente, através do qual o AMESim irá definir a área e o diâmetro hidráulico correspondentes. O outro modo, que foi o adotado neste estudo, consiste em fornecer o diâmetro equivalente do orifício e o coeficiente de descarga (cd), com os quais o AMESim irá fornecer a vazão através do orifício utilizando uma função utilitária interna do *software* que engloba as equações (4.3), (4.4) e (4.5). No caso da Equação (4.3), neste submodelo ela é multiplicada pelo termo $sign(\Delta p)$.

Conforme Linsingen (2008), a Equação (4.3) é obtida a partir da equação de Bernoulli e é válida para escoamentos reais turbulentos em regime permanente através de orifícios que constituam uma redução brusca da seção de escoamento, comumente chamados de orifícios de canto vivo. O AMESim utiliza esta Equação para estabelecer a dependência da vazão em função da área do orifício e da queda de pressão através dele. Linsingen (2008) informa que, para o caso de escoamento através de orifícios circulares de canto vivo, resultados anteriores (Johansen (1941)) demonstram que para elevados valores de número de Reynolds ($Re > 10^3$), o coeficiente de descarga (cd) tende ao valor de 0,611. Por se tratar de um orifício circular, na Equação (4.3), A representa a área do orifício de passagem do fluido, sendo determinado pela expressão $A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$, onde d é o diâmetro do orifício.

O coeficiente de descarga (cd) utilizado na Equação (4.3) é o produto entre dois outros parâmetros, o coeficiente de velocidade (cv) e o coeficiente de contração (cc). Para orifícios de canto vivo, o valor do coeficiente de contração é dado pela razão entre a área da *vena contracta* e a área do orifício, cujos valores na prática estão situados entre 0,60 e 0,80. Devido aos fluidos reais possuírem viscosidade, o atrito faz com que a velocidade do jato de fluido na *vena contracta* seja inferior à velocidade ideal, o que não é levado em consideração na equação de Bernoulli. Portanto, é empregado o coeficiente de velocidade (cv) para corrigir essa diferença e cujo valor, obtido empiricamente, é de aproximadamente 0,98 (LINSINGEN, 2008).

Para encontrar o valor da vazão através do orifício utilizando a Equação (4.3) este submodelo, através da função utilitária, primeiramente calcula o valor do número de Reynolds (Re) através da Equação (4.4):

$$Re = \frac{dh}{\nu} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |\Delta p|}{\rho}} \quad (4.4)$$

onde:

dh = diâmetro hidráulico [m];

ν = viscosidade cinemática do fluido [m²/s].

O AMESim utiliza o número de Reynolds (Re) obtido a partir da Equação (4.4), juntamente com o número de Reynolds de transição (Re_{tr}) e o coeficiente de descarga máxima ($cd_{máx}$) para computar o valor do coeficiente de descarga (cd) utilizando a Equação (4.5):

$$cd = cd_{máx} \cdot \tanh \cdot \left(\frac{2 \cdot Re}{Re_{tr}} \right) \quad (4.5)$$

Na Equação anterior, o número de Reynolds de transição (Re_{tr}) determina o ponto de transição entre a vazão em regime laminar e em regime turbulento. Para orifícios circulares de canto vivo, o valor do Re_{tr} situa-se em torno de 100 (LINSINGEN, 2008). No modelo genérico de escoamento através de um orifício, o AMESim adota como valor *default* um coeficiente de descarga máxima ($cd_{máx}$) de 0,70. Na Figura 38, pode-se observar a variação da curva do coeficiente de descarga (cd) em função do número de Reynolds (Re), que se aproxima assintoticamente do valor máximo ($cd_{máx}$) de 0,70 conforme a diferença de pressão Δp aumenta. No entanto, este é um valor pré-definido pelo AMESim, que pode ser alterado pelo usuário.

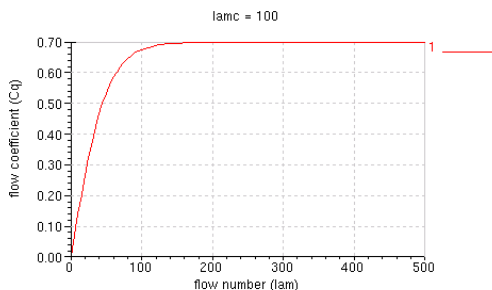


Figura 38 – Curva do coeficiente de descarga em função do número de Reynolds.

Os drens na carcaça da bomba e do motor foram considerados como orifícios circulares de canto vivo. Para modelar estes orifícios no AMESim foram utilizados os valores de Re_{tr} e $cd_{máx}$ recomendados em Linsingen (2008), que são 100 e 0,611, respectivamente.

4.2.6 Filtro hidráulico

Para modelar os filtros hidráulicos foi empregado o submodelo OR0000. Este submodelo é na realidade um modelo de um orifício hidráulico. Deve ser fornecido pelo usuário um valor de vazão de fluido e a conseqüente queda de pressão através do filtro. O filtro configurado com uma válvula de retenção em paralelo está apresentado na Figura 39.

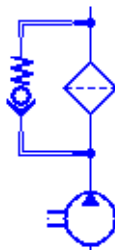


Figura 39 – Filtro hidráulico com válvula de retenção em paralelo.

De acordo com os dados informados no catálogo do fabricante, para o filtro do circuito principal foi utilizada uma vazão de 550 litros por minuto com uma queda de pressão de 1,6 bar. Seguindo as recomendações apresentadas na Seção 3.6.4, a válvula de retenção localizada em paralelo ao filtro foi ajustada para abrir com uma diferença de pressão de 3 bar. Para o filtro do circuito de suprimento foi utilizada uma vazão de 200 litros por minuto com uma queda de pressão de 0,5 bar. A válvula de retenção disposta em paralelo foi ajustada para abrir a uma diferença de pressão de 0,5 bar.

4.2.7 Reservatório

O submodelo TK-10 mostrado na Figura 40 representa um reservatório hidráulico de seção transversal uniforme que contém fluido hidráulico pressurizado, a uma pressão constante, devido à ação de um

gás. No caso do sistema modelado, trata-se de ar atmosférico a pressão ambiente. O fluido pode adentrar o reservatório através das portas (1) e (2).

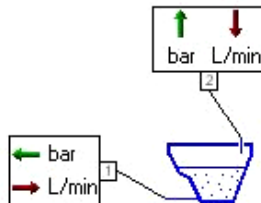


Figura 40 – Submodelo do reservatório de fluido TK-10 com a indicação das variáveis externas.

O usuário deve fornecer a altura inicial de fluido (h_0) no reservatório. Com este valor o *software* determina a pressão inicial na porta (1) através da seguinte Equação:

$$p_1 = \rho \cdot g \cdot h_0 + p_2 \quad (4.6)$$

onde:

p_2 = Pressão relativa do gás no reservatório [bar];

p_1 = Pressão na porta 1 [bar];

g = Aceleração da gravidade [m/s^2].

Após a determinação inicial da pressão na porta (1), o AMESim passa a atualizar constantemente a pressão na porta (1) conforme a altura de fluido (h) no reservatório varie com o tempo, de acordo com a Equação (4.7):

$$p_1 = \rho \cdot g \cdot h + p_2 \quad (4.7)$$

onde:

h = Altura de fluido no reservatório [m].

Conforme descrito na Subseção 3.6.3, este reservatório foi dimensionado para 150 litros. Como neste submodelo deve ser informada a área do reservatório e a altura de fluido contido neste, estes valores foram estabelecidos como $0,15 \text{ m}^2$ e 1 metro, respectivamente.

4.2.8 Fluido hidráulico

O fluido hidráulico utilizado neste sistema é o óleo hidráulico ISO VG 68. Os principais parâmetros deste fluido estão fornecidos na Tabela 8. As propriedades deste óleo são consideradas pelo AMESim através da inserção destes dados no submodelo de propriedades hidráulicas FP04.

Tabela 9- Parâmetros do fluido ISO VG 68.

Parâmetros	Valor	Unidade
Massa específica	875	kg/m ³
Bulk modulus	17000	bar
Viscosidade cinemática	68	mm ² /s
Viscosidade absoluta	59,5	cP
Temperatura	40	°C
Ar/gás contido	0,1	%
Índice politrópico para conteúdo de ar/gás/vapor	1,4	Adim.

4.3 COMPONENTES DO SISTEMA DE CONTROLE

4.3.1 Transmissor de pressão

Para analisar o sistema, a pressão é medida na linha de alta pressão junto ao motor hidrostático. É considerado que esta medição é efetuada com um transmissor de pressão HBM modelo P2VA1. Este modelo possui uma faixa de medição de 0 a 500 bar, com o sinal de saída em tensão sendo proporcional a pressão, indo de 0,5 a 10 V. A sua incerteza é de 0,3% do Valor de Fundo de Escala (VFE).

O submodelo PT003 foi utilizado para simular o transmissor de pressão selecionado. Neste, o sinal de saída em tensão é a diferença entre a pressão (em bar) e um offset, multiplicada por um ganho. Portanto, para os parâmetros deste transmissor, o sinal de saída em tensão é fornecido pela Equação (4.8):

$$U_{med}^{pi} = 0,019 \cdot (p_{med}^{pi} [bar] + 26,315) \quad (4.8)$$

onde:

U_{med}^{pi} = Sinal de tensão em função da pressão medida [V];

p_{med}^{pi} = Pressão medida na linha hidráulica [bar].

O sinal de tensão enviado pelo transmissor segue até um comparador, onde é subtraído do sinal de tensão proveniente do tacogerador que representa a pressão ideal do sistema. Em seguida, o valor resultante no comparador segue até o controlador PID.

4.3.2 Tacogerador

Para medir a velocidade de rotação no eixo do rotor é considerado a utilização de um tacogerador Precilec modelo Re .0444R. Este modelo pode medir velocidades de rotação de até 12000 rev/min. Neste modelo, a tensão para uma velocidade de 1000 revoluções foi ajustada para 150 volts.

No submodelo de sensor de velocidade WT010 utilizado no modelo em AMESim, o sinal de saída é a diferença entre a velocidade de rotação em (rev/min) e um offset, multiplicado por um ganho em minutos por revolução, de modo a enviar um sinal com unidade adimensional. Portanto, para os parâmetros deste tacogerador, o sinal de saída em tensão é fornecido pela Equação (4.9):

$$U_{med}^R = 0,15 \cdot (n_{med}^R - 0) \quad (4.9)$$

onde:

U_{med}^R = Sinal de tensão em função da velocidade de rotação medida [V];

n_{med}^R = Velocidade de rotação medida no eixo do rotor [rev/min].

O sinal de tensão enviado pelo tacogerador segue para um bloco onde é realizado o cálculo da pressão ideal do sistema, conforme estabelecido pela Equação (3.45). Após, este sinal de pressão passa por um ganho de 10^{-5} , que tem como função ajustar a unidade deste sinal, pois a pressão ideal foi calculado em (Pa) enquanto que no AMESim trabalha-se em (bar). Finalmente, este sinal passa novamente por um bloco de função onde é reconvertido para um sinal em tensão. Este sinal é comparado com o sinal de tensão proveniente do transmissor de

pressão, de onde a diferença destes segue para o controlador PID. Esta sequência de operações está mostrada na Figura 41.

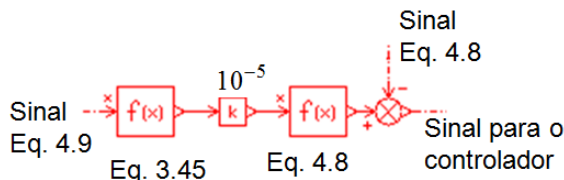


Figura 41 – Determinação do erro de pressão do sistema.

4.3.3 Válvula proporcional redutora de pressão

O controle contínuo do deslocamento volumétrico do motor hidráulico selecionado é realizado por meio de uma válvula proporcional redutora de pressão Mannesmann Rexroth modelo DRE-4K, cujas características estão informadas no Anexo D. O controle é proporcional a corrente elétrica de controle aplicada ao solenoide da válvula (i^V). Como a resistência elétrica da bobina do solenoide R_b neste modelo é de 12Ω , a relação entre a corrente elétrica e a tensão é dada pela Equação (4.10):

$$i^V = \frac{U_e}{R_b} = \frac{U_e}{12} \quad (4.10)$$

onde:

i^V = Corrente elétrica [A];

R_b = Resistência da bobina do solenóide [Ω].

Já a relação entre a proporção do deslocamento volumétrico do motor e a corrente elétrica de controle para esta válvula é mostrado na Figura 42. A partir desta figura é encontrada a Equação da reta que fornece esta relação, expresso por:

$$X = -3,2 \cdot 10^{-3} \cdot i^V + 2,4384 \quad (4.11)$$

onde:

X = Razão entre o deslocamento volumétrico do motor (D^M) e o deslocamento máximo (D_{max}^M) [adimensional].

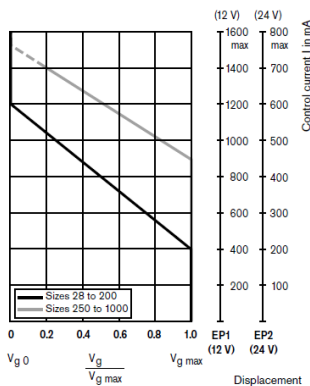


Figura 42 – Relação entre o deslocamento volumétrico do motor e a corrente elétrica de controle da válvula proporcional (Rexroth, 2009).

Para modelar o tempo de resposta da válvula foi estabelecido um tempo de resposta a uma entrada em degrau de 400 ms para atingir 98% do seu valor final. Com este valor, é encontrado a constante de tempo da válvula através da expressão $\tau = \frac{t}{4}$, que fornece um valor de 100 ms ou 0,1s. O tempo de resposta da válvula é modelado como uma função de transferência de 1ª ordem, sendo adotado um ganho de regime igual a 1, conforme a seguinte expressão:

$$\frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{K_{RP}(s)}{(\tau \cdot s + 1)} \quad (4.12)$$

onde:

Y = Razão de deslocamento efetivo da válvula (com atraso) [adimensional];

X = Razão de deslocamento da válvula (sem atraso) [adimensional];

K_{RP} = Ganho em regime permanente [adimensional];

τ = Constante de tempo da válvula [s];

s = Operador de Laplace [adimensional].

Para simular o comportamento da válvula redutora de pressão foi construído o modelo ilustrado pela Figura 43. O sinal processado de erro em tensão proveniente do controlador passa por um bloco de função

onde está implementada a Equação (4.10), resultando num sinal de controle em corrente elétrica. Em seguida, um *offset* de 0,45 A é acrescentado a este sinal de corrente. Este *offset* representa a corrente mínima necessária para magnetizar a bobina e deslocar o carretel da válvula (Rexroth, 2009).

Este sinal passa por um bloco que representa a saturação de corrente elétrica no solenoide da válvula redutora de pressão. Em ambos os lados da saturação são coletados sinais que são enviados para o anti *windup* do controlador. O sinal em corrente proveniente do saturador segue para um bloco de função onde está implementada a Equação (4.11). O sinal de saída deste bloco, que representa o deslocamento volumétrico do motor, segue para um bloco que representa um atraso de 1ª ordem, simulando o tempo de resposta do motor a um sinal de controle. Após passar por este bloco, o sinal é enviado ao ícone do motor hidráulico.

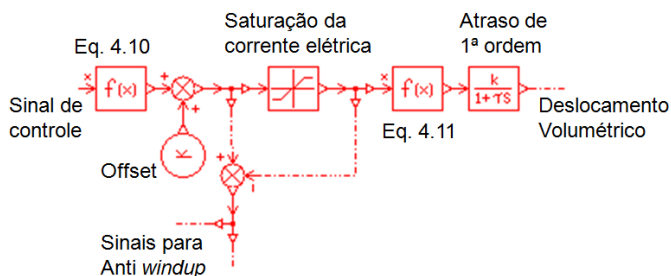


Figura 43 – Controle do motor e válvula redutora de pressão.

4.4 SISTEMA DE CONTROLE

4.4.1 Controladores

O projeto do aerogerador sob estudo estabelece três regiões de operação, conforme apresentados na seção 2.3.2 e mostrado nas Figuras 7 e 8. Para a operação com coeficiente de potência máximo, referente à estratégia de *Maximum Power Tracking*, o limite estabelecido de velocidade de 80 rev/min é alcançado para uma velocidade de vento incidente de 10,7 m/s. Após, cabe a transmissão hidrostática manter a velocidade de rotação da turbina constante em 80 rev/min até que a velocidade do vento alcance o seu valor nominal de 12 m/s. Acima da velocidade de 12 m/s, entraria em operação o sistema de controle de

potência do aerogerador, i.e., controle por variação de ângulo de passo das pás do rotor ou por *stall* passivo, não tendo este sistema sido modelados neste estudo.

Para atingir os objetivos operacionais, foram utilizados dois controladores PID. Um destes controladores tem a incumbência de controlar o sistema durante baixas velocidades de vento (região de operação I), enquanto o outro controlador tem como objetivo controlar o sistema para condições de alta velocidade do vento (região de operação II). Neste estudo, o controlador para baixas velocidades será referenciado como controlador A, enquanto que o controlador para altas velocidades será referenciado como controlador B.

Após a pressão ideal do sistema ter sido calculada a partir da velocidade do rotor da turbina, conforme apresentado na Seção 4.3.1, este sinal é comparado com o sinal de tensão proveniente do transmissor de pressão, cuja sinal do valor de erro segue para o controlador A, conforme ilustrado na Figura 44.

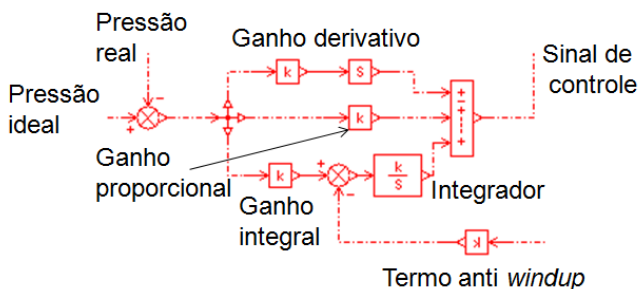


Figura 44 – Controlador A para baixas velocidades de vento.

Por sua vez, o sinal de erro enviado ao controlador B é a diferença entre a velocidade angular do rotor, conforme medido pelo tacogerador e enviado como sinal de tensão, e um *offset* cujo valor é de 12 Volts. Este valor de *offset* representa, em tensão, a velocidade em que o rotor deve operar para velocidades de vento elevadas (80 rev/ min), cujo valor é calculado a partir da Equação (4.9). Este controlador está mostrado na Figura 45.

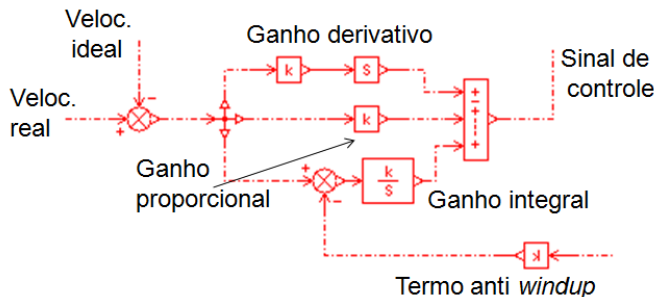


Figura 45 – Controlador B para velocidades de vento elevadas.

Os sinais de saída de ambos os controladores seguem para um conjunto de chaves, que determinam qual controlador irá efetivamente controlar o sistema de acordo com as condições do vento presentes e da velocidade do rotor, cujo funcionamento é explicado na seguinte seção.

4.4.2 Estratégia de controle

Para que o sistema seja adequadamente controlado, é necessário que ocorra uma permutação entre os controladores, de acordo com a velocidade do vento incidente sobre o aerogerador e da velocidade do rotor. A princípio, a mudança de controlador deve ocorrer de acordo com as variações na velocidade do vento, conforme explicado na Seção anterior. Deste modo, quando a velocidade do vento ultrapassa o valor *setado* de v_{ω_n} (10,7 m/s), uma chave permuta o sinal de controle enviado ao motor hidráulico proveniente do controlador A para o controlador B.

No entanto, como será mostrado na Seção 5.4, o controlador B possui uma resposta dinâmica mais rápida que o controlador A. Apesar disto ser uma qualidade boa do ponto de vista da estratégia de *Maximum Power Tracking*, possui efeitos nocivos em relação a qualidade de potência gerada e enviada a rede elétrica. Por exemplo, é possível ocorrer uma situação onde uma velocidade de vento incidente sobre o rotor de 8 m/s aumente repentinamente devido a uma rajada, alcançando um valor de 11 m/s. O controlador B entraria imediatamente em ação, elevando rapidamente a velocidade do rotor para o valor nominal (ω_n) de 80 rev/min. Isto faz com que o gerador elétrico apresente elevados picos de velocidade, que são traduzidos como picos de frequência com relação à frequência nominal de 60 Hz.

Deste modo, optou-se por utilizar um segundo *switch* no sistema de controle. Assim, quando a velocidade do vento ultrapassar $v_{\omega,n}$, o controlador A permanecerá no controle do sistema, elevando a velocidade do rotor de modo a manter o coeficiente de potência em seu valor máximo. Apenas quando a velocidade do rotor alcançar o valor de ω_n é que o controlador B assume o controle do sistema, mantendo-o com velocidade constante no rotor. Quando a velocidade do vento diminuir abaixo de $v_{\omega,n}$, o controlador A volta a assumir o controle do sistema. Este modo de controle está mostrado na Figura 49.

4.4.2.1 Chave 1

A primeira chave, denominado de chave 1, possui como entradas o sinal dos controladores A e B, e uma entrada de comando baseado na diferença entre a velocidade do rotor e a velocidade nominal ω_n (80 rev/min). Neste modelo de chave, a mudança do sinal que segue adiante é realizada de acordo com o valor da entrada de comando, i.e., se o valor é positivo ou negativo. Se este sinal tiver valor positivo, significa que a velocidade do rotor está abaixo de ω_n e, portanto, a chave 1 deixará o sinal do controlador A seguir adiante. Assim, mesmo que a velocidade do vento esteja acima de 10,7 m/s, o sinal do controlador A continuará passando enquanto a velocidade do rotor não atingir seu valor nominal. Caso contrário, o sinal do controlador B será passado adiante.

Antes da chave 1 foi inserido um *trigger*. O *trigger* recebe o valor da diferença entre a velocidade do rotor e a velocidade nominal (em tensão) e fornece a chave o valor 1 se a diferença for positiva e o valor -1 se a diferença for negativa. O controlador completo do sistema está mostrado na Figura 46.

Cabe ressaltar que para o aerogerador fornecer 150 kW de potência nominal à rede elétrica, o termo no numerador da Equação (2.20) deve levar em consideração as eficiências do gerador e do transformador (adotadas neste estudo como 0,96 e 0,98, respectivamente), de modo que o valor empregado nesta equação resulta em 159,43 kW, da qual se obtém um torque base de 845,8 Nm.

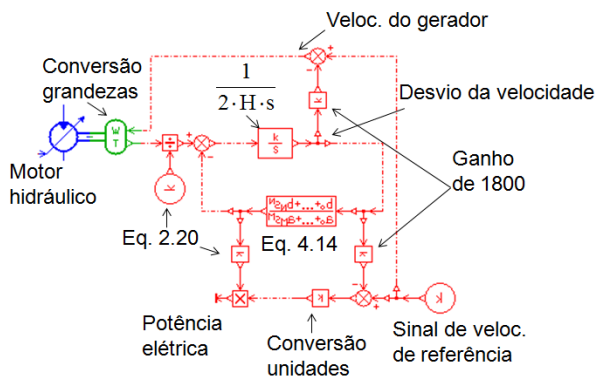


Figura 47 – Interação entre o gerador síncrono e a rede elétrica.

Após a divisão pelo torque base, do sinal de torque mecânico em p.u. é subtraído o torque elétrico em p.u., proveniente da malha de retroalimentação. Esta diferença representa o torque acelerante sobre a máquina síncrona.

De acordo com os catálogos dos fabricantes, o gerador elétrico possui um momento de inércia de $1,8 \text{ Kgm}^2$ e o motor hidráulico possui um momento de inércia de $0,102 \text{ Kgm}^2$, resultando num momento de inércia conjunto de $1,902 \text{ kgm}^2$. Com este dado, e considerando que a frequência rotacional nominal e a potência nominal do gerador são $188,49 \text{ rad/s}$ e 150 kW , respectivamente, é utilizada a Equação (2.15) para calcular a constante de inércia, cujo valor encontrado é de $0,225 \text{ s}$. O sinal de saída proveniente do bloco de subtração segue para o bloco de função onde está inserido o termo $\frac{1}{2 \cdot H \cdot s}$ com os dados expostos acima, conforme apresentado na Equação (2.24).

O sinal de saída deste bloco representa o desvio da velocidade angular em torno do seu valor nominal, em p.u. No ramo superior da Figura 47, este sinal passa por um ganho de 1800 para ser transformada de volta em unidades do S.I. Em seguida, é subtraído do valor de

referência de 1800 rev/min. Este valor de referência foi inserido como um bloco de ganho constante de modo a representar a frequência elétrica da rede de 60 Hz. Os ganhos e sinais na região inferior do diagrama de blocos estão presentes para calcular a potência elétrica que está sendo gerada pelo aerogerador.

Conforme descrito na Seção 2.4, o comportamento da interação entre o gerador e a rede elétrica é modelado através de um ‘oscilador’. Este ‘oscilador’ deve possuir uma frequência entre 1 e 2 Hz e um decaimento de aproximadamente 30% a cada 4 ciclos para uma entrada em degrau. Para modelar o comportamento do ‘oscilador’ é utilizada uma função de transferência no ramo da realimentação, neste caso a parcela do denominador da Equação (2.24):

$$\frac{K_S}{s} + K_A \quad (4.13)$$

Na Equação (4.13), K_S é o coeficiente de torque sincronizante, responsável por ajustar a frequência, enquanto que K_A é o coeficiente de torque amortecedor, sendo responsável por ajustar o amortecimento. Para modelar o ‘oscilador’, foi utilizada uma frequência de 1,5 Hz e um decaimento de 30% a cada 4 ciclos para uma entrada em degrau. Os valores de K_S e K_A obtidos para este modelo foram de 41 e 0.56, respectivamente. O comportamento do gerador para uma entrada em degrau de 1.1 p.u. está mostrado na Figura 48.

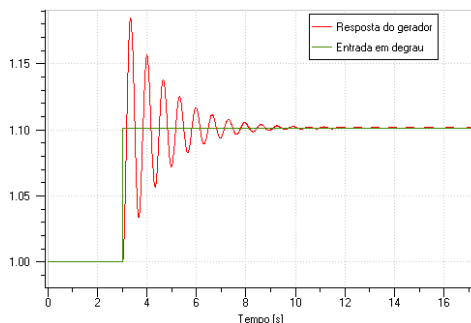


Figura 48 – Resposta do gerador elétrico a uma entrada em degrau de 1.1 p.u.

Analisando a Figura 48, percebe-se a semelhança de resposta deste sistema com relação a um sistema típico, conforme apresentado na Figura 14.

O sinal de desvio da velocidade em relação ao seu valor nominal passa por este bloco, cuja saída é o torque elétrico em p.u. que segue para o bloco de subtração, de onde será subtraído do valor do torque mecânico em p.u.

4.6 INTERAÇÃO ENTRE O VENTO E O ROTOR

4.6.1 Inércia rotacional

O submodelo representado pelo ícone da Figura 49 representa o movimento de rotação de uma massa em relação ao seu eixo axial sob a ação de torques externos. Este modelo foi utilizado para representar o momento de inércia conjunto da turbina mais bomba hidráulica.



Figura 49 – Submodelo da inércia rotacional RL01.

Este submodelo é capaz de considerar o atrito estático, viscoso e de Coulomb, além da força de atrito resultante da combinação de todos estes elementos. A variável aceleração neste submodelo é calculada através da aplicação da 2ª lei de Newton para o movimento rotacional, conforme demonstrado através da Equação (4.14):

$$\alpha^{PT} = \frac{(T_1 - T_2)}{J^{PT}} \quad (4.14)$$

onde:

α^{PT} = Aceleração angular do conjunto turbina mais bomba hidráulica [rad/s²];

T_1 = Torque na porta 1 [Nm];

T_2 = Torque na porta 2 [Nm];

J^{PT} = Momento de inércia do conjunto turbina e bomba hidráulica [kgm²].

Uma das grandes dificuldades encontradas neste estudo foi o de encontrar valores que servissem como referência para as diversas grandezas a serem modeladas, entre elas o torque de atrito conforme

definido pela Equação (3.15). Na ausência de tal valor de referência, foi considerado razoável adotar um valor de 1,5 Nm/(rev/min) para o coeficiente de atrito viscoso do eixo do rotor da turbina. O atrito mecânico e atrito de Coulomb não foram modelados.

4.6.2 Interação entre o vento e o rotor

Como é pressuposto que o aerogerador possui um mecanismo de controle do ângulo de *yaw* (conforme definido na Subseção 2.3.3), então é considerado que o ângulo de *yaw* é nulo e, desse modo, a análise da conversão de potência eólica em potência mecânica necessita apenas que a velocidade longitudinal do vento seja modelada. Devido ao sistema não possuir nenhum controle sobre o comportamento desta entrada, o vento é visto como uma entrada de perturbação no sistema.

As condições de vento simuladas estão baseadas nos modelos utilizados por Freitas (2008). O sinal que representa a condição de vento incidente no rotor foi modelado como um supercomponente, estando seus subcomponentes representados na Figura 50, sendo composto pela somatória das seguintes parcelas:

- Sinal constante igual a velocidade média de vento considerada;
- Sinal senoidal, com amplitude e frequência ajustadas conforme a velocidade média do vento selecionado;
- Sinal de declive com valor inicial nulo e declividade fornecida pelo usuário;
- Sinal resultante da integração no tempo de uma variável aleatória de média nula e desvio padrão unitário com amostragem em intervalos de 0,1 segundos.

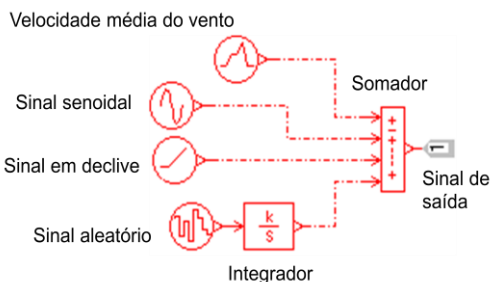


Figura 50 – Componentes que compõem o vento incidente.

Para modelar a interação entre a velocidade do vento e o rotor da turbina foram utilizados componentes disponíveis na biblioteca de sinais e controle em conjunto com componentes da biblioteca mecânica, conforme o modelo ilustrado na Figura 51.

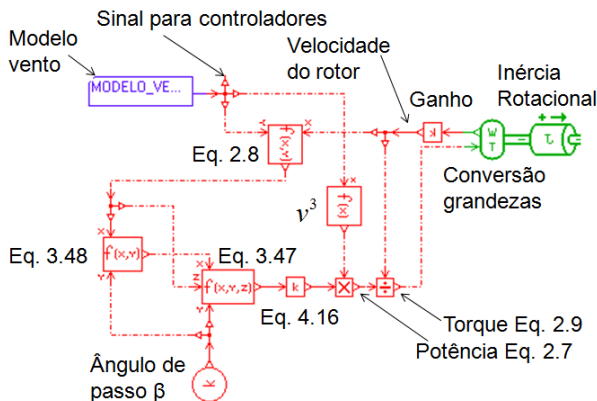


Figura 51 – Interação entre o vento e o rotor.

O sinal de entrada de velocidade do vento incidente, juntamente com o sinal de velocidade do rotor, segue para um bloco de função onde está implementada a Equação (2.8), que fornece como saída a velocidade específica λ . Logo abaixo há um bloco contendo a Equação (3.48) de modo a calcular a velocidade específica auxiliar (λ_i) a partir dos sinais da velocidade específica (λ) e do ângulo de passo (β). Mais abaixo há outro bloco onde está implementada a Equação (3.47) para realizar o cálculo do coeficiente de potência (C_p) a partir dos sinais de velocidade específica (λ), velocidade específica auxiliar (λ_i) e ângulo de passo (β). No sistema modelado, o ângulo de passo (β) foi sempre considerado como sendo de zero grau.

O sinal de saída do coeficiente de potência (C_p) passa por um bloco de ganho constante, que contém uma parcela da Equação (2.7), i.e., os parâmetros área do rotor e massa específica do ar, multiplicados pela constante 0,5, implementados no modelo como Equação (4.15):

$$G_1 = \frac{1}{2} \cdot \rho_{ar} \cdot A^R \quad (4.15)$$

onde:

G_1 = Ganho para interação entre vento e rotor [kg/m];

ρ_{ar} = Massa específica do ar = 1,22 [kg/m³];

A^R = Área varrida pelo rotor = 380 [m²].

O sinal de saída deste bloco de ganho é multiplicado pelo sinal da velocidade do vento incidente elevado ao cubo (v^3), cujo produto é o valor da potência mecânica que é extraída do vento pelo rotor, conforme estabelecido pela Equação (2.7).

Conforme a Equação (2.9), o torque é a razão entre o valor de potência dividido pelo valor de velocidade angular. Portanto, o valor de saída do multiplicador é dividido pelo valor da velocidade angular do rotor, cujo resultado fornece o valor do torque que o vento exerce sobre o rotor, conforme a Equação (4.16):

$$T^R = \frac{1}{2} \cdot \rho_{ar} \cdot A^R \cdot C_p \cdot v^3}{\omega^R} \quad (4.16)$$

Esse torque atua sobre o bloco da inércia rotacional do rotor através do bloco de conversão de grandezas em sinais de/para grandezas mecânicas. No sentido contrário, o bloco de conversão converte a grandeza mecânica de frequência de rotação em uma grandeza de sinal.

Após a saída do sinal de velocidade angular do bloco de conversão entre grandezas mecânicas e de sinais, foi inserido um bloco de ganho para adequar este sinal, pois a velocidade angular que sai do bloco de conversão possui um sinal negativo e está em unidades de uso do AMESim ao invés do Sistema Internacional de Unidades (S.I.). Portanto, o ganho neste bloco é de (-0,1047), transformando a velocidade angular de rev/min para rad/s e tornando o seu sinal positivo para poder ser manipulado pelo modelo.

4.7 LINHAS HIDRÁULICAS

A Figura 52 mostra o ícone que representa uma mangueira ou tubulação hidráulica. No AMESim, existem vários submodelos de mangueiras e tubulações a disposição do usuário. Os submodelos podem ser selecionados de modo que levem em consideração os efeitos

capacitivos, indutivos e resistivos próprios dos fluidos hidráulicos e das tubulações.

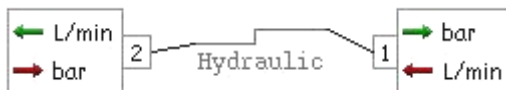


Figura 52 – Submodelo de tubulação/mangueira HL01.

É importante ressaltar que o submodelo de linha que pode ser utilizado no modelo depende não somente da complexidade que o usuário desejar fornecer ao sistema, mas também da conectividade de cada submodelo para com os componentes vizinhos.

Em todos os submodelos de linhas hidráulicas que não representem uma conexão direta entre dois componentes, a Equação (4.17) é utilizada para computar a variação de pressão na tubulação. Nesta equação, a compressibilidade do fluido e as características da tubulação são levadas em consideração através da adoção do módulo de compressibilidade efetivo β_e .

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -\frac{\beta_e}{A^{pi}} \cdot \frac{\partial q_{vp}}{\partial x} \quad (4.17)$$

onde:

$\frac{\partial p}{\partial t}$ = variação da pressão em relação ao tempo na tubulação [bar/s];

A^{pi} = área da seção transversal da tubulação [m²];

β_e = módulo de compressibilidade efetivo [bar];

$\frac{\partial q_v}{\partial x}$ = variação da vazão com relação a posição na tubulação [L/min/m].

Em submodelos que consideram o atrito do fluido com as paredes da tubulação e a conseqüente perda de carga, a Equação (4.19) é utilizada para calcular a velocidade média do fluido e conseqüentemente a vazão. Essa equação leva em consideração o número de Reynolds (Re) e o fator de atrito da tubulação, que por sua vez é função da rugosidade relativa da própria tubulação, definida de acordo com a Equação (4.18):

$$rr = \frac{e}{d_{in}^{pi}} \quad (4.18)$$

onde:

rr = rugosidade relativa da tubulação [$\mu\text{m}/\text{m}$];

e = rugosidade absoluta [μm];

d_{in}^{pi} = diâmetro interno da tubulação [m].

Com o valor da rugosidade relativa e o número de Reynolds, o fator de atrito é determinado por interpolação, utilizando o Diagrama de Moody, conforme mostrado na Figura 53.

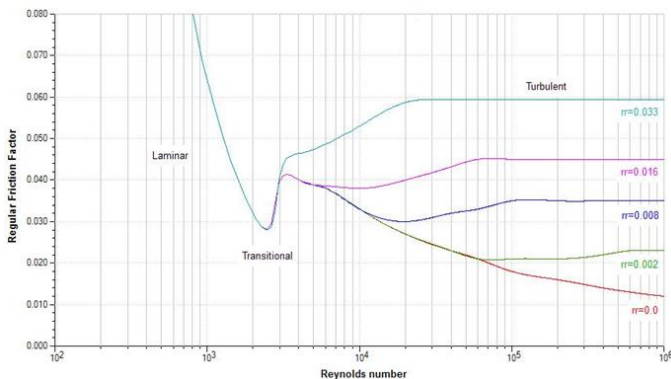


Figura 53 – Diagrama de Moody (Adaptado de AMESim, 2005).

A partir do fator de atrito, o AMESim executa o cálculo da velocidade média do fluido, utilizando a Equação (4.19):

$$v_f^{pi} = \sqrt{\frac{2 \cdot d_{in}^{pi} \cdot |\Delta p^{pi} - \rho \cdot l \cdot 9,81 \cdot \text{sen}(\theta)|}{l \cdot \rho \cdot f_{at}}} \quad (4.19)$$

onde:

v_f^{pi} = velocidade média do fluido na tubulação [m/s];

Δp^{pi} = diferença de pressão na tubulação [Pa];

l = comprimento da tubulação [m];

$\text{sen}(\theta)$ = inclinação da tubulação em relação a horizontal [graus];

f_{at} = fator de atrito [adimensional].

Cabe ressaltar que na equação anterior, o termo $(-\rho \cdot l \cdot 9,81 \cdot \text{sen}(\theta))$ é utilizado para levar em consideração o efeito da gravidade sobre a pressão no sistema. A vazão volumétrica é então calculada a partir da velocidade média do fluido:

$$q_V^{pi} = v_f \cdot A^{pi} \quad (4.20)$$

onde:

q_V^{pi} = vazão de fluido na tubulação [m^3/s];

A^{pi} = área da seção transversal da tubulação [m^2].

Na modelagem das tubulações da transmissão hidrostática foram utilizados os submodelos HL000, HL01, HL02, HL03, HL07 e HL09. O submodelo HL000 avalia apenas os efeitos capacitivos, enquanto os submodelos HL01, HL02 e HL03 consideram os efeitos capacitivos e resistivos. Por sua vez, os submodelos HL07 e HL09 consideram os efeitos capacitivos, resistivos e indutivos. A opção por qual destes submodelos utilizar foi realizada, em parte, devido à conectividade para com os componentes vizinhos. Tendo em vista a complexidade desejada para o sistema e o tempo necessário para executar a simulação, os submodelos HL07 e HL09 foram utilizados apenas nas duas linhas que percorrem a torre do aerogerador, desde o nível do solo até a nacelle do mesmo.

Para modelar os efeitos decorrentes da altura da torre, os submodelos oferecidos pelo AMESim fornecem uma opção onde o usuário informa o ângulo que a linha faz com o plano horizontal. No caso das linhas que percorrem a torre do aerogerador, o ângulo fornecido é 90° .

Para as linhas do circuito principal, os diâmetros internos das tubulações de aço selecionadas foram calculados na Subseção 3.6.1, cujos valores são 49 mm e 104 mm para as linhas de alta e baixa pressão, respectivamente. Em Linsingen (2008) são fornecidos valores de rugosidade média diversos tipos de tubulações de aço comercial, sendo que para tubos de aço galvanizado, a rugosidade média possui um valor e de 0,1 mm. Desse modo, a rugosidade relativa é calculada através da expressão e/a_{in}^p , cujos valores encontrados são de 0,002 e 0,0009 para as tubulações de alta e baixa pressão, respectivamente. Estes valores foram adotados nos modelos de tubulação utilizadas no AMESim.

5 SIMULAÇÃO E AVALIAÇÃO DO SISTEMA

5.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo serão apresentados e avaliados os resultados obtidos através das simulações realizadas. O desempenho de sistemas hidráulicos pode ser avaliado através do comportamento estático do modelo (por meio das relações entre valores de entrada e saída do sistema) ou através do comportamento dinâmico (que expressam variáveis como tempo de resposta, picos de pressão, etc.), permitindo verificar o desempenho final que será alcançado pelo sistema.

Os dados levantados de modelos de sistemas devem ser comparados com dados de sistemas reais, a fim de poder verificar se o modelo representa adequadamente as características do sistema na qual está baseado. Por outro lado, este estudo não tem por base um aerogerador real, mas consiste em um estudo conceitual sobre uma nova topologia para aerogeradores. Na ausência de conhecimento sobre as características de um sistema real, estas foram inferidas a partir de parâmetros e comportamentos disponíveis para aerogeradores reais.

No mais, o modelo desenvolvido possui algumas simplificações, sendo a mais evidente relacionada a fenômenos aerodinâmicos interagindo com o rotor do aerogerador. Deste modo, é razoável esperar que alguns resultados do modelo apresentem diferenças em relação a um aerogerador real com as mesmas características. O importante é que o modelo sirva para validar o conceito de uma transmissão hidrostática aplicada à transmissão de potência e ao controle de um aerogerador.

Deste modo, a validação do modelo do sistema é realizada a partir de um julgamento qualitativo sobre o comportamento e eficiência esperados deste na execução dos seus objetivos para as diversas condições de operação.

O objetivo operacional do aerogerador é que este se comporte adequadamente para as seguintes condições estabelecidas:

- Manter a frequência da corrente elétrica gerada pelo gerador síncrono em 60 Hz para as diversas condições operacionais, através do controle do deslocamento volumétrico do motor hidráulico, de modo a manter a qualidade da potência fornecida à rede elétrica;

- Maximizar a extração de energia eólica pelo aerogerador para velocidades do vento abaixo de 10,7 m/s, através do controle da velocidade do rotor do aerogerador, de modo a manter o coeficiente de potência em seu valor máximo;
- Impedir que a velocidade do rotor do aerogerador ultrapasse o limite superior de funcionamento de 80 rev/min, estabelecido para velocidades de vento incidente entre 10,7 e 12 m/s;

Para poder estudar as características do sistema, é necessário inicialmente que este seja controlado adequadamente para todas as condições de operação. Os controladores utilizados para controlar o sistema são do tipo PID com a inclusão de um ganho anti-*windup*, conforme apresentado na Subseção 3.4.2. Para a seleção e ajuste dos ganhos, foram fornecidas entradas em degrau ao sistema, sendo que foi dada preferência ao comportamento de resposta da velocidade angular do gerador, i.e., da frequência da corrente elétrica gerada por este, em detrimento da resposta dinâmica do rotor e, conseqüentemente, do coeficiente de potência do sistema. O ajuste destes ganhos foi realizado por tentativa e erro, cujos valores para ambos os controladores estão apresentados na Tabela 9

Tabela 10- Ganhos dos controladores.

Ganhos	Controlador A	Controlador B
k_p (proporcional)	800	30
k_i (integral)	0,08	0,002
k_d (derivativo)	15	12
k_t (anti <i>windup</i>)	0,005	0,002

Através de uma série de simulações, foi buscado caracterizar o comportamento predominante do sistema, no que se refere à estratégia de *Maximum Power Tracking* quando operando na região I ou a manutenção da velocidade do rotor no valor nominal ω_{nom} quando operando na região II.

O comportamento do sistema diante dos objetivos propostos é função não apenas do controlador utilizado, mas das características dinâmicas do próprio sistema. Diante dos objetivos estabelecidos, é feita uma avaliação do comportamento da transmissão hidrostática, envolvendo aspectos relacionados a diversos parâmetros, tais como:

comportamento da velocidade do rotor do aerogerador e da frequência do gerador síncrono, variação da pressão e vazão e picos de pressão nas linhas do circuito principal, atuação das diversas válvulas de alívio e de retenção presentes no sistema, ausência de cavitação no circuito principal, entre outros.

Para avaliar o comportamento dos parâmetros do sistema são estabelecidas diferentes condições de vento incidente. Inicialmente, é realizada uma avaliação do modelo em relação ao seu comportamento estático, visando confirmar os valores de projeto apresentados através das Tabelas 3 e 4. Após, prossegue-se com a avaliação dinâmica do sistema. Antes de avaliar o sistema perante condições de vento realistas, são fornecidas entradas de vento com velocidade média constante, seguidas por variações em degrau representando rajadas, com o objetivo de validar o modelo construído em AMESim para as regiões de operação I e II. Em seguida, é simulada a operação com condições de vento variáveis. Para estas simulações foi utilizado um tempo de amostragem de 0,01 s.

Antes de avaliar os resultados, cabe informar de que modo foi possível realizar as simulações em AMESim com o sistema já iniciando a operação em regime permanente. Inicialmente deve ser realizada uma simulação com entrada constante até que o sistema atinja o regime permanente. Em seguida, utilizando a opção de simulação *use old final values*, os valores finais da simulação anterior são utilizados como condições iniciais para a simulação seguinte, de modo que as novas simulações partem do regime permanente.

5.2 AVALIAÇÃO DO COMPORTAMENTO ESTÁTICO DO SISTEMA PARA AS CONDIÇÕES DE PROJETO

Antes de prosseguir com a avaliação do comportamento dinâmico do sistema, é necessário primeiramente fazer uma avaliação acerca do comportamento estático do modelo. Assim, é possível verificar se os valores das diversas grandezas do sistema estão condizentes com os seus valores de projeto. Deste modo, para a velocidade de vento nominal v_{nom} , é verificado inicialmente se a potência extraída pelo rotor e a potência fornecida pelo aerogerador estão de acordo com os valores esperados, conforme calculados na Subseção 3.5.3.

A velocidade do vento incidente, a potência extraída pelo rotor e a potência entregue pelo aerogerador para a rede estão mostradas na

Figura 54. Na Figura 54 (b), a potência fornecida à rede elétrica apresenta um valor de 157,755 kW, o que representa uma ligeira diferença em relação ao valor de projeto para a potência entregue pelo motor ao gerador, que é de 159,43 kW (Lembrando que as eficiências do próprio gerador síncrono e do transformador não foram consideradas no modelo). Esta diferença de valores apresentados pode ser atribuída a simplificações realizadas no projeto do sistema, como a não consideração da perda de carga que ocorre nas tubulações.

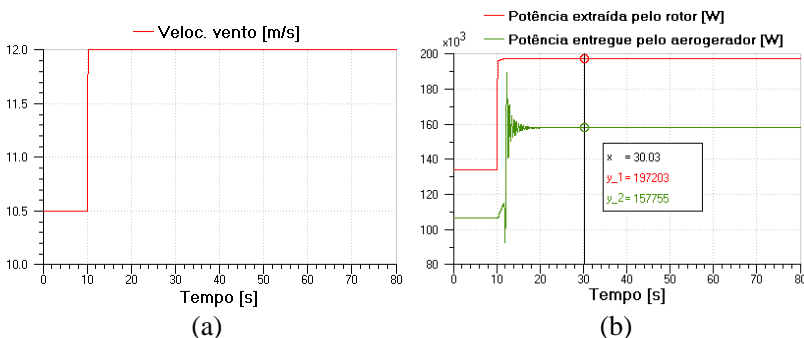


Figura 54 – (a) Entrada em degrau da velocidade do vento. (b) Potência extraída pelo rotor e potência entregue pelo aerogerador.

Por sua vez, os valores obtidos para o torque atuante sobre o rotor e o torque mecânico sobre o gerador estão apresentados na Figura 55.

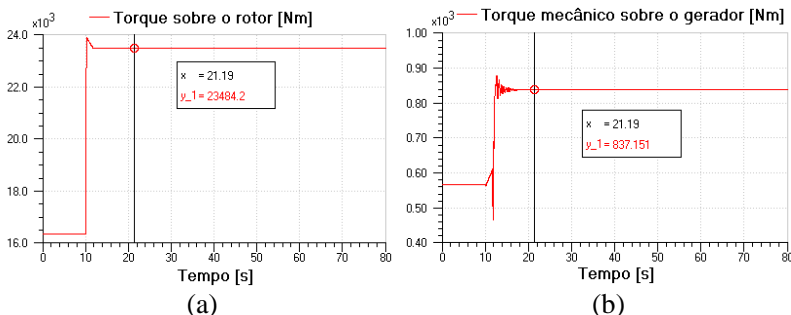


Figura 55 – (a) Torque atuante sobre o rotor. (b) Torque mecânico sobre o gerador.

Os dados obtidos através da simulação estão reunidos na Tabela 10, junto com os valores de projeto. Analisando a tabela, pode ser

verificado que os valores obtidos através de simulação para as grandezas apresentadas estão muito próximas dos valores de projeto, o que demonstra que a modelagem do sistema foi realizada de modo adequado. Com relação à pressão e vazão atuantes na transmissão hidrostática, como o motor e a bomba hidráulica selecionadas possuem valores de deslocamento volumétrico que diferem dos valores de projeto calculados nas Subseções 3.5.3 e 3.5.4, respectivamente, estas grandezas não são avaliadas nesta etapa.

Tabela 11- Comparação entre os valores de projeto e os valores simulados para uma entrada de vento nominal de 12 m/s.

Grandeza	Projeto	Modelo
Potência extraída do vento	196,8 kW	197,203 kW
Potência fornecida pelo motor ao gerador	159,43 kW	157,755 kW
Torque sobre o rotor	23495 Nm	23484,2 Nm
Torque mecânico sobre o gerador	845,8 Nm	837,15 Nm

5.3 RESPOSTA PARA DEGRAU DA VELOCIDADE DO VENTO NA REGIÃO I

Inicialmente, foi simulado uma velocidade de vento incidente de 7 m/s, após a qual ocorre um aumento súbito da velocidade em 0,7 m/s através de uma entrada em degrau, representando uma variação de magnitude de 10% na velocidade do vento.

A Figura 56 mostra a velocidade inicial do vento incidente e seu aumento em degrau assim como a resposta para a velocidade do rotor do aerogerador e a frequência da corrente elétrica do gerador.

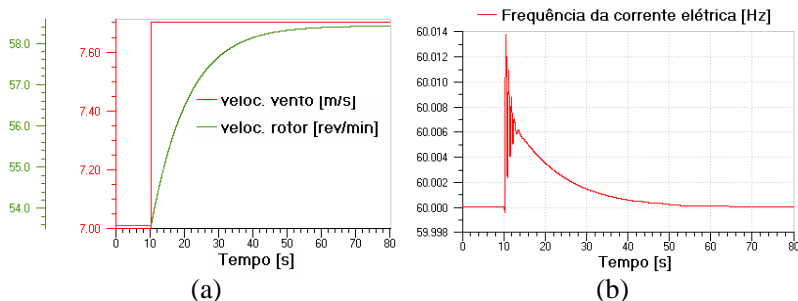


Figura 56 – (a) Entrada em degrau da velocidade do vento e resposta da velocidade do rotor. (b) Frequência da corrente elétrica do gerador.

A partir do instante desta entrada em degrau, é possível observar que a velocidade do rotor da aerogerador leva cerca de 40 segundos até atingir seu novo ponto de operação em regime permanente. Este intervalo de tempo parece plausível quando é levado em consideração o grande momento de inércia que possui o rotor (50000 kgm^2). Por sua vez, o gerador síncrono mostrou uma boa estabilidade em relação a manutenção da velocidade e, conseqüentemente, da frequência da corrente elétrica gerada, alcançando um pico de frequência de 60,014 Hz para a entrada em degrau, o que caracteriza um sobressinal menor que 0,1% sobre sua frequência de operação nominal. Tal magnitude de variação não afeta a qualidade da corrente elétrica que é entregue pelo aerogerador para a rede elétrica.

A Figura 57 mostra a potência que é extraída do vento pelo rotor e a potência que o aerogerador entrega para a rede elétrica. É possível observar o grande aumento de potência extraída pelo rotor, de aproximadamente 33%, para um aumento da velocidade do vento incidente de apenas 10%. Isto se deve ao fato que a potência extraída por um aerogerador é proporcional ao cubo da velocidade do vento, o que demonstra que o sistema modelado se comporta de acordo como o estabelecido pela Equação (2.7). Este fato corrobora a grande importância da escolha de um local adequado em termos de condições de vento para a instalação de uma usina eólica.

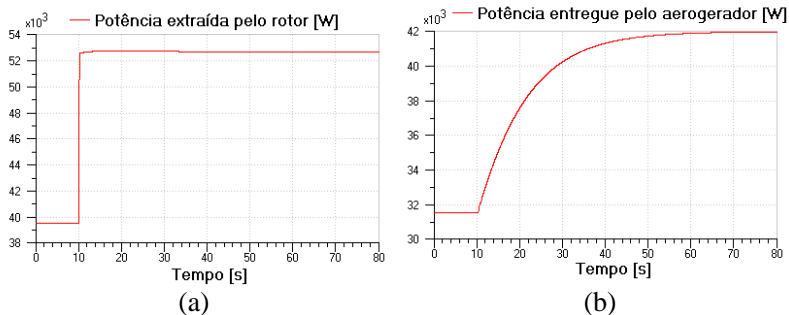


Figura 57 – (a) Potência extraída pelo rotor. (b) Potência entregue pelo aerogerador.

Observando a Figura 58 é possível ter uma compreensão da magnitude dos torques que atuam sobre o rotor e sobre o gerador. Nota-se que para o caso do torque atuando sobre o rotor do aerogerador, ocorre um pico no instante correspondente a entrada em degrau. Este pico se deve ao fato que, embora a velocidade do rotor aumente gradualmente, o valor da potência atuando sobre este aumenta instantaneamente em forma de degrau, conforme mostrado na Figura 57 (a), levando ao aumento repentino do torque sobre o rotor. Conforme aumenta a velocidade do rotor, o torque atuante sobre este decresce até atingir o valor nominal. Este comportamento está de acordo com o estabelecido pela Equação (2.9).

Por outro lado, a rede elétrica mantém a frequência do gerador operando num valor muito perto do nominal e, conseqüentemente, a sua velocidade de rotação também. Assim, o perfil da potência fornecida pelo gerador deve ser semelhante ao perfil do torque mecânico que atua sobre este, o que pode ser confirmado através da comparação entre as Figuras 57 (b) e 58 (b).

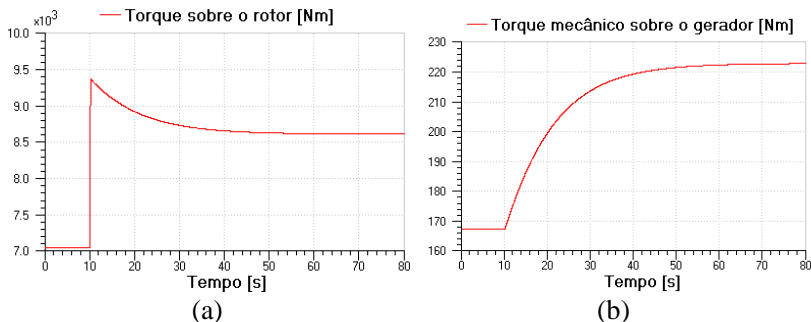


Figura 58 – (a) Torque atuante sobre o rotor. (b) Torque mecânico sobre o gerador.

Na Figura 59 é apresentado o comportamento das pressões nas linhas de alta pressão e baixa pressão do circuito principal, medidas na saída e na entrada da bomba, respectivamente, e a vazão emitida pela bomba. A variação da pressão na linha de alta pressão do circuito possui um comportamento mais suave, semelhante ao comportamento da velocidade sobre o rotor e do torque sobre o gerador síncrono. Este comportamento para a pressão está de acordo com o esperado, pois a pressão nesta linha deve variar de modo proporcional ao quadrado da velocidade do rotor, conforme estabelecido pela Equação (3.45).

A pressão no início da linha de baixa pressão (nível do solo) é mantida num valor constante de aproximadamente 10 bar devido a ação da válvula de retenção ligada a esta linha, que fornece continuamente fluido proveniente do circuito de suprimento, de modo a evitar a cavitação. Devido à altura da torre, a pressão na linha de baixa pressão antes da entrada na bomba possui um valor mais baixo, em torno de 7,5 bar. Como a pressão na linha antes da bomba é mantida constante, a curva da diferença da pressão entre as duas linhas segue o perfil da curva de pressão na linha de alta pressão.

Através da Figura 59 (b) é possível observar que a vazão emitida pela bomba possui um comportamento semelhante à diferença de pressão entre as linhas. Considerando que a vazão emitida pela bomba é a mesma que percorre o motor (excetuando as perdas por fugas), é possível aplicar estes valores na Equação (3.32) de modo a obter a potência de acionamento do motor, cujo perfil (descontado as perdas no motor e no gerador) é semelhante à potência fornecida pelo gerador síncrono, mostrada na Figura 57 (b).

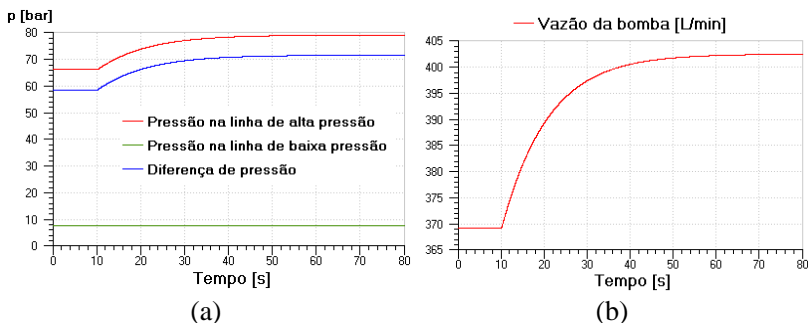


Figura 59 – (a) Pressão nas linhas de alta e baixa pressão, e diferença de pressão entre estas. (b) Vazão emitida pela bomba.

A Figura 60 (a) mostra a variação do deslocamento volumétrico do motor hidráulico, que para a velocidade média de vento local de 7 m/s, opera com um deslocamento volumétrico de 61% em relação ao seu valor máximo. Já a Figura 60 (b) mostra o erro de pressão no sistema (convertido em valores de tensão através da Equação (4.8)). Este erro se situa muito próximo do valor nulo, confirmando as boas características do controlador.

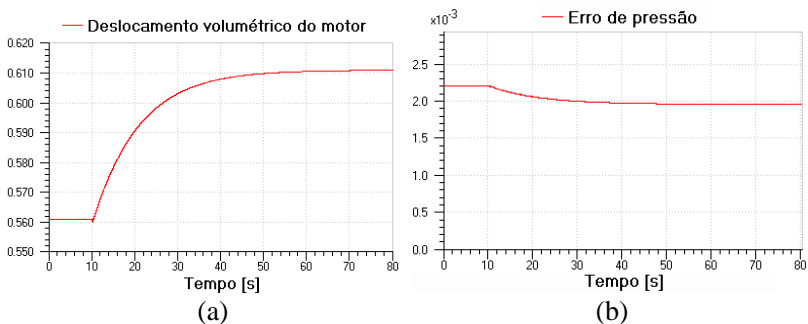


Figura 60 – (a) Deslocamento volumétrico do motor. (b) Erro de pressão do sistema.

Na Figura 61 podem ser visualizados o comportamento do coeficiente de potência e a eficiência global do aerogerador, que é computado como a relação entre a potência entregue pelo gerador para a rede elétrica e a potência extraída do vento pelo rotor, conforme apresentado na Equação (3.49). Pode-se concluir que o controlador e o

sistema estão funcionando a contento, tendo em vista que o valor de C_p encontra-se sempre muito próximo de seu valor máximo $C_{p,max}$ de 0,496. Com relação à eficiência global do aerogerador, embora sofra uma breve queda quando da ocorrência da entrada em degrau de vento, retorna rapidamente ao seu valor anterior e permanece constante em aprox. 80% para o regime permanente nesta condição de operação.

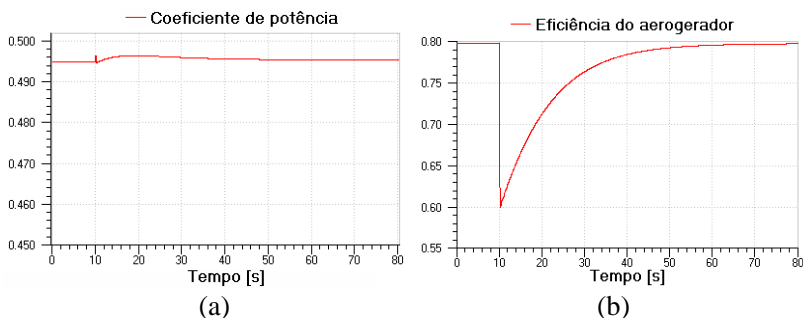


Figura 61 – (a) Coeficiente de potência. (b) Eficiência global do aerogerador.

No entanto, deve-se ter cuidado na interpretação do resultado da eficiência do aerogerador. Como as perdas por vazamentos externos na bomba e no motor são repostas ao sistema pelo circuito de suprimento, estes parâmetros não estão considerados no gráfico de eficiência do aerogerador. A Figura 62 (a) mostra o somatório do vazamento externo proveniente da bomba e do motor, enquanto que a Figura 62 (b) mostra a vazão de fluido hidráulico que é reposto ao circuito principal através da válvula de retenção da linha de baixa pressão.

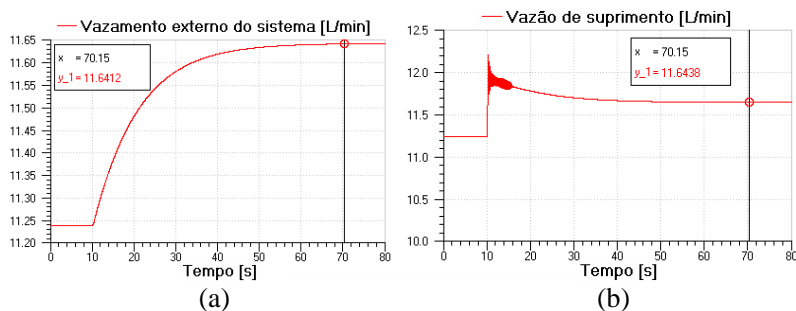


Figura 62 – (a) Somatório dos vazamentos externos do sistema. (b) Vazão de suprimento.

Como é possível observar na Figura 62, as perdas totais por fugas externas do circuito principal são repostas ao sistema pelo circuito de suprimento, de modo que o volume de fluido no circuito principal é mantido constante. Desse modo, quando da avaliação da eficiência do aerogerador, deve ser considerada a potência que é necessária para manter em operação o motor elétrico que aciona a bomba do circuito de suprimento. Conforme exposto na Subseção 4.2.1, esta potência é de 1 kW, independente da potência gerada pelo aerogerador. Desse modo, ajusta-se a eficiência global do aerogerador através da Equação (5.1), de modo a fornecer um valor mais realista:

$$\eta^A = \frac{P_{nom}}{P_R} = \frac{P^G - P^{Ps}}{P_R} \quad (5.1)$$

onde:

η^A = eficiência global do aerogerador [adimensional];

P^G = Potência entregue pelo gerador [kW];

P^{Ps} = Potência consumida pela bomba de preenchimento [kW].

Aplicando a Equação (5.1) à atual condição operacional, em que estão sendo entregues aproximadamente 42 kW à rede elétrica e sendo extraídos 52,5 kW do vento, fornece um valor corrigido para a eficiência do aerogerador de 0,781 ou 78,1%.

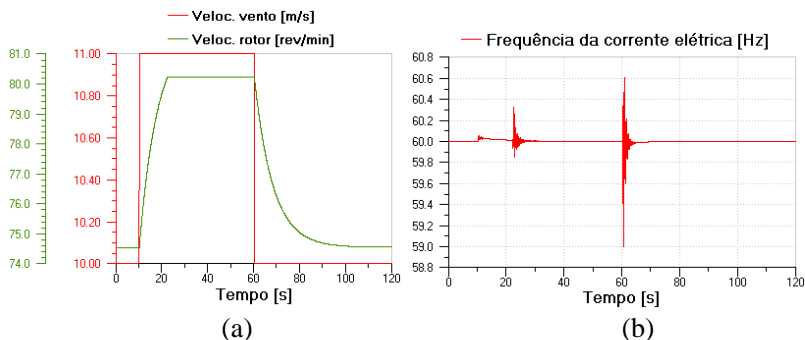
Para a condição operacional estabelecida nesta simulação, as únicas válvulas que atuaram (desconsiderando as válvulas de retenção localizadas antes do reservatório) foram a válvula de retenção da linha de baixa pressão de modo a manter a pressão mínima estabelecida para aquela linha e a válvula de alívio do circuito de suprimento. Isto está de acordo com o esperado, pois as demais válvulas de retenção e de alívio só devem entrar em operação sob condições de ventos extremas ou devido a ocorrências de anormalidades e falhas no sistema.

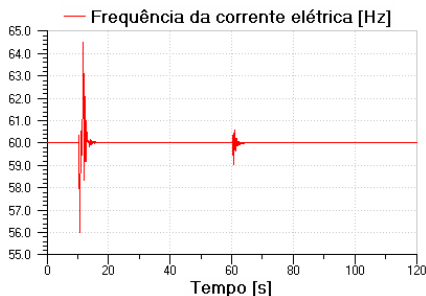
Conforme apresentado durante esta seção, o comportamento dos diversos componentes e parâmetros modelados estão de acordo com o esperado, mostrando que o sistema se comporta adequadamente frente às condições impostas para a velocidade média de 7 m/s. Desse modo, o modelo é considerado validado para condições de operação localizadas na região I.

5.4 RESPOSTA PARA DEGRAU DE VELOCIDADE DO VENTO NA REGIÃO DE ALTA VELOCIDADE

Esta simulação pretende avaliar o comportamento do sistema para velocidades do vento próximas à nominal de projeto, i.e., próximos a $v_{w,nom}$ e v_{nom} . Portanto, partiu-se de uma velocidade de vento incidente de 10 m/s, após 60 segundos ocorre um aumento em degrau da velocidade do vento para 11 m/s e, após 50 segundos neste regime, a velocidade retorna para 10 m/s através de um degrau negativo. Desse modo, é possível analisar o comportamento do sistema quando ocorre a troca do controlador que comanda o sistema.

Nesta simulação, apresentada na Figura 63 (a), quando ocorre um aumento da velocidade de vento para acima de 10,7 m/s e a velocidade do rotor atinge o valor de ω_{nom} , o controlador B passa a controlar o sistema no lugar do controlador A. Cerca de 15 segundos após a entrada em degrau a velocidade do rotor alcança 80 rev/min, permanecendo nesta velocidade até o instante em que ocorre o degrau negativo de velocidade do vento. A partir daí, o rotor leva aproximadamente de 25 segundos para atingir a velocidade em regime permanente.





(c)

Figura 63 – (a) Entrada em degrau da velocidade do vento e resposta da velocidade do rotor. (b) Frequência da corrente elétrica do gerador. (c) Frequência da corrente elétrica do gerador quando utilizado apenas uma chave.

Como pode ser visto na Figura 63 (b), após o sistema estabilizar, o gerador síncrono mostrou três mudanças de frequência para as condições estabelecidas. Quando da entrada em degrau da velocidade do vento, ocorreu um pequeno incremento da frequência do gerador, semelhante ao observado na simulação anterior. Após, ocorreram dois picos de frequência. O primeiro surge quando o controlador B limita a rotação do rotor em 80 rev/min, tendo o gerador atingido um pico de aprox. 60,4 Hz para este degrau, o que representa um sobressinal de 0,66%. Em seguida, ocorre um pico negativo que alcançou 59,0 Hz quando da ocorrência do degrau negativo, representando um ‘sobressinal negativo’ de 1,66%.

Para fins comparativos, é mostrado através da Figura 63 (c) o comportamento da velocidade do gerador síncrono caso o sistema estivesse sendo controlado por apenas uma chave, responsável por mudar o controlador quando a velocidade do vento incidente supera o valor de 10,7 m/s. Em relação à Figura 63 (c), pode ser observado que o pico de frequência atinge um valor de 64,5 Hz quando da utilização de apenas uma chave em vez de 60,4 Hz quando utilizados duas chaves, o que representa um sobressinal de aproximadamente 6,8%, afetando fortemente a qualidade da potência que é entregue a rede elétrica. Desse modo, optou-se por utilizar as duas chaves no controle do sistema.

Os picos de frequência apresentados para esta condição, apresentados na Figura 63 (b), estão relacionados à variação de pressão no sistema, conforme será visto adiante. Após estes picos, a frequência da corrente elétrica gerada no gerador síncrono retornou rapidamente

para o seu valor de operação nominal, confirmando as boas características de estabilidade do sistema.

A Figura 64 (a) mostra o comportamento das pressões nas linhas de alta e baixa pressão do circuito principal medidas após e antes da bomba, respectivamente, e a diferença de pressão entre estes dois pontos. É possível observar que a pressão na linha de alta pressão mantém o mesmo comportamento que no caso anterior para o aumento de velocidade em degrau. No entanto, ocorrem duas variações de pressão em forma de degrau, aos 25 segundos e novamente aos 60 segundos. Estas variações em degrau estão relacionadas à ação do controlador B. Como a atual velocidade do vento incidente levaria a velocidade do rotor acima do limite imposto de ω_{nom} , o controlador aumenta a pressão do sistema no momento que a velocidade limite do rotor é atingida, de modo a impedi-lo de ultrapassar a esta velocidade. Por sua vez, quando a velocidade do vento diminui subitamente, o controlador diminui a pressão do sistema de modo abrupto. Estas variações bruscas da pressão causam os picos de frequência apresentados na Figura 63 (b).

Como a pressão na linha de baixa pressão é mantida constante, a diferença de pressão entre as linhas hidráulicas segue o perfil da linha de alta pressão, aumentando ou diminuindo conforme a pressão nesta linha varia. Por outro lado, o perfil da curva de vazão se assemelha a curva de velocidade do rotor do aerogerador, conforme o esperado. Assim, o aumento da potência extraída pelo rotor causa este acréscimo na vazão (até o limite de $v_{\omega, nom}$) e na diferença de pressão do sistema, o que está de acordo com a Equação (3.21).

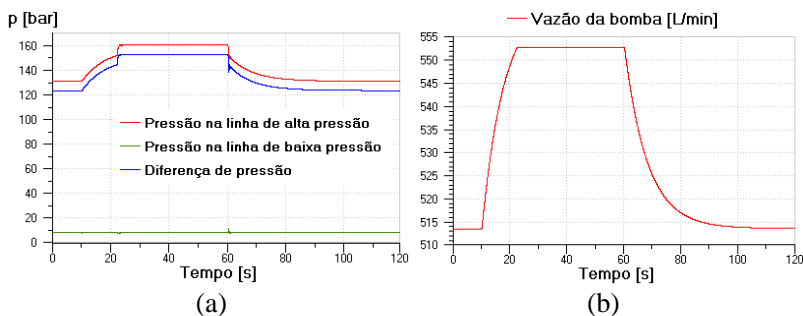


Figura 64 – (a) Pressão nas linhas de alta e baixa pressão e diferença de pressão entre estas. (b) Vazão emitida pela bomba.

A Figura 65 demonstra a magnitude dos torques atuando sobre o rotor e sobre o gerador para as novas condições de vento. Novamente, é possível notar um pico no instante correspondente à entrada em degrau para o caso do torque atuando sobre o rotor da turbina, que decresce em seguida até atingir o valor nominal e cuja causa foi explicada na seção anterior. Por outro lado, é possível observar que o torque atuando sobre o gerador possui um perfil semelhante à curva da diferença de pressão no sistema. Este comportamento está conforme o esperado, com o torque mecânico atuando sobre o gerador de acordo com a Equação (3.25)

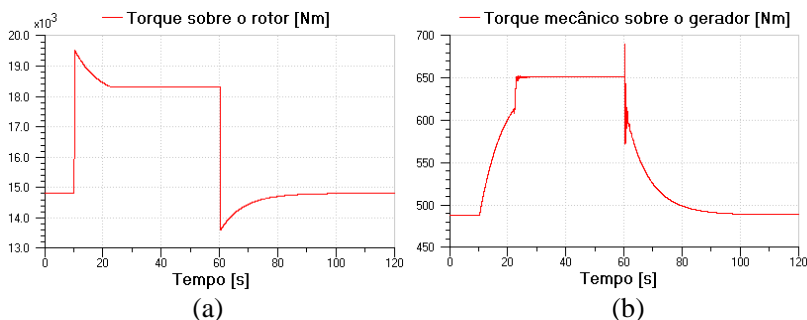


Figura 65 – (a) Torque atuante sobre o rotor e (b) sobre o gerador.

A potência extraída do vento pelo rotor e a potência que o aerogerador entrega para a rede elétrica para as condições atuais estão mostradas na Figura 66. Percebe-se que ao se aproximar da velocidade de vento de projeto (12 m/s) a potência entregue pelo aerogerador se aproxima da potência nominal de 150 kW para o qual foi projetado.

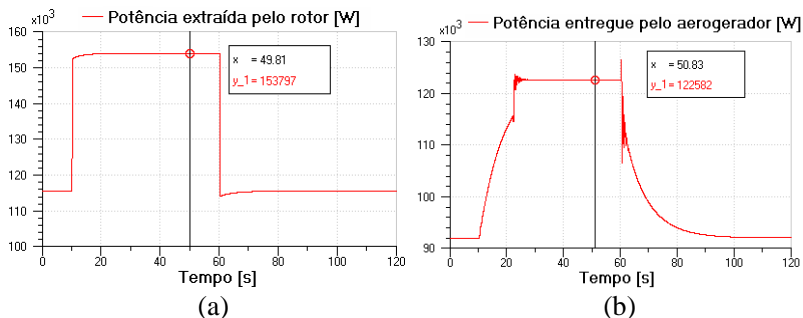


Figura 66 – (a) Potência extraída pelo rotor. (b) Potência entregue pelo aerogerador.

A Figura 67 (a) mostra a variação do deslocamento volumétrico do motor hidráulico, que para a velocidade de vento de 11 m/s possui um valor de 83% em relação ao seu valor máximo. Já na Figura 67 (b) é apresentado o erro de pressão no sistema (transformado em valores de tensão através da Equação (4.8)). Pode ser visto claramente que o erro de pressão aumenta enquanto o sistema é controlado pelo controlador B, de modo que ocorre a saturação do controlador A. No entanto, após o decréscimo da velocidade do vento, o controlador A assume o controle e consegue diminuir rapidamente o erro de pressão do sistema graças ao ganho anti-*windup* presente neste.

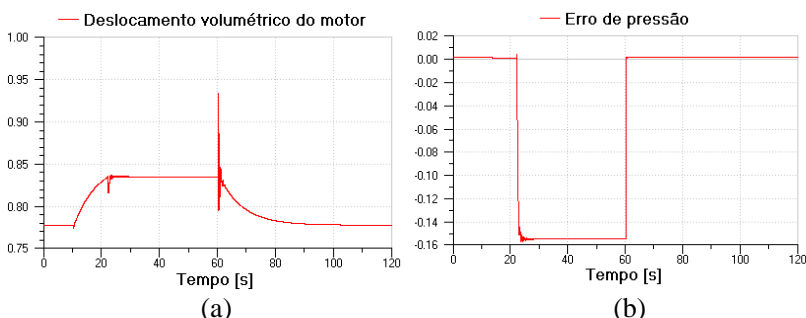


Figura 67 – (a) Deslocamento volumétrico do motor. (b) Erro de pressão do sistema.

Na Figura 68 estão apresentados o coeficiente de potência e a eficiência global do aerogerador. Novamente, é possível averiguar através da curva de coeficiente de potência que o aerogerador opera

perto do seu ponto de eficiência máxima para diferentes condições de vento, mesmo para uma velocidade do vento ligeiramente superior a 10,7 m/s. Isto é corroborado pela eficiência global do aerogerador, que também permanece praticamente constante, em 80% para condição de regime permanente, apesar de sofrer alguma variação quando da ocorrência de entradas em degrau. A eficiência acima de 1 mostrada na Figura 68 (b) é devido ao fato de que, embora a potência sobre o rotor diminua instantaneamente devido a entrada em degrau negativo, as curvas da vazão e da diferença de pressão do sistema diminuem de forma mais lenta, através de uma curva descendente. Isto causa um atraso entre a potência que está sendo extraída pelo rotor e a potência que está sendo entregue pelo aerogerador para a rede elétrica.

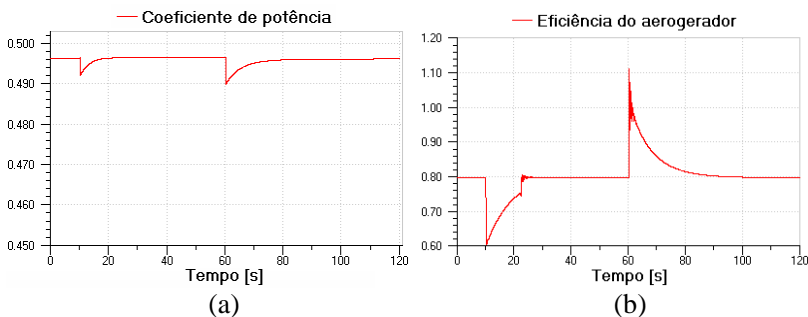


Figura 68 – (a) Coeficiente de potência. (b) Eficiência global do aerogerador.

Conforme explicado na seção anterior, a eficiência do aerogerador não contempla as perdas por fugas externas do sistema, que estão sendo repostas pelo circuito de suprimento. Novamente, deve ser considerada a potência que é consumida pela bomba de preenchimento, de modo a obter um valor mais exato para a eficiência global do aerogerador. Para o intervalo de tempo em que a velocidade vento incidente é de 11 m/s, as Figuras 66 (a) e (b) revelam que a potência extraída pelo rotor e entregue pelo aerogerador são 153,79 kW e 122,58 kW, respectivamente. Substituindo estes valores na Equação (5.1) obtém-se uma eficiência global de 0,79 ou 79%. Neste caso, como os valores da potência extraídos e fornecidos pelo aerogerador são maiores, a potência consumida pela bomba não afeta sensivelmente a eficiência global do aerogerador.

Na Figura 69 é apresentado o somatório dos vazamentos externos do sistema e a vazão de suprimento.

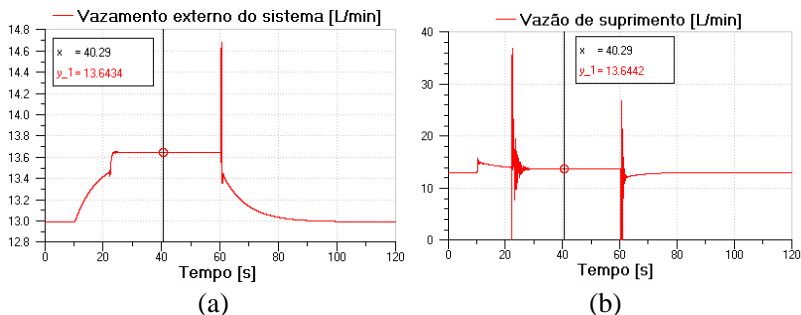


Figura 69 – (a) Somatório dos vazamentos externos do sistema. (b) Vazão de suprimento.

Assim como para a condição operacional da simulação anterior, novamente as únicas válvulas que atuaram foram a válvula de retenção da linha de baixa pressão e a válvula de alívio do circuito de suprimento.

Foi verificado que o comportamento do modelo global e dos diversos componentes está de acordo com o esperado, confirmando que o sistema também se comporta da maneira que se espera frente às condições impostas para velocidade elevadas, na região de operação II. Desse modo, o modelo global é considerado validado para condições de operação localizadas na região II.

5.5 COMPORTAMENTO DO SISTEMA PARA SIMULAÇÃO REALISTA DA VELOCIDADE DO VENTO

Após a validação do modelo para operação nas regiões de vento I e II, é efetuada uma simulação visando avaliar o comportamento do sistema para velocidades do vento incidente com características semelhantes ao comportamento real deste fenômeno, que é caracterizado como uma grandeza cujo comportamento varia de modo estocástico com uma elevada frequência.

Esta simulação foi realizada para um intervalo de tempo de 120 segundos, na qual a velocidade do vento incidente apresentou valores que variam entre um mínimo de 5 m/s e um máximo de 10,2 m/s, conforme apresentado na Figura 70 (a). A partir dos 35 segundos e novamente a partir dos 80 segundos a velocidade média do vento possui um comportamento semelhante a uma entrada em rampa. Nesta Figura também pode ser visualizada a velocidade do rotor, que possui um

comportamento menos estocástico que a velocidade do vento. Conforme exposto na Seção 5.3, a grande inércia do rotor atua de modo a suavizar as perturbações de entrada no sistema, neste caso, a velocidade do vento que atua sobre o rotor.

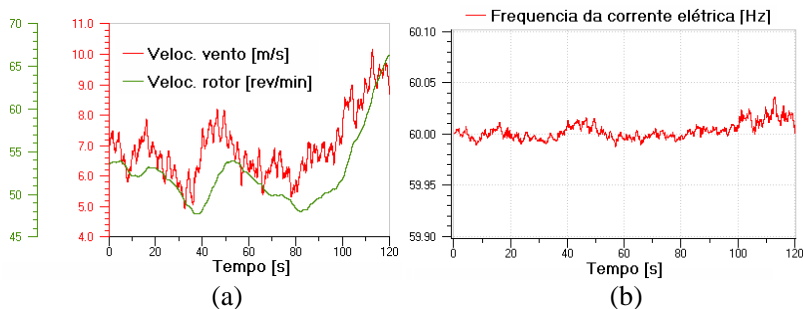


Figura 70 – (a) Entrada da velocidade do vento e resposta da velocidade do rotor. (b) Frequência da corrente elétrica do gerador.

Na Figura 70 (b) é apresentada a frequência da corrente elétrica gerada. É possível observar que mesmo para o comportamento turbulento do vento, a frequência da corrente elétrica se mostrou bastante estável em torno de seu valor nominal, atingindo um valor máximo de 60,04 Hz.

Uma das maiores vantagens oferecidas por uma transmissão hidrostática pode ser visualizada através da comparação entre as curvas de potência mostradas nas Figuras 71 (a) e (b). Em aerogeradores tradicionais, as variações na velocidade do vento atuando sobre o rotor implicam numa variação do torque atuando sobre este. Estas variações do torque sobre o rotor se manifestam através de vibrações torsionais no rotor e no cubo do aerogerador, sendo transmitidas através do eixo ao gerador elétrico, devido ao rígido acoplamento entre estes componentes. Este, por sua vez, a transfere para a rede como grande variação de potência elétrica, causando um impacto negativo na rede elétrica. Conforme previsto em Williams *et al.* (2010), a transmissão hidrostática é capaz de desacoplar estas vibrações torsionais presentes no rotor do gerador elétrico, resultando numa curva de potência elétrica mais suave.

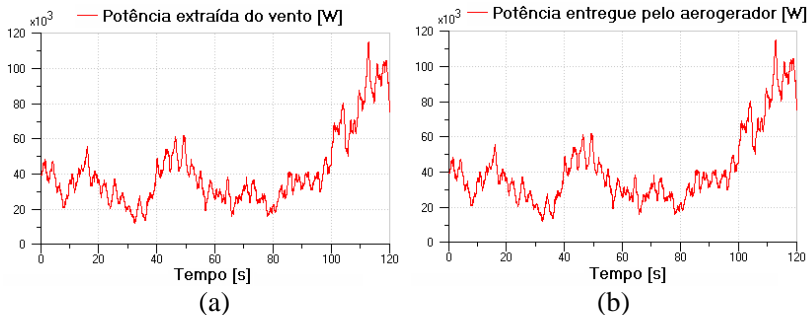


Figura 71 – (a) Potência extraída pelo rotor. (b) Potência entregue pelo aerogerador.

A Figura 72 (a) mostra o torque que atua sobre o rotor para as condições de vento presentes. Por sua vez a Figura 72 (b) mostra o torque mecânico que atua sobre o gerador. Nestas figuras é possível visualizar as características intrínsecas de atenuação de transientes proporcionadas pela transmissão hidrostática. Deste modo, a transmissão hidrostática atua como um filtro para o sistema, em relação aos efeitos causados pelas flutuações da potência do vento sobre este.

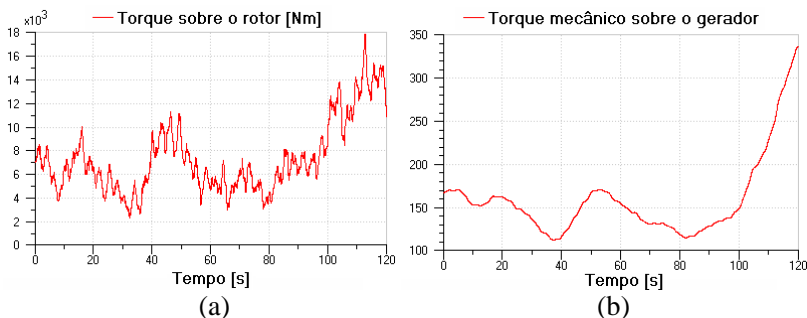


Figura 72 – (a) Torque atuante sobre o rotor. (b) Torque mecânico sobre o gerador.

A Figura 73 (a) mostra o comportamento das pressões nas linhas de alta e baixa pressão do circuito principal e a diferença de pressão entre estes dois pontos. É possível observar que a pressão na linha de alta pressão possui um comportamento suavizado, semelhante à velocidade do rotor ilustrada na Figura 70 (a).

Por sua vez, o perfil da curva de vazão mostrado na Figura 73 (b) também se assemelha a curva de velocidade do rotor, conforme esperado. Apesar da grande variabilidade de entrada que o sistema enfrenta, este ainda é capaz de manter constante a pressão na linha de baixa pressão, devido a ação da válvula de retenção que permite a passagem de fluido proveniente do circuito de suprimento, conforme mostrado na Figura 73 (c). Novamente, as únicas válvulas que atuaram foram a válvula de retenção da linha de baixa pressão e a válvula de alívio do circuito de suprimento.

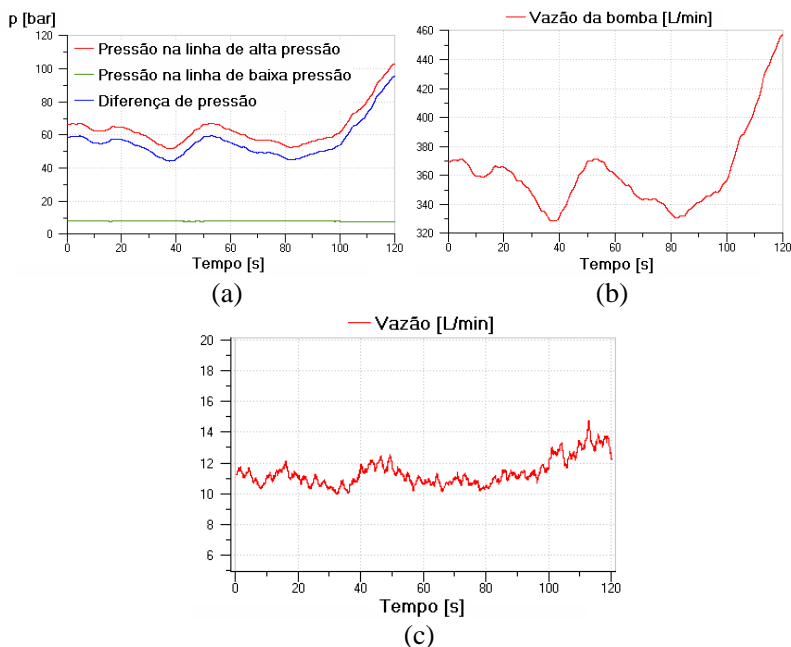


Figura 73 – (a) Pressão nas linhas de alta e baixa pressão e diferença de pressão entre estas. (b) Vazão emitida pela bomba. (c) Vazão através da válvula de retenção da linha de baixa pressão.

A Figura 74 (a) revela que, mesmo para as condições de vento incidente turbulento, o sistema ainda é capaz de operar sempre próximo ao máximo valor de coeficiente de potencia. A Figura 74 (b) mostra a eficiência do aerogerador. Embora apresente um valor bastante variável, de modo geral a eficiência global ficou situada entre o intervalo de 0,4 e 1,6, raramente situando-se acima deste último valor. Por sua vez, as

Figuras 74 (b) e (c) mostram claramente o atraso da saída do sistema (potência gerada) com relação a sua entrada (velocidade do vento, manifestando-se através da potência extraída deste). As causas deste efeito já foram comentadas na Seção 5.4.

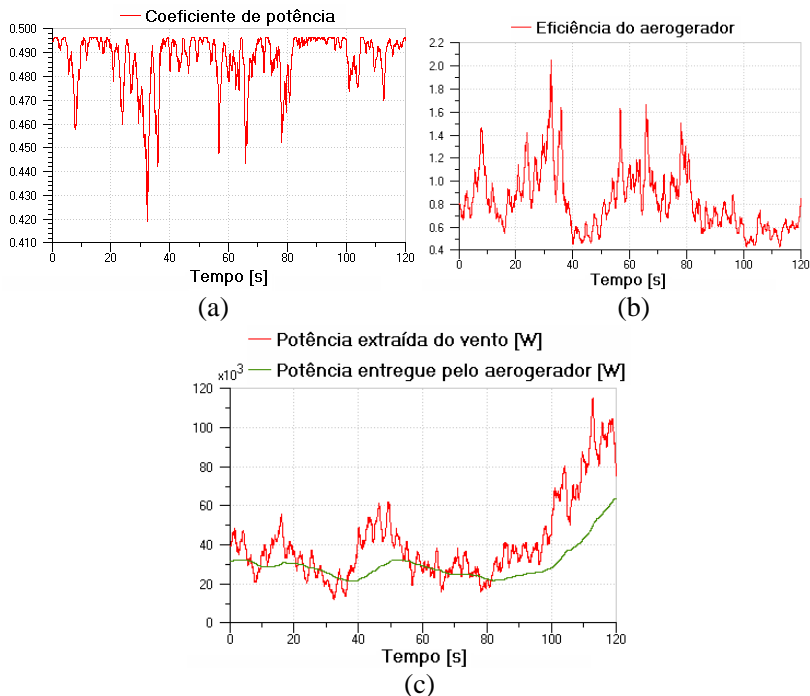


Figura 74 – (a) Coeficiente de potência. (b) Eficiência global do aerogerador. (c) Relação entre potência extraída pelo rotor e fornecida pelo aerogerador.

Na Figura 75 (a) e (b) estão retratados os erros de velocidade do rotor, que alimenta o controlador B, e de pressão do sistema, que alimenta o controlador A, respectivamente (ambos através de sinal de tensão).

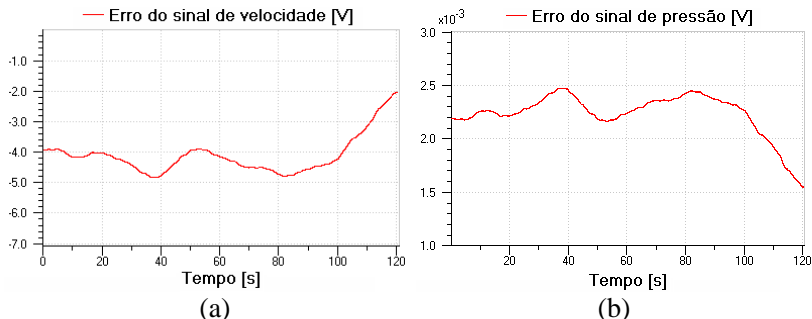


Figura 75 – (a) Erro de sinal de velocidade. (b) Erro de sinal de pressão.

A Figura 76 (a) retrata a relação de transmissão da transmissão hidrostática, entre o eixo da bomba e o eixo do motor, conforme definido pela Equação (3.2). Considerando a velocidade incidente do vento, apresentada na Figura 73 (a), pode ser observada a relação entre esta entrada e a relação de transmissão do sistema, que tende a decrescer conforme a velocidade do vento aumenta.

A relação de transmissão do sistema é controlada através da mudança do deslocamento volumétrico do motor hidráulico. Através da Figura 76 (b) é possível perceber que uma diminuição do deslocamento volumétrico acarreta num aumento da relação de transmissão, devido à diminuição da velocidade do rotor causado pelo aumento da pressão do sistema.

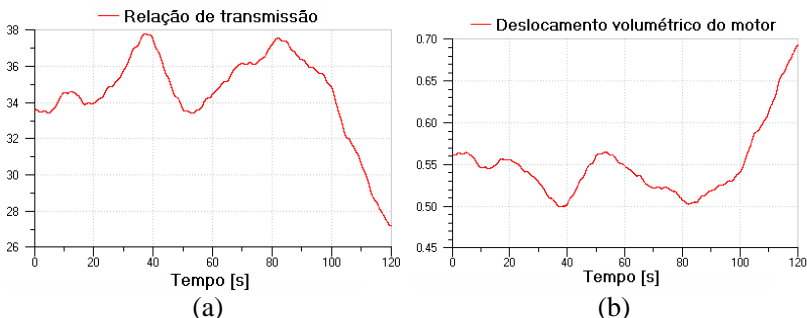


Figura 76 – (a) Relação de transmissão. (b) Deslocamento volumétrico do motor.

Através das diversas figuras apresentadas nesta seção, pôde ser visto que o modelo global se comportou de maneira adequada, apesar

das flutuações do torque atuantes sobre o rotor devido ao comportamento estocástico de elevada frequência do vento incidente. O sistema foi capaz de filtrar estas variações incidentes, de modo a manter a frequência da corrente elétrica fornecida à rede dentro de limites adequados. Devido à ausência de entradas em degrau da velocidade do vento incidente, não ocorreram picos de frequência no gerador síncrono.

5.6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste capítulo foram realizadas análises dinâmicas do modelo computacional completo do aerogerador frente a perturbações na velocidade do vento incidente. Acerca destas análises, os seguintes comentários podem ser feitos:

- Avaliando os parâmetros do sistema, verificou-se que os seus resultados estão de acordo com o previsto, confirmando que o modelo computacional foi elaborado adequadamente;
- O coeficiente de potência é mantido sempre próximo de seu valor máximo, indicando que o aerogerador está extraindo a máxima potência disponível no vento;
- O aerogerador apresentou uma eficiência global um pouco abaixo de 80%, mas que tende a aumentar conforme a velocidade do vento cresce;
- Devido às características do sistema, ocorre um atraso de tempo entre a potência que está sendo fornecida à rede elétrica e a potência que está sendo extraída do vento;
- A transmissão hidrostática atuou de modo a filtrar as variações de torque que atuam sobre o rotor;
- A frequência da corrente elétrica fornecida à rede apresenta valores bastante estáveis, mantendo a qualidade de potência requisitada pela rede elétrica.
- Os picos de frequência no gerador síncrono ocorreram apenas quando da incidência de entradas em degrau para a velocidade do vento, o que não representa um comportamento comum deste fenômeno.
- O controlador PID, com o acréscimo do ganho anti-*windup*, foi capaz de controlar o sistema adequadamente.

6 CONCLUSÃO

Na presente dissertação foi apresentado um modelo de transmissão hidrostática para ser incorporado a aerogeradores de eixo horizontal que operam com velocidade variável. A partir deste conceito, foi construído um modelo computacional que serviu para analisar o comportamento estático e dinâmico do sistema sob diversas condições operacionais.

Inicialmente, baseado nas consultas bibliográficas efetuadas, foram definidos os requisitos para operação do aerogerador. Simultaneamente, foi realizada uma pesquisa acerca das configurações de transmissões hidrostáticas que já estão sendo testadas ou que se encontram em análise para serem incorporadas futuramente em aerogeradores, a partir do qual foi definido o modelo conceitual da transmissão hidrostática a ser implementado neste projeto.

Em relação ao aerogerador, por não se tratar do escopo principal do projeto, foram realizadas algumas simplificações em relação ao projeto deste, tais como para o modelo da interação entre o vento e o rotor, efeito de sombra sobre a potência extraída do vento e movimentação da torre devido à força axial (*thrust*) exercido pelo vento sobre esta. Além destas simplificações, cabe destacar a dificuldade em obter dados quantitativos sobre parâmetros reais de aerogeradores como, por exemplo, para o caso do atrito que atua sobre o rotor.

Nesta fase do projeto, já foi constatada uma vantagem que um aerogerador com transmissão hidrostática proporciona. Enquanto que um aerogerador com esta configuração teria que suportar um peso de aproximadamente 800 kg na nacelle, um aerogerador com potência semelhante mas configurado com uma transmissão mecânica teria de suportar um peso de aproximadamente 1508,9 – 1822 kg, ou seja, de 700 a 1000 kg mais peso. A este peso, ainda devem ser acrescentados o peso dos componentes eletrônicos de potência e equipamentos auxiliares para o aerogerador com transmissão mecânica.

Após a definição do modelo conceitual e das características do aerogerador, prosseguiu-se com a modelagem computacional dos principais sistemas e dos fenômenos presentes, i.e., a transmissão hidrostática, a interação entre o vento e o rotor, a interação entre o gerador síncrono e a rede elétrica, o sistema de controle do aerogerador, e modelo da velocidade do vento, sendo estes submodelos

posteriormente combinados de modo a compor o modelo global do aerogerador. Juntamente com a modelagem do sistema, foi apresentada uma estratégia para o controle do aerogerador, através do uso de controladores PID acrescidos de um ganho anti-*windup*.

Inicialmente, foram realizadas simulações em relação ao comportamento estático do sistema, de modo a validar o modelo computacional criado. Estas simulações revelaram que a modelagem computacional do sistema foi realizada adequadamente.

Na sequência, foram realizadas simulações de modo a conhecer o comportamento dinâmico do sistema. A partir da análise das simulações realizadas, foi possível verificar que, devido às características do aerogerador e da transmissão hidrostática, as rápidas flutuações da potência atuante sobre o rotor não são transferidas para o sistema elétrico, da qual resulta numa elevada qualidade da potência injetada na rede elétrica.

Com relação a estratégia de operação proposta, esta se revelou adequada diante das propostas iniciais, i.e., extração da máxima potência do vento até velocidade do vento de 10,7 m/s, manutenção da velocidade do rotor entre 10,7 e 12 m/s. Por sua vez, o controlador PID mostrou um comportamento satisfatório na tarefa de controlar o sistema para as condições propostas. O acréscimo do ganho anti-*windup* tornou ambos os controladores capazes de reassumir rapidamente o controle do sistema quando exigidos, mesmo após o sinal de saída ter sofrido saturação. Também cabe destacar a eficiência global relativamente alta que o aerogerador apresentou, acima de 80% para as condições simuladas.

Através das simulações realizadas, pode ser visto que o comportamento do sistema é condizente com o esperado para este tipo de aerogerador e para a operação com velocidade variável. Desta forma, percebe-se que os requisitos e os dados levantados, as decisões tomadas durante a definição do modelo conceitual e a modelagem computacional do modelo global e dos vários subsistemas foram adequados perante o objetivo proposto. No entanto, cabe destacar a importância de dados práticos para a validação do modelo e, conseqüentemente, dos resultados obtidos através de simulações.

Desse modo, os resultados apresentados demonstram que uma transmissão hidrostática incorporada a um aerogerador é capaz realizar adequadamente as tarefas de regular a velocidade do rotor, transmitir a

potência extraída do vento ao gerador elétrico e limitar a potência do aerogerador.

Com relação a futuros trabalhos, o autor propõe o estudo relativo aos seguintes tópicos:

- Avaliar o comportamento do sistema para a região de limitação de potência, através da incorporação de um dos métodos de regulação de potência apresentados na Seção 2.3.3;
- Validação experimental dos resultados obtidos neste estudo;
- Melhoria do modelo global através da incorporação de novos componentes ao sistema, e.g., um acumulador de modo a verificar a capacidade deste em mitigar os picos de pressão que ocorrem no sistema;
- Desenvolvimento de um controlador mais avançado e melhorias na estratégia de controle adotada;
- Desenvolvimento de estratégia para operação com fornecimento parcial de potência à rede elétrica;
- Realizar um estudo acerca da viabilidade econômica de um sistema deste tipo ser utilizado em aerogeradores;
- Analisar a operação e o comportamento do sistema durante a ocorrência de falhas, e.g., ocorrência de curtos circuitos na rede elétrica.
- Avaliação de uma transmissão hidrostática em aerogeradores com diferentes características operacionais;

7 REFERÊNCIAS

AKERS, A.; GASSMAN, M.; SMITH, R. **Hydraulic Power Systems Analysis**. Boca Raton: Taylor & Francis Group, 2006.

ANEEL, disponível em <http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/OperacaoCapacidadeBrasil.asp>. Acessado em Janeiro, 2013.

ASTROM, K. J.; MURRAY, R. M. **Feedback Systems – An Introduction for Scientists and Engineers**. Princeton: Princeton University Press, 2008.

BATISTA, M.F. **Estudo de Bifurcações e Aplicações em Análise de Sistemas de Energia Elétrica**. Ilha Solteira, SP: Dissertação (mestrado em engenharia elétrica) Universidade Estadual Paulista, 2009.

BEER, F. P.; JOHNSTON JR, E. R.; CLAUSEN, W. E. **Mecânica Vetorial para Engenheiros - Dinâmica**. 7^a Ed. London: MC Graw-Hill, 2006.

BIANCHI, F.; DE BATTISTA H.; MANTZ, R.J. **Wind Turbine Control Systems – Principles, Modelling and Gain Scheduling Design**. Advances in Industrial Control. London: Springer, 2006.

BOSCH. **Hidráulica. Teoria e Aplicações**. Stuttgart: Robert Bosch GmbH, 1991.

BURTON, T.; SHARPE, D.; JENKINS, N.; BOSSANYI, E. **Wind Energy Handbok**. Chichester, England: John Wiley and Sons, 2001.

CHAPDRIVE Technology, disponível em <http://www.chapdrive.com/technology>. Acessado em Outubro, 2012.

CUNDIFF, J. S. **Fluid Power Circuits and Controls: Fundamentals and Applications**. Boca Raton: CRC Press, 2002.

COSTA, A. J. A. S.; SILVA, A. S. e. **Controle e Estabilidade de Sistemas de Potência**. Apostila. Florianópolis: 2000.

CUSTÓDIO, R. D. S. **Energia Eólica para Produção de Energia Elétrica**. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2009.

DALLA LANA, E. **Avaliação do Rendimento de Bombas Hidráulicas de Engrenagens Externas Através da Medição de Temperatura**. Florianópolis: Dissertação (mestrado em engenharia mecânica) Universidade Federal de Santa Catarina: 2005.

DE NEGRI, V. J. **Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Automação e Controle: Parte 3 – Sistemas Hidráulicos para Controle**. Apostila. Florianópolis: 2001.

DE NEGRI, V. J. **Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Automação e Controle: Parte 3 – Sistemas Hidráulicos para Controle**. Apostila. Florianópolis: 2002.

ESPOSITO, A. **Fluid Power with Applications**. 4^a Ed. New Jersey: Prentice-Hall, Inc., 1997.

FREITAS, A. W. **Controlo de Passo de Aerogeradores de Baixa Potência**. Porto, Portugal: Dissertação (mestrado integrado em Engenharia Mecânica), Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2008.

FURST, F. L. **Sistematização do Projeto Preliminar de Circuitos Hidráulicos com Controle de Posição**. Florianópolis: Dissertação (mestrado em engenharia mecânica) Universidade Federal de Santa Catarina: 2001.

FURST, F. L.; DE NEGRI, V. J. **Projeto de sistemas hidráulicos de controle de posição**. Apostila. Florianópolis: 2002.

GLOBAL WIND ENERGY COUNCIL. **Global Wind Statistics 2011**. Disponível em http://gwec.net/wp-content/uploads/2012/06/GWEC_-_Global_Wind_Statistics_2011.pdf. Acessado em Janeiro, 2013.

GONZALEZ, F. E. **Estudo das Forças Atuantes em Mecanismos de Regulação de Ângulo de Passo e Desenvolvimento de um Sistema**

Emulador de Cargas. Florianópolis: Dissertação (mestrado em engenharia mecânica) Universidade Federal de Santa Catarina, 2012.

HANSEN, L.H.; HELLE, L.; BLAABJERG, F.; RITCHIE, E.; MUNK-NIELSEN, S.; BINDNER, H.; SØRENSEN, P.; BAK-JENSEN, B. **Conceptual Survey of Generators and Power Electronics for Wind Turbines.** Roskilde, Denmark: Risø National Laboratory, 2001.

HAU, E. **Wind Turbines: Fundamentals, Technologies, Application, Economics.** 2^a Ed. Kraling, Germany: Springer, 2005.

HENN, E. A. L. **Máquinas de Fluido.** 2^a Ed. Santa Maria: Editora da UFSM, 2006.

IMAGINE. **How to Create Good Models Without Writing a Single Line of Code.** Technical Bulletin 101. Imagine S.A., 2002.

KUNDUR, P. **Power System Stability and Control.** New York: McGraw-Hill, Inc., 1994.

LINSINGEN, I. V. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos.** 3^a Ed. Revisada. Florianópolis: Editora da UFSC, 2008.

MANNESMANN REXROTH. **Proyecto y Construcción de Equipos Hidráulicos [Training Hidráulico, Compendio 3].** São Paulo: Mannesmann Rexroth, 1988.

MANRING, N. D. **Hydraulic Control Systems.** 3^a Ed. Revisada. Hoboken: John Wiley and Sons, Inc., 2005.

MERRITT, H. E. **Hydraulic Control Systems.** New York, USA: John Wiley and Sons, Inc., 1967.

MUNTEANU, I; BRATCU, A. I.; CUTULULIS, N. A.; CEANGA, E. **Optimal Control of Wind Energy Systems, Towards a Global Approach.** Advances in Industrial Control. London: Springer, 2007.

OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno.** 3^a Ed. Rio de Janeiro, RJ: Prentice-Hall, Inc., 1998.

PATEL, M. R. **Wind and Solar Power Systems**. Boca Raton: CRC Press, 1999.

RETZLAFF, L. **Estruturação e Análise Teórico-Experimental de Sistema Hidráulico Load Sensing para Aplicação Móbil**. Florianópolis: Dissertação (mestrado em engenharia mecânica) Universidade Federal de Santa Catarina, 2007.

REXROTH, BOSCH GROUP. **Axial Piston Variable Motor AA6VM (A6VM)**. Bosch Rexroth Corporation Hydraulics Axial & Piston Units. Fountain Inn, p. 76 [ca. 2009]. (RA 91604-A/07.09)

SCHMITZ, J.; VATHEUER, N.; MURRENHOFF, H. **Development of a Hydrostatic Transmission for Wind Turbines**. 7th International Fluid Power Conference, Aachen, Germany, 2010.

SCHMITZ, J.; VATHEUER, N.; REINERTZ, O.; MURRENHOFF, H. **Hydrostatic Drive Train in Wind Energy Plants**. 52nd National Conference on Fluid Power, Las Vegas, USA, 2011.

SILVA, J. C. **Virtual Environment for Dynamic Modeling of Multi-Domain Systems**. 18th International Congress of Mechanical Engineering, Ouro Preto, 2005.

TARNOWSKI, G. C. **Metodologia da Regulação da Potência para Operação de Sistemas de Geração Eólica com Aerogeradores de Velocidade Variável**. Porto Alegre: Dissertação (mestrado em engenharia elétrica) Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2006.

THUL, B.; DUTTA, R.; STELSON, K. A. **Hydrostatic Transmission for Mid-Size Wind Turbines**. 52nd National Conference on Fluid Power, Las Vegas, USA. 2011.

WILLIAMS, R.; SMITH, P.; EATON CORP. **Hydraulic Wind Turbines?** Machine Design. Abril de 2010. Disponível em <http://machinedesign.com/article/hydraulic-wind-turbines-0420>.

8 APÊNDICE A – Relatório e Modelo em AMESim

Neste apêndice é apresentado o modelo em AMESim e a lista de parâmetros, de modo a permitir que o modelo possa ser reproduzido em futuros trabalhos. A Figura 77 apresenta o *sketch* do sistema.

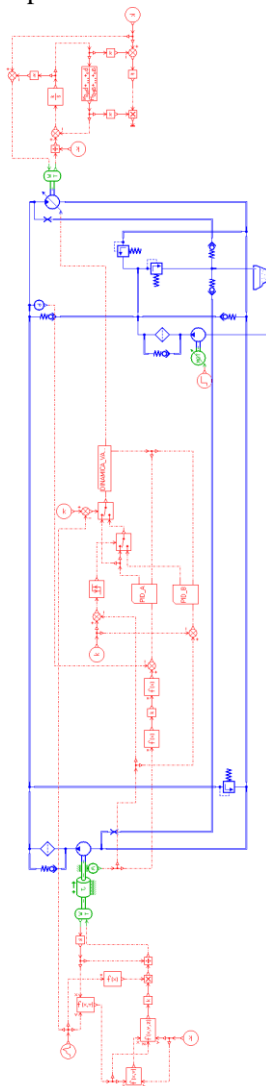


Figura 77 – *Sketch* do sistema.

Abaixo está apresentado o relatório em HTML gerado pelo AMESim, que fornece os parâmetros utilizados para cada submodelo. O título de cada componente refere-se ao submodelo adotado neste estudo.

Componentes dos submodelos:

DINAMICA_VALVULA [DINAMICA_VALVULA-1]

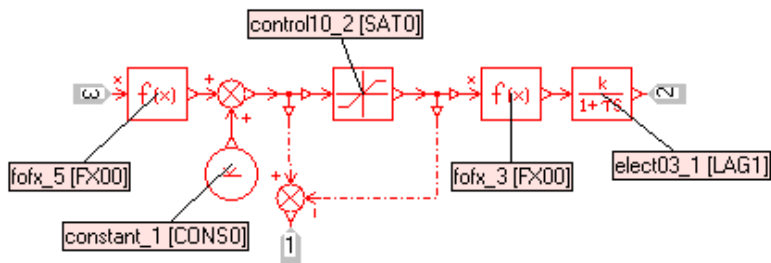


Figura 78 – Dinâmica da válvula.

constant_1 [CONSO]

CONSO-2 : External variables with non default startvalues	Unit	Value
constant value	null	0.45

Control10_2 [SAT0] – saturation element

TRIG0-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
minimum permitted value	null	0.45
maximum permitted value	null	0.7

elect03_1 [LAG1] – first order lag

GA00-6 : Real parameters with non default values	Unit	Value
output from first order lag	null	0
time constant	null	0.1
value of gain	null	1

fofx_3 [FX00] - output a prescribed function of input

FX00-2 : Text parameters with non default values	Value
expression in terms of the input x	$(2.44-3.2*x)$

fofx_5 [FX00] - output a prescribed function of input

FX00-2 : Text parameters with non default values	Value
expression in terms of the input x	$x/12$

PID_A [PID_A-1]

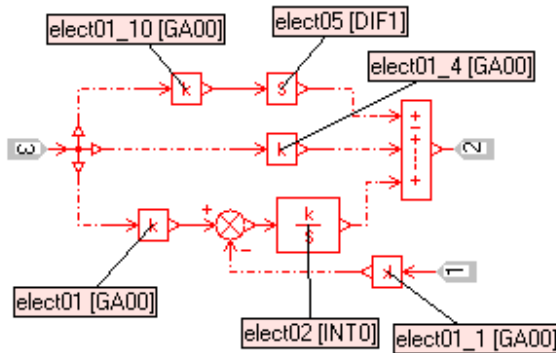


Figura 79 – PID_A.

elect01 [GA00]

GA00-6 : Real parameters with non default values	Unit	Value
value of gain	null	0.08

elect01_1 [GA00]

GA00-6 : Real parameters with non default values	Unit	Value
value of gain	null	0.005

elect01_4 [GA00]

GA00-6 : Real parameters with non default values	Unit	Value
value of gain	null	800

elect01_10 [GA00]

GA00-6 : Real parameters with non default values	Unit	Value
value of gain	null	15

elect02 [INT0] - integrator

GA00-6 : Real parameters with non default values	Unit	Value
output from integrator	null	0
value of gain	null	1

elect05 [DIF1] - differentiation using a first order lag

GA00-6 : Real parameters with non default values	Unit	Value
dummy state variable	1/s	0
Time constant for first order lag	null	0.001

PID_B [PID_B-1]

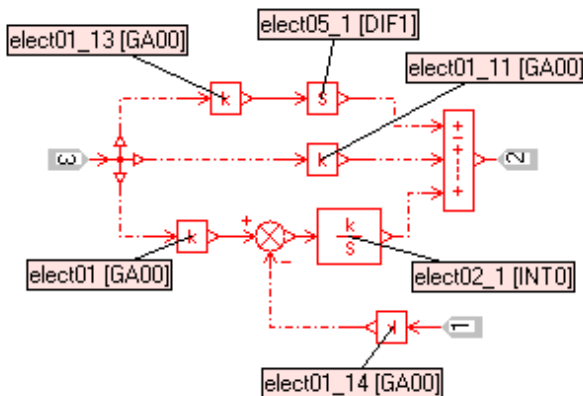


Figura 80 – PID_B.

elect01 [GA00]

GA00-6 : Real parameters with non default values	Unit	Value
value of gain	null	0.002

elect01_11 [GA00]

GA00-6 : Real parameters with non default values	Unit	Value
value of gain	null	30

elect01_13 [GA00]

GA00-6 : Real parameters with non default values	Unit	Value
value of gain	null	12

elect01_14 [GA00]

GA00-6 : Real parameters with non default values	Unit	Value
value of gain	null	0.002

elect02_1 [INT0] - integrator

GA00-6 : Real parameters with non default values	Unit	Value
output from integrator	null	0
value of gain	null	1

elect05_1 [DIF1] – differentiation using a first order lag

GA00-6 : Real parameters with non default values	Unit	Value
dummy state variable	1/s	0
Time constant for first order lag	null	0.001

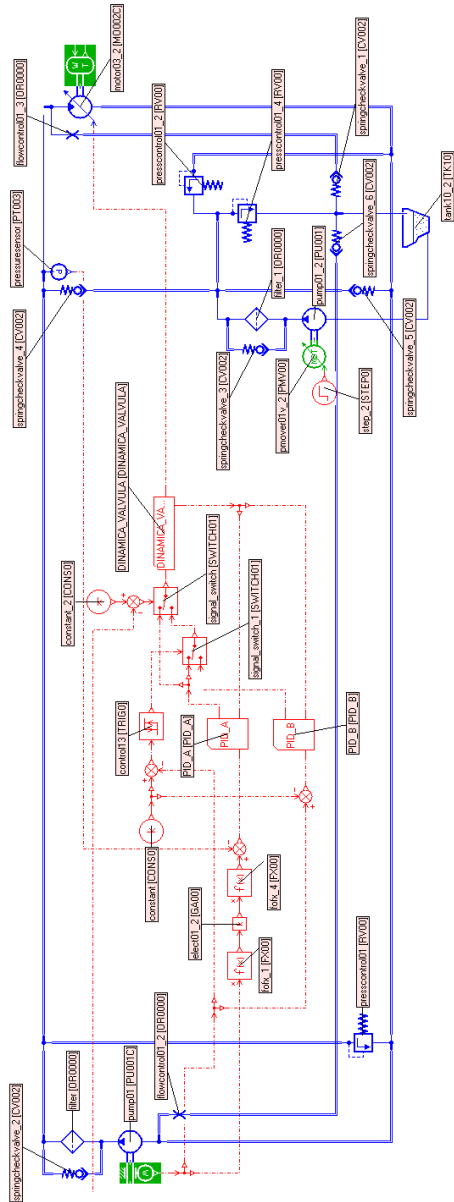


Figura 81 –Transmissão hidrostática.

constant_2 [CONSO]

CONSO-3 : External variables with non default startvalues	Unit	Value
constant value	null	10.7

constant_5 [CONSO]

CONSO-1 : External variables with non default startvalues	Unit	Value
b	null	0

constant_7 [CONSO]

CONSO-4 : External variables with non default startvalues	Unit	Value
constant value	null	890

control_13 [TRIG0] - trigger

TRIG0-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
low input threshold value	null	-0.02
high input threshold value	null	0.02
low output value	null	-1

elect01 [GA00]

GA00-4 : Real parameters with non default values	Unit	Value
value of gain	null	1800

elect01_12 [GA00]

GA00-5 : Real parameters with non default values	Unit	Value
value of gain	null	-890

elect01_2 [GA00]

GA00-3 : Real parameters with non default values	Unit	Value
conversao de Pascal para Bar	null	$10^{(-5)}$

elect01_3 [GA00]

GA00-6 : Real parameters with non default values	Unit	Value
value of gain	null	0.1047

elect01_6 [GA00]

gainGA00-7 : Real parameters with non default values	Unit	Value
value of gain	null	1800

elect01_7 [GA00]

GA00-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
value of gain	null	232.829

elect01_9 [GA00-2]

GA00-2 : Real parameters with non default values	Unit	Value
value of gain	null	-0.104719

elect02_2 [INT0-1] -integrator

INT0-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
value of gain	null	2.2222

flowcontrol01_2 [OR0000] - fixed hydraulic orifice transition at specified flow number

OR0000-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
equivalent orifice diameter	mm	2.35
maximum flow coefficient	null	0.611
critical flow number (laminar -> turbulent)	null	10

flowcontrol01_3 [OR0000] - fixed hydraulic orifice transition at specified flow number

OR0000-2 : Real parameters with non default values	Unit	Value
equivalent orifice diameter	mm	1.12
maximum flow coefficient	null	0.611
critical flow number (laminar -> turbulent)	null	10

elementaryhydraulicprops [FP04-1] - indexed hydraulic fluid properties

FP04-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
density	kg/m**3	875
absolute viscosity	cP	59.5
FP04-1 : Text parameters with non default values	Value	
name of file specifying fluid properties	C:/AMESim/v1000/tutorial/tblprop2.txt	

filter [OR0000] - fixed hydraulic orifice transition at specified flow number

OR0000-3 : Real parameters with non default values	Unit	Value
characteristic flow rate	L/min	550
corresponding pressure drop	bar	1.6
OR0000-3 : Integer parameters with non default values	Value	
parameter set for pressure drop	pressure drop/flow rate pair	

filter_1 [OR0000] - fixed hydraulic orifice transition at specified flow number

OR0000-4 : Real parameters with non default values	Unit	Value
characteristic flow rate	L/min	200
corresponding pressure drop	bar	0.3
OR0000-4 : Integer parameters with non default values	Value	
parameter set for pressure drop	pressure drop/flow rate pair	

fofx_4 [FX00] - output a prescribed function of input

FX00-3 : Text parameters with non default values	Value
expression in terms of the input x	0.019*(x+26.31)

fofx [FX00] - output a prescribed function of input

FX00-1 : Text parameters with non default values	Value
expression in terms of the input x	x^3

fofx_1 [FX00] - output a prescribed function of input

FX00-2 : Text parameters with non default values	Value
expression in terms of the input x	$(213008.02*((0.104719*x)^2))/((0.15)^2)$

fofxy [FXY0] - signal function of inputs x and y

FXY0-1 : Text parameters with non default values	Value
expression for output in terms of x and y	$x*R/y$

fofxy_3 [FXY0] - signal function of inputs x and y

FXY0-2 : Text parameters with non default values	Value
expression for output in terms of x and y	$1/((1/(x+0.08*y))- (0.035/(y^3+1)))$

fofxyz [FXYZ] - signal output as function of inputs x,y,z

FXYZ-1 : Text parameters with non default values	Value
expression for output as a function of x, y and z	$0.258*(100/x-0.4*y-2.164)*exp(-15.21/x)+0.0057*z$

generaltransferfct_2 [CONTTF0] - general order transfer function

CONTTF0-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
B 0	null	41
B	null	0.56
A 0	null	0

motor03_2 [MO002C] - variable displacement unidirectional hydraulic motor with volumetric and mechanical efficiency

MO002C-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
motor displacement	cc/rev	355
typical speed of motor	rev/min	1800
if option=1, constant mechanical efficiency	null	0.93
if option=1, constant volumetric efficiency	null	0.9875

presscontrol01 [RV00] - simple hydraulic relief valve

RV00-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
relief valve cracking pressure	bar	230
relief valve flow rate pressure gradient	L/min/bar	300

presscontrol01_2 [RV00] - simple hydraulic relief valve

RV00-2 : Real parameters with non default values	Unit	Value
relief valve cracking pressure	bar	35
relief valve flow rate pressure gradient	L/min/bar	300

presscontrol01_4 [RV00] - simple hydraulic relief valve

RV00-3 : Real parameters with non default values	Unit	Value
relief valve cracking pressure	bar	12
relief valve flow rate pressure gradient	L/min/bar	300

pressuresensor [PT003] - hydraulic pressure sensor with offset and gain

PT003-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
offset to be subtracted from pressure	bar	-26.31
gain for signal output	1/bar	0.019

pressuresource2 [PS00] - piecewise linear hydraulic pressure source

PS00-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
pressure at start of stage 1	bar	70
pressure at end of stage 1	bar	70

pump01 [PU001C] - ideal fixed displacement hydraulic pump with volumetric and mechanical efficiency

PU001C-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
pump displacement	cc/rev	6967.2
typical speed of pump	rev/min	70
if option=1, constant mechanical efficiency	null	0.93
if option=1, constant volumetric efficiency	null	0.9875

pump01_2 [PU001] - ideal fixed displacement hydraulic pump

PU001-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
pump displacement	cc/rev	28.73

rotaryload2ports [RL01] - rotary load with two shafts

RL01-1 : External variables with non default startvalues	Unit	Value
shaft speed port 2	rev/min	45
RL01-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
moment of inertia	kgm**2	50000
coefficient of viscous friction	Nm/(rev/min)	1.5

rotaryspeedsensor [WT010] - rotary speed sensor with offset and gain

WT010-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
gain for signal output	min/rev	0.15

springcheckvalve_1 [CV002] - spring loaded hydraulic check valve with saturation

CV002-5 : Real parameters with non default values	Unit	Value
check valve cracking pressure	bar	0.1
check valve flow rate pressure gradient	L/min/bar	1000
nominal flow rate valve fully open	L/min	175
corresponding pressure drop	bar	2

springcheckvalve_2 [CV002] - spring loaded hydraulic check valve with saturation

CV002-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
check valve flow rate pressure gradient	L/min/bar	1000
nominal flow rate valve fully open	L/min	175
corresponding pressure drop	bar	2

springcheckvalve_3 [CV002] - spring loaded hydraulic check valve with saturation

CV002-6 : Real parameters with non default values	Unit	Value
check valve cracking pressure	bar	0.5
check valve flow rate pressure gradient	L/min/bar	1000
nominal flow rate valve fully open	L/min	175
corresponding pressure drop	bar	2

springcheckvalve_4 [CV002] - spring loaded hydraulic check valve with saturation

CV002-2 : Real parameters with non default values	Unit	Value
check valve cracking pressure	bar	5
check valve flow rate pressure gradient	L/min/bar	1000
nominal flow rate valve fully open	L/min	175
corresponding pressure drop	bar	2

springcheckvalve_5 [CV002] - spring loaded hydraulic check valve with saturation

CV002-3 : Real parameters with non default values	Unit	Value
check valve cracking pressure	bar	2
check valve flow rate pressure gradient	L/min/bar	1000
nominal flow rate valve fully open	L/min	175
corresponding pressure drop	bar	2

springcheckvalve_6 [CV002] - spring loaded hydraulic check valve with saturation

CV002-4 : Real parameters with non default values	Unit	Value
check valve cracking pressure	bar	0.1
check valve flow rate pressure gradient	L/min/bar	1000
nominal flow rate valve fully open	L/min	175
corresponding pressure drop	bar	2

signal03_1 [UD00-1] - piecewise linear signal source

UD00-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
output at start of stage 1	null	7
output at end of stage 1	null	7
duration of stage 1	s	10
output at start of stage 2	null	7
output at end of stage 2	null	7.7
duration of stage 2	s	0.1
output at start of stage 3	null	7.7
output at end of stage 3	null	7.7
output at start of stage 4	null	7.7
output at end of stage 4	null	7
duration of stage 4	s	0.1
output at start of stage 5	null	7
output at end of stage 5	null	7

tank10_2 [TK10] - tank with height of liquid calculated (constant area)

TK10-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
#height of liquid in tank	m	1
tank area	m**2	0.15
minimum height alarm level	m	-1
maximum height alarm level	m	1e+06

step_2 [STEP0]

STEP0-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
value after step	null	1740

Line submodels

h2port [HL07] - hydraulic line with lumped element (C-IR)

HL07-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
diameter of pipe	mm	104
pipe length	m	29.7
relative roughness	null	0.0009
angle line makes with horizontal (+ve if port 2 above port 1)	degree	90
wall thickness	mm	5

h2port_28 [HL09] - hydraulic line with lumped element (C-IR-C)

HL09-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
diameter of pipe	mm	49
pipe length	m	29.7
relative roughness	null	0.002
angle line makes with horizontal (+ve if port 2 above port 1)	degree	-90
wall thickness	mm	8

h2port_1 [HL000] - simple compressibility hydraulic line (C)

HL000-3 : Real parameters with non default values	Unit	Value
diameter of pipe	mm	14
pipe length	m	0.6
wall thickness	mm	2

h2port_35 [HL01] - compressibility + friction hydraulic line (C-R)

HL01-6 : Real parameters with non default values	Unit	Value
diameter of pipe	mm	104
pipe length	m	0.331
relative roughness	null	0.009
wall thickness	mm	5

h2port_40 [HL01] - compressibility + friction hydraulic line (C-R)

HL01-8 : Real parameters with non default values	Unit	Value
diameter of pipe	mm	49
pipe length	m	0.3
relative roughness	null	0.002
angle line makes with horizontal (+ve if port 2 above port 1)	degree	-90
wall thickness	mm	8

h2port_4 [HL02] - compressibility + friction hydraulic line (R-C-R)

HL02-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
diameter of pipe	mm	104
pipe length	m	0.331
relative roughness	null	0.0009
wall thickness	mm	5

h2port_41 [HL01] - compressibility + friction hydraulic line (C-R)

HL01-4 : Real parameters with non default values	Unit	Value
diameter of pipe	mm	104
pipe length	m	0.3
relative roughness	null	0.0009
angle line makes with horizontal (+ve if port 2 above port 1)	degree	90
wall thickness	mm	5

h2port_44 [HL000] - simple compressibility hydraulic line (C)

HL000-2 : Real parameters with non default values	Unit	Value
diameter of pipe	mm	49
pipe length	m	0.331
wall thickness	mm	0.002

h2port_45 [HL01] - compressibility + friction hydraulic line (C-R)

HL01-5 : Real parameters with non default values	Unit	Value
diameter of pipe	mm	49
pipe length	m	0.331
relative roughness	null	0.02
wall thickness	mm	8

h2port_46 [HL000] - simple compressibility hydraulic line (C)

HL000-4 : Real parameters with non default values	Unit	Value
diameter of pipe	mm	15
pipe length	m	0.085
wall thickness	mm	2

h2port_48 [HL000] - simple compressibility hydraulic line (C)

HL000-5 : Real parameters with non default values	Unit	Value
diameter of pipe	mm	15
pipe length	m	0.085
wall thickness	mm	2

h2port_5 [HL000] - simple compressibility hydraulic line (C)

HL000-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
diameter of pipe	mm	2.35
pipe length	m	0.001

h2port_49 [HL01] - compressibility + friction hydraulic line (C-R)

HL01-7 : Real parameters with non default values	Unit	Value
diameter of pipe	mm	15
pipe length	m	0.331
relative roughness	null	0.0066
wall thickness	mm	2

h2port_55 [HL01] - compressibility + friction hydraulic line (C-R)

HL01-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
diameter of pipe	mm	49
pipe length	m	0.662
relative roughness	null	0.002
wall thickness	mm	8

h2port_76 [HL01] - compressibility + friction hydraulic line (C-R)

HL01-2 : Real parameters with non default values	Unit	Value
diameter of pipe	mm	15
pipe length	m	0.331
relative roughness	null	0.0066
wall thickness	mm	2

h2port_52 [HL09] - hydraulic line with lumped element (C-IR-C)

HL09-2 : Real parameters with non default values	Unit	Value
diameter of pipe	mm	14
pipe length	m	30
relative roughness	null	0.01
angle line makes with horizontal (+ve if port 2 above port 1)	degree	90
wall thickness	mm	2

h2port_80 [HL01] - compressibility + friction hydraulic line (C-R)

HL01-3 : Real parameters with non default values	Unit	Value
diameter of pipe	mm	15
pipe length	m	0.331
relative roughness	null	0.0066
wall thickness	mm	2

h2port_85 [HL03] - compressibility + friction hydraulic line (C-R-C)

HL03-1 : Real parameters with non default values	Unit	Value
diameter of pipe	mm	104
pipe length	m	0.331
relative roughness	null	0.0009
wall thickness	mm	5

Global parameters

Name	Title of real global parameter	Value	Unit
R	raio da pá do rotor	11	m

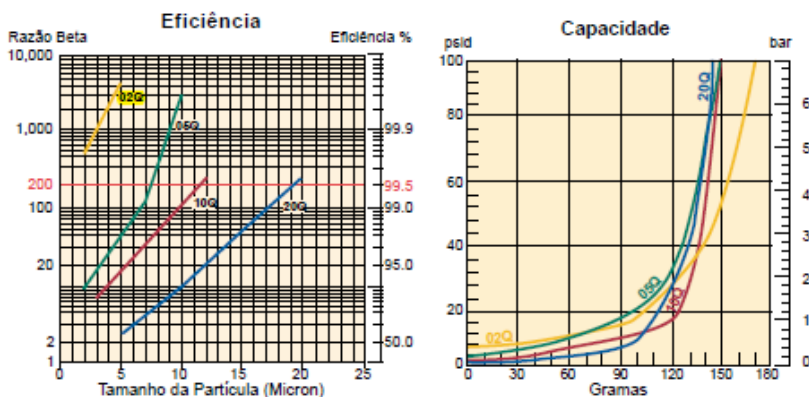
9 ANEXO A – Filtro hidráulico modelo Parker série 50P-2

Filtro hidráulico modelo Parker série 50P-2, tamanho 02Q.

Filtros de Alta Pressão

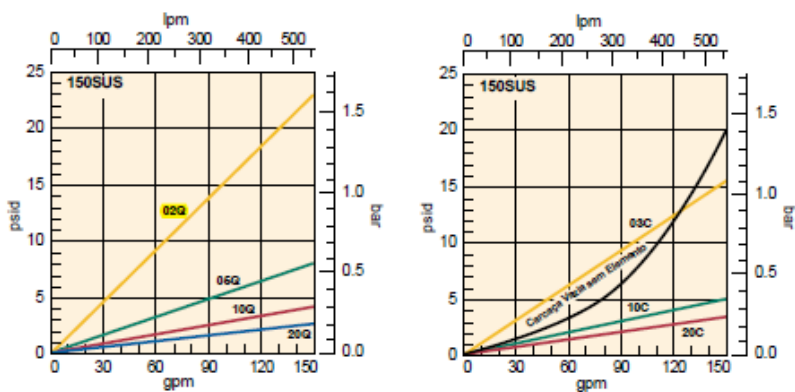
Série 50P

Desempenho do Elemento 50P-2



Tecido de múltipla passagem ocorrem @ 60 gpm para 100 psid final - 5mg/L BUGL

Fluxo x Perda de Pressão



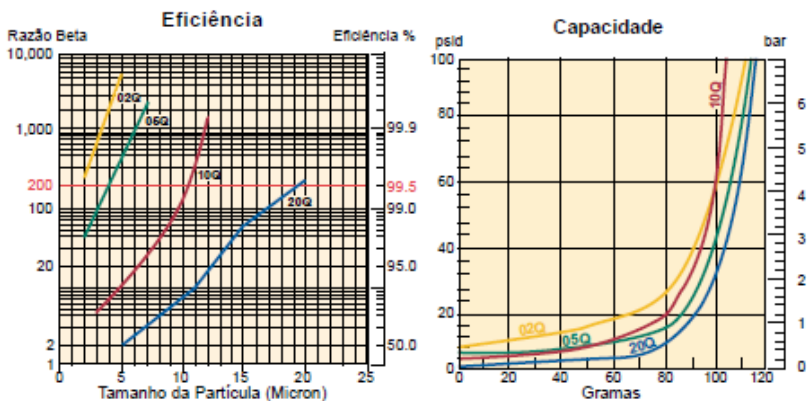
10 ANEXO B – Filtro modelo Parker série IL8-1

Filtro modelo Parker série IL8-1, tamanho 05Q.

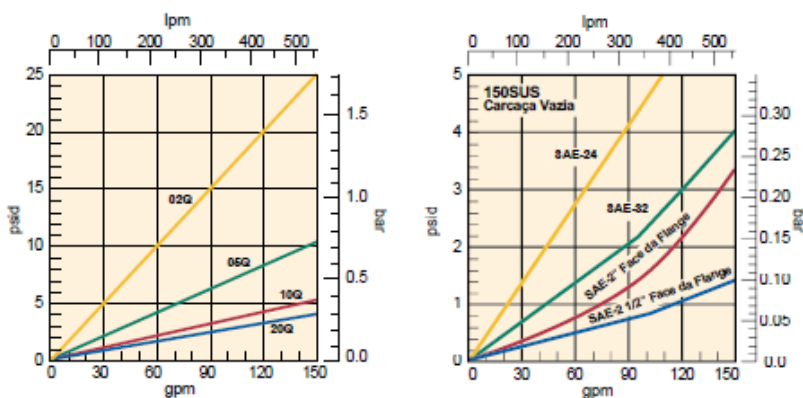
Filtros de Média Pressão

Série IL8

Desempenho do Elemento IL8-1



Fluxo x Perda de Pressão



11 ANEXO C – Motor hidráulico Bosch Rexroth

Motor hidráulico Bosch Rexroth modelo AA6VM-355

Tabela 12- Características para o modelo AA6VM-355.

Deslocamento máximo	355 cm ³ /rev
Máxima rotação (para D_{max}^M)	2240 rev/min
Máxima vazão	795 L/min
Momento de Inércia	0,102 kgm ²
Peso	170 kg

12 ANEXO D – Válvula proporcional redutora de pressão Bosch Rexroth

Válvula proporcional redutora de pressão Bosch Rexroth modelo DRE-4K EP2.

Tabela 13- Características para o modelo DRE-4K EP2.

Tensão	24 V
Corrente de controle	
Início do controle em D_{max}^M	450 mA
Final do controle em D_{min}^M	700 mA
Resistência nominal (20°C)	12 Ω

13 ANEXO E – Bomba hidráulica Bosch Rexroth

Bomba hidráulica Bosch Rexroth modelo MR-7000.

Tabela 14- Características para o modelo MR-7000.

Deslocamento máximo	6967,2 cm ³ /rev
Máxima rotação	110 rev/min
Máxima pressão contínua	250 bar
Máxima Potência contínua	170 kW
Momento de Inércia	1,137 kgm ²
Peso	800 kg

14 ANEXO F – Motor Síncrono de Ímas Permanentes Leroy Somers

Motor síncrono de ímas permanentes modelo LSRPM280MK.

Tabela 15- Características para o modelo LSRPM280MK.

Potência nominal	175 kW
Torque nominal	928 Nm
Momento de Inércia	1,8 kgm ²
Peso	563 kg