

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA  
CENTRO DE TECNOLOGIA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA

Maro Jinbo

**CONTRIBUIÇÕES AO PROJETO  
DE SISTEMAS EÓLICOS DE EFEITO MAGNUS COM  
RASTREAMENTO DA MÁXIMA POTÊNCIA**

Santa Maria, RS  
2016

**Maro Jinbo**

**CONTRIBUIÇÕES AO PROJETO  
DE SISTEMAS EÓLICOS DE EFEITO MAGNUS COM  
RASTREAMENTO DA MÁXIMA POTÊNCIA**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Área de Concentração em Processamento de Energia, da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como requisito parcial para obtenção do grau de **Doutor em Engenharia Elétrica.**

Orientador: Prof. Dr. Ghendy Cardoso Junior

Santa Maria, RS  
2016

Ficha catalográfica elaborada através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Central da UFSM, com os dados fornecidos pelo autor

Jinbo, Maro  
CONTRIBUIÇÕES AO PROJETO DE SISTEMAS EÓLICOS DE EFEITO  
MAGNUS COM RASTREAMENTO DA MÁXIMA POTÊNCIA / Maro  
Jinbo.- 2016.  
260 p.; 30 cm

Orientador: Ghendy Cardoso Junior  
Coorientador: Felix Alberto Farret  
Tese (doutorado) - Universidade Federal de Santa  
Maria, Centro de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia Elétrica, RS, 2016

1. Efeito Magnus 2. Turbina Eólica Magnus 3.  
Eficiência 4. Cilindros Girantes 5. MPPT I. Cardoso  
Junior, Ghendy II. Farret, Felix Alberto III. Título.

---

© 2016

Todos os direitos autorais reservados ao Prof. Maro Jinbo. A reprodução de partes ou do todo deste trabalho só poderá ser feita mediante a citação da fonte.

Endereço Profissional: Rua Nereu Ramos, 3450-D, Bairro Seminário.

Chapecó, SC, Brasil. CEP 89.813-000


Fone (055)-49-3313-1268; 49-9991-9273; E-mail: [maro@ifsc.edu.br](mailto:maro@ifsc.edu.br)

Maro Jinbo

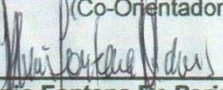
**CONTRIBUIÇÕES AO PROJETO  
DE SISTEMAS EÓLICOS DE EFEITO MAGNUS COM  
RASTREAMENTO DA MÁXIMA POTÊNCIA**

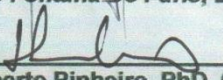
Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Área de Concentração em Processamento de Energia, da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como requisito parcial para obtenção do grau de **Doutor em Engenharia Elétrica**.

Aprovado em 26 de agosto de 2016:

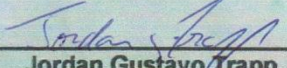
  
\_\_\_\_\_  
**Ghendy Cardoso Junior, Dr. (UFSM)**  
(Presidente/Orientador)

  
\_\_\_\_\_  
**Felix Alberto Farret, PhD. (UFSM)**  
(Co-Orientador)

  
\_\_\_\_\_  
**Aleir Antônio Fontana De Paris, Dr. Ing. (UFSM)**

  
\_\_\_\_\_  
**Humberto Pinheiro, PhD. (UFSM)**

  
\_\_\_\_\_  
**João Tavares Pinho, Dr. (UFPA)**

  
\_\_\_\_\_  
**Jordan Gustavo Trapp, Dr. (IFSul)**

Santa Maria, R.S.  
2016

## DEDICATÓRIA

*Aos meus pais, aos meus irmãos, especialmente à minha esposa  
Eliane, minha grande companheira, e ao meu filho Daniel.*

## AGRADECIMENTOS

A realização desta Tese envolveu conhecimentos de diversas áreas da mecânica, elétrica e controle. Gostaria de poder citar todas as pessoas que contribuíram e expressar o meu imenso agradecimento:

- aos caríssimos orientadores do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica (PPGEE) da UFSM, Prof. Dr. Ghendy Cardoso Junior e Prof. PhD. Felix Alberto Farret, pelos conhecimentos, sabedoria, paciência e apoio ao desenvolvimento deste trabalho;

- aos membros da banca, por examinar, validar e contribuir;

- aos professores da PPGEE, aos funcionários da secretaria (em especial à Luciana);

- à SETEC/MEC, pelo edital 94/2013 do CNPq, que financiou a pesquisa da Tese e aos servidores envolvidos do IFSC Chapecó, Prof. Dr. Mauro C. Moreira, Prof. M.Sc. Jacson R. Dreher, em especial ao tecnólogo mecânico Deiwis L. Hoss, pelo trabalho de projeto e fabricação mecânica;

- ao Sr. Nelson E. Akimoto, da NORD Electric S/A, de Chapecó, que participou como empresa parceira no edital 94/2013 CNPq;

- aos alunos bolsistas do curso de Eng. Controle e Automação do IFSC, Arthur da Rosa, Daniel Senter e do curso de Engenharia Elétrica da Unochapecó Marcelo F. Lorensetti;

- aos alunos da engenharia e dos cursos técnicos do IFSC que me ajudaram voluntariamente, Alessandro Bueno, André T. Andreola, André Bollis, Arthur Fuzinato, Eduardo Figueiró, Eduardo L. Todero, Gleisson de Moraes, Gustavo Pavan, Guilherme E. Tomé, Lucas J. Frizon, Jorge D.S. Ribeiro, Juliano Resende, Marco Antônio, Matheus Sachet, Paulo G. de Vargas, Samuel Franz, Zemilton da Silva e as duas turmas do técnico eletromecânico que desenvolveram os “Projetos Integradores” do módulo VI;

- aos colegas da UFSM, em especial Adriano L., Carlos De Nardin, Felipe T., “Fernandinho” Guarenti (L.F.G.M), Jordan T. e Matias R.M., pelo companheirismo e auxílios recebidos;

- aos casais de amigos, Edi Maria C. Moreira e Floriano R. Moreira, Ana e Wilson Sanches que nos acolheram e apoiaram em Santa Maria;
- aos amigos Leandro Bassani e Marcelo C. Pinto, que me acolheram no retorno de Santa Maria para Chapecó;
- aos amigos Edson Ribeiro e Jawilson Machado que contribuíram na redação de artigos;
- aos professores e servidores do IFSC que me possibilitaram o afastamento integral das atividades para me dedicar ao doutorado, em especial aos da eletroeletrônica;
- aos professores(as) Alexandre Dalla Rosa, Bruno L. Silva, Caroline Caridá, Ilca Ghigi, Jaqueline Russczyk, Luiz Sílvio Scartazzini, Julio M. Pereira, Juarês de Melo Vieira, Reanto L. Bergamo, Sandra Agne.
- aos físicos e engenheiros que prontamente prestaram informações na construção do túnel de vento ou dos protótipos Prof. Gilder Nader do IPT (Instituto de Pesquisas Tecnológicas – SP), Prof. Antônio Luis de Campos Mariani – USP e Idezio Tomazelli – ZM Bombas.

*Que Deus nos abençoe, para que as fontes renováveis de energias como a eólica possam contribuir cada vez mais para a preservação do Planeta Terra.*

*(Jinbo, 2016)*



## RESUMO

### CONTRIBUIÇÕES AO PROJETO DE SISTEMAS EÓLICOS DE EFEITO MAGNUS COM RASTREAMENTO DA MÁXIMA POTÊNCIA

AUTOR: MARO JINBO

ORIENTADOR: GHENDY CARDOSO JUNIOR, DR.

CO-ORIENTADOR: FELIX ALBERTO FARRET, PHD.

O presente trabalho trata de um sistema eólico não convencional, cuja turbina eólica possui cilindros girantes no lugar das pás tradicionais. Estes cilindros podem ser acionados por um motor *brushless* CC (sem escovas). O princípio físico de funcionamento desta turbina baseia-se no que se denomina de “Efeito Magnus”. Apresenta-se a modelagem matemática da turbina Magnus e com base nesta modelagem realizam-se simulações no software *PSIM*<sup>®</sup>. Programa-se e testa-se algoritmos de rastreamento da máxima potência líquida *MPPT* (*Maximum Power Point Tracking*), do tipo *HCC* (*Hill Climbing Control*) no controle do motor *brushless* CC de acionamento dos cilindros e, conseqüentemente, da potência gerada pela turbina Magnus. Protótipos de sistema eólico de efeito Magnus (turbina, gerador *PMSG*, conversores CA/CC, CC/CC) foram construídos para realizar experimentos em túnel de vento, possibilitando comparações dos resultados experimentais com os resultados simulados. Busca-se otimizar a extração da energia dos ventos, através de concepções e soluções inovadoras na construção da turbina, servo acionamento CC *brushless* para os cilindros girantes, implementação de algoritmos *MPPT* no controle da rotação dos cilindros e do conversor estático. Três concepções da turbina Magnus são apresentadas e três protótipos construídos. Ensaio de cilindros girantes avulsos com variações nos diâmetros e nas espirais sobrepostas são realizados em túnel de vento com colméias e medem-se as forças de sustentação e de arrasto. O “Protótipo 3” de 3 m de diâmetro com dois cilindros lisos de 150 mm de diâmetro apresentou os melhores resultados experimentais, mas ainda a potência mecânica gerada não proporcionou uma potência líquida efetiva.

**Palavras-chave:** Efeito Magnus. Turbina Eólica Magnus. Eficiência. Cilindros Girantes.

## ABSTRACT

### CONTRIBUTIONS TO THE DEVELOPMENT OF MAGNUS EFFECT WIND SYSTEM WITH MAXIMUM POWER POINT TRACKING

AUTHOR: MARO JINBO  
SUPERVISOR: GHENDY CARDOSO JUNIOR, DR.  
CO-SUPERVISOR: FELIX ALBERTO FARRET, PHD.

This work deals with an unconventional wind energy conversion system, in which the wind turbine has rotating cylinders rather than traditional blades. These cylinders can be driven by a brushless DC motor. The turbine operates on the physical principle called Magnus Effect. It presents the mathematical modeling of Magnus turbine and based on this modeling were carried out simulations in PSIM® software. It was implemented and was tested MPPT algorithms type HCC (Hill Climbing Control) for DC brushless motor control for operating the cylinders and hence the power generated by the Magnus turbine. Prototypes of Magnus effect wind system (turbine, generator PMSG, AC / DC converter, DC / DC converter) were built to perform wind tunnel experiments comparing the experimental results with simulated results. We sought to optimize the extraction of wind energy through concepts and innovative solutions in the construction of the turbine, brushless DC servo for rotating cylinders, implementing MPPT algorithms to control the rotation of the cylinder and the static converter. Three turbine concepts are presented and three prototypes were built. Loose cylinders were tested in the wind tunnel and it was measured the lift and drag forces. The "Prototype 3" is 3 m in diameter with two cylinders of 150 mm diameter showed the best experimental results, but still generated mechanical power did not provide an effective net power.

**Key Words:** Magnus Effect. Magnus Effect Wind Turbine. Efficiency.  
Rotating Cylinders.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 – Capacidade eólica instalada anualmente no mundo. ....	24
Figura 1.2 – Capacidade eólica instalada no mundo. ....	25
Figura 1.3 – Distribuição das frequências das velocidades dos ventos. ....	29
Figura 2.1 – $C_P$ em função de $\lambda$ ( $TSR$ ) de modernas turbinas de 3 pás. ....	45
Figura 2.2 – Variação de $C_P$ com $\beta$ e $\lambda$ de turbinas eólicas de 3 pás. ....	45
Figura 2.3 – Experimentos com a turbina <i>Barrel-Blade</i> em 1983. ....	46
Figura 2.4 – Turbina de efeito Magnus com espiral da MECARO do Japão. ....	47
Figura 2.5 – Força de sustentação “L” do efeito Magnus. ....	49
Figura 2.6 – Coeficiente da força de sustentação $C_L$ . ....	51
Figura 2.7 – Coeficiente da força de arrasto. ....	51
Figura 2.8 – Razão entre as forças de sustentação e de arrasto. ....	52
Figura 2.9 – Turbina de Efeito Magnus com cilindros em espiral. ....	53
Figura 2.10 – Velocidade e força aplicada sobre o cilindro. ....	54
Figura 2.11 – Curvas do Coeficiente de Potência da turbina Magnus $C_P$ vs $\lambda_2$ . ....	59
Figura 2.12 – Potência mecânica vs $\lambda_2$ da turbina Magnus. ....	59
Figura 2.13 – Modelo dinâmico da turbina e eixo do gerador. ....	60
Figura 2.14 – Modelo dinâmico simplificado da turbina e eixo do gerador. ....	61
Figura 2.15 – Seis perfis de cilindros girantes. ....	63
Figura 2.16 – Comparação de torque experimental e simulado. ....	64
Figura 2.17 – Energia consumida para rotacionar os cilindros de Perfil 3. ....	64
Figura 2.18 – Curvas de $C_{P\_líquido}$ em relação a $\lambda_1$ ( $TSR$ ) ....	65
Figura 2.19 – Curvas de $C_{P\_líquido}$ em relação a $\lambda_2$ . ....	66
Figura 2.20 – Turbina de efeito Magnus da empresa Mecaro Ltda. ....	67
Figura 2.21 – Cilindro girante com espirais sobrepostas. ....	68
Figura 2.22 – <i>End cap</i> (a) e hélices (b). ....	68
Figura 2.23 – Variações no torque resultante. ....	69
Figura 2.24 – Torque da turbina com disco-tampa. ....	70
Figura 2.25 – Potências da turbina Magnus e da convencional de 2 m de diâmetros. ....	70
Figura 2.26 – Turbina Magnus. ....	73
Figura 3.1 – Conversor CA/CC e CC/CC. ....	76
Figura 3.2 – Gerador <i>PMSG</i> , retificador trifásico e <i>boost</i> . ....	77
Figura 4.1 – Ferramental para medir a potência mecânica no eixo da turbina. ....	81
Figura 4.2 – “Sistema Eólico Magnus 1 Proposto” – Diagrama simplificado. ....	83
Figura 4.3 – “Sistema Eólico Magnus 1 Proposto” – Diagrama de blocos. ....	84
Figura 4.4 – “Sistema Eólico Magnus 1 Proposto” com detalhamento. ....	84
Figura 4.5 – Concepção 01 de turbina Magnus. ....	87
Figura 4.6 – Mancais, coroa e pinhão. ....	88
Figura 4.7 – Volante externo da “Concepção 02” de turbina Magnus. ....	88
Figura 4.8 – “Concepção 03” de turbina Magnus com eixos internos fixos. ....	90
Figura 4.9 – Dimensões de uma helicóide que compõe a espiral. ....	94
Figura 4.10 – Diagrama de blocos do sinal de referência da rotação dos cilindros. ....	96
Figura 4.11 – Máximo local da curva de potência teórica estimada. ....	97
Figura 4.12 – PCM1 Placa de Controle Magnus 1. ....	98
Figura 4.13 – Fluxograma do algoritmo <i>HCC</i> de passo fixo. ....	99
Figura 4.14 - Fluxograma do algoritmo <i>HCC</i> de passo fixo. ....	100
Figura 5.1 – Potências mecânicas calculadas, onde $N = 6$ e $2 \cdot R_2 = 75$ mm. ....	103

Figura 5.2 – Potências calculadas para $\lambda_1 = 1,22$ , $N = 6$ e $2 \cdot R_2 = 75$ mm.....	104
Figura 5.3 – Potências calculadas para $\lambda_2 = 1,20$ , $N = 6$ e $2 \cdot R_2 = 75$ mm.....	104
Figura 5.4 – Potências mecânicas calculadas, onde $N = 2$ e $2 \cdot R_2 = 150$ mm.....	105
Figura 5.5 – Potências calculadas para $\lambda_1 = 1,22$ , $N = 2$ e $2 \cdot R_2 = 150$ mm. ....	106
Figura 5.6 – Potências calculadas para $\lambda_2 = 2,40$ , $N = 2$ e $2 \cdot R_2 = 150$ mm.....	106
Figura 5.7 – Superfície de potências calculadas com dados da Tabela 5.3. ....	107
Figura 5.8 – Potências calculadas para $\lambda_1 = 2,43$ e variação de $\lambda_2$ .....	108
Figura 5.9 – Potências calculadas para $\lambda_2 = 1,15$ e variação de $\lambda_1$ .....	108
Figura 5.10 – Superfície de potências calculadas com dados da Tabela 5.4. ....	109
Figura 5.11 – Potências calculadas para $\lambda_1 = 2,20$ e variação de $\lambda_2$ .....	110
Figura 5.12 – Potências calculadas para $\lambda_2 = 1,25$ e variação de $\lambda_1$ .....	110
Figura 5.13 – Potências calculadas com vento = $7,2$ m/s, $N = 6$ e $2 \cdot R_2 = 150$ mm.....	111
Figura 5.14 – Potências calculadas para $\lambda_1 = 1,22$ , $N = 6$ e $2 \cdot R_2 = 150$ mm. ....	112
Figura 5.15 – Potências calculadas para $\lambda_2 = 2,29$ , $N = 6$ e $2 \cdot R_2 = 150$ mm.....	112
Figura 5.16 – Sistema simulado, turbina Magnus com carga mecânica. ....	113
Figura 5.17 – Modelo do $C_p$ da turbina Magnus no <i>PSIM</i> <sup>®</sup> . ....	114
Figura 5.18 – Modelo da potência mecânica da turbina Magnus no <i>PSIM</i> <sup>®</sup> . ....	115
Figura 5.19 – Modelo do Contra-Troque <i>PSIM</i> <sup>®</sup> . ....	115
Figura 5.20 – Modelo do Servo Acionamento CC no <i>PSIM</i> <sup>®</sup> . ....	116
Figura 5.21 – Modelo do <i>MPPT</i> dos cilindros no <i>PSIM</i> <sup>®</sup> . ....	117
Figura 5.22 – Valores de $C_p$ da simulação dentro do limite de Betz. ....	118
Figura 5.23 – Potências mecânicas máximas atingidas na simulação. ....	118
Figura 5.24 – Rotação dos cilindros na simulação. ....	119
Figura 5.25 – Rotação da turbina na simulação. ....	119
Figura 5.26 – Turbina Magnus, conversor CA/CC, .....	121
Figura 5.27 – Blocos idênticos: <i>MPPT</i> Cilindros ou <i>MPPT Boost</i> . ....	122
Figura 5.28 – Modelagem do <i>PMSG</i> , retificador, <i>boost</i> e carga R.....	122
Figura 5.29 – Potências elétricas máximas atingidas na simulação. ....	127
Figura 5.30 – Rastreamento da razão cíclica “ $D_1$ ” e “ $D_2$ ” .....	127
Figura 5.31 – Rastreamento da rotação ótima dos cilindros.....	128
Figura 5.32 – Rastreamento da rotação ótima turbina-gerador. ....	128
Figura 5.33 – $I_o$ para ventos de $7,5$ m/s, $3,5$ m/s e $5,5$ m/s.....	129
Figura 6.1 – Vistas frontal e posterior do “Protótipo 1” .....	131
Figura 6.2 – “Protótipo 2” com $3$ m de diâmetro. ....	132
Figura 6.3 – Rotação e potência demandada pelos cilindros do “Protótipo 2”.....	133
Figura 6.4 – Formas de onda da corrente demandada e frequência. ....	134
Figura 6.5 – Caixa de engrenagens planetária acoplado ao motor brushless CC BLM57180 da Leadshine.....	135
Figura 6.6 – Perfil da velocidade do vento com a hélice de $2700$ mm em $400$ RPM.....	136
Figura 6.7 – “Protótipo 2” – Ensaio 01: potência mecânica, rotação e torque. ....	136
Figura 6.8 – “Protótipo 2” – Ensaio 02: potência mecânica, rotação e torque. ....	137
Figura 6.9 – Curva de $C_p$ vs. $\lambda_1$ obtida do “Ensaio 2” com o “Protótipo 2”.....	138
Figura 6.10 – “Protótipo 3” de $3$ m de diâmetro. Vista a jsante.....	139
Figura 6.11 – “Protótipo 3” – Ensaio 01: potência mecânica, rotação e torque. ....	140
Figura 6.12 – Curva de $C_p$ vs. $\lambda_1$ ( <i>TSR</i> ) obtida do “Ensaio 1” com o “Protótipo 3”.....	140
Figura 6.13 – Caixa com Colméia para medir a força de sustentação. ....	141
Figura 6.14 – Máquina de fumaça à montante da hélice. ....	142

Figura 6.15 - Configuração final para medir a força de arrasto. ....	142
Figura 6.16 – Pontos de medição de vento no interior da “Caixa com Colméia”.....	143
Figura 6.17 – Perfil do vento no ponto 1 com hélice a 400 RPM no interior da caixa.....	144
Figura 6.18 – Cilindros avulsos ensaiados: A1, A2, A3, A4, A5, B1 e C1. ....	145
Figura 6.19 – Força de sustentação com cilindro Tipo A1 rotacionando a 400 RPM ensaio com ventos de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s. ....	147
Figura 6.20 – Força de sustentação com cilindro Tipo A1 rotacionando a 1000 RPM ensaio com ventos de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s. ....	148
Figura 6.21 – Força de sustentação com cilindro Tipo A1 rotacionando a 1400 RPM ensaio com ventos de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s. ....	149
Figura 6.22 – Força de sustentação com cilindro Tipo A2 rotacionando a 1000 RPM ensaio com ventos de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s. ....	150
Figura 6.23 – Força de sustentação com cilindro Tipo A2 rotacionando a 1400 RPM ensaio com ventos de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s. ....	151
Figura 6.24 – Força de sustentação do Cilindro Tipo A2 com espirais e sem rotação em ensaios com ventos médios aplicados de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s.....	152
Figura 6.25 – Força de sustentação obtida no ensaio com cilindro Tipo A3 rotacionando a 1000 RPM e ventos médios aplicados de 10,5 m/s. ....	153
Figura 6.26 – Força de sustentação obtida no ensaio com cilindro Tipo A4 rotacionando a 1000 RPM e ventos médios aplicados de 7,2 m/s...	154
Figura 6.27 – Força de Arrasto obtida no ensaio com cilindro Tipo A4 parado .....	155
Figura 6.28 – Força de arrasto obtida no ensaio com cilindro Tipo A4 parado .....	155
Figura 6.29 – Força de sustentação com cilindro Tipo B1 rotacionando a 1000 RPM ensaio com ventos médios de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s...	156
Figura 6.30 – Força de sustentação com cilindro Tipo B1 rotacionando a 1400 RPM ensaio com ventos médios de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s...	157
Figura 6.31 – Força de sustentação com cilindro Tipo B1 rotacionando a 2300 RPM ensaio com ventos médios de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s...	158
Figura 6.32 – Força de sustentação com cilindro Tipo C1 rotacionando a 1000 RPM ensaio com ventos méidos de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s...	159
Figura 6.33 – Força de sustentação com cilindro Tipo C1 rotacionando a 1320 RPM ensaio com ventos méidos de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s...	160
Figura 6.34 – Força de sustentação com cilindro Tipo C1 rotacionando a 2000 RPM ensaio com ventos médios de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s...	161
Figura 6.35 – Força de arrasto com cilindro Tipo C1 a 0 RPM ensaio com ventos méidos de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s.....	162
Figura 6.36 – Força de arrasto com cilindro Tipo C1 a 1000 RPM ensaio com ventos méidos de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s. ....	163
Figura 6.37 – Potência demandada pelo motor CC para rotacionar o cilindro de 150 mm de diâmetro de 0 até 2000 RPM. ....	165
Figura 6.38 – Protótipo do conversor <i>boost</i> com <i>MPPT</i> .....	166
Figura 6.39 – Montagem para o ensaio do <i>MPPT</i> .....	168
Figura 6.40 – Fonte CC, resistência série $R_s$ , <i>boost</i> e carga resistiva $R_o$ . ....	169
Figura 6.41 – <i>Boost</i> emulando uma resistência “ $R_{boost}$ ”.....	169
Figura 6.42- Montagem para ensaio do <i>PMSG</i> com <i>boost</i> sob carga.....	172
Figura 6.43 – Retificador, medição V-I, <i>boost</i> e $R_o$ . ....	172
Figura 6.44 – Regulador de cargas da <i>Wind Baron</i> . ....	174

Figura 6.45 – Diagrama da montagem com regulador de cargas Wind Baron .....	175
Figura A.1 – Fluxo de ar em uma turbina eólica com hélice. ....	187
Figura A.2 – <i>Momentum theory</i> de Froude, Lanchester e Betz. ....	188
Figura A.3 – Extração de energia dentro do tubo de fluxo de ar.....	189
Figura B.1 – Pt pressão total e Pe pressão estática. ....	194
Figura B.2 – Conduto cônico com constricção.....	195
Figura B.3 – Tubo de Venturi.....	195
Figura C.1 – PCM1 com PIC 18F2550 e terminais IDC.....	197
Figura C.2 – Comunicação RS232 entre display do sensor .....	198
Figura C.3 – Entradas analógicas do PIC 18F2550 da PCM1.....	199
Figura C.4 – Circuito de conversão PWM em Sinal_Vcc da “PCM1”.....	199
Figura C.5 – Circuito de conversão de Sinal_Vcc.....	200
Figura C.6 – Porta USB da PCM1. ....	200
Figura C.7 – Display LCD da PCM1. ....	201
Figura C.8 – Foto da “PCM1” .....	201
Figura D.1 – Circuito elétrico da Placa de Controle Magnus 1. ....	202
Figura E.1 – Motor de indução trifásico de ¼ CV. ....	203
Figura E.2 – Esquema simplificado de um motor <i>brushless</i> CC .....	205
Figura E.3 – Comutação de motor <i>brushless</i> .....	207
Figura E.4 – Ponte inversora trifásica CC/CA.....	207
Figura E.5 – Sinais dos sensores <i>hall</i> desfasados de 120° .....	208
Figura E.6 – As 6 etapas de fechamento das chaves S <sub>1</sub> a S <sub>6</sub> . ....	208
Figura E.7 – Níveis lógicos dos sensores Hall.....	209
Figura E.8 – Curva de torque de carga do motor <i>Brushless</i> BLM57180.....	213
Figura F.1 – Algoritmo de busca local.....	214
Figura F.2 – Função <i>Hill Climbing</i> .....	215
Figura F.3 – Cumes da função. ....	216
Figura F.4 – Função objetivo para otimização da potência.....	217
Figura F.5 – Rastreamento <i>HCC</i> de Passo Fixo.....	219
Figura F.6 – Comportamento da potência no <i>HCC</i> de Passo Fixo. ....	219
Figura F.7 – Rastreamento <i>HCC</i> de Passo Dividido.....	220
Figura F.8 – Comportamento da potência no <i>HCC</i> de Passo Dividido. ....	220
Figura F.9 – Rastreamento <i>HCC</i> de Passo Adaptativo.....	221
Figura F.10 – Comportamento da potência no <i>HCC</i> de Passo Adaptativo.....	221
Figura F.11 – Rastreamento <i>HCC</i> de Passo Exponencial.....	223
Figura F.12 – Comportamento da potência no <i>HCC</i> de Passo Exponencial. ....	223
Figura I.1 – Máquina de ímãs permanentes de fluxo axial:.....	230
Figura I.2 – Bancada com motor de indução trifásico (centro) e inversor.....	232
Figura I.3 – Relação tensão de linha de pico pela rotação do <i>PMSG Better</i> <i>Wind</i> .....	234
Figura I.4 – Relação tensão de linha de pico pela rotação do <i>PMSG Wind</i> <i>Baron</i> .....	235
Figura J.1 – Sensor de tensão do <i>boost</i> . ....	236
Figura J.2 – Relação corrente de entrada e tensão de saída do ASC712-30A. ....	238
Figura J.3 – Sensor de corrente .....	238
Figura K.1 – Componentes de um túnel de vento de circuito fechado.....	239
Figura K.2 – Componentes de um túnel de vento de circuito aberto. ....	240
Figura K.3 – Colméia do túnel de vento do IPT-SP. ....	241
Figura K.4 – Colméia fabricada com chapas de aço de 0,5 mm.....	242

Figura K.5 – Colméias fabricadas para ensaio de cilindros avulsos.....	243
Figura K.6 – “Túnel de Vento 1” com hélice de 6 pás e motor trifásico de 7,5 CV.....	245
Figura K.7 – “Túnel de Vento 2” de 2780 mm de diâmetro. ....	247
Figura K.8 – Hélice da Multi-Wing de 2700 mm de diâmetro. ....	248
Figura K.9 – Hélice, mancal, acoplamento e motor 1.6 Renault.....	248
Figura K.10 – Acelerador veicular e tacômetro via dois cabos ethernet.....	250
Figura K.11 – Sistema de medição de potência mecânica.....	252
Figura K.12 – Quadro elétrico para leitura da potência mecânica.....	253
Figura K.13 – Anemômetro Minipa MDA-20.....	254
Figura K.14 – Anemômetro THIES <i>Compact</i> e o <i>Data Logger</i> desenvolvido. ....	255
Figura K.15 – Dinamômetro Crown DBC 50 N.....	256

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 – Potência eólica instalada no mundo. ....	25
Tabela 1.2 – Matriz energética do Brasil em 2012.....	26
Tabela 1.3 – Matriz energética do Brasil em 2015.....	27
Tabela 1.4 – Velocidade dos ventos nos continentes.....	28
Tabela 1.5 – Dados dos ventos na forma de distribuição das frequências.....	29
Tabela 2.1 – Coeficientes de $C_p$ .....	44
Tabela 2.2 – Parâmetros da Turbina Magnus.....	58
Tabela 2.3 – Características dos perfis e condições de simulação tridimensional. ....	63
Tabela 2.4 – Valor ótimo de $C_{p\_líquido}$ do Perfil 3. ....	66
Tabela 4.1 – Características dos cilindros do “Protótipo 1”.....	91
Tabela 4.2 – Características dos cilindros do “Protótipo 2”.....	92
Tabela 4.3 – Projeto das espirais utilizadas no “Protótipo 2”.....	93
Tabela 5.1 – Valores para os cálculos das potências, $N = 6$ e $2 \cdot R_2 = 75$ mm. ....	103
Tabela 5.2 – Valores para os cálculos das potências, $N = 2$ e $2 \cdot R_2 = 150$ mm. ....	105
Tabela 5.3 – Dados para os cálculos das potências para vento = 7,2 m/s.....	107
Tabela 5.4 – Dados para os cálculos das potências, vento = 10,5 m/s. ....	109
Tabela 5.5 – Cálculos das potências com vento = 7,2 m/s, $N = 6$ e $2 \cdot R_2 = 150$ mm.....	111
Tabela 5.6 – Parâmetros do motor <i>brushless</i> CC.....	116
Tabela 5.7 – Dados da Turbina Magnus.....	117
Tabela 5.8 – Estimativas de potências máximas, rotações ótimas calculadas e simuladas. Estimativas de torques. ....	120
Tabela 5.9 – Parâmetros do gerador <i>PMSG</i> da ENERSUD®. ....	123
Tabela 5.10 – Potências máximas calculadas.....	123
Tabela 5.11 – Cálculo de “R” e de “D”. ....	125
Tabela 5.12 – Componentes do conversor estático.....	126
Tabela 5.13 – Potências geradas “ $P_{gen}$ ” calculadas e simuladas.....	129
Tabela 6.1 – Resultados experimentais do “Protótipo 1”.....	132
Tabela 6.2 – Potência demanda para acionar os cilindros do “Protótipo 2”.....	133
Tabela 6.3 – Especificações do “Ensaio 01” do “Protótipo 2”.....	135
Tabela 6.4 – Especificações do “Ensaio 02” do “Protótipo 2”.....	137
Tabela 6.5 – Especificações do “Ensaio 01” do “Protótipo 3”.....	139
Tabela 6.6 – Velocidades médias dos ventos no interior da “Caixa com Colméia”. ....	144
Tabela 6.7 – Dimensões dos cilindros avulsos ensaiados.....	145
Tabela 6.8 – Tabela Geral do Resultados com Cilindros Avulsos. ....	146
Tabela 6.9 – Descrição da curva do ensaio do cilindro Tipo A1 a 400 RPM. ....	147
Tabela 6.10 – Descrição da curva do ensaio do cilindro Tipo A1 a 1000 RPM. ....	148
Tabela 6.11 – Descrição da curva do ensaio do cilindro Tipo A1 a 1400 RPM. ....	149
Tabela 6.12 – Descrição da curva do ensaio do cilindro Tipo A2 a 1000 RPM. ....	150
Tabela 6.13 – Descrição da curva do ensaio do cilindro Tipo A2 a 1400 RPM. ....	151
Tabela 6.14 – Descrição da curva do ensaio do cilindro Tipo A2 sem rotação.....	152
Tabela 6.15 – Descrição do ensaio com Cilindro Tipo B1 a 1000 RPM.....	156
Tabela 6.16 – Descrição do ensaio com Cilindro Tipo B1 a 1400 RPM.....	157
Tabela 6.17 – Descrição do ensaio com Cilindro Tipo B1 a 2300 RPM.....	158
Tabela 6.18 – Descrição do ensaio com Cilindro Tipo C1 a 1000 RPM.....	159
Tabela 6.19 – Descrição do ensaio com Cilindro Tipo C1 a 1320 RPM. ....	160



Tabela 6.20 – Descrição do ensaio com Cilindro Tipo C1 a 2000 RPM.....	161
Tabela 6.21 – Descrição do ensaio de arrasto com Cilindro Tipo C1 a 0 RPM.....	162
Tabela 6.22 – Descrição do ensaio de arrasto com Cilindro Tipo C1 a 1000 RPM. ....	163
Tabela 6.23 – Tensão CC e corrente CC demandada para acionar o motor CC. ...	164
Tabela 6.24 – Especificações do <i>boost</i> .....	167
Tabela 6.25 – Resultados do <i>MPPT</i> do <i>boost</i> em bancada. ....	171
Tabela 6.26 – Resultados do <i>boost</i> sob carga. ....	173
Tabela 6.27 – Resultados com o regulador de cargas da <i>Wind Baron</i> <sup>®</sup> .....	175
Tabela 6.28 – Comparativo entre o regulador <i>Wind Baron</i> <sup>®</sup> e o <i>boost</i> com <i>MPPT</i> .....	176
Tabela E.1 – Motor de indução trifásico. ....	203
Tabela E.2 – As 6 etapas determinadas pelos níveis lógicos dos sensores. ....	209
Tabela E.3 – Motor <i>brushless</i> de aerodelismo. ....	210
Tabela E.4 – Comparação entre o motor CC convencional e o <i>brushless</i> . ....	211
Tabela E.5 – Especificações de Motores Brushless CC. ....	212
Tabela E.6 – Especificações Servo Drive ACS606. ....	213
Tabela I.1 – Parâmetros do <i>PMSG</i> da <i>Better Wind</i> .....	233
Tabela I.2 – Relação tensão de pico de linha $V_{pk}$ vs. RPM do <i>Better Wind</i> . ....	234
Tabela I.3 – Parâmetros do <i>PMSG</i> da <i>Wind Baron</i> .....	235
Tabela I.4 – Relação tensão de pico de linha $V_{pk}$ vs. RPM do <i>Wind Baron</i> . ....	235
Tabela K.1 – Características do “Túnel de Vento 1”.....	245
Tabela K.2 – Especificações do “Túnel de Vento 2” do IFSC Chapecó. ....	246
Tabela K.3 – Relação da rotação do motor à combustão e o eixo da hélice.....	250
Tabela K.4 – Especificações do anemômetro Minipa MDA-20.....	254
Tabela K.5 – Especificações Thies Compact.....	255
Tabela K.6 – Características do Crown DBC 50 N.....	256

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
<i>BEM</i>	<i>Blade Element Momentum</i>
CA	Corrente alternada
CC	Corrente contínua
<i>CFD</i>	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
<i>ESC</i>	<i>Electronic Speed Control</i>
<i>GWEC</i>	<i>Global Wind Energy Council</i>
<i>HCC</i>	<i>Hill Climbing Control</i>
IFSC	Instituto Federal de Santa Catarina
IFSul	Instituto Federal Sul-Riograndense
<i>MPPT</i>	<i>Maximum Power Point Tracking</i>
PCM	Placa de Controle Magnus
PIC	Interface Controladora de Periféricos
<i>PMSG</i>	<i>Permanent Magnet Synchronous Generator</i>
<i>PSIM</i>	<i>Simulation software</i>
PVC	Policloreto de polivinila
<i>PWM</i>	<i>Pulse Width Modulation</i>
RPM	Rotações por minuto
<i>TSR</i>	<i>Tip Speed Ratio</i>
UFPA	Universidade Federal do Pará
UFSM	Universidade Federal de Santa Maria
USB	Universal Serial Bus

## LISTA DE SÍMBOLOS

$C_P$	Coeficiente de potência
$R_1$	Raio da turbina Magnus
$R_2$	Raio do cilindro girante
$\lambda_1$	Relação velocidade de ponta do cilindro em relação ao vento. <i>TSR</i>
$\lambda_2$	Velocidade tangencial em relação a velocidade do vento
$\rho$	Densidade do ar
$A_D$	Área do disco atuador
$U$	Velocidade média do fluido
$U_\infty$	Velocidade do ar laminar
$a$	Fator de interferência axial do fluxo (variação de velocidade).
$a'$	Fator de mudança do fluxo tangencial
$\omega_t, \omega_T$	Velocidade angular da turbina
$\beta$	Ângulo das pás em relação à direção do vento
$V_t$	Velocidade tangencial
$L$	Força de sustentação ( <i>Lift Force</i> )
$\Gamma$	Circulação
$\Omega$	Velocidade angular
$\Omega_1$	Velocidade angular da turbina
$\Omega_2$	Velocidade angular do cilindro
$C_L$	Coeficiente da força de sustentação
$C_T$	Coeficiente de força longitudinal
$C_P$	Coeficiente de potência
$Re$	Módulo de Reynolds
$\mu$	Viscosidade dinâmica do fluido
$N$	Número de cilindros
$D$	Diâmetro do duto que escoar o fluido
$W$	Velocidade relativa resultante da seção cilíndrica Força de impulso
$\delta r_1$	Segmento
$\Phi$	Ângulo entre a resultante da velocidade relativa $W$ e o plano do disco
$A$	Razão entre comprimento e o diâmetro do cilindro
$\sigma_T$	Solidez do rotor
$T_T$	Torque da turbina
$T_G$	Torque do gerador
$J_T$	Momento de inércia da turbina
$J_G$	Momento de inércia do gerador
$K$	Rigidez do eixo de acoplamento
$b$	Amortecimento do eixo de acoplamento
$K_E$	Relação de transformação da caixa de engrenagens
$\omega_T^G$	Velocidade angular da turbina referida ao lado do gerador
$\omega_G$	Velocidade angular do gerador
$T_T^G$	Torque da turbina referida ao lado do gerador
$p$	Número de pólos
$D_r$	Diâmetro do rotor
$\ell$	Comprimento axial do rotor
$N_e$	Número de espiras

B	Densidade de fluxo magnético no entreferro
I	Corrente no motor
D	Razão cíclica
C <sub>1</sub>	Capacitor de saída do retificador
C <sub>2</sub>	Capacitor de saída do <i>boost</i>
L <sub>f</sub>	Indutância de filtro
C <sub>f</sub>	Capacitância de filtro
L	Indutância do <i>boost</i>
D <sub>1</sub>	Diodo do <i>boost</i>
S	Mosfet
R	Resistência de carga do <i>boost</i>
V <sub>in</sub>	Tensão média de entrada do <i>boost</i>
V <sub>L</sub>	Tensão no indutor
V <sub>o</sub>	Tensão média de saída do <i>boost</i>
I <sub>L</sub>	Corrente no indutor do <i>boost</i>
I <sub>o</sub>	Corrente n carga
T <sub>s</sub>	Período de chaveamento
P <sub>in</sub>	Potência ativa na entrada do <i>boost</i>
P <sub>o</sub>	Potência ativa na carga
Δi <sub>L</sub>	ondulação da corrente na indutância
V <sub>pk</sub>	Tensão de pico
T	Torque
ω	Velocidade angular do eixo
C <sub>di</sub>	Diâmetro interno do cilindro
B <sub>h</sub>	Altura da barbatana
B <sub>p</sub>	Passo da barbatana em torno do cilindro
C <sub>l</sub>	Comprimento do cilindro
C <sub>de</sub>	Diâmetro externo do cilindro com barbatanas
B <sub>pe</sub>	Perímetro externo de 1 helicoide (barbatana) descontando o corte (vão)
B <sub>pi</sub>	Perímetro interno de 1 helicoide (barbatana) descontando o corte (vão)
B <sub>ri</sub>	Raio interno da helicoide (barbatana)
B <sub>re</sub>	Raio externo da helicoide (barbatana)
B <sub>pte</sub>	Perímetro total externo de 1 helicoide (barbatana) incluindo o corte
A <sub>l</sub>	Comprimento do arco externo do corte da helicoide
A <sub>a</sub>	Ângulo do arco de corte da helicoide
N <sub>h</sub>	Número de helicoides por comprimento de 1 cilindro
ΔQM	Taxa da variação na quantidade de movimento
γ	Peso específico
P <sub>e</sub>	Pressão estática
P <sub>d</sub>	Pressão dinâmica
Q	Vazão
Z <sub>1</sub> , Z <sub>2</sub>	Cotas
P <sub>1</sub>	Pressão total no ponto 1
P <sub>2</sub>	Pressão total no ponto 2
N <sub>s</sub>	Rotação do <i>PMSG</i> em RPM

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>24</b>
1.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS	24
1.2	OBJETIVOS	31
1.2.1	Objetivos Gerais	31
1.2.2	Objetivos Específicos	31
1.3	MOTIVAÇÃO	32
1.4	ESTADO DA ARTE	33
1.5	CONTRIBUIÇÕES DA TESE	34
1.6	ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	35
1.7	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	37
<b>2</b>	<b>TURBINA EÓLICA DE EFEITO MAGNUS</b>	<b>41</b>
2.1	AERODINÂMICA DE TURBINAS EÓLICAS DE EIXO HORIZONTAL	41
2.1.1	Potência Extraída do Vento	41
2.1.2	Coeficiente de Potência	42
2.1.3	O limite de $C_p$ ou limite de Lanchester-Betz	42
2.1.4	Coeficiente de força longitudinal ( <i>Thrust Coefficient</i> )	43
2.2	MODELO MATEMÁTICO DAS TURBINAS EÓLICAS CONVENCIONAIS	43
2.3	TURBINA EÓLICA DE EFEITO MAGNUS	45
2.3.1	Histórico da Turbina Magnus	45
2.3.2	Efeito Magnus	48
2.4	MODELO DA TURBINA DE EFEITO MAGNUS	52
2.5	MODELO DINÂMICO DA TURBINA	60
2.6	PERFIL DOS CILINDROS GIRANTES DA TURBINA MAGNUS	63
2.7	MOTOR ELÉTRICO PARA O ACIONAMENTO DOS CILINDROS	72
2.8	CONTROLE DA TURBINA EÓLICA MAGNUS	72
2.8.1	Controle da Rotação dos Cilindros da Turbina Eólica Magnus	74
2.8.2	Controle da Rotação da Turbina Eólica Magnus	74
2.8.3	Algoritmo Hill Climbing Control	74
2.9	CONCLUSÕES	75
<b>3</b>	<b>CONVERSORES ESTÁTICOS</b>	<b>76</b>
3.1	CONVERSOR CA/CC E CONVERSOR CC/CC BOOST	76
<b>4</b>	<b>SISTEMA EÓLICO MAGNUS PROPOSTO</b>	<b>80</b>
4.1	FERRAMENTAL PARA MEDIÇÃO DA POTÊNCIA MECÂNICA	81
4.2	SISTEMA EÓLICO MAGNUS 1 PROPOSTO - TURBINA MAGNUS, GERADOR PMSG, CONVERSOR ESTÁTICO (BOOST) E CARGA R.	83
4.3	TURBINAS EÓLICAS MAGNUS PROPOSTAS	86
4.3.1	Turbinas Eólicas Magnus da Concepção 01	86
4.3.2	Turbinas Eólicas Magnus da Concepção 02	88
4.3.3	Turbinas Eólicas Magnus da Concepção 03	89
4.4	CILINDROS COM ESPIRAIS SOBREPOSTAS – PROJETO E FABRICAÇÃO	91
4.4.1	Cilindros do “Protótipo 1” (Concepção 1)	91
4.4.2	Cilindros do “Protótipo 2” (Concepção 3)	91

4.5	O CONTROLE DAS TURBINAS MAGNUS PROPOSTOS.....	95
4.5.1	Sistema de Acionamento e <i>MPPT</i> Proposto dos Cilindros.....	95
4.5.2	O <i>MPPT</i> da Rotação da Turbina Proposta.....	97
4.5.3	Placa de Controle Magnus 1 – PCM1 .....	97
4.6	ALGORITMOS PROPOSTOS.....	98
4.6.1	<i>HCC</i> Passo Fixo.....	98
4.6.2	<i>HCC</i> Passo Fixo, Adaptativo e Estratégia de Partida.....	99
<b>5</b>	<b>RESULTADOS DE SIMULAÇÕES.....</b>	<b>102</b>
5.1	CÁLCULOS ANALÍTICOS DAS POTÊNCIAS MECÂNICAS DA TURBINA MAGNUS.....	102
5.1.1	Estimativas de Potência para o “Protótipo 2” .....	103
5.1.2	Estimativas de Potência para o “Protótipo 3” .....	105
5.1.3	Estimativas de Potências para Simulações da Configuração 1 - Turbina Magnus com Carga Mecânica.....	107
5.1.4	Estimativas de Potências para Simulações da Configuração 2 – Turbina Magnus, <i>PMSG</i> , <i>Boost</i> e Carga R.....	111
5.2	CONFIGURAÇÃO 01 - TURBINA DE EFEITO MAGNUS COM CONTRA-TORQUE.....	113
5.2.1	Modelagem Simulada no <i>PSIM</i> <sup>®</sup> da “Configuração 1”.....	113
5.2.2	Simulação da Turbina de Efeito Magnus com Contra-Torque.....	117
5.3	CONFIGURAÇÃO 02 – TURBINA DE EFEITO MAGNUS, <i>PMSG</i> , CONVERSOR ESTÁTICO E CARGA RESISTIVA.....	121
5.3.1	Modelagem Simulada no <i>PSIM</i> <sup>®</sup> da “Configuração 2”.....	121
5.4	CONCLUSÕES DAS SIMULAÇÕES .....	129
<b>6</b>	<b>RESULTADOS EXPERIMENTAIS .....</b>	<b>131</b>
6.1	RESULTADOS EXPERIMENTAIS – “PROTÓTIPO 1” .....	131
6.2	RESULTADOS EXPERIMENTAIS – “PROTÓTIPO 2” .....	132
6.2.1	Potência Demandada no <i>Servo Drive</i> e Motor <i>Brushless CC</i> .....	132
6.2.2	“Protótipo 2” – Ensaio 01 – Sem Efeito Magnus .....	135
6.2.3	“Protótipo 2” – Ensaio 02 – Com Efeito Magnus .....	137
6.3	RESULTADOS EXPERIMENTAIS – “PROTÓTIPO 3” .....	139
6.4	RESULTADOS EXPERIMENTAIS – “CILINDROS AVULSOS” .....	141
6.4.1	Características dos Cilindros Avulsos Ensaados .....	144
6.4.2	Ensaios do Cilindro Tipo A1 – Força de Sustentação .....	147
6.4.3	Ensaios do Cilindro Tipo A2 – Força de Sustentação.....	150
6.4.4	Força de Sustentação Produzida pelas Espirais sem Efeito Magnus .....	152
6.4.5	Ensaios do Cilindro Tipo A3 – Força de Sustentação .....	153
6.4.6	Ensaios do Cilindro Tipo A4 – Força de Sustentação .....	153
6.4.7	Ensaios do Cilindro Tipo A4 – Força de Arrasto .....	154
6.4.8	Ensaios do Cilindro Tipo B1 – Força de Sustentação .....	155
6.4.9	Ensaios do Cilindro Tipo C1 – Força de Sustentação .....	158
6.4.10	Ensaios do Cilindro Tipo C1 – Força de Arrasto .....	161
6.4.11	Potência Demandada na Rotação do Cilindro Avulso.....	164
6.5	RESULTADOS EXPERIMENTAIS DO <i>BOOST</i> COM <i>MPPT</i> .....	166
6.5.1	Comprovação do Funcionamento do <i>MPPT</i> do <i>Boost</i> .....	168
6.5.2	Ensaio do <i>PMSG</i> e o <i>Boost</i> sob Carga para Avaliação de Perdas .....	171
6.5.3	Ensaio do <i>PMSG</i> e Regulador de Cargas da <i>Wind Baron</i> <sup>®</sup> .....	174
6.6	CONCLUSÕES DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS .....	177
<b>7</b>	<b>CONCLUSÕES.....</b>	<b>178</b>

7.1	PRINCIPAIS CONTRIBUIÇÕES DESTA TESE .....	179
7.2	SUGESTÕES PARA PROSSEGUIMENTO DESTA PESQUISA .....	179
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>181</b>
	APÊNDICES.....	187
	APÊNDICE A – TEORIA DO DISCO ATUADOR .....	187
	APÊNDICE B – FUNDAMENTOS DA DINÂMICA DOS FLUIDOS .....	193
	APÊNDICE C – PLACA DE CONTROLE MAGNUS “PCM1” .....	197
	APÊNDICE D – DIAGRAMA ELÉTRICO DA “PCM1” .....	202
	APÊNDICE E – MOTORES ELÉTRICOS PARA OS CILINDROS .....	203
	APÊNDICE F – ALGORITMO <i>HILL CLIMBING</i> .....	214
	APÊNDICE G – CÓDIGOS DOS <i>HCC</i> CILINDROS E <i>BOOST</i> .....	224
	APÊNDICE H – CÓDIGO DO <i>MPPT</i> DO PROTÓTIPO <i>BOOST</i> .....	226
	APÊNDICE I – GERADOR SÍNCRONO DE ÍMÃS PERMANENTES.....	229
	APÊNDICE J – SENSOR DE TENSÃO E CORRENTE DO <i>BOOST</i> .....	236
	APÊNDICE K – TÚNEL DE VENTO.....	239
	APÊNDICE L – LINKS PARA VÍDEOS DEMONSTRATIVOS .....	257
	APÊNDICE M – PUBLICAÇÕES.....	258
	ANEXO A – ESPECIFICAÇÕES DO MOTOR <i>BRUSHLESS</i> .....	260

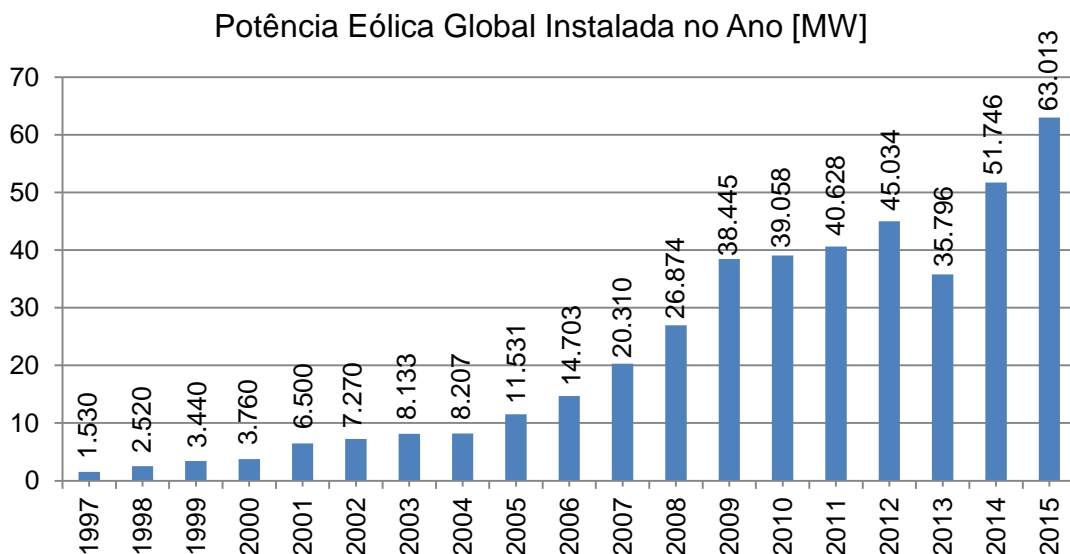
# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Considerações Iniciais

As fontes renováveis de energia, tal como a eólica tem contribuído cada vez mais para atender a crescente demanda de energia elétrica ao redor do mundo. As tecnologias de sistemas eólicos vêm evoluindo através dos anos, das primeiras turbinas comerciais de 50 kW com 15 m de diâmetro da década de 1980 até as mais recentes de 7.580 kW com 127 m de diâmetro do rotor, sem caixa de engrenagens, velocidade variável e com ajuste do passo das pás (ENERCON, 2016). Com essa evolução o custo da energia eólica vem caindo e os sistemas eólicos operam durante um maior período sem necessidades de manutenções.

A capacidade global instalada anualmente de sistemas de geração eólica aumentou de 1.530 MW em 1997 para 63.013 MW no final em 2015 conforme dados da *GWEC (Global Wind Energy Council)* apresentados na Figura 1.1.

Figura 1.1 – Capacidade eólica instalada anualmente no mundo.

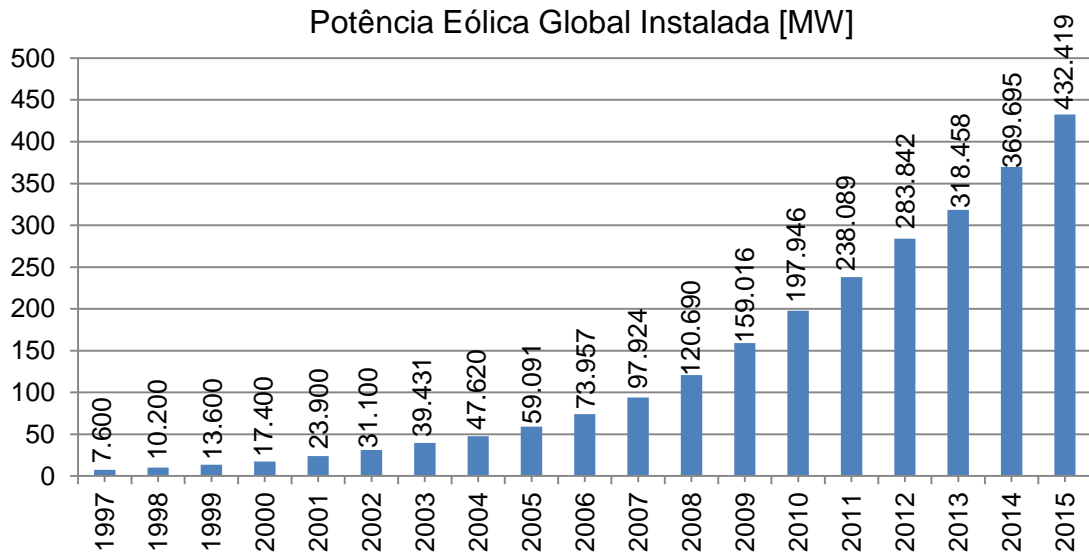


Fonte: *Global Wind Energy Council*, 2016.



A potência eólica global instalada e acumulada alcançou 432.419 MW no final de 2015 conforme dados da *GWEC (Global Wind Energy Council)* apresentados na Figura 1.2. Um aumento de 7,31 vezes a capacidade instalada na última década.

Figura 1.2 – Capacidade eólica instalada no mundo.



Fonte: *Global Wind Energy Council*, 2016.

Na Tabela 1.1 estão os dados das potências eólicas instaladas em alguns países que se destacam em seus respectivos continentes.

Tabela 1.1 – Potência eólica instalada no mundo.

(continua)

Potência Eólica Instalada Global (MW)			
	Final de 2014 (Total)	Novas em 2015	Final de 2015 (Total)
<b>África</b>			
África do Sul	570	483	1.053
Marrocos	787	-	787
Egito	610	-	610
<b>Ásia</b>			
China	114.604	30.500	145.104
Índia	22.465	2.623	25.088
Japão	2.794	245	3.038
Coréia do Sul	610	225	835
<b>Europa</b>			
Alemanha	29.128	6.013	44.947

(conclusão)

	Final de 2014 (Total)	Novas em 2015	Final de 2015 (Total)
Espanha	23.025	-	23.025
Reino Unido	12.633	975	13.603
França	9.285	1.073	10.358
<b>América</b>			
USA	65.877	8.598	74.471
Canadá	9.694	1.506	11.200
Brasil	5.962	2.754	8.715
Chile	764	169	933
Argentina	271	8	279

Fonte: Global Wind Energy Council, 2016.

O cenário da energia eólica no Brasil no período de 2001 a 2012 também foi de um aumento expressivo da potência instalada quando em 2001 era de 21 MW contribuindo com 0,03% na matriz energética, atingindo em 2012 a potência de 2.044 MW contribuindo com então 1,56% conforme Tabela 1.2 (ANEEL, 2013).

Tabela 1.2 – Matriz energética do Brasil em 2012.

Empreendimentos em Operação							
Tipo		Capacidade Instalada		%	Total		%
		N.º de Usinas	(kW)		N.º de Usinas	(kW)	
Hidro		1.054	84.766.035	64,47	1.054	84.766.035	64,48
Gás	Natural	111	12.007.805	9,13	150	13.691.468	10,41
	Processo	39	1.683.663	1,28			
Petróleo	Óleo Diesel	1.003	3.470.166	2,64	1.037	7.720.813	5,87
	Óleo Residual	34	4.250.647	3,23			
Biomassa	Bagaço de Cana	369	8.658.312	6,59	456	10.394.590	7,91
	Licor Negro	14	1.246.222	0,95			
	Madeira	45	379.235	0,29			
	Biogás	19	74.388	0,06			
	Casca de Arroz	9	36.433	0,03			
Nuclear		2	2.007.000	1,53	2	2.007.000	1,53
Carvão Mineral	Carvão Mineral	12	2.664.328	2,03	12	2.664.328	2,03
Eólica		93	2.044.538	1,56	93	2.044.538	1,56
Importação	Paraguai		5.650.000	5,46		8.170.000	6,21
	Argentina		2.250.000	2,17			
	Venezuela		200.000	0,19			
	Uruguai		70.000	0,07			
Total		2.819	131.470.702	100	2.819	131.470.702	100

Fonte: ANEEL – Banco de Informações de Geração, 2013.

Em 2012 eram 93 empreendimentos de geração de energia eólica e em 2015 foi para 354 empreendimentos, passando sua contribuição na matriz energética brasileira de 1,56% para 5,7% de acordo com os dados da Tabela 1.3 (ANEEL, 2016).

Tabela 1.3 – Matriz energética do Brasil em 2015.

Empreendimentos em Operação							
Tipo		Capacidade Instalada		%	Total		%
		N.º de Usinas	(kW)		N.º de Usinas	(kW)	
Hidro	Potencial	1216	92.392.778	61,298	1216	92.392.778	61,298
Fóssil	Carvão min.	22	3.612.155	2,3964	22	3.612.155	2,3964
	Gás Natural	149	12.430.277	8,2469	149	12.430.277	8,2469
	Petróleo	2191	10.016.586	6,6455	2191	10.016.586	6,6455
	Outros fósseis	1	147.300	0,0977	1	147.300	0,0977
Biomassa	Agroindustriais	411	10.717.215	7,1103	523	13.352.011	8,8581
	Biocomb. Líq.	2	4.350	0,0028			
	Floresta	86	2.544.823	1,6883			
	Resíd. Anim.	10	1.924	0,0012			
	Res. Sol. Urb.	14	83.699	0,0555			
Nuclear	Urânio	2	1.990.000	1,3202	2	1.990.000	1,3202
Solar	Radiação	38	22.933	0,0152	38	22.933	0,0152
Eólica	Ventos	354	8.592.590	5,7007	354	8.592.590	5,7007
Importação	Paraguai		5.650.000	3,7485			5,4204
	Argentina		2.250.000	1,4927			
	Venezuela		200.000	0,1326			
	Uruguai		70.000	0,0464			
Total		4.496	150.726.630	100	4496	150.726.630	100

Fonte: ANEEL – Banco de Informações de Geração, 2016.

A Tabela 1.4 a seguir relaciona três faixas de velocidades de vento a uma altura de 50 m e o percentual territorial de cada continente abrangido por elas. Baseado nestes dados pode-se afirmar que na América do Norte e na Europa Ocidental predominam locais com ventos na terceira faixa da tabela, entre 7,5 m/s a 11,9 m/s. Por outro lado, na América Latina em 8% do território predominam ventos na primeira faixa entre 6,4 m/s a 7,0 m/s e com percentual superior a 5% do território com ventos acima de 7,0 m/s. Estes dados destacam a importância do desenvolvimento de sistemas eólicos que sejam eficientes dentro das primeira e segunda faixas de velocidades do vento, abaixo dos 7,5 m/s, característicos de nosso país também (CUSTÓDIO, 2009).

Tabela 1.4 – Velocidade dos ventos nos continentes.

Velocidade do vento a 50 m de altura						
Região / Continente	6,4 a 7,0 m/s		7,0 a 7,5 m/s		7,5 a 11,9 m/s	
	1000 km <sup>2</sup>	%	1000 km <sup>2</sup>	%	1000 km <sup>2</sup>	%
África	3.750	12	3.350	11	200	1
Austrália	850	8	400	4	550	5
América do Norte	2.550	12	1.750	8	3.350	15
América Latina	1.400	8	850	5	590	5
Europa Ocidental	350	8,6	416	10	371	22
Europa Ocidental e ex-URSS	3.377	15	2.260	10	1.146	5
Ásia (excluindo ex-URSS)	1.550	6	450	2	200	5
Mundo	13.650	10	9.550	7	8.350	6

Fonte: GRUBB, 1993.

A incidência eólica apresenta variações importantes e não determinísticas. A velocidade é uma variável aleatória contínua e assim para facilitar a análise faz-se uma discretização dos dados cujo estudo é feito por meio de análise probabilística. Os dados da Tabela 1.5, representados graficamente na Figura 1.3, consistem nas frequências em que ocorrem determinadas velocidades de ventos divididas em faixas de 1 m/s de variação. Esses dados são obtidos por meios de medições das velocidades dos ventos realizadas em estações anemométricas que registram continuamente as velocidades médias dos ventos em períodos discretos que podem ser de minutos ou de horas. Para fins de estudos da energia eólica, o período usado é, normalmente, de 10 minutos (CUSTÓDIO, 2009).

Na Figura 1.3 é apresentado um gráfico com os histogramas da distribuição das frequências das velocidades dos ventos, obtido a partir da Tabela 1.5.

A função de densidade de probabilidade mais adequada à distribuição do vento é a função de Weibull, dada pela seguinte expressão:

$$f(v) = \frac{k}{c} \cdot \left(\frac{v}{c}\right)^{k-1} \cdot e^{-\left(\frac{v}{c}\right)^k} \quad (1.1)$$

onde:

v = velocidade do vento [m/s];

c = fator de escala [m/s];

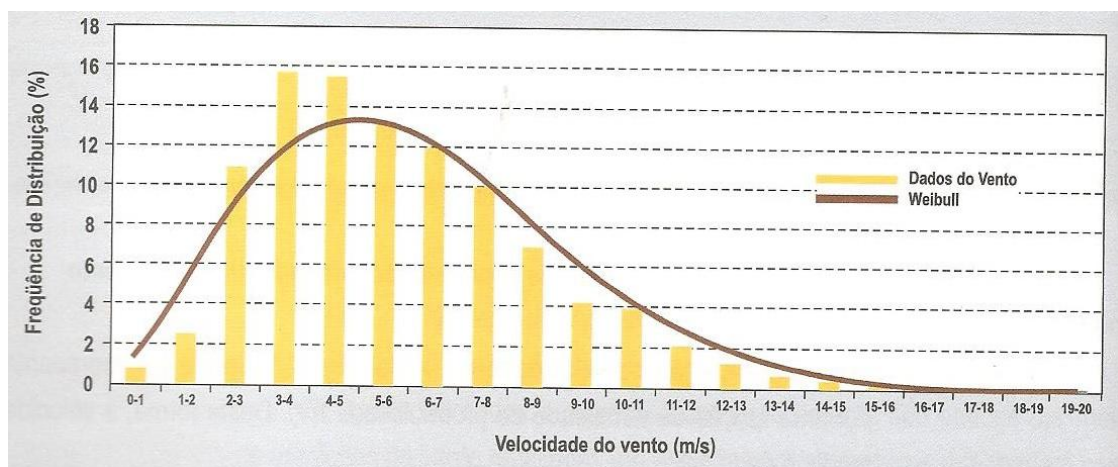
k = fator de forma [adimensional].

Tabela 1.5 – Dados dos ventos na forma de distribuição das frequências.

Velocidade do vento [m/s]	Número de ocorrências	Frequência Relativa [%]
0 - 1	47	0,74
1 - 2	160	2,51
2 - 3	700	10,97
3 - 4	1007	15,78
4 - 5	993	15,56
5 - 6	853	13,37
6 - 7	766	12,01
7 - 8	644	10,09
8 - 9	447	7,01
9 - 10	270	4,23
10 - 11	250	3,92
11 - 12	134	2,10
12 - 13	78	1,22
13 - 14	36	0,56
14 - 15	23	0,36
15 - 16	5	0,08
16 - 17	6	0,09
17 - 18	2	0,03
18 - 19	1	0,02
19 - 20	3	0,05
> 20	0	0,00
<b>Total</b>	<b>6425</b>	<b>100</b>

Fonte: Custódio, 2009.

Figura 1.3 – Distribuição das frequências das velocidades dos ventos.



Fonte: Custódio, 2009.

O crescimento da potência instalada de sistemas eólicos, no mundo bem como no Brasil, acentuou-se ainda mais nestes últimos 10 anos, o que demonstra a

importância do desenvolvimento de tecnologias para geração de energia elétrica a partir dos ventos. No Brasil a captação da energia dos ventos para produzir energia, faz-se principalmente através de aerogeradores concentrados em parques eólicos, as usinas eólicas. Outra possibilidade pouco explorada em nosso país é a utilização de micro aerogeradores para geração distribuída de energia elétrica. A turbina eólica de efeito Magnus do presente trabalho poderia ser uma alternativa para micro geração.

## 1.2 Objetivos

### 1.2.1 Objetivos Gerais

Esta tese objetiva o desenvolvimento de um sistema eólico baseado no efeito Magnus para microgeração de energia elétrica. Além disso, objetiva o estudo experimental do comportamento do efeito Magnus para as variações de diâmetros dos cilindros girantes e da espiral sobreposta, peças fundamentais da turbina para maximizar a captação de energia. O sistema proposto é composto por protótipo de turbina Magnus, motor *Brushless DC*, *PMSG* (*Permanent Magnet Synchronous Generator*), conversor estático *CC/CC* (*boost*) e carga. Objetiva-se também o desenvolvimento de um túnel de vento de potência suficiente para realizar os ensaios dos protótipos construídos.

### 1.2.2 Objetivos Específicos

O desenvolvimento do sistema eólico de efeito Magnus proposto nesta tese aborda os seguintes objetivos específicos:

- 1) Realizar cálculos analíticos no software *Matlab*<sup>®</sup> utilizando-se o modelo matemático do  $C_P$  (coeficiente de potência) da turbina Magnus visando à compreensão das influências dos parâmetros como o diâmetro, o comprimento e a velocidade de rotação dos cilindros, a velocidade de rotação da turbina, velocidade dos ventos nas estimativas das potências geradas;
- 2) Realizar simulações no software *PSIM*<sup>®</sup> para demonstrar o *MPPT* de um sistema eólico completo: turbina de efeito Magnus, gerador *PMSG*, servo acionamento *CC* dos cilindros girantes com motor *brushless*, conversores estáticos *CA/CC* e *CC/CC* (*boost*) e a máxima potência sendo entregue a uma carga resistiva. Além disso, realizar simulações com a turbina Magnus e uma carga mecânica controlada no eixo para estimar o torque e a rotação da turbina;
- 3) Implementar protótipos de sistema eólico de efeito Magnus buscando soluções tecnológicas (aerodinâmica, materiais, controle, acionamento, conversores, entre outras) para aumentar o rendimento;

- 4) Realizar um estudo experimental com cilindros avulsos no túnel de vento objetivando determinar as influências das variações no diâmetro, da altura das espirais sobrepostas, do número de entradas de espirais, da velocidade de rotação nas forças de sustentação e arrasto medidos e também a potência demandada para rotacioná-los;
- 5) Desenvolver ferramentas para os ensaios dos protótipos de sistemas eólicos de efeito Magnus. Desenvolver um *data logger* que realize as leituras e os registros das direções e das velocidades dos ventos, que utilize anemômetro de conchas de precisão, como o da fabricante alemã THIES. Construir um túnel de vento no IFSC Chapecó de baixo custo que possibilite o ensaio de micro turbinas eólicas com até 3 m de diâmetro e cilindros avulsos.

### 1.3 Motivação

A contribuição da energia eólica na matriz energética mundial tem aumentado significativamente. No Brasil, a situação não é diferente onde, em 2015, a energia eólica passou a contribuir com 5,70% de capacidade instalada, em 2012 era 1,56%. Mesmo com a evolução da capacidade eólica instalada ainda é imenso o potencial eólico disponível no nosso país para ser aproveitado, seja com usinas eólicas, ou com pequenos aerogeradores para microgeração. Pesquisas e desenvolvimentos de sistemas eólicos inovadores que possibilitem o aproveitamento dos potenciais eólicos com maior eficiência ou em faixas de ventos que não têm sido bem aproveitadas (ventos menores que 4 m/s ou maiores que 25 m/s), podem ser uma das direções que apontam para a evolução das tecnologias eólicas. Sistemas eólicos com características que melhor aproveitem ventos em velocidades abaixo dos 7 a 8 m/s são necessários, pois nestas faixas estão os maiores percentuais de ocorrências de ventos no território brasileiro. Os sistemas eólicos com turbina de efeito Magnus de que trata o presente trabalho tem apresentado em recentes pesquisas no exterior, Japão e Rússia, características vantajosas em relação às turbinas eólicas convencionais, demonstrando serem capazes de operar com ventos a partir de 2 m/s e acima de 25 m/s até de 40 m/s (BYCHKOV, 2007). Apesar de a indústria dominar a tecnologia eólica com efeito Magnus, até o presente momento (2016) são poucas as publicações científicas a respeito.



## 1.4 Estado da Arte

A empresa japonesa Mecaro Ltda. desde 2007 fabrica comercialmente turbinas eólicas de efeito Mangus de 11,5 m de diâmetro de acordo com as informações na aba dos produtos no site da empresa (MECARO). Mas observou-se acompanhando o site da empresa, entre julho de 2012 a julho de 2016, que praticamente não houve nenhuma atualização, do tipo fotos de novas turbinas instaladas recentemente, artigos técnicos referentes ao tema, lançamento de novas turbinas de diâmetros variados entre outras novidades. O que induz a pensar que foi ultrapassada a barreira tecnológica para fabricação comercial da Magnus, porém ainda não se popularizou por alguma razão.

Pode-se considerar que a turbina Magnus da Mecaro descrita na patente de Murakami (2009) é o estado da arte. A turbina possui 5 cilindros girantes com barbatanas em espiral e discos de diâmetro maior em suas extremidades. Estas duas características são apontadas como as mais relevantes para maximizar o coeficiente de potência deste tipo de turbina, pelo autor, através de descrições, de desenhos e figuras com curvas de torques e potências resultantes. Resultados de ensaios ao ar livre na prefeitura de Akita apresentados na patente indicam que turbinas Magnus de 2 m de diâmetro com 5 cilindros são mais eficientes que turbinas convencionais de 3 pás de mesmo diâmetro.

Em revistas científicas da física como *Journal of Physics (IOP Publishing)* pode-se encontrar resultados experimentais e simulados com as turbinas Magnus e os cilindros girantes isolados. Bychkov (2007) descreveu experimentos com protótipos Magnus de até 2 m de diâmetro e equipados com cilindros de diâmetros entre 5 a 9 cm. Também realizou ensaios de cilindros isolados de 15 cm de diâmetro em túnel de vento. Bychkov conclui que o número de cilindros ótimo é 6, e a faixa de velocidade dos ventos que maximiza a potência gerada é para ventos abaixo de 8 m/s.

Encontram-se publicações relacionadas em revistas científicas da física como o *Journal of Renewable and Sustainable Energy (AIP American Institute of Physics)*. Luo (2011) apresenta modelos matemáticos para a turbina Magnus e Sun (2012) apresenta simulações numéricas com cilindros entre outras publicações.

De forma geral são muito raras as publicações que tratam de turbinas eólicas de efeito Magnus, mesmo em portais como o da *IEEE* (Instituto de Engenheiros Eletricistas e Eletrônicos) não ultrapassam uma dezena delas.

## 1.5 Contribuições da Tese

- 1) Demonstrar através de simulações a extração da máxima potência líquida dos ventos, o *MPPT* (*Maximum Power Point Tracking*), de um sistema eólico Magnus completo de pequeno porte composto pelo modelo matemático da turbina Magnus, gerador de ímãs permanentes, conversor estático e carga resistiva. Inclui-se também o sistema de servo acionamento CC dos cilindros;
- 2) Apresentar resultados experimentais com cilindros avulsos em túnel de vento. Ensaíram-se variações de diâmetros, espirais sobrepostas, rotações dos cilindros e velocidades dos ventos. Mediram-se as forças de sustentação e de arrasto e a potência demanda para manter a rotação do cilindro com motor CC;
- 3) Apresentar resultados experimentais com protótipos de turbinas eólicas de efeito Magnus;
- 4) Apresentar subsídios para projetos e ensaios de turbinas eólicas Magnus. As colméias geralmente utilizadas em túneis de vento de formato hexagonal, como as do túnel de vento do IPT (Instituto de Pesquisas Tecnológicas - SP), são materiais empregados nas indústrias aeronáuticas com custo elevado (TECHSPEED) (BARRACUDA). Apresentou-se uma metodologia para fabricação de colméias com células em formato quadrado de baixíssimo custo, utilizando-se aço galvanizado de 0,5 mm de espessura e cortadas na eletroerosão. Pode-se adequar para a construção das colméias nas dimensões das células e profundidades desejadas, diferente das soluções comerciais caras que são fornecidas com células e blocos com dimensões pré-determinadas; Túnel de vento de 2780 mm de diâmetro de baixo custo relativo de construção para ensaios de microturbinas eólicas, sem consumo de energia elétrica, acionado por um motor a combustão veicular 1.6 com 98 CV de potência (gasolina) e 106 CV (etanol); Sistema microcontrolado com comunicação RS232 via USB para aquisição da

potência mecânica no eixo de micro turbinas eólicas e armazenamento no computador; *Data logger* de relativo baixo custo para leituras e registros da direção e velocidades dos ventos através de anemômetros de conchas de alta precisão como os da THIES. Estes anemômetros geralmente são utilizados nas prospecções e nos monitoramentos de usinas eólicas; Três concepções de turbina eólica Magnus. A primeira com dois mancais no cubo para sustentar os cilindros girantes. A segunda com um mancal no cubo e um mancal na extremidade oposta preso a um anel externo. A terceira com cilindros girantes (cascas) com eixo interno fixo ao cubo. A primeira e a terceira concepções foram implementadas em protótipos e ensaiadas em túnel de vento o que necessitou a busca de diversas soluções tecnológicas que são apresentadas no presente trabalho, tais como: anel coletor para transmitir sinal de controle e potência ao cubo, sistema de controle e acionamento para os cilindros, sistema de engrenagens (coroa e pinhões) e engrenagens planetárias para transmitir a rotação do motor *brushless* CC para os cilindros, metodologia para projeto e fabricação das espirais em polietileno;

## 1.6 Organização do Trabalho

Apresenta-se inicialmente no CAPÍTULO 1, um panorama da evolução da energia eólica no mundo e no Brasil com dados atualizados de 2015. Descreve-se o objetivo principal do presente trabalho que é implementar um protótipo de turbina eólica de efeito Magnus motivado pela turbina de 11,5 m de diâmetro desenvolvida pela empresa japonesa Mecaro em 2007.

Os fundamentos da mecânica dos fluidos para o entendimento e o desenvolvimento da turbina Magnus e o túnel de vento são apresentados no CAPÍTULO 2 e complementados nos APÊNDICES A e B. Apresentam-se neste capítulo conceitos fundamentais sobre a aerodinâmica de turbinas eólicas como o coeficiente de potência  $C_P$ , potência extraída dos ventos e o limite de Betz entre outros. Esse capítulo aborda o modelo matemático da turbina eólica de efeito Magnus, os componentes de um sistema eólico deste tipo, tais como: os cilindros girantes, o(s) motor(es) para o acionamento dos cilindros, o controle e os algoritmos utilizados para alcançar a rotação ótima dos cilindros e do rotor para as quais se

obtem a máxima potência extraída dos ventos. O modelo matemático  $C_p$  da turbina Magnus é amplamente utilizado em simulações.

O *MPPT* de um sistema eólico que utiliza um *PMSG* necessita rastrear o ponto de operação (rotação) do conjunto turbina gerador que transfira a máxima potência à carga e uma forma simples de fazê-lo é através de um conversor estático conectado na saída do gerador. Nesta tese utilizou-se um retificador trifásico a diodos e um *boost* é controlado por um algoritmo HCC (*Hill Climbing Control*). O CAPÍTULO 3 apresenta o desenvolvimento teórico (equacionamento) de um conversor CC/CC do tipo *boost* utilizado para realizar o *MPPT* da turbina Magnus em simulação e no protótipo.

O CAPÍTULO 4 (Sistema Eólico Magnus Proposto) apresenta o sistema eólico de efeito Magnus usado nas simulações e nos experimentos com protótipos. Apresenta também, “O Ferramental para Medição da Potência Mecânica” que consiste em um sistema microcontrolado para medição e registro da potência no eixo dos protótipos ensaiados no túnel de vento. A configuração denominada de “Sistema Eólico Magnus 1 Proposto” é composta pela turbina Magnus, gerador *PMSG*, conversor estático CA/CC (retificador a diodos), conversor CC/CC (*boost*) e carga resistiva. Utilizaram-se algoritmos *MPPT* no controle dos cilindros e do conversor CC/CC (*boost*). As 3 concepções de turbinas Magnus são descritas neste capítulo, sendo que duas destas implementadas em protótipos.

O CAPÍTULO 5 (Resultados Simulados) apresenta os cálculos analíticos para as estimativas de potência da turbina Magnus no software *Matlab*<sup>®</sup> com o modelo matemático da turbina Magnus.

Foram construídos 3 protótipos em concepções diferentes. O “Protótipo 1” de 1 m de diâmetro possui mancais no cubo e 6 cilindros maciços de poliacetal acionado por um único motor elétrico. O “Protótipo 2” de 3 m de diâmetro com 6 cilindros, possui eixos tubulares internos de alumínio para cada cilindros e também um único motor elétrico. O “Protótipo 3” de 3 m de diâmetro com 2 cilindros, possui motores independentes para cada um dos cilindros. Estes foram ensaiados em túnel de vento cujos resultados estão no CAPÍTULO 6 (Resultados Experimentais). Além disso, cilindros avulsos com variações no diâmetro, nas barbatanas foram ensaiados em determinadas rotações e velocidades de ventos.

Por último os resultados alcançados com este trabalho de desenvolvimento de um sistema eólico Magnus são comentados no CAPÍTULO 7 (Conclusões),

destacando-se os principais êxitos, bem como as sugestões para possíveis trabalhos futuros.

## 1.7 Revisão Bibliográfica

Prandtl (1925) estabeleceu que o valor máximo limite para o coeficiente da força de sustentação era de  $4.\pi$  (~12,6), com  $\lambda = 2$ . Tokumaru e Dimotakis (1993) demonstraram que o valor deste coeficiente pode ser 20% maior com  $\lambda = 10$  para um número de Reynolds de  $Re = 3,8.10^3$ . Prandtl constatou que a utilização de uma superfície de diâmetro maior que o cilindro na extremidade aumentava o coeficiente da força de sustentação e diminuía o coeficiente da força de arrasto.

Bychkov (2007) realizou na Rússia experimentos com protótipos de turbinas de efeito Magnus em túnel de vento. Estes protótipos tinham diâmetros de 1,26 m, 1,9 m e 2,0 m e cilindros com diâmetros na faixa de 5 a 9 cm. Os ensaios foram realizados com ventos de 4,5 a 15 m/s no túnel de vento T-324 do *Institute of Theoretical and Applied Mechanics da Siberian Branch* da Academia de Ciências da Rússia. Bychkov conclui que o número de cilindros ótimo é seis, com a razão entre o comprimento dos cilindros e o diâmetro igual a 15. Verificou-se que para ventos inferiores a 8 m/s a turbina Magnus apresenta a melhor eficiência.

Em seu trabalho, Bychkov (2008) afirmou as vantagens das turbinas Magnus em relação às turbinas convencionais com pás. As turbinas de efeito Magnus podem ser operadas em uma faixa maior de velocidades, de 2 a 40 m/s, superior às convencionais, geralmente entre 5 a 25 m/s. Considerou também vantajosa do ponto de vista ecológico e segurança, a velocidade de rotação da turbina Magnus ser de 2 a 3 vezes inferior às convencionais reduzindo-se, portanto, acidentes com aves. Segundo o site a fabricante japonesa Mecaro (2007) as turbinas Magnus operam a velocidade de até 1/6 das turbinas convencionais.

Bychkov *et al* (2008) apresentou resultados de experimentos realizados em túnel de vento com protótipos de turbinas de efeito Magnus para determinar parâmetros otimizados da turbina. Confirmou que o número apropriado de cilindros seria seis, razão entre a velocidade tangencial da extremidade dos cilindros da turbina e a velocidade do vento (*TSR "Tip-Speed-Ratio"*) igual a 15. Além disso, observou que a turbina Magnus operando com velocidades de vento inferiores a 8 m/s apresentou a melhor eficiência, onde turbinas convencionais são menos

eficientes. Operando-se a turbina Magnus em baixas rotações consegue-se captar mais energia durante um período de tempo, operação mais segura, menos ruídos e riscos para as aves.

A indústria japonesa Mecaro Ltda, o governo (Prefeitura de Akita) e as universidades (Tokyo University and Kogakuin University) do Japão levaram 4 anos para desenvolver uma turbina eólica de eixo horizontal cujo princípio de funcionamento fosse o efeito Magnus. O desafio era alcançar uma inovação que melhorasse o efeito Magnus em perfis cilíndricos e os tornassem viáveis para substituir as pás convencionais de turbinas eólicas. Esta inovação foi atingida e consistiu em uma espiral sobreposta sobre os cilindros girantes (MURAKAMI, 2004). A empresa japonesa Mecaro tornou-se assim fabricante de turbinas eólicas de efeito Magnus em 2007 (GOÑO, 2009).

Murakami (2009) da empresa Mecaro Ltda. em sua patente apresenta um protótipo de turbina eólica de efeito Magnus com cinco cilindros. Estes cilindros possuem espirais sobrepostas em suas superfícies. Cada cilindro possui uma tampa circular em sua extremidade oposta ao cubo com diâmetro maior que o próprio cilindro. Estas duas características, segundo Murakami, proporcionam à turbina Magnus valores relativamente maiores de torque e coeficiente de potência. Segundo dados que constam na patente depositada nos EUA por Murakami, uma turbina Magnus de 2 m de diâmetro pode gerar potências acima de 2.000 W com ventos acima de 13 m/s, enquanto com uma turbina convencional obtem-se potências abaixo de 1.500 W.

Dahai Luo *et. al.* (2011) do Instituto de Matemática Aplicada e Mecânica da Universidade de Shanghai obtiveram uma expressão analítica para o coeficiente de potência  $C_P$  para turbinas eólicas de efeito Magnus baseado na Teoria do Momento de Elemento Pá (*BEM Blade Element Momentum Theory*). A expressão analítica relaciona o  $C_P$  da turbina com parâmetros físicos tais como: razão de solidez do rotor, razão entre a velocidade tangencial do cilindro da turbina e a velocidade do vento (*TSR "Tip-Speed-Ratio"*), razão entre a velocidade de rotação do cilindro e a velocidade do vento. A expressão analítica para o  $C_P$  é validada com coeficientes experimentais de sustentação (*lift*) e arrasto (*drag*).

Sun *et. al.* (2012) do Instituto de Matemática Aplicada e Mecânica da Universidade de Shanghai realizaram simulações numéricas de modelos 3D de turbinas eólicas Magnus, utilizando o software *CFD ANSYS® CFX (computational*

*fluid dynamics*). Comparou-se o desempenho aerodinâmico de 6 perfis de cilindros para turbina de efeito Magnus. Sendo três de formato cilíndrico liso com variações no diâmetro, um cone truncado, um ondulado e um perfil senoidal. Concluiu-se que dentre os perfis cilíndricos lisos simulados, consegue-se alcançar os maiores valores de  $C_p$  e uma faixa mais ampla de relação velocidade de ponta do cilindro em relação ao vento ( $\lambda_1$ ) para uma relação comprimento em relação ao diâmetro ( $A$ ) maiores. Ou seja, quanto mais comprido e menor diâmetro tiver o perfil cilíndrico liso melhor é o desempenho. O perfil ondulado necessita operar em rotações mais elevadas, praticamente o dobro, em relação ao perfil cilíndrico liso para alcançar o mesmo nível de torque, assim sendo, gastará mais energia para operar.

Zhunang *et. al.* (2012) do *Shanghai Key Laboratory of Mechanics in Energy Engineering* da Universidade de Shanghai, realizaram simulações numéricas no software *ANSYS® CFX* de uma turbina de efeito Magnus com dois cilindros e um aerofólio acoplado. Os resultados simulados demonstraram que se consegue atingir coeficientes de potência líquida maiores usando o controle angular do aerofólio acoplado ao cilindro do que rotor com aerofólio sem o controle angular.

Corrêa *et. al.* (2013) do CEESP/UFSC (Centro de Excelência em Energia e Meio Ambiente) apresentaram um método de *MPPT* para turbinas eólicas de efeito Magnus, realizaram-se simulações.

Navarro *et. al.* (2016) apresentaram um modelo para o coeficiente de potência de turbinas Magnus de médio porte utilizando solução numérica da Teoria do Momento, Teoria do Elemento Pá e regressão simbólica. Um método direto para resolver sistemas de equações não lineares que governam o fenômeno e determinar a influência do *TSR*, número de cilindros, velocidade relativa dos cilindros.

Simões e Farret (2004) apresentaram uma descrição completa do algoritmo *MPPT* do tipo *HCC (Hill Climbing Control)* e suas variantes de passos (fixo, dividido, adaptativo e exponencial).

Coelho e Martins (2008, 2010) do INEP/UFSC (Instituto de Eletrônica de Potência) apresentaram resultados de simulações e resultados com protótipos de conversores *CC/CC*, *buck* e *boost*, com *MPPT* para módulos fotovoltaicos. Os métodos utilizados são: Tensão Constante, Perturba e Observa e Condutância Incremental.

Tibola e Barbi (2009) do INEP/UFSC (Instituto de Eletrônica de Potência) apresentaram resultados experimentais de um conversor *buck* com *MPPT* conectado

a uma micro turbina e *PMSG* comerciais (Enersud). Resultados de simulações com conversores *boost*, *sepic* e *buck* também são apresentados. Utilizaram o algoritmo Perturba e Observa.

As referências bibliográficas relacionadas com a turbina eólica de efeito Magnus ainda são poucas. As publicações de Bychov (2007, 2008) apresentaram resultados experimentais de protótipos em túnel de vento, mas não trazem informações a respeito do protótipo que auxiliassem na construção e reprodução dos resultados obtidos. A patente de Murakami (2009) apresentou detalhes construídos de uma turbina Magnus, como deve ser a espiral sobreposta sobre os cilindros, as dimensões da tampa circular na extremidade dos cilindros entre outros. Mas esses detalhamentos são insuficientes para nortear o projeto e a construção de protótipos, pois não dizem nada a respeito dos materiais utilizados, dispositivos de acionamento dos cilindros, dispositivos de *MPPT*, entre outras informações que possibilitem reproduzir os resultados da patente que apontam vantagens da Magnus em relação à turbina convencional de 3 pás.



## 2 TURBINA EÓLICA DE EFEITO MAGNUS

### 2.1 Aerodinâmica de Turbinas Eólicas de Eixo Horizontal

A teoria originária que resultou na obtenção de um modelo matemático simples e representativo para turbinas eólicas é denominada de Teoria do Momento ou Teoria do Disco Atuador (*Momentum Theory* ou *Disk Actuator Theory*) desenvolvido por Rankine and Froud no século XIX para descrever o comportamento das hélices de navios (TONG, 2010). Sumariamente esta teoria é discutida no APÊNDICE A – Teoria do disco Atuador, onde a Equação (2.1), potência extraída do vento é deduzida. Além disso, neste apêndice são descritas a “Teoria do Elemento de Pá” e a “Teoria do Momento Simples”.

#### 2.1.1 Potência Extraída do Vento

A potência extraída do vento é dada por:

$$\text{Potência} = 2 \cdot \rho \cdot A_D \cdot U_\infty^3 \cdot a \cdot (1 - a)^2 \quad (2.1)$$

onde:

$\rho$  = densidade do ar;

$A_D$  = área do disco atuador;

$U_\infty$  = velocidade do vento laminar;

$a$  = fator de interferência axial do fluxo (variação de velocidade).

É comum considerar que o disco do rotor atuador induz uma variação de velocidade sobre a velocidade do fluxo de ar. O componente do fluxo induzido (que sofre variação de velocidade) na direção do fluxo é dado por  $-a \cdot U_\infty$ , onde “ $a$ ” é denominado de fator de indução de fluxo axial (*axial flow induction factor*) ou fator de interferência axial.

### 2.1.2 Coeficiente de Potência

O Coeficiente de Potência  $C_P$  é definido como a razão entre a potência extraída e a potência disponível no fluido e representa a capacidade da turbina eólica de converter energia, dado pela Equação (2.2), a seguir:

$$C_P = \frac{\text{Potencia}}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_\infty^3 \cdot A_D} \quad (2.2)$$

$$\text{Potencia} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_D \cdot U_\infty^3 \cdot C_P \quad (2.3)$$

onde o denominador representa a potência cinética disponível no ar, na ausência do disco atuador.

Portanto substituindo a Equação (2.1) na Equação (2.2) resulta em:

$$C_P = 4 \cdot a \cdot (1-a)^2 \quad (2.4)$$

O coeficiente de potência  $C_P$  de uma turbina eólica varia de acordo com a velocidade do vento, pois as pás da turbina alteram suas eficiências aerodinâmicas em função da variação da velocidade do vento incidente.

### 2.1.3 O limite de $C_P$ ou limite de Lanchester-Betz

O valor máximo de  $C_P$  acontece quando a derivada de primeira ordem do  $C_P$  é igual a zero,  $\frac{dC_P}{da} = 4 \cdot (1-a) \cdot (1-3a) = 0$ , que corresponde com o valor de  $a = \frac{1}{3}$ , portanto, substituindo este valor na Equação (2.4) tem o valor de  $C_{P_{\max}}$ :

$$C_{P_{\max}} = \frac{16}{27} = 0,593 \quad (2.5)$$

Este valor limite do coeficiente de potência é conhecido como limite de *Lanchester-Betz* em referência ao engenheiro aeronáutico britânico pioneiro Frederic Lanchester (1915) e ao alemão Albert Betz (1919) da área de aerodinâmica. O  $C_P$  poderia ser assim definido mais justamente, pela Equação (2.6):

$$C_P = \frac{\text{Potência\_Extraída}}{\text{Potência\_Disponível}} = \frac{\text{Potência\_Extraída}}{\left(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_\infty^3 \cdot A_D\right)} \quad (2.6)$$

#### 2.1.4 Coeficiente de força longitudinal (*Thrust Coefficient*)

O impulso sobre a turbina eólica pode ser representado pelo “Coeficiente de Impulso” ou “Coeficiente de Força Longitudinal” ou “*Thrust Coefficient* (impulso)” e é adimensional (BATISTA, 2013). Esse consiste na parcela da força que atua no disco atuador causada por queda de pressão  $\Delta p$  sobre o rotor, conforme Equação (2.7) e dado como:

$$C_T = \frac{\text{Força\_longitudinal}}{\frac{1}{2} \rho U_\infty^3 A_D} = \frac{\Delta p \cdot A_D}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_\infty^3 \cdot A_D} \quad (2.7)$$

$$C_T = 4 \cdot a \cdot (1 - a) \quad (2.8)$$

O coeficiente de impulso tem um máximo igual a  $C_T = 1$ , quando  $a = 0,5$ . Isso significa que a velocidade do vento a jusante da turbina é igual a zero. Para o valor de  $a = 1/3$  onde  $C_{P\text{máx}} = 0,593$ , o valor de  $C_T = 8/9$ .

## 2.2 Modelo Matemático das Turbinas Eólicas Convencionais

Os fabricantes de turbinas eólicas convencionais de eixo horizontal não costumam disponibilizar prontamente as informações sobre o coeficiente de potência de seus produtos. Existem várias aproximações numéricas desenvolvidas em computador para o coeficiente de potência  $C_P$  (HEIR, 1998; MANWELL, 2009;

MUHANDO, 2008; ZOBAA, 2011). A Equação (2.9) é uma aproximação de uma função não linear para as turbinas eólicas convencionais.

$$C_p(\lambda, \beta) = C_1 \cdot (C_2 \cdot \lambda_i - C_3 \cdot \beta - C_4) \cdot e^{-C_5 \cdot \lambda_i} + C_6 \cdot \lambda \quad (2.9)$$

$$\lambda_i = \left( \frac{1}{\lambda + 0,08 \cdot \beta} - \frac{0,035}{\beta^3 + 1} \right) \quad (2.10)$$

Na Tabela 2.1 constam os valores dos coeficientes  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$ ,  $C_4$ ,  $C_5$  e  $C_6$  da Equação (2.9) para uma turbina eólica convencional com 3 pás (SONG, 2003), sendo que o  $\beta$  é o ângulo das pás em relação à direção do vento:

Tabela 2.1 – Coeficientes de  $C_p$

$C_1$	$C_2$	$C_3$	$C_4$	$C_5$	$C_6$
0,5176	116	0,4	5	21	0,0068

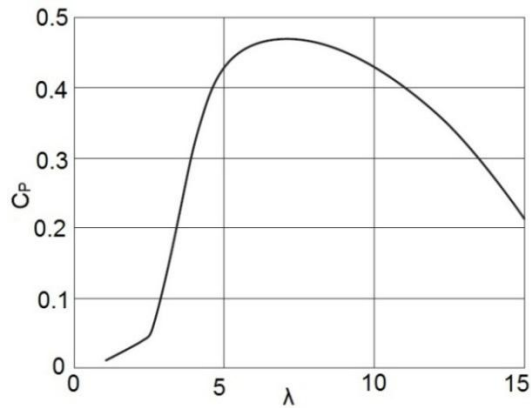
A Equação (2.11) é a relação entre a velocidade tangencial da extremidade das pás e a velocidade do vento (*TSR – Tip Speed Ratio*):

$$\lambda = \frac{\omega_t \cdot R}{U} \quad (2.11)$$

O coeficiente de potência  $C_p$  varia em função de  $\lambda$  (*TSR*) Equação (2.11), onde  $\omega_t$  é a velocidade de rotação da turbina em rad/s e  $U$  a velocidade do vento. O  $C_p$  representa o desempenho da turbina, ou seja, o quanto de potência ele consegue capturar do vento.

Na Figura 2.1 apresenta-se uma curva típica do coeficiente de potência  $C_p$  em função da velocidade relativa da turbina  $\lambda$  para as turbinas modernas de 3 pás. O máximo valor de  $C_p$  é apenas 0,47 com valor de  $\lambda$  igual a 7, o que consiste em um valor menor que o limite de Betz, devido às perdas por arrasto, turbulências nas extremidades das pás e perdas por estol (BURTON *et. al.*, 2011).

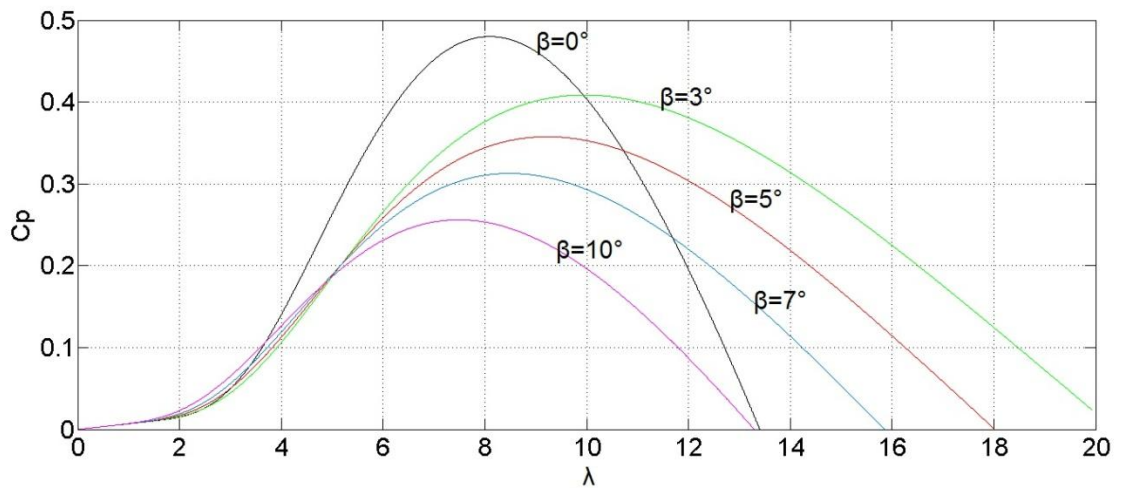
Figura 2.1 –  $C_p$  em função de  $\lambda$  (TSR) de modernas turbinas de 3 pás



Fonte: Burton et. al., 2011.

As curvas de  $C_p$  apresentadas na Figura 2.2 foram obtidas com a Equação (2.9) com aplicação dos coeficientes da Tabela 2.1 referentes às turbinas eólicas horizontais convencionais de 3 pás.

Figura 2.2 – Variação de  $C_p$  com  $\beta$  e  $\lambda$  de turbinas eólicas de 3 pás.



Fonte: Jinbo, 2016.

## 2.3 Turbina Eólica de Efeito Magnus

### 2.3.1 Histórico da Turbina Magnus

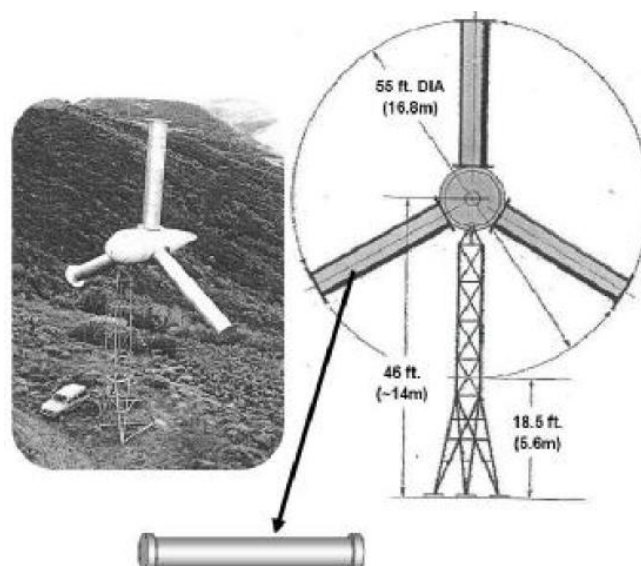
Em 1852, o cientista alemão Heinrich Gustav Magnus descobriu o fenômeno físico que ficou conhecido como efeito Magnus. Basicamente, significa que um

cilindro em rotação imerso em um fluido está sujeito dentre outras forças, a forças de sustentação perpendiculares ao fluido.

Em 1926 um engenheiro aeronáutico nascido na Alemanha, Anton Flettner construiu um aerogerador de 30 kW para uma velocidade nominal de vento de 10 m/s. O aerogerador possuía uma turbina de eixo horizontal baseado no princípio do efeito Magnus com 4 cilindros acionados por um motor elétrico no lugar das pás convencionais. O rotor possuía um diâmetro de 20 m e o aerogerador foi colocado em uma torre de 33 m de altura (GIPE, 2004). Além disso, Flettner desenvolveu um rotor baseado no efeito Magnus, batizado de rotor Flettner para impulsionar um navio. Este protótipo de navio realizou viagens através do Atlântico no período de 1926 a 1933, (ORSINI, 1983). Em 1983 a *Costeau Society* possuía um veleiro com dois cilindros gigantes para impulsioná-lo.

Em 1983 nos Estados Unidos foram realizados experimentos com turbinas eólicas de eixo horizontal com 16,8 m de diâmetro, onde, no lugar das pás convencionais, cilindros em rotação desenvolviam o torque rotacional da turbina eólica, com efeito Magnus, (Figura 2.3). Estes cilindros acionados por motores tinham a forma de barril. Por este motivo, esta turbina ficou conhecida como Turbina *Barrel-Blade*. Ao longo dos anos muitos países tentaram desenvolver a turbina eólica de efeito Magnus, mas sem sucesso, pois a superfície lisa dos cilindros consumia excessiva energia, o que reduzia a eficiência e o tornava inviável.

Figura 2.3 – Experimentos com a turbina *Barrel-Blade* em 1983.



Em 1998 foi fundada a empresa MECARO Ltda. no norte do Japão que iniciou suas atividades desenvolvendo equipamentos para as linhas de produção das indústrias. Através de esforços em conjunto entre indústria, governo e universidades, após quatro anos de pesquisas, conseguiram desenvolver uma turbina eólica de efeito Magnus que era efetivamente viável. As características desta turbina, principalmente relacionadas com o perfil cilíndrico com espiral sobreposta, possibilitaram elevar em 12 vezes o efeito Magnus nos cilindros (MURAKAMI, 2009). Assim, conseguiu-se obter torques no eixo principal da turbina para gerar uma potência mecânica suficiente que, além de suprir os gastos de energia com os motores de acionamento dos cilindros, fornecia um saldo de energia. Portanto, através de experimentos com protótipos de turbinas de efeito Magnus, a MECARO percebeu que cilindros em forma de espiral melhoravam a eficiência da turbina. A Figura 2.4 apresenta uma turbina Magnus fabricada pela empresa japonesa. Essa turbina está disponível comercialmente, com 5 cilindros girantes, 11,5 m de diâmetro e torre de 12,5 m de altura (MECARO, 2013). Em janeiro e fevereiro de 2007 foram realizados testes no túnel de vento da NASA no centro de pesquisas na Califórnia. Melhorias adicionais foram realizadas em parceria com a universidade de Tokyo e a universidade de Kogakuin. A MECARO registrou patentes no Japão, nos USA, na Coréia e no Brasil, entre outros países.

Figura 2.4 – Turbina de efeito Magnus com espiral da MECARO do Japão.



Fonte: Mecaro.

### 2.3.2 Efeito Magnus

Quando um corpo esférico ou cilíndrico rotaciona dentro de um fluido, ele cria uma camada de fluido limite em torno de si. Se o corpo rotaciona com velocidade tangencial  $V_t$ , a velocidade do fluido junto ao corpo em um lado é maior do que  $V_t$  e no outro lado é menor que  $V_t$ . Isto se deve ao fato de que a velocidade  $V_t$  da camada limite num lado é somada e no outro lado é subtraída. Conforme o princípio de Bernoulli, onde a velocidade do fluido for maior, a pressão é menor e onde a velocidade for menor, a pressão é maior. A diferença de pressão resulta em uma força aplicada sobre o corpo perpendicular à direção do fluido. Esta força é conhecida como força de sustentação  $L$  (*lift force*) e o fenômeno físico é conhecido como efeito Magnus.

Na Figura 2.5 tem-se um cilindro de raio  $R$  rotacionando com velocidade angular  $\Omega$ , imerso em um fluido de densidade  $\rho$ , cuja velocidade laminar é  $U_\infty$  e  $\Gamma$  é a circulação produzida pelo cilindro em rotação (filamento de vórtice de intensidade  $\Gamma$ ). A Equação (2.12) é a força de sustentação obtida do teorema de Kutta-Joukowski (HANSEN, 2008):

$$L = \rho \cdot (\Gamma \cdot U_\infty) \quad (2.12)$$

A circulação é a integração de toda superfície do cilindro pelo produto da velocidade tangencial  $V_t$  e é calculada através da equação a seguir:

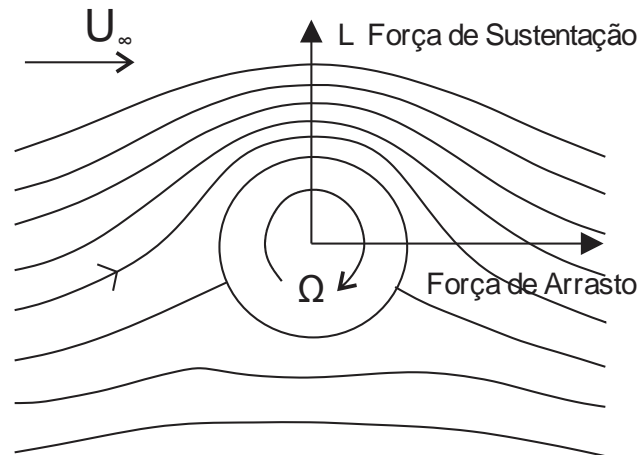
$$\Gamma = \oint V_t \cdot ds = 2 \cdot \pi \cdot \Omega \cdot R^2 \quad (2.13)$$

Substituindo a Equação (2.13) na Equação (2.12) obtém-se a Equação (2.14) da força de sustentação (*lift force*) do cilindro por unidade de comprimento:

$$L = 2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot U_\infty \cdot \Omega \cdot R^2 \quad (2.14)$$



Figura 2.5 – Força de sustentação “L” do efeito Magnus.



Fonte: Jinbo, 2016.

### Forças Aerodinâmicas Sobre Cilindro Circular

Considere a Figura 2.5 onde um cilindro circular rotaciona imerso em um fluido com escoamento laminar. O coeficiente da força de sustentação é representado pela Equação (2.15):

$$C_L = \frac{L}{\rho \cdot U_\infty^2 \cdot R} \quad (2.15)$$

Substituindo a Equação (2.14) na Equação (2.15) obtém-se a Equação (2.16):

$$C_L = \frac{2 \cdot \pi \cdot \Omega \cdot R}{U_\infty} = 2 \cdot \pi \cdot \lambda \quad (2.16)$$

onde  $\lambda$  é a razão entre a velocidade tangencial da superfície do cilindro e a velocidade do fluido.

O número (módulo adimensional) de Reynolds caracteriza o escoamento se é laminar ou turbulento de um determinado fluido sobre uma superfície e é dado por:

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot U \cdot D}{\mu} \quad (2.17)$$

onde:

$\rho$  = massa específica do fluido;

$U$  = velocidade média do fluido;

$D$  = diâmetro do duto que escoo o fluido;

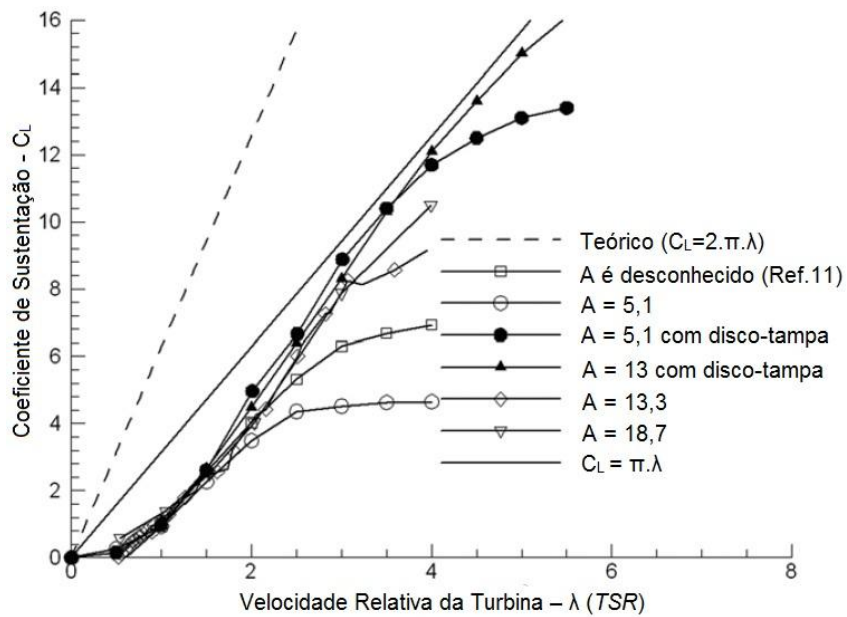
$\mu$  = viscosidade dinâmica do fluido.

Normalmente, em tubulações, admite-se que o escoamento seja laminar para  $Re < 2300$ . Será laminar ou turbulento, dependendo das condições do escoamento na tubulação, para  $2300 < Re < 4000$ . Para  $Re > 4000$ , o escoamento atinge o regime turbulento. Com uma série de cuidados, pode-se manter o regime laminar para valores fora da faixa apresentada acima, chegando-se a  $Re > 8000$ . Estes valores, logicamente, são valores especiais de laboratório, enquanto as faixas especificadas aplicam-se para tubulações normais, e servem como regra geral para escoamentos na prática.

As características aerodinâmicas do cilindro em rotação em um fluido dependem de vários parâmetros tais como número de Reynolds ( $Re$ ), diâmetro do cilindro em relação ao diâmetro da turbina, rugosidade da superfície do cilindro, a turbulência do fluido, mas principalmente de  $\lambda$  (razão entre a velocidade tangencial da superfície do cilindro e a velocidade do fluido).

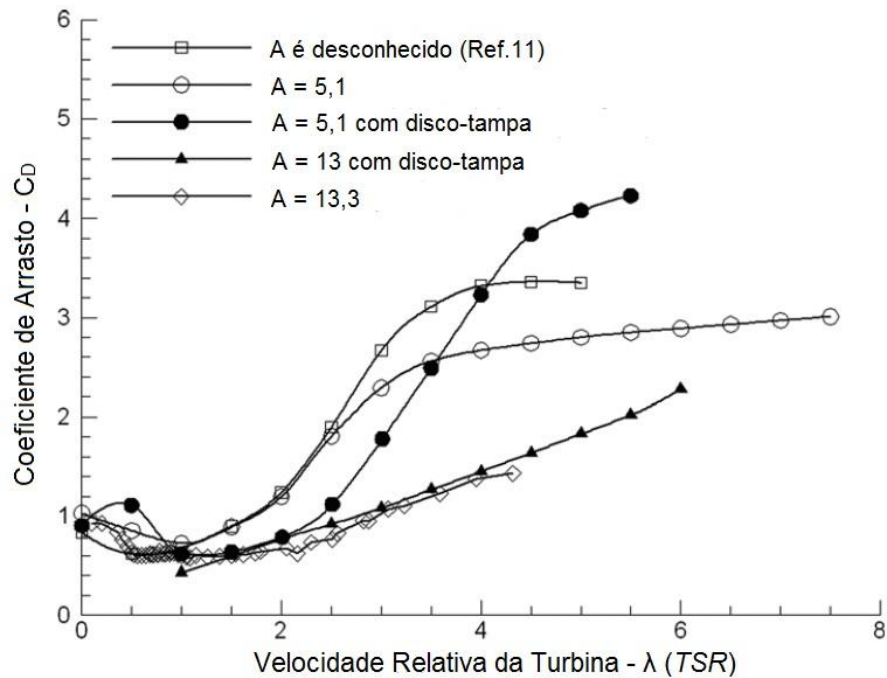
As curvas do coeficiente da força de sustentação  $C_L$  da Figura 2.6 foram extraídas do trabalho de Luo (2011, p.7), onde se demonstra a equação analítica obtida para o Coeficiente de Potência  $C_P$  referente à turbina de efeito Magnus a partir da equação de  $C_L$ . Pode-se constatar na Figura 2.6 o aumento de  $C_L$  com o aumento de  $\lambda$ . A relação entre os diâmetros da turbina e do cilindro é denotada por "A".

As curvas que apresentam maior  $C_L$  foram com  $A = 5,1$  e  $A = 13$  ambos com disco-tampa na extremidade. O coeficiente da força de arrasto  $C_D$  (*drag force*) decresce até  $\lambda = 1$  e depois aumenta de acordo com a Figura 2.7.  $A = 13$  também resulta entre os menores valores de  $C_D$ . Isto significa que com o diâmetro da turbina 13 vezes maior que o diâmetro dos cilindros obtém-se a maior força de sustentação e, portanto, resulta no maior torque na turbina. Além disso, com  $A = 13$  temos o menor  $C_D$  e os menores esforços no sentido axial sobre os cilindros da turbina devido às forças de arrasto.

Figura 2.6 – Coeficiente da força de sustentação  $C_L$ .

Fonte: Luo, 2011.

Figura 2.7 – Coeficiente da força de arrasto.

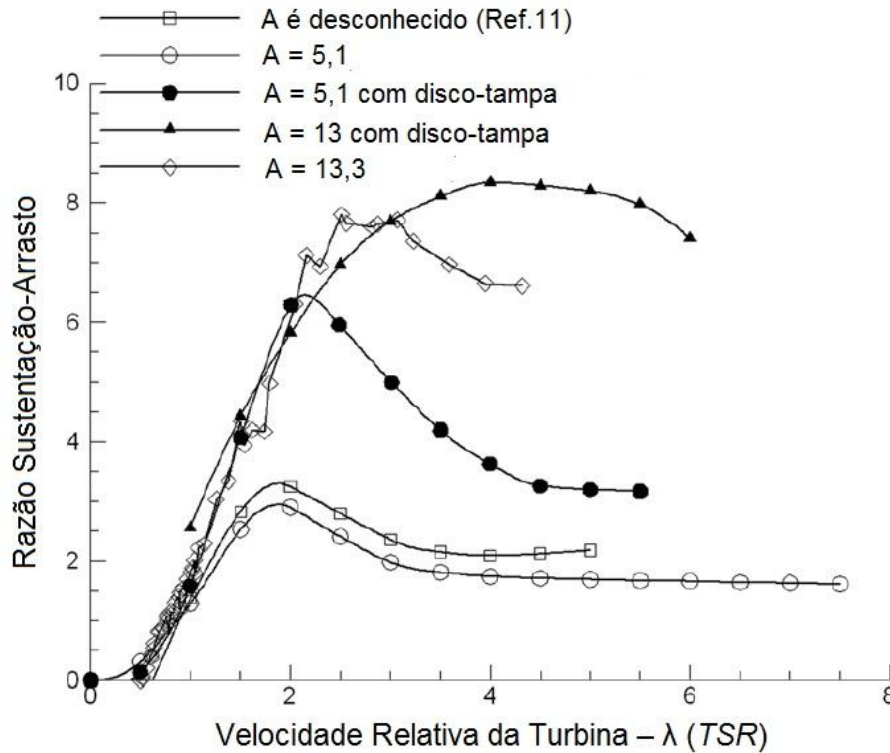


Fonte: Luo, 2011.

Luo (2011, p.7) apresenta em seu trabalho que a máxima relação entre a força de sustentação  $L$  e a de arrasto  $D$  cujo valor ultrapassa 8, ocorre com  $\lambda = 4$

para cilindros com disco na extremidade (*endplate*) e  $A = 13$ , pode-se observar na Figura 2.8.

Figura 2.8 – Razão entre as forças de sustentação e de arrasto.

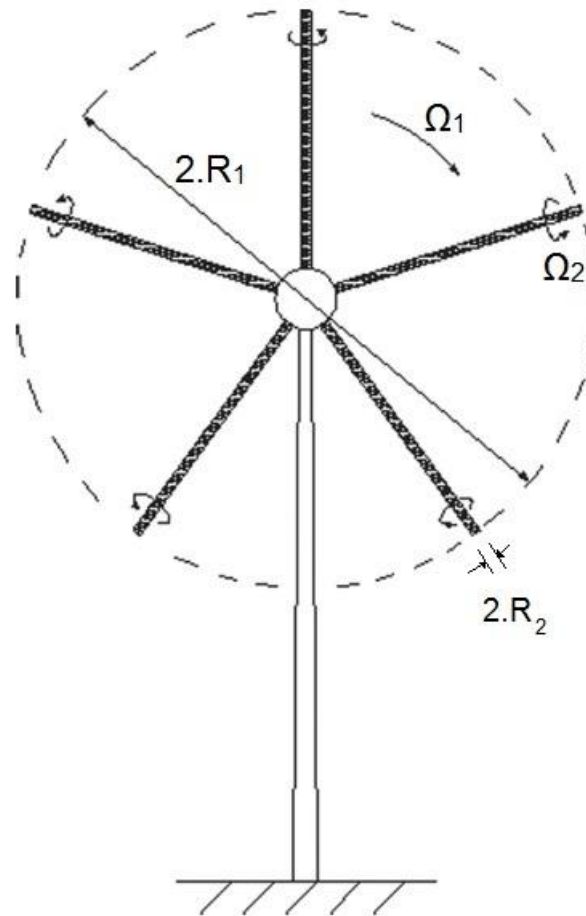


Portanto, segundo Luo (2011), a turbina Magnus deve estar equipada com cilindros de diâmetro 13 vezes menor que o diâmetro da turbina e possuir em suas extremidades um disco (*endplate*). Ainda na Figura 2.8, pode-se observar a importância da presença de um disco na extremidade do cilindro (*endplate*), pois proporciona um aumento determinante para o funcionamento da turbina Magnus, isto é, da força de sustentação em relação à força de arrasto.

## 2.4 Modelo da Turbina de Efeito Magnus

A Figura 2.9 apresenta uma turbina eólica de efeito Magnus com número de cilindros igual  $N = 5$ , onde  $R_1$  [m] e  $\Omega_1$  [rad/s] são o raio e a velocidade de rotação da turbina respectivamente.  $R_2$  [m] e  $\Omega_2$  [rad/s] são o raio e a velocidade de rotação dos cilindros respectivamente. A velocidade do fluxo livre do ar é  $U_\infty$  [m/s].

Figura 2.9 – Turbina de Efeito Magnus com cilindros em espiral.



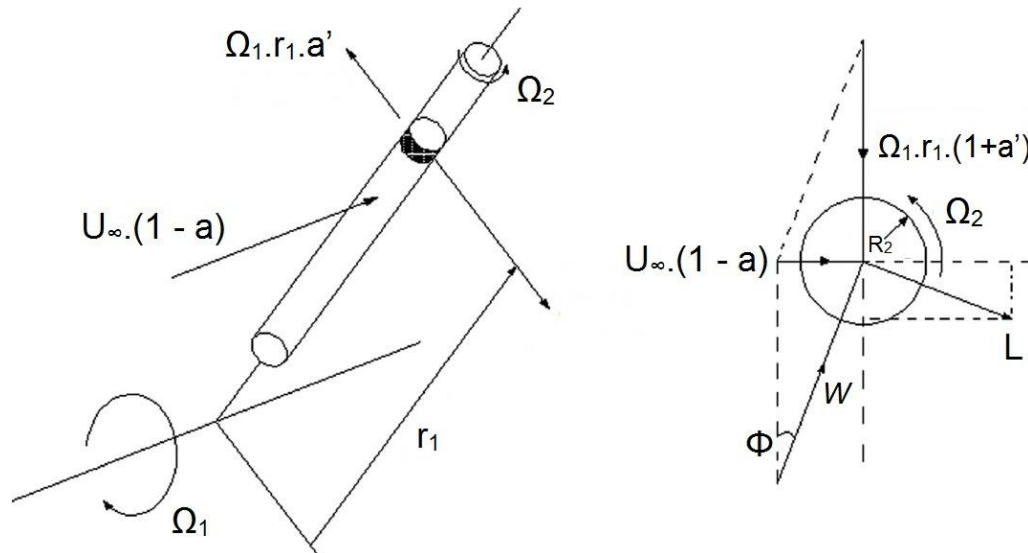
Fonte: Luo, 2011.

A equação analítica melhorada com dados experimentais do coeficiente de potência  $C_P$  foi obtida baseada nos princípios da dinâmica dos fluidos e da teoria da quantidade de movimento (momento) do elemento pá (*BEM – Blade Element Momentum Theory*) (LUO, 2011), (HANSEN, 2008).

A Figura 2.10 representa um tipo de cilindro da turbina Magnus, onde o ponto médio do comprimento do segmento anelar está distante do eixo da turbina de  $r_1$  e cujo comprimento é  $\delta r_1$ . Este segmento anelar realiza uma varredura anelar no espaço (disco) juntamente com os outros segmentos dos outros cilindros. Estes segmentos anelares girando em torno do eixo da turbina altera o movimento (energia cinética) do ar que flui no espaço varrido por eles. A rotação dos cilindros ocasiona uma diferença de pressão entre os lados dos cilindros proporcionando as forças de sustentação (*lift*) e arrasto (*drag*). O fluxo do ar entra sem velocidade de rotação no disco e sai com velocidade de rotação em direção oposta ao rotor. A

mudança na velocidade axial e tangencial do ar que atravessa o disco é especificado como fator de mudança do fluxo induzido axial  $a$  e fator de mudança do fluxo induzido tangencial  $a'$ .

Figura 2.10 – Velocidade e força aplicada sobre o cilindro.



Fonte: Luo, 2011.

A velocidade tangencial do vento a montante do disco é zero e a jusante do disco, a velocidade axial é dada pela Equação (2.18) e a velocidade tangencial é dada pela Equação (2.19):

$$U_{\infty} \cdot (1 - 2 \cdot a) \quad (2.18)$$

$$2 \cdot \Omega_1 \cdot r_1 \cdot a' \quad (2.19)$$

No segmento anelar, cujo ponto médio está distante do eixo de rotação de  $r_1$ , a velocidade axial é dada pela Equação (2.20) e a velocidade tangencial é dada pela Equação (2.21):

$$U_{\infty} \cdot (1 - a) \quad (2.20)$$

$$\Omega_1 \cdot r_1 \cdot a' \quad (2.21)$$

A velocidade tangencial do segmento anelar de comprimento  $\delta r_1$  é dada pela Equação (2.22) e a força de sustentação do segmento anelar é dada pela Equação (2.23):

$$\Omega_1 \cdot r_1 \cdot (1 + a') \quad (2.22)$$

$$\delta L = \rho \cdot (\Gamma \times W) = 2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot W \cdot \Omega_2 \cdot R_2^2 \cdot \delta r_1 \quad (2.23)$$

onde  $\Gamma$  é a circulação ao redor do segmento anelar de comprimento  $\delta r_1$  e  $W$  é a velocidade relativa resultante do segmento anelar. A força de impulso sobre o segmento anelar multiplicado por “N” número de cilindros girantes da turbina Magnus, desprezando o efeito da força de arrasto na direção axial é:

$$\delta T = N \cdot \cos \phi \cdot \delta L = 2 \cdot N \cdot \pi \cdot \rho \cdot \Omega_1 \cdot r_1 \cdot (1 + a') \cdot \Omega_2 \cdot R_2^2 \cdot \delta r_1 \quad (2.24)$$

onde  $\phi$  é o ângulo entre a resultante da velocidade relativa  $W$  e o plano do disco.

A taxa de variação do movimento do ar que atravessa o segmento anelar é:

$$\rho \cdot U_\infty \cdot (1 - a) \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot \delta r_1 \cdot 2 \cdot a \cdot U_\infty \quad (2.25)$$

A queda de pressão cusado pela rotação da turbina, portanto, a força axial adicional sobre o segmento anelar é:

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot (2 \cdot a' \cdot \Omega_1 \cdot r_1)^2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot \delta r_1 \quad (2.26)$$

Da teoria do momento

$$2 \cdot N \cdot \pi \cdot \rho \cdot \Omega_1 \cdot r_1 \cdot (1 + a') \cdot \Omega_2 \cdot R_2^2 \cdot \delta r_1 = 4 \cdot \pi \cdot \rho \cdot [U_\infty^2 \cdot a \cdot (1 - a) + (a' \cdot \Omega_1 \cdot r_1)^2] \cdot r_1 \cdot \delta r_1 \quad (2.27)$$

O torque total no rotor desenvolvido pelos “N” cilindros girantes é:

$$\delta Q = N \cdot \sin \phi \cdot r_1 \cdot \delta L = 2 \cdot N \cdot \pi \cdot \rho \cdot U_\infty \cdot (1-a) \cdot \Omega_2 \cdot R_2^2 \cdot r_1 \cdot \delta r_1 \quad (2.28)$$

A taxa de variação do movimento do ar que atravessa o segmento anelar é:

$$\rho \cdot U_\infty \cdot (1-a) \cdot \Omega_1 \cdot r_1 \cdot 2 \cdot a' \cdot r_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot \delta r_1 \quad (2.29)$$

Portanto, da teoria do momento angular, a seguinte equação pode ser obtida:

$$2 \cdot N \cdot \pi \cdot \rho \cdot U_\infty \cdot (1-a) \cdot \Omega_2 \cdot R_2^2 \cdot r_1 \cdot \delta r_1 = 4 \cdot \pi \cdot \rho \cdot U_\infty \cdot (1-a) \cdot a' \cdot \Omega_1 \cdot r_1^3 \cdot \delta r_1 \quad (2.30)$$

Após combinar as Equações (2.25) e (2.28) obtém-se as expressões algébricas do fator de indução de fluxo  $a$  e  $a'$ :

$$a = \frac{1 - \sqrt{1 - \frac{2 \cdot N \cdot \Omega_1 \cdot \Omega_2 \cdot R_2^2}{U_\infty^2}}}{2} \quad (2.31)$$

$$a' = \frac{N \cdot \Omega_2 \cdot R_2^2}{2 \cdot \Omega_1 \cdot r_1^2} \quad (2.32)$$

A potência desenvolvida pela turbina Magnus de eixo horizontal é:

$$P = \Omega_1 \cdot \int \delta Q = \frac{N}{2} \cdot \pi \cdot \rho \cdot U_\infty \cdot \Omega_1 \cdot R_1^2 \cdot \Omega_2 \cdot R_2^2 \cdot \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot N \cdot \Omega_1 \cdot \Omega_2 \cdot R_2^2}{U_\infty^2}}\right) \quad (2.33)$$

Portanto, o coeficiente de potência  $C_P$  é:

$$C_P = \frac{P}{0,5 \cdot \rho \cdot U_\infty^3 \cdot \pi \cdot R_1^2} = \frac{N \cdot \Omega_1 \cdot \Omega_2 \cdot R_2^2}{U_\infty^2} \cdot \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot N \cdot \Omega_1 \cdot \Omega_2 \cdot R_2^2}{U_\infty^2}}\right) \quad (2.34)$$



Quando  $N \cdot \Omega_1 \cdot \Omega_2 \cdot (R_2)^2 / U_\infty = 4/9$ , fator de indução de fluxo axial é  $a = 1/3$ , o máximo coeficiente de potência =  $16/27 \approx 0,593$  que é o mesmo valor do limite de Betz's para turbinas eólicas.

A razão entre a velocidade tangencial da turbina e a velocidade real do vento é conhecida como *TSR (Tip-Speed-Ratio)* da turbina Magnus, cuja expressão é:

$$\lambda_1 = \frac{\Omega_1 \cdot R_1}{U_\infty} \quad (2.35)$$

A expressão da velocidade relativa do cilindro em rotação é definida por:

$$\lambda_2 = \frac{\Omega_2 \cdot R_2}{U_\infty} \quad (2.36)$$

A razão entre comprimento e diâmetro do cilindro é:

$$A = \frac{R_1}{2 \cdot R_2} \quad (2.37)$$

Considerando-se,  $\sigma = 2 \cdot N \cdot R_2 / (2 \cdot \pi \cdot R_1) = N \cdot R_1 / (2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot A) = N / (2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot A)$ , onde  $\mu_r = r_1 / R_1$ , pode-se reescrever a Equação (2.38) como:

$$C_p = \frac{N \cdot \lambda_1 \cdot \lambda_2}{2 \cdot A} \cdot (1 + \sqrt{1 - \frac{N \cdot \lambda_1 \cdot \lambda_2}{A}}) = \pi \cdot \mu_r \cdot \sigma \cdot \lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot (1 + \sqrt{1 - 2 \cdot \pi \cdot \mu_r \cdot \sigma \cdot \lambda_1 \cdot \lambda_2}) \quad (2.38)$$

Considerando a discrepância do coeficiente da força de sustentação ideal  $C_L = 2 \cdot \pi \cdot \lambda$  em relação ao coeficiente obtido de dados experimentais  $C_L = \pi \cdot \lambda$  pode-se reescrever:

$$\delta L = C_L \cdot \rho \cdot W^2 \cdot R_2 \cdot \delta r_1 = \pi \cdot \rho \cdot W \cdot \Omega_2 \cdot R_2^2 \cdot \delta r_1 \quad (2.39)$$

Portanto, o coeficiente de potência levando-se os dados experimentais fica:

$$C_p = \frac{N \cdot \Omega_1 \cdot \Omega_2 \cdot R_2^2}{2 \cdot U_\infty^2} \cdot \left(1 + \sqrt{1 - \frac{N \cdot \Omega_1 \cdot \Omega_2 \cdot R_2^2}{U_\infty^2}}\right) \quad (2.40)$$

ou apresentada de outra forma:

$$C_p = \frac{N \cdot \lambda_1 \cdot \lambda_2}{4 \cdot A} \cdot \left(1 + \sqrt{1 - \frac{N \cdot \lambda_1 \cdot \lambda_2}{2 \cdot A}}\right) = \frac{\pi \cdot \sigma_T \cdot \lambda_1 \cdot \lambda_2}{2} \cdot \left(1 + \sqrt{1 - \pi \cdot \sigma_T \cdot \lambda_1 \cdot \lambda_2}\right) \quad (2.41)$$

Utilizando-se a Equação (2.41) traçam-se as curvas do coeficiente de potência  $C_p$  da turbina Magnus na Figura 2.11, com os valores da Tabela 2.2.

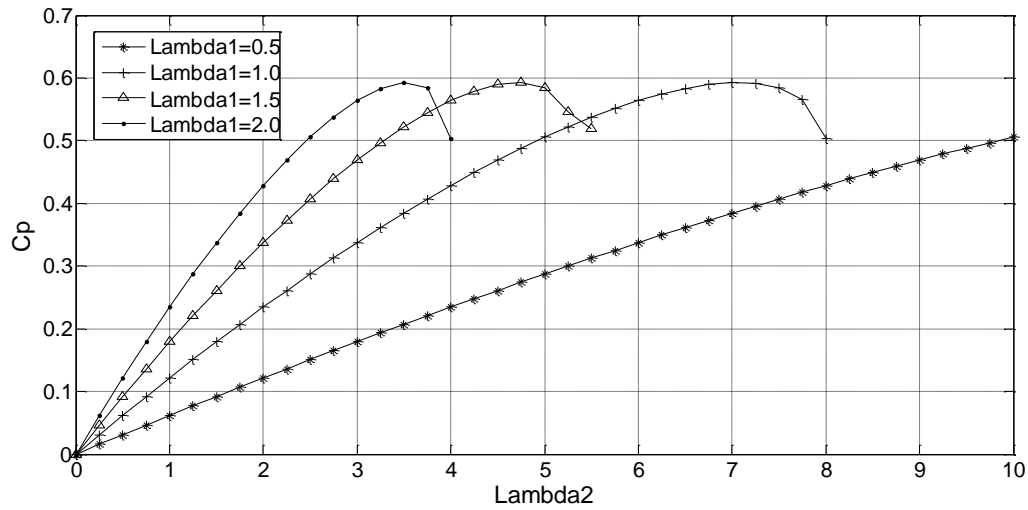
Tabela 2.2 – Parâmetros da Turbina Magnus.

Parâmetro	Descrição	Valor
N	Número de cilindros	5
A	Relação $R_1$ e $R_2$	20
$\sigma_T$	Solidez do rotor	0,04
$\lambda_1$	<i>TSR Tip Speed Ratio</i>	0,5 / 1,0 / 1,5 / 2,0
$\lambda_2$	Veloc. relativa dos cilindros	0 a 10

As curvas obtidas e apresentadas na Figura 2.11 através da equação analítica (2.41) se referem à eficiência da turbina na conversão eletromecânica de energia. Pode-se concluir que a variação da rotação dos cilindros da turbina pode aumentar o  $C_p$  até certo limite, cujo valor é 0,593 e a partir deste ponto faz decrescer o  $C_p$  e conseqüentemente a potência.

Da análise da Equação (2.3) que relaciona  $C_p$  com a potência  $P$  pode-se afirmar que a partir do limite de Betz, o aumento na potência depende do aumento na velocidade do vento  $U_\infty$  e/ou do raio da turbina  $R_1$ .

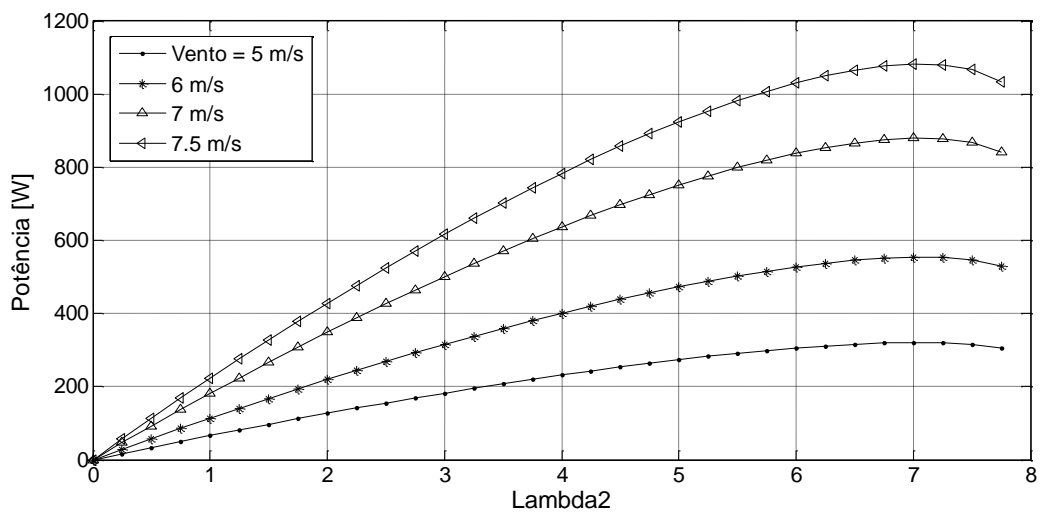
Figura 2.11 – Curvas do Coeficiente de Potência da turbina Magnus  $C_P$  vs  $\lambda_2$ .



Fonte: Jinbo, 2014.

Aplicando-se na Equação (2.41), os mesmos valores utilizados de  $N$ ,  $A$ ,  $\sigma_T$  da Tabela 2.2, escolhendo-se ( $TSR$ )  $\lambda_1 = 1$  e raios da turbina  $R_1 = 1,5$  m obtém-se a Figura 2.12. As curvas representam as potências mecânicas teóricas para quatro velocidades de vento com a variação da rotação dos cilindros. Um vento de 7 m/s ultrassaria teoricamente a potência de 1 kW para uma turbina com estas dimensões. Também se destaca o fato de que o aumento de  $\lambda_2$  (velocidade de rotação relativa dos cilindros) com um vento constante acima do valor limite máximo de  $C_P$ , a potência começar a decrescer.

Figura 2.12 – Potência mecânica vs  $\lambda_2$  da turbina Magnus.



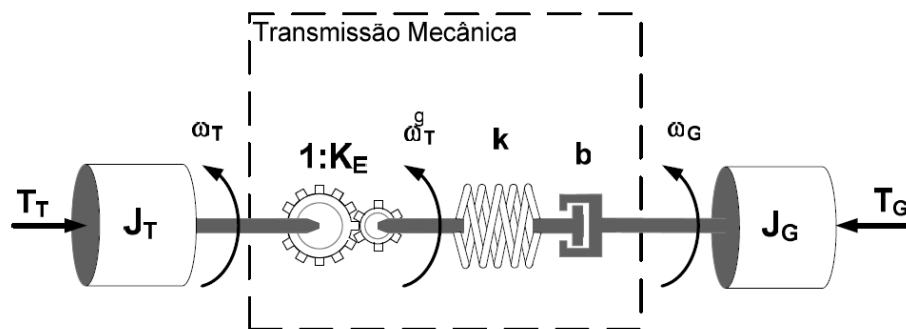
Fonte: Jinbo, 2014.

## 2.5 Modelo Dinâmico da Turbina

A simulação de um sistema eólico composto por turbina eólica, gerador, conversor estático e carga auxilia no projeto, dimensionamento e análise do comportamento antes da etapa da construção do protótipo. Pode-se comprovar o funcionamento através dos modelos matemáticos dos seus componentes ou partes deles, podendo-se também projetar e testar o desempenho do controle do conversor estático.

A modelagem matemática da turbina eólica para simulação deve levar em consideração as características dinâmicas do conjunto mecânico turbina eólica e rotor do gerador. Grandezas mecânicas como o torque produzido pela turbina, momento de inércia da turbina e dimensões do rotor do gerador devem ser representadas no modelo e devem corresponder o mais próximo possível da realidade. O modelo geralmente utilizado para representar o conjunto turbina e o eixo do gerador é composto por duas massas girantes, com seus respectivos momentos de inércia conectados entre si por um eixo com determinada rigidez e amortecimento. Além disso, em sistemas onde a turbina é conectada ao eixo do gerador por uma caixa de engrenagens, esta relação velocidade/torque deve ser também considerada, Figura 2.13 (VITORINO, 2012) (PAVINATTO, 2005).

Figura 2.13 – Modelo dinâmico da turbina e eixo do gerador



onde:

$T_T$  – Torque da turbina;

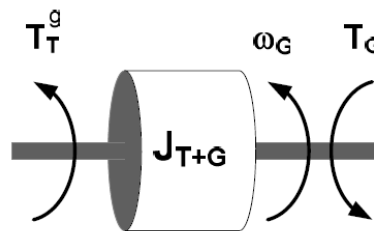
$T_G$  – Torque do gerador;

$J_T$  – Momento de inércia da turbina;

- $J_G$  – Momento de inércia do gerador;
- $K$  – Rigidez do eixo de acoplamento;
- $b$  – Amortecimento do eixo de acoplamento;
- $K_E$  – Relação de transformação da caixa de engrenagens;
- $\omega_T$  – Velocidade angular da turbina;
- $\omega_T^G$  – Velocidade angular da turbina referida ao lado do gerador;
- $\omega_G$  – Velocidade angular do gerador;

Um modelo simplificado para representar o conjunto turbina e eixo do gerador pode ser utilizado para sistemas eólicos de velocidade variável. Este modelo consiste em apenas uma massa e uma inércia equivalente, desprezando-se a rigidez e o amortecimento do eixo de acoplamento, Figura 2.14.

Figura 2.14 – Modelo dinâmico simplificado da turbina e eixo do gerador.



onde:

- $T_T^G$  – Torque da turbina referida ao lado do gerador;

Podem-se referenciar as grandezas a um dos lados da caixa de engrenagem (VITORINO, 2012) (PAVINATTO, 2005). As equações a seguir estão referenciadas ao eixo no lado do gerador:

$$T_T^G = \frac{T_{\text{Turb}}}{K_{CE}} \quad (2.42)$$

$$\omega_G = K_C \cdot \omega_T \quad (2.43)$$

$$J_{T+G} = J_G + \frac{J_T}{K_C^2} \quad (2.44)$$

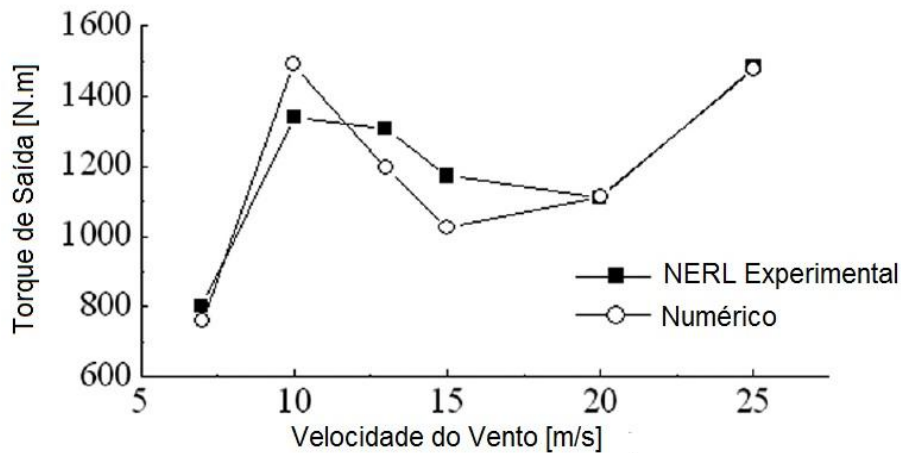
A dinâmica da turbina e o eixo do gerador podem ser representados pela equação:

$$T_T^G - T_G = J_{T+G} \cdot \dot{\omega}_G \quad (2.45)$$



Validaram-se os modelos 3D, através da comparação dos resultados simulados e experimentais de uma turbina de efeito Magnus de referência, a NREL (*National Renewable Energy Laboratory*) phase VI testado no túnel de vento da NASA em 1999 (HAND, 2001). As discrepâncias entre os resultados experimentais (NREL) e os numéricos em relação às curvas de torque versus velocidade dos ventos da Figura 2.16, são devidas às dificuldades em simular o fluxo sobre o cilindro, na transição entre o fluxo laminar e o turbulento.

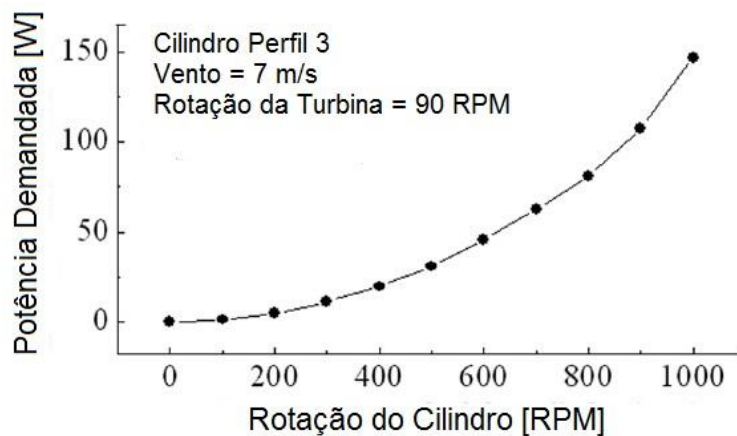
Figura 2.16 – Comparação de torque experimental e simulado.



Fonte: (SUN et. al., 2012)

Calculou-se também as perdas de energias que são consumidas para rotacionar os cinco cilindros da turbina simulada, conforme a Figura 2.17.

Figura 2.17 – Energia consumida para rotacionar os cilindros de Perfil 3.



Fonte: (SUN et. al., 2012)

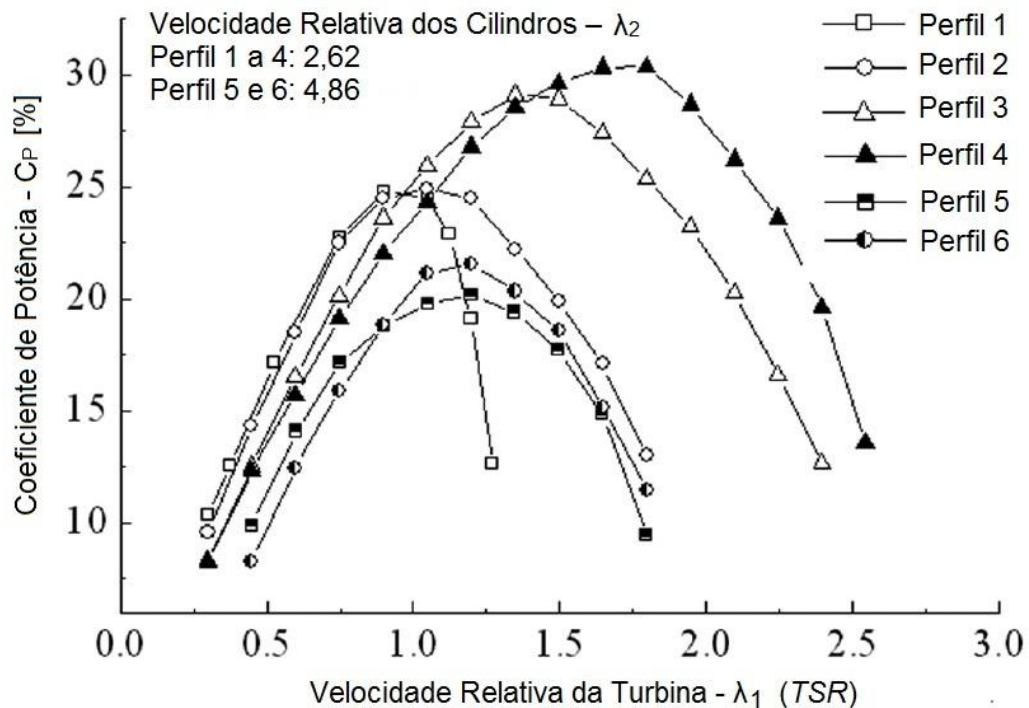


Este valor de potência demandada é subtraído da potência gerada para o cálculo do coeficiente de potência líquido  $C_{P\_líquido}$  de acordo com a Equação (2.46).

$$C_{P\_líquido} = \frac{P_{gerado} - P_{consumido}}{\frac{1}{2} \rho \cdot U_{\infty} \cdot Area} \quad (2.46)$$

Na Figura 2.18 são apresentados os valores dos  $C_{P\_líquido}$  obtidos através da simulação numérica para cada um dos perfis. O Perfil 4, cônico truncado, apresentou o maior  $C_{P\_líquido} = 0,304$  com  $\lambda_1 = 1,8$  (TSR). Dentre os perfis cilíndricos lisos, o Perfil 3 possui a maior razão (A) entre o comprimento e o diâmetro, e apresentou o maior valor  $C_{P\_líquido} = 0,291$ .

Figura 2.18 – Curvas de  $C_{P\_líquido}$  em relação a  $\lambda_1$  (TSR)

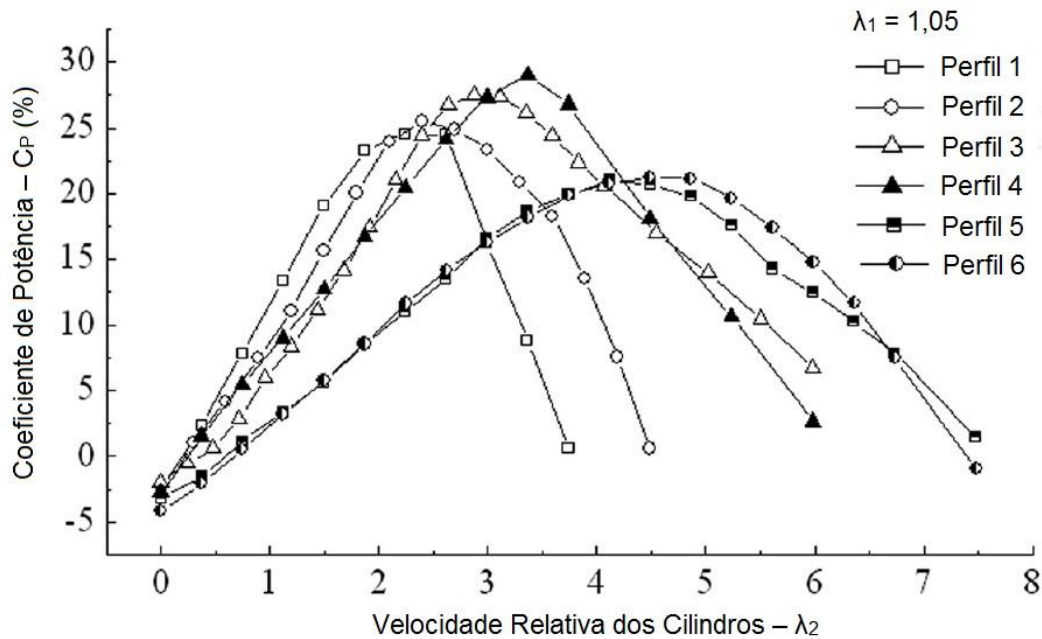


Fonte: (SUN et. al., 2012)

Os perfis ondulados como o Perfil 5 e Perfil 6 da Figura 2.15 reduzem consideravelmente a vibração e a força de arrasto, apesar de apresentarem os menores valores de  $C_{P\_líquido}$ .

Na Figura 2.19 tem-se as curvas dos  $C_{P\_líquido}$  obtidos nas simulações numéricas 3D fixando um  $\lambda_1 = 1,05$  e variando-se a rotação dos cilindros  $\lambda_2$ . Dentre os perfis cilíndricos o Perfil 3 apresentou o maior  $C_{P\_líquido} = 0,275$  para  $\lambda_2 = 2,87$ . O Perfil 4 apresentou o maior  $C_{P\_líquido} = 0,290$  para  $\lambda_2 = 3,37$ .

Figura 2.19 – Curvas de  $C_{P\_líquido}$  em relação a  $\lambda_2$ .



Fonte: (SUN et. al., 2012)

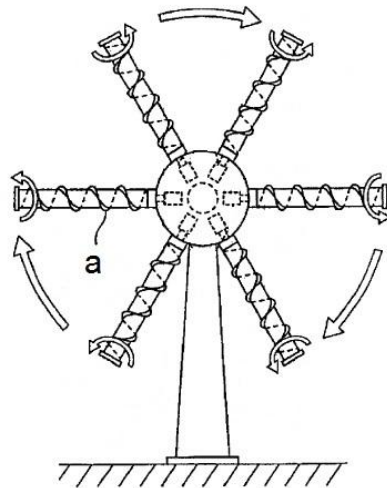
Pode-se concluir, analisando-se os resultados das simulações de Sun (2012), que dentre os perfis estudados, o perfil cilíndrico 3 tem a maior relação comprimento pelo diâmetro proporcionando um maior coeficiente de potência líquido.

Tabela 2.4 – Valor ótimo de  $C_{P\_líquido}$  do Perfil 3.

$C_{P\_líquido}$	0,291
Diâmetro do cilindro [m]	0,32
Comprimento do cilind. [m]	4,5
Comprim./Diâm. cilind [m]	14,1
Vento [m/s]	7,0
$\lambda_2$	2,62
Rotação do cilindro [RPM]	547,3
$\lambda_1$	1,34
Rotação turbina [RPM]	19,90

Na Figura 2.20 apresenta-se um conceito de turbina de efeito Magnus cujos cilindros girantes possuem espirais sobrepostas (detalhe “a” da Figura 2.20). A Figura 2.20 foi extraída da patente japonesa publicada no Japão em agosto de 2005 por Murakami (2009) da empresa Mecaro Ltda.

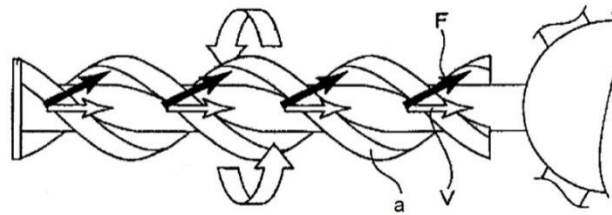
Figura 2.20 – Turbina de efeito Magnus da empresa Mecaro Ltda.



Fonte: Murakami, 2009.

As espirais dispostas sobre as superfícies dos cilindros são uma das características mais relevantes deste conceito de turbina Magnus, como pode-se observar na Figura 2.21. Esta espiral em rotação gera um fluxo de ar paralelo ao cilindro aumentando o efeito Magnus. Pode-se ter uma, duas, três ou mais espirais, detalhe (a) da Figura 2.21 que proporcionam maior fluxo de ar paralelo ao cilindro e aumento no efeito Magnus. Assim o torque produzido por uma turbina de cilindros com espirais é maior em relação a uma com cilindros lisos, conforme comparativo apresentado na Figura 2.23. Segundo Murakami, situando-se um observador no eixo principal da turbina olhando para a extremidade externa do cilindro na Figura 2.21, o sentido de rotação que proporciona maior efeito Magnus é a rotação horária para um passo de espira anti-horário. Ou seja, uma rotação dos cilindros que proporcione fluxo de ar no sentido para o centro do cubo.

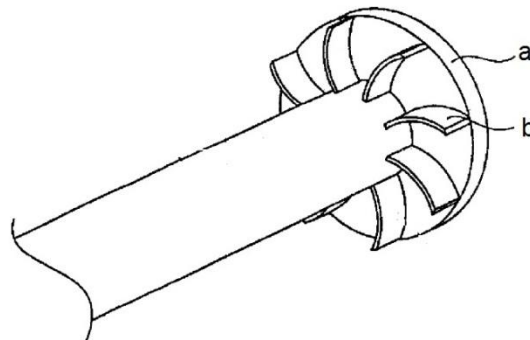
Figura 2.21 – Cilindro girante com espirais sobrepostas.



Fonte: Murakami, 2009.

Outras duas características construtivas dos cilindros com espirais do conceito de turbina Magnus de Murakami (2009) são: o disco-tampa (*end cap*), detalhe (a) da Figura 2.22, de diâmetro maior que o cilindro girante e um conjunto de pás, detalhe (b) Figura 2.22, formando uma espécie de cata-vento, disposto ao redor da extremidade externa dos cilindros. Estes dois dispositivos também contribuem de forma significativa para o aumento do efeito Magnus como se pode constatar na Figura 2.23.

Figura 2.22 – *End cap* (a) e hélices (b).

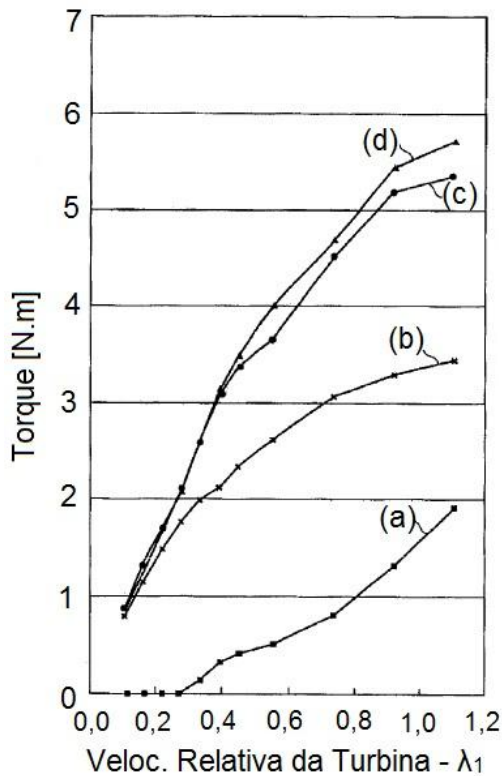


Fonte: Murakami, 2009

A Figura 2.23 apresenta a relação entre o torque da turbina e o *Tip Speed Ratio (TSR)* da turbina para quatro configurações de cilindros girantes. A curva (a) representa o cilindro sem espiral e sem disco-tampa (*end cap*). A curva (b) representa o cilindro com espiral, sem disco-tampa e a rotação dos cilindros que proporciona fluxo de ar no sentido para o centro do cubo, sentido adequado. A curva (c) representa o cilindro com espiral, com tampa de diâmetro 140% maior que o cilindro e sentido adequado de rotação. A curva (d) representa o cilindro com espiral,

com disco-tampa de diâmetro 200% maior que o cilindro e sentido adequado de rotação. O sentido de rotação do cilindro reverso, aquele que proporciona um fluxo de ar do centro para a extremidade do cilindro, reduz o torque.

Figura 2.23 – Variações no torque resultante.

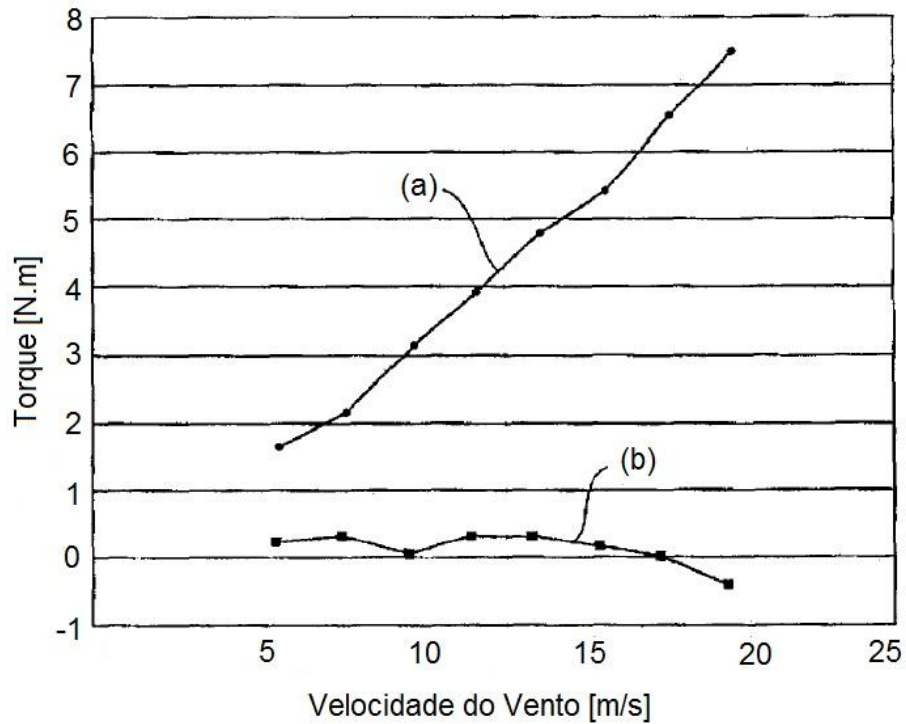


- (a) cilindro sem espiral e sem disco-tampa;
- (b) cilindro com espiral, sem disco-tampa;
- (c) cilindro com espiral, com tampa de diâmetro 140%;
- (d) o cilindro com espiral, com disco-tampa de diâmetro 200%

Fonte: Murakami, 2009.

A Figura 2.24 compara o efeito da presença das espirais sobrepostas nos cilindros girantes sobre o torque da turbina, curva (a), para uma velocidade de rotação fixa do cilindro em 1080 RPM para uma dada faixa de velocidade de vento e diâmetro do disco-tampa de 200% superior ao do cilindro. Salienta-se na mesma Figura 2.24 que a curva (b) sem espiral, mas com disco-tampa com velocidade de vento em 20 m/s produz um torque negativo ou efeito Magnus reverso, segundo Murakami (2009). Pode-se afirmar que esta curva (b) da Figura 2.24 é contraditória em relação aos resultados experimentais de Bychov, com cilindros lisos e também os resultados experimentais realizados nesta tese, com cilindros lisos, que ambos os experimentos apresentaram força de sustentação positiva e torque positivo.

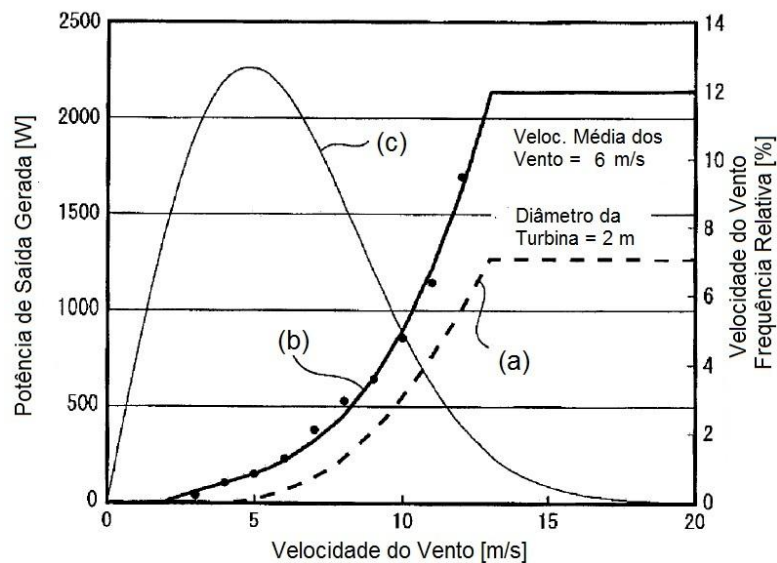
Figura 2.24 – Torque da turbina com disco-tampa, curva (a) com espirais e curva (b) sem espirais.



Fonte: Murakami, 2009.

A Figura 2.25 representa os resultados experimentais obtidos ao ar livre na prefeitura de Akita no Japão, local com velocidade média anual dos ventos de 6 m/s.

Figura 2.25 – Potências da turbina Magnus e da convencional de 2 m de diâmetros.



Fonte: Murakami, 2009.

A curva (a) da Figura 2.25 é referente à potência gerada por uma turbina convencional de 3 pás com 2 m de diâmetro. A curva (b) refere-se à potência gerada por uma turbina Magnus com as características já descritas nesta seção, também com 2 m de diâmetro. Constata-se que a turbina Magnus apresenta um desempenho superior à turbina convencional. A curva (c) é referente à distribuição de Rayleigh da velocidade média anual no local do experimento, na prefeitura de Akita.

## 2.7 Motor Elétrico para o Acionamento dos Cilindros.

As turbinas Magnus necessitam do acionamento de um motor elétrico através de um sistema de engrenagens com coroa e pinhões para transmitir a rotação do motor para todos os cilindros girantes ou um motor para cada um dos cilindros. Nesta tese as concepções de turbinas Magnus que foram desenvolvidas utilizam um motor com sistema de coroa-pinhões para transmitir a rotação aos cilindros. Exceto, o “Protótipo 3” com dois cilindros possui dois motores individuais. Estudou-se a possibilidade da utilização dos seguintes tipos de motores:

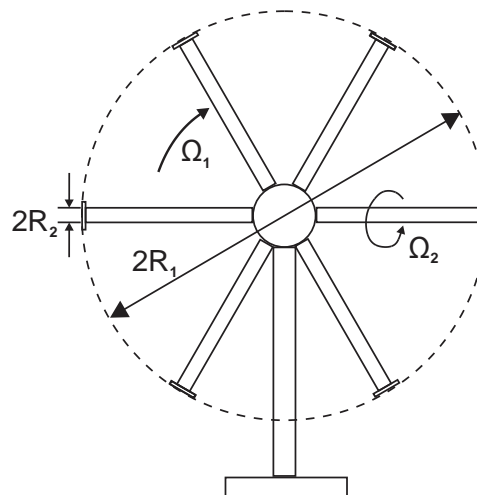
- Motor de indução trifásico industrial com inversor de frequência;
- Motor CC com escovas (*brushed*) convencional 12 V de parafusaderias elétricas;
- Motor sem escovas (*brushless*) CC de aeromodelismo, *ESC (Electronic Speed Control)*;
- Motor sem escovas (*brushless*) CC industrial e *servo drive*;

## 2.8 Controle da Turbina Eólica Magnus

A ilustração simplificada da Figura 2.26 de uma turbina eólica Magnus destaca as grandezas: raio da turbina  $R_1$ , raio dos cilindros  $R_2$ , rotação da turbina  $\Omega_1$  e rotação dos cilindros  $\Omega_2$ . Para extrair a máxima potência dos ventos e convertê-la em potência mecânica no eixo da turbina necessita-se controlar  $\Omega_1$  e  $\Omega_2$ . Este controle deve atuar para o rastreamento do ponto de máxima potência *MPPT (Maximum Power Point Tracking)* da rotação dos cilindros e do conjunto turbina gerador. Portanto, para o *MPPT* da turbina Magnus deve-se buscar  $\Omega_1$  e  $\Omega_2$  ótimos que proporcionem a máxima potência extraída dos ventos.



Figura 2.26 – Turbina Magnus.



Fonte: Jinbo, 2014.

A Equação (2.14) demonstra que a força de sustentação  $L$  resultante do efeito Magnus que atua sobre um cilindro girante imerso em um fluido é proporcional à velocidade de rotação do mesmo. Essa mesma força atua nos cilindros de uma turbina eólica de efeito Magnus resultando no torque sobre o eixo principal e que produz a potência mecânica. Portanto, a potência mecânica gerada pela turbina Magnus é proporcional à velocidade de rotação dos cilindros de acordo com a Equação (2.34) da potência. Assim, o aumento da rotação proporciona o aumento da potência gerada que é proporcional ao  $C_P$ , cujo o limite é  $C_P = 0,593$  (limite de Betz).

O aumento da rotação dos cilindros implica em aumento do consumo de energia pelo motor elétrico e pelo circuito de acionamento (*drive*) do motor. Deseja-se um valor máximo na potência líquida " $P_{liq}$ ", conforme a Equação (2.47), que consiste na potência mecânica no eixo da turbina ou a potência elétrica entregue a carga " $P_{gen}$ " subtraindo-se a potência elétrica consumida " $P_{cons}$ " pelo acionamento do motor dos cilindros.

$$P_{liq} = P_{gen} - P_{cons} \quad (2.47)$$

O controle da rotação dos cilindros girantes da turbina eólica de efeito Magnus é realizado através do controle do acionamento do motor (*drive*). Para

proporcionar a rotação dos cilindros pode-se adotar um motor para cada cilindro ou um sistema de coroa e pinhão e utilizar somente um motor de acionamento.

### 2.8.1 Controle da Rotação dos Cilindros da Turbina Eólica Magnus

O *MPPT* para a rotação dos cilindros  $\Omega_2$  deve buscar uma rotação ótima dos cilindros que proporcione a máxima potência líquida gerada. Potência líquida gerada é a potência mecânica disponível no eixo da turbina subtraindo-se a potência demandada pelo acionamento (motor) dos cilindros ou a potência elétrica entregue a carga subtraindo-se a potência demandada pelo acionamento dos cilindros. O processamento do algoritmo de controle da rotação dos cilindros pode ser realizado por um microcontrolador, cujo sinal de entrada é a potência elétrica líquida gerada, calculada através da leitura de tensão e corrente e a saída um sinal de controle que atue no sistema de acionamento do motor elétrico dos cilindros.

### 2.8.2 Controle da Rotação da Turbina Eólica Magnus

O *MPPT* da rotação do conjunto turbina gerador *PMSG* pode ser realizado por um conversor estático controlado executando um algoritmo *MPPT*. Inúmeras topologias de conversores estáticos com seus respectivos controles podem ser utilizadas para realizar esta tarefa, seja conversores *CA/CC* (controlados) (HAN, 2009), (YANG, 2010), (IZUMI, 2011) ou *CC/CC* (*boost*, *sepic*, *buck*, *buck-boost*) (DUAN, 2006), (HUSSEIN, 2012). No presente trabalho será utilizado um conversor *CC/CC* do tipo *boost*, pois geradores *PMSG* não necessitam de excitação externa no rotor e este conversor simples pode realizar o *MPPT* desejado.

### 2.8.3 Algoritmo Hill Climbing Control

Nesta tese adotou-se o *Hill Climbing Control* (subindo a colina), pois é uma técnica clássica, simples e funciona com eficácia para o rastreamento do ponto máximo em curvas de potência de turbinas eólicas. No Apêndice F tem-se o desenvolvimento teórico do *HC* e nas seções 4.5 (O Controle das Turbinas Magnus Propostas) e 4.6 (Algoritmos Propostos) a sua aplicação para o *MPPT* da turbina Magnus.

## 2.9 Conclusões

O Capítulo 2 apresentou a equação de Luo (2011) referente ao  $C_P$  da turbina Magnus, utilizado para cálculos analíticos e simulações para estimar a potência gerada dos protótipos construídos.

Muraki (2009) considera que as espirais sobrepostas sobre os cilindros girantes, a tampa circular (disco-tampa) com o dobro do diâmetro que o cilindro em sua extremidade são fatores relevantes para proporcionar um aumento de torque na turbina. Além disso, segundo Murakami (2009), a rotação adequada dos cilindros com espirais sobrepostas é aquela que proporciona o fluxo de ar paralelo aos cilindros, da extremidade para o cubo.

O *MPPT* de uma turbina eólica Magnus é realizado pelo rastreamento da rotação ótima dos cilindros e a rotação ótima do conjunto turbina-gerador. Escolheu-se o algoritmo *HCC (Hill Climbing Control)* para o *MPPT* dos cilindros e também para o *MPPT* do conversor *boost*. O *HCC* é simples de se implementar e eficaz para curvas de potências de turbinas eólicas, incluindo a Magnus. Além disso, ele é eficaz para o *MPPT* de conversores CC/CC como o *boost*.

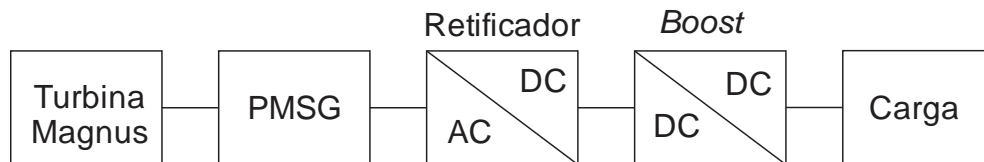
### 3 CONVERSORES ESTÁTICOS

Considerando o objetivo fundamental da presente tese que é o desenvolvimento da turbina eólica Magnus e buscar a melhoria de seu desempenho no decorrer dos trabalhos, optou-se por uma solução simples e eficiente de conversor estático para os prótipos, o *boost*.

#### 3.1 Conversor CA/CC e Conversor CC/CC Boost

A conversão da potência mecânica disponível no eixo da turbina para a potência elétrica é realizada pelo gerador de ímãs permanentes *PMSG*. O gerador *PMSG* fornece em seus terminais de saída tensões e correntes trifásicas alternadas. Um retificador trifásico não controlado a diodos e um conversor CC/CC controlado do tipo *boost* foram selecionados para extração da potência máxima para uma carga resistiva conforme Figura 3.1.

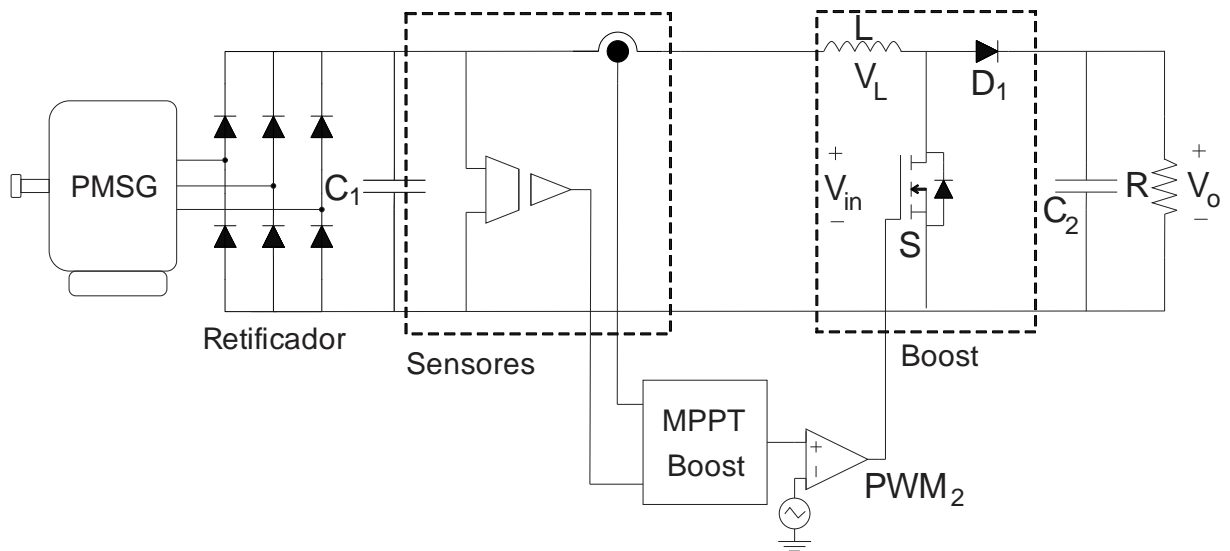
Figura 3.1 – Conversor CA/CC e CC/CC



Fonte: Jinbo, 2016.

Na Figura 3.2 apresenta-se o circuito de saída do *PMSG*, o retificador trifásico a diodos, um capacitor de filtro " $C_1$ " para reduzir as ondulações e tornar mais contínua a tensão na saída do retificador. Pode-se observar os transdutores de tensão e corrente da potência elétrica para o microcontrolador que executa o algoritmo *MPPT*, os filtros " $L_f$  e  $C_f$ " para reduzir as ondulações na tensão de entrada do *boost* e os ruídos provenientes do chaveamento que prejudicam as leituras das tensões e correntes. Em seguida na mesma figura estão localizados os componentes do *boost*, a indutância " $L$ ", a chave " $S$ " e o diodo " $D_1$ ". Por fim, a carga resistiva com um filtro " $C_2$ " para minimizar as ondulações de tensão e corrente na carga.

Figura 3.2 – Gerador *PMSG*, retificador trifásico e *boost*.



Fonte: Jinbo, 2016.

Os parâmetros do boost são:

$V_{in}$  = tensão média de entrada do boost;

$V_o$  = tensão média na carga;

$V_{pk}$  = tensão de pico de linha na entrada do retificador;

$L$  = indutância do boost;

$I_L$  = corrente no indutor do boost;

$I_o$  = corrente na carga;

$D$  = razão cíclica;

$T_s$  = período de chaveamento;

$\Delta i_L$  = ondulação da corrente na indutância;

$P_{in}$  = potência ativa na entrada do boost;

$P_o$  = potência na carga.

O bloco “*MPPT Boost*” da Figura 3.2 também representa o algoritmo *HCC* (*Hill Climbing Control*) que realiza o rastreamento da razão cíclica “*D*” ótima do conversor *boost* para proporcionar a máxima potência elétrica gerada. A relação de conversão do *boost* “*M*” é dada pela Equação (3.1) (PEÑA, 2011), (DENIZAR, 2008):

$$M(D) = \frac{V_o}{V_{in}} = \frac{1}{1-D} \quad (3.1)$$

No modo de condução contínua (*CCM – Continuous Conduction Mode*), o conversor *boost* tem duas etapas de operação. A primeira etapa é a magnetização e a segunda é a desmagnetização do indutor “L”. Durante o intervalo de magnetização a inclinação da corrente na indutância de magnetização “L” é dada por:

$$\frac{d}{dt} i_L(t) = \frac{v_L}{L} = \frac{V_{in}}{L} \quad (3.2)$$

Durante o intervalo de magnetização a variação da corrente no indutor, é dada pela inclinação da corrente multiplicada pelo intervalo:

$$2 \cdot \Delta i_L = \frac{V_{in}}{L} \cdot D \cdot \frac{T_s}{\Delta i_L} = \frac{V_{in}}{2 \cdot L} \cdot D \cdot T_s \quad (3.3)$$

$$L = \frac{V_{in}}{2 \cdot \Delta i_L} \cdot D \cdot T_s \quad (3.4)$$

onde “ $\Delta i_L$ ” é o ripple da corrente na indutância “L”.

A Equação (3.5) pode ser utilizada para determinar o valor da indutância de magnetização “L” a partir do ripple de corrente desejado. Para que o conversor opere no modo de condução contínua, isto é, para a corrente não chegue à zero no intervalo de desmagnetização e a equação do ganho estático “M(D)” tenha validade é necessário que o ripple de corrente seja menor que a corrente média no indutor (PEÑA, 2011). Isto é:

$$\Delta i_L < I_L \quad (3.5)$$

Considerando-se os componentes como sendo ideais, isto é, sem perdas, pode-se afirmar, portanto, que a potência de entrada e de saída do conversor são iguais, isto é:

$$P_{in} = P_o \therefore V_{in} \cdot I_L = V_o \cdot I_o \quad (3.6)$$

Sendo “ $I_L$ ” igual a corrente de entrada do conversor *boost*, a corrente de saída do conversor *boost* pode ser definida a partir da tensão de saída e da resistência R:

$$I_o = \frac{V_o}{R} \quad (3.7)$$

Substituindo a Equação (3.7) na Equação (3.6) pode-se expressar o valor de R como sendo:

$$R = \frac{V_o^2}{I_L \cdot V_{in}} \quad (3.8)$$

$$R = \frac{V_{in}}{I_L \cdot (1 - D)^2} \quad (3.9)$$

O valor da resistência de saída está relacionado com a faixa de potência para um dado um intervalo da razão cíclica.

A tensão de entrada média “ $V_{in}$ ” do *boost* está relacionada com a tensão de pico de linha na entrada do retificador “ $V_{pk}$ ” de acordo com a Equação (3.10) (BARBI, 2006):

$$V_{in} = V_{pk} \quad (3.10)$$

Assim sendo:

$$R = \frac{V_{pk}}{I_L \cdot (1 - D)^2} \quad (3.11)$$

## 4 SISTEMA EÓLICO MAGNUS PROPOSTO

A potência mecânica produzida por uma turbina eólica pode ser calculada pela Equação (2.3) do Capítulo 02. Pode-se constatar nesta equação a proporcionalidade da potência com o diâmetro da turbina que também é válido para as turbinas eólicas de efeito Magnus conforme a Equação (2.34).

Os cilindros girantes das turbinas de efeito Magnus que existem comercialmente, como se pode observar em um dos produtos que a empresa japonesa Mecaro (MECARO) oferece, possuem aproximadamente 6 m de comprimento. O aumento no comprimento dos cilindros girantes implica na utilização de mancais adequados para suportar as forças a que estão sujeitos os cilindros em movimento de rotação ao redor do seu próprio eixo e do eixo principal da turbina. Além disso, os cilindros girantes devem ser idênticos e perfeitamente balanceados em torno de seu próprio eixo para evitar as vibrações que podem prejudicar o seu desempenho e reduzir a sua durabilidade.

O presente trabalho apresenta um sistema para medição e aquisição de dados (rotação, torque e potência mecânica) de micro turbinas em ensaio no túnel de vento. Denominou-se este sistema de “Ferramental para Medição de Potência Mecânica”.

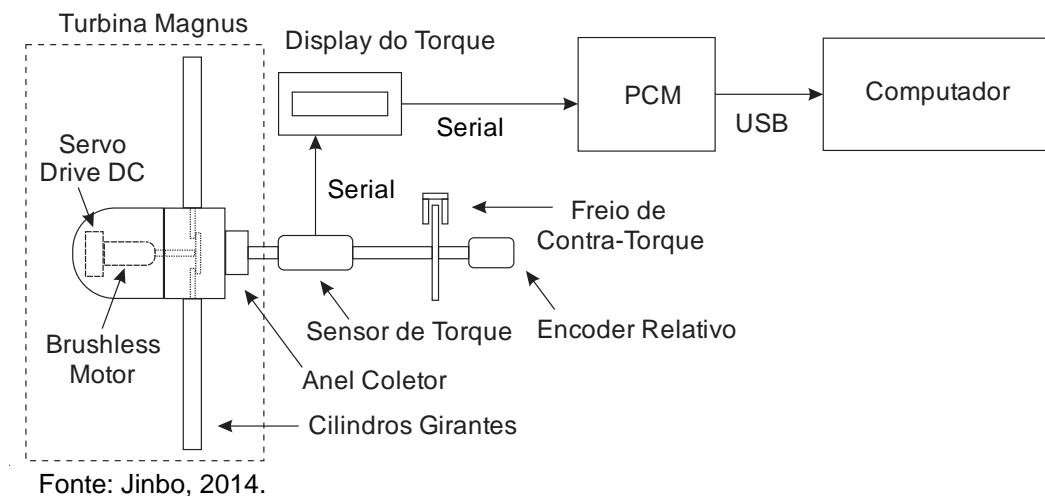
Três protótipos de turbinas eólicas de efeito Magnus com diâmetros de 1,0 m e 3,0 m foram construídos e testados. Três concepções de turbinas são apresentadas. O “Protótipo 1” de 1 m de diâmetro têm 6 cilindros girantes maciços de poliacetal e cada cilindro está apoiado em dois mancais no cubo. O “Protótipo 2” de 3 m de diâmetro têm 6 cilindros girantes, onde cada cilindro consiste em uma casca externa girante (tubo de PVC) e está apoiado sobre um eixo de tubo de alumínio interno através de dois rolamentos nas extremidades. O “Protótipo 3” de 3 m de diâmetro possui apenas 2 cilindros girantes com eixo interno de aço maciço e também dois motores CC para o acionamento individual dos cilindros. A concepção com eixo interno de turbina acredita-se ser a melhor solução, a que permitirá desenvolver turbina de maiores diâmetros e conseqüentemente maiores potências. Também é ilustrada uma terceira versão (concepção) de turbina que não foi implementada.



#### 4.1 Ferramental para Medição da Potência Mecânica

O ferramental para medição de potência mecânica no eixo, conforme Figura 4.1, foi concebido com o objetivo de realizar a otimização dos protótipos de turbinas Magnus e é constituído pelos seguintes componentes: 01) Protótipo de micro turbina eólica (Magnus); 02) Sistema de medições e de registros de dados relativos à potência mecânica no eixo da turbina (rotação e torque). Os detalhes do ferramental estão no APÊNDICE K – Túnel de Vento. Este sistema é composto por um sensor de torque e rotação e um sistema de frenagem para proporcionar o torque de oposição à turbina eólica. Considerando-se que a potência mecânica é o produto entre o torque (N.m) e a rotação (rad/s), a transdução destas duas grandezas fornece a potência mecânica produzida.

Figura 4.1 – Ferramental para medir a potência mecânica no eixo da turbina.



Os componentes do sistema microcontrolado de medição da potência mecânica como está apresentado na Figura 4.1 são:

- (a) Micro turbina em ensaio (diâmetro < 3 m);
- (b) Sensor de torque;
- (c) Sensor de rotação;
- (d) Freio de contra-torque;
- (e) *Display* do sensor de torque;
- (f) PCM – Placa Microcontrolada com PIC;

(g) Computador.

A leitura da potência mecânica [W] no eixo principal dos protótipos de turbina é realizada através de um sensor de torque, modelo MKDC – 20.0 N.m (MKCONTROLE) com selo de calibração do INMETRO e um sensor de rotação do tipo encoder relativo, modelo de 100 pulsos NTP40AX06-100D27P2C2 (TNS). O valor do torque é adquirido do *display* do sensor de torque, modelo MK5030 (MKCONTROLE), através de uma comunicação RS232 com o microcontrolador PIC.

O cálculo da potência mecânica é o produto do torque “T” (N.m) pela rotação “ $\omega$ ” (rad/s), Equação (4.1), realizado na programação do PIC 18F2550 com o valor correspondente apresentado em um *display* LCD e enviado via comunicação USB para as grandezas serem apresentadas na tela de um computador.

$$P_{\text{mec}} = T \cdot \omega \quad (4.1)$$

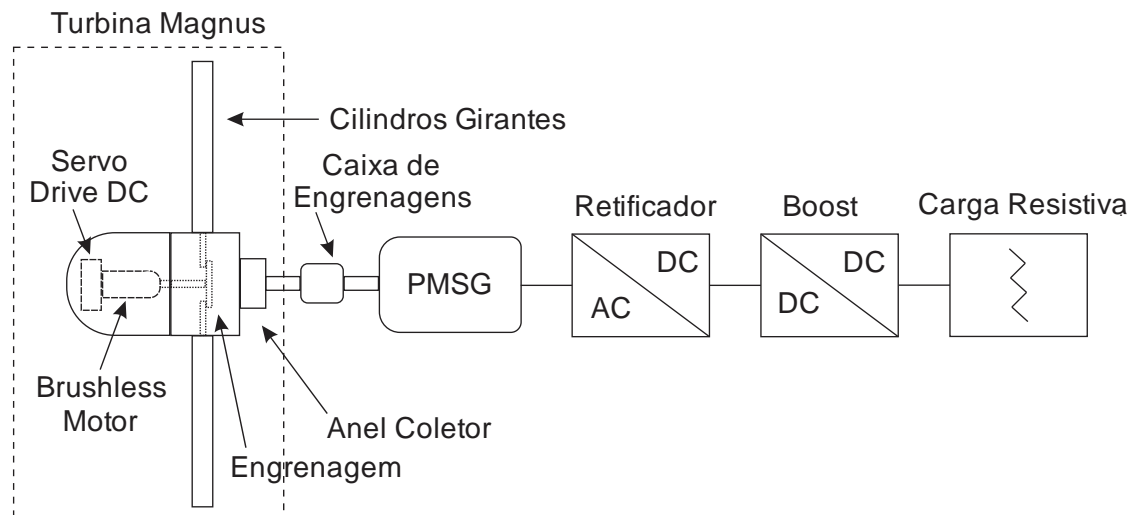
## 4.2 Sistema Eólico Magnus 1 Proposto - Turbina Magnus, gerador *PMSG*, conversor estático (*boost*) e carga R.

O sistema eólico de efeito Magnus desta seção denominado de “Sistema Eólico Magnus 1 Proposto” conforme

Figura 4.2 e Figura 4.3 é composto pelos seguintes elementos:

- (a) Turbina de efeito Magnus com *MPPT*, diâmetros de 1,0 m ou 3,0 m;
- (b) Anel coletor especial;
- (c) Caixa de engrenagens;
- (d) Gerador de ímãs permanentes *PMSG* de potência elétrica nominal de 1 kW ou 3 kW;
- (e) Conversor estático CA/CC (retificador a diodos);
- (f) Conversor controlado CC/CC (*boost*) com *MPPT*;
- (g) Carga resistiva.

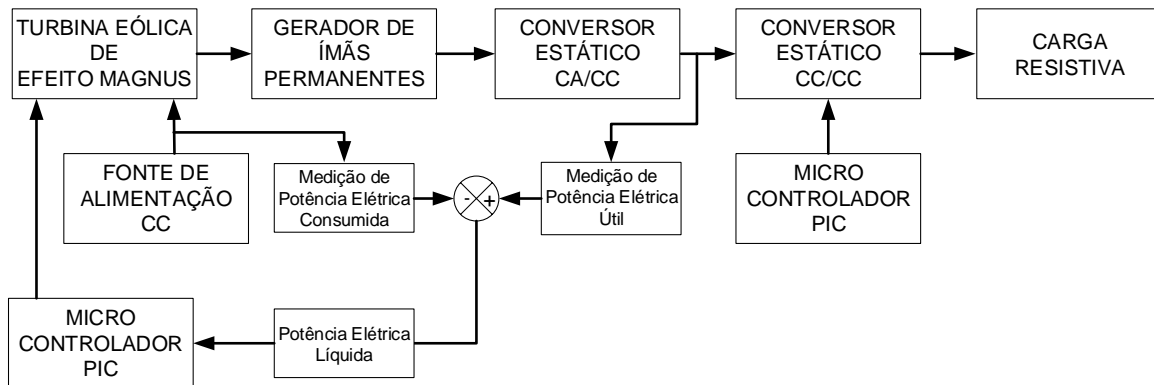
Figura 4.2 – “Sistema Eólico Magnus 1 Proposto” – Diagrama simplificado.



Fonte: Jinbo, 2016.

A turbina Magnus opera em baixas rotações, sendo necessária a utilização de uma caixa de engrenagens (caixa multiplicadora de velocidade 1:5) para adequação da rotação ao gerador de ímãs permanentes *PMSG* selecionado.

Figura 4.3 – “Sistema Eólico Magnus 1 Proposto” – Diagrama de blocos.

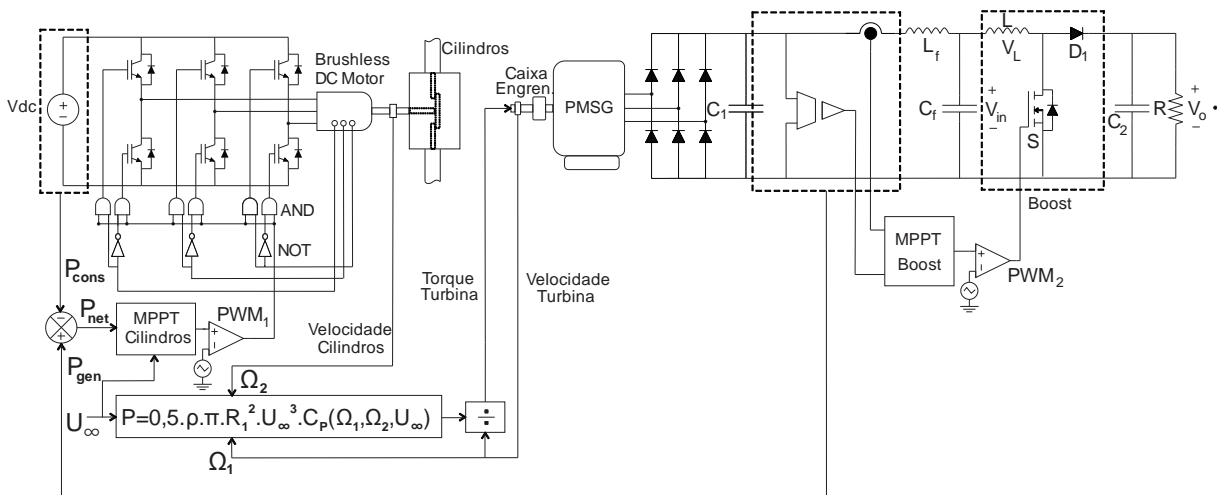


Fonte: Jinbo, 2016.

Existe uma rotação ótima da turbina que proporciona a máxima potência mecânica no eixo. Portanto, faz-se necessário o rastreamento desta rotação ótima da turbina, ou seja, o *MPPT* (HAN, 2013), (YANG, 2010), (DUAN, 2006). Além disso, as turbinas eólicas de efeito Magnus necessitam rastrear a rotação ótima dos cilindros para a máxima extração de energia dos ventos.

Na Figura 4.4 apresenta-se com mais detalhes o “Sistema Eólico Magnus 1 Proposto” composto pelo modelo matemático da turbina eólica Magnus de acordo com Equação (2.41), servo acionamento CC (ponte inversora e motor *brushless* CC), um gerador *PMSG*, retificador trifásico a diodos, conversor *CC/CC boost* e uma carga resistiva.

Figura 4.4 – “Sistema Eólico Magnus 1 Proposto” com detalhamento.



Fonte: Jinbo, 2016.

O servo acionamento CC (ponte inversora e motor *brushless* CC) aciona a rotação dos cilindros através de um sistema de engrenagens (coroa e pinhão). A potência elétrica gerada " $P_{gen}$ " é medida na saída do retificador a diodos. A potência consumida " $P_{cons}$ " pelo servo acionamento CC é medida na saída da fonte de alimentação " $V_{dc}$ ". A potência líquida " $P_{liq}$ " é a potência elétrica gerada " $P_{gen}$ " subtraindo-se a potência elétrica consumida " $P_{cons}$ " e é calculada no microcontrolador PIC. O bloco "MPPT Cilindros" representa o algoritmo *HCC (Hill Climbing Control)* que foi executado em um microcontrolador PIC que realiza o rastreamento da rotação ótima dos cilindros e proporciona a máxima extração de potência líquida " $P_{liq}$ " pela turbina. Na saída do bloco "MPPT Cilindros" é gerado o sinal de referência para o " $PWM_1$ " que realiza o chaveamento da ponte inversora do servo acionamento CC. A sequência de chaveamento é definida para os 3 sinais dos 3 sensores de efeito *hall* provenientes do motor *brushless* e para as portas lógicas *AND* e *NOT* (KRISHNAN, 2010).

O torque produzido pela turbina é transmitido para um gerador *PMSG* através de uma caixa de engrenagens.

O conversor estático CC/CC *boost* da Figura 4.4 é composto por uma chave "S", um diodo " $D_1$ " e uma indutância "L". A principal característica do conversor *boost* é produzir uma tensão de saída " $V_o$ " maior que a tensão de entrada " $V_{in}$ ". Na saída do gerador de ímãs permanentes (*PMSG*) existe um retificador trifásico em ponte não controlado e um capacitor de filtro " $C_1$ ". O objetivo do capacitor de filtro " $C_1$ " é tornar a tensão de saída do *PMSG* contínua. Um filtro " $L_f C_f$ " reduz a ondulação do barramento CC.

Os parâmetros do *boost* são:

$V_{in}$  = tensão média de entrada do boost;

$V_o$  = tensão média na carga;

$V_{pk}$  = tensão de pico de linha na entrada do retificador;

L = indutância do boost;

$I_L$  = corrente no indutor do boost;

$I_o$  = corrente na carga;

D = razão cíclica;

$T_s$  = período de chaveamento;

$\Delta i_L$  = ondulação da corrente no indutor;

$P_{in}$  = potência na entrada do *boost*;

$P_o$  = potência na carga.

O bloco “*MPPT Boost*” da Figura 4.4 representa o algoritmo *HCC (Hill Climbing Control)* que realiza o rastreamento da razão cíclica “D” ótima do conversor *boost* para a máxima potência elétrica gerada. O projeto do conversor *CC/CC boost* é apresetado no Capítulo 03 (Conversores Estáticos).

Tanto para o “*MPPT Cilindros*” e como para o “*MPPT Boost*” aplicou-se o algoritmo *Hill Climbing Control HCC* buscando rastrear o ponto de máxima potência. No “*MPPT Cilindros*” rastreia-se a máxima potência líquida, onde *MP* é o Ponto Máximo, através da variação da rotação dos cilindros  $\Omega_2$ . No “*MPPT Boost*” rastreia-se a máxima potência elétrica, através da variação da razão cíclica do *boost PWM<sub>2</sub>* e consequentemente ajustando a rotação ótima do conjunto gerador e turbina (SIMÕES e FARRET, 2004), (RUSSEL; NORVIG, 2010).

### 4.3 Turbinas Eólicas Magnus Propostas

Nesta seção apresentam-se três concepções de turbinas eólicas de efeito Magnus, sendo que duas foram implementadas em protótipos. A principal diferença entre as concepções está na forma como os cilindros girantes são fixos (presos) ao cubo. Na “Concepção 01” e “Concepção 02” os cilindros são suportados por dois mancais no cubo da turbina. Na “Concepção 03” cada cilindro girante possuem um eixo interno não rotativo e fixo ao cubo, somente a casca externa rotaciona em torno destes eixos. Pretende-se reduzir as vibrações dos cilindros e aumentar o comprimento das mesmas para possibilitar uma maior extração de energia dos ventos.

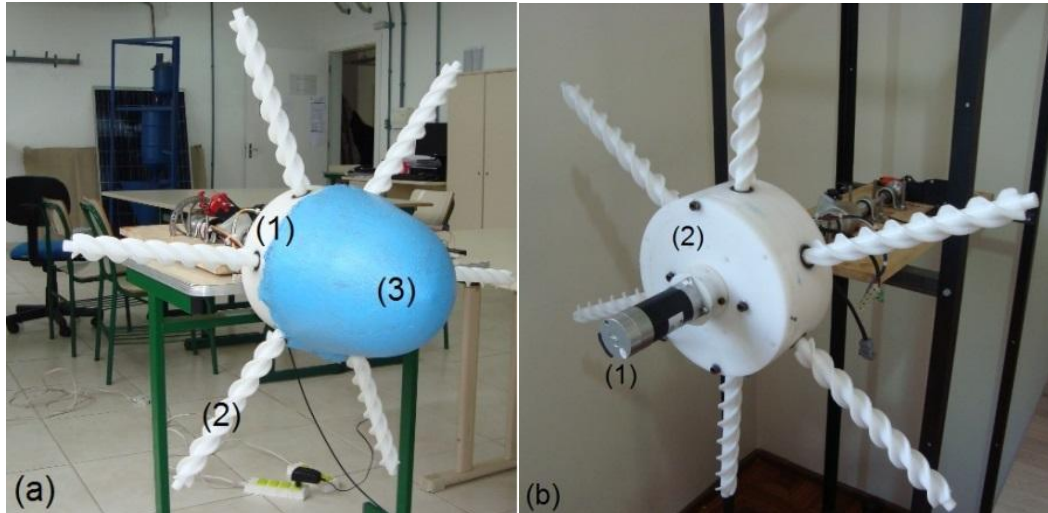
#### 4.3.1 Turbinas Eólicas Magnus da Concepção 01

Na Figura 4.5 apresenta-se o “Protótipo 1” de turbina Magnus desenvolvido, onde os cilindros girantes estão presos ao cubo por dois mancais, um interno e o outro na própria parede do cubo.

Na Figura 4.5 (a) estão identificados pela numeração os seguintes detalhes:

- (1) Cubo e o mancal externo de sustentação dos cilindros;
- (2) Cilindro girante com três espirais sobrepostas (três entradas);
- (3) Porção frontal onde fica localizado o sistema de servo acionamento CC.

Figura 4.5 – Concepção 01 de turbina Magnus.  
a) Vista frontal. b) Cubo e o motor *brushless* CC.



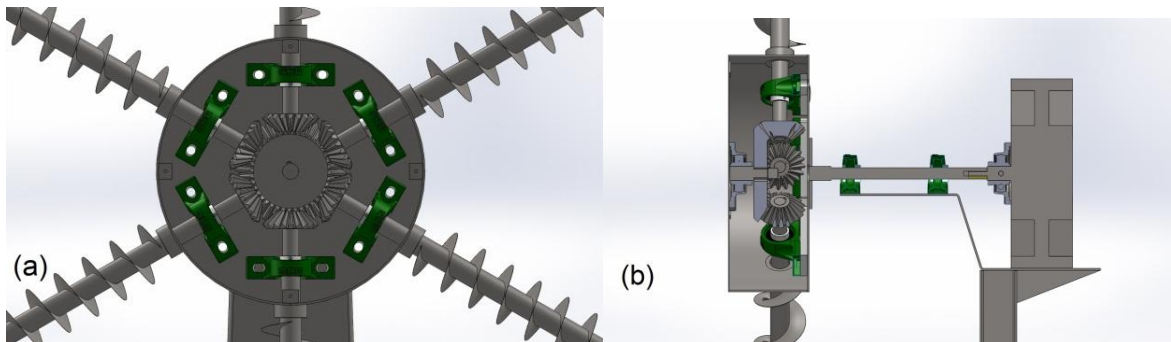
Fonte: Jinbo, 2014.

Os detalhes da Figura 4.5 (b) consistem em:

- (1) Motor *brushless* CC;
- (2) Cubo onde está localizado o mancal interno e o sistema de coroa e pinhão que transmite a rotação do motor brushless para os cilindros conforme Figura 4.6.

Devido à necessidade de dois mancais no cubo e também pela existência do sistema de transmissão de rotação com coroa e pinhão, esta concepção de turbina necessita um cubo relativamente maior.

Figura 4.6 – Mancais, coroa e pinhão.  
a) Vista frontal. b) Vista lateral.

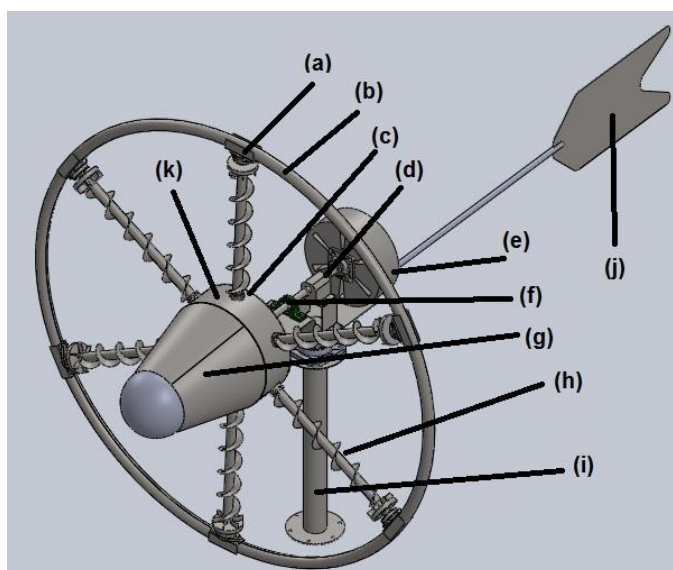


Fonte: Deiwis, 2013.

#### 4.3.2 Turbinas Eólicas Magnus da Concepção 02

A “Concepção 02” de turbina Magnus é uma alteração na “Concepção 01”. Agora, cada cilindro girante é preso por um mancal no cubo e um mancal externo preso a um volante de acordo com a Figura 4.7. O objetivo é tentar reduzir as vibrações que ocorrem com os cilindros quando se aplica rotações geralmente acima de 1000 RPM.

Figura 4.7 – Volante externo da “Concepção 02” de turbina Magnus.





Os demais componentes apontados na

Figura 4.7 são:

- (a) Mancal externo;
- (b) Aro (volante) de suporte dos mancais externos;
- (c) Mancal interno;
- (d) Sensor de torque e velocidade;
- (e) Gerador de ímãs permanentes;
- (f) Mancal do eixo principal da turbina;
- (g) Porção anterior do cubo (servo drive, motor *brushless*, PIC);
- (h) Cilindros girantes;
- (i) Suporte do sistema eólico;
- (j) Pá direcionadora;
- (k) Porção posterior do cubo (coroa, pinhão e dois de mancais por cilindro).

#### 4.3.3 Turbinas Eólicas Magnus da Concepção 03

O protótipo de turbina Magnus construído conforme a “Concepção 01” com cilindros de poliacetal de 32 cm de comprimento e 4 cm de diâmetro apresentou excessivas vibrações para rotações acima de 1300 RPM em testes realizados. Além disso, devido ao diâmetro do cubo ser de 30 cm, a turbina teve elevado momento de inércia devido ao peso. Portanto, esta “Concepção 03” de turbina Magnus visou evitar essas vibrações dos cilindros e assim aumentar o comprimento dos mesmos, conforme a Figura 4.8 (a), vista geral da turbina Magnus. A Figura 4.8 (a) apresenta os seguintes detalhes: (1) eixo da coroa dentada onde é acoplado o motor *brushless* para o acionamento dos cilindros; (2) Eixo principal da turbina Magnus onde é acoplado os sensores de torque e rotação ou a caixa de engrenagem e o gerador de ímãs permanentes; (3) Cilindros girantes; (4) Espiral sobreposta (uma entrada) fabricadas em chapas de polietileno.

A “Concepção 03” não necessita de mancais no cubo para sustentar os cilindros como as “Concepções 01 e 02”. Ao invés dos mancais existem dois rolamentos, um em cada extremidade sobre cada um dos cilindros internos de alumínio para que a casca externa de tubo de PVC deslize sobre os mesmos.

A Figura 4.8 (b) apresenta a casca externa girante com espiral sobreposta com sua engrenagem, detalhe (1). O detalhe (2) é a coroa dentada e o detalhe (3) o eixo da coroa para o acoplamento do motor elétrico de acionamento (motor *brushless* CC).

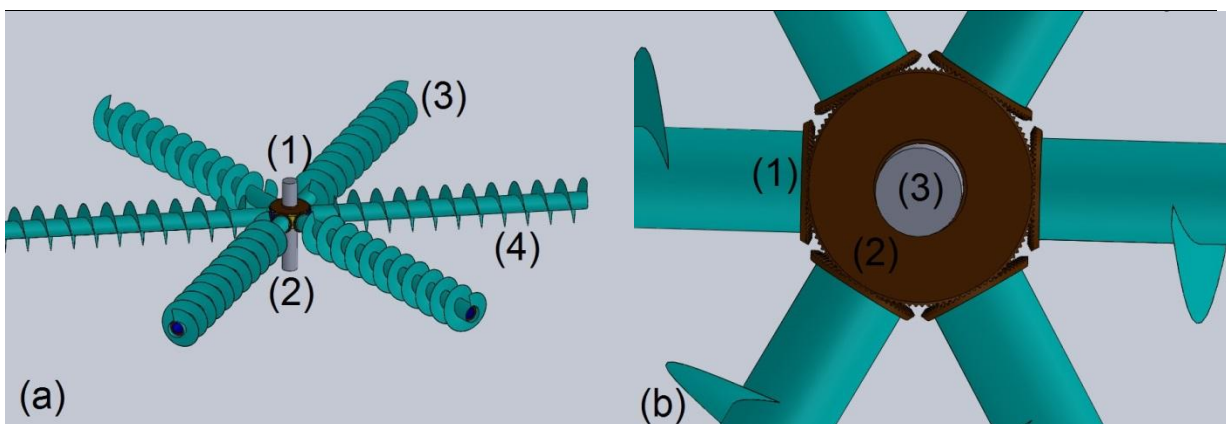
Os cilindros possuem um eixo interno de tubo de alumínio com espessura aproximada de 1,56 mm, Figura 4.8 (c) detalhe (1) na cor azul escuro que está engastado (soldado) no cubo, detalhe (3) e por fora a casca girante com espiral sobreposta detalhe (2).

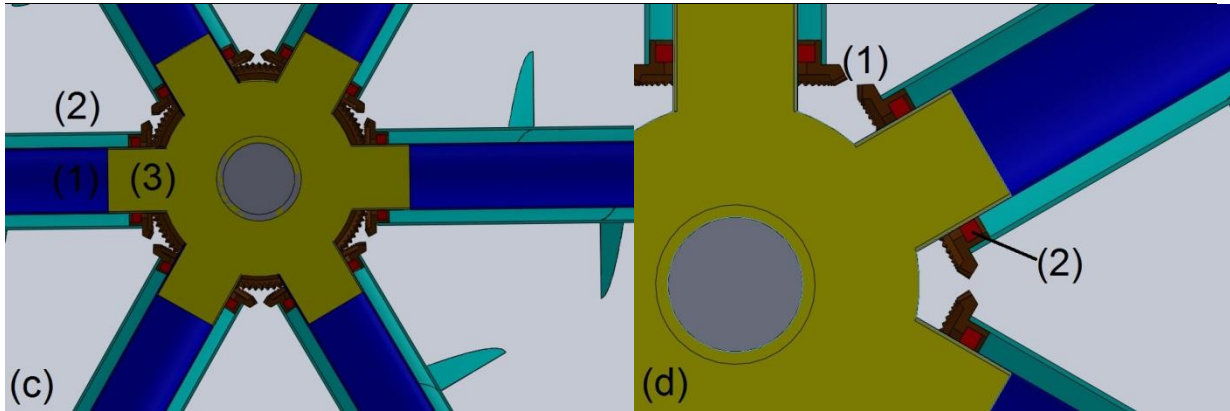
O cubo da turbina foi fabricado em alumínio aeronáutico (liga 7075) usinado no CNC (Centro de Usinagem de 4 eixos) visando uma redução de peso. O cubo disponibiliza 6 extremidades cilíndricas ocas para o encaixe dos tubos de alumínio que são os eixos internos dos cilindros girantes.

O tubo de alumínio como eixo interno e a casca externa girante de PVC possibilitou uma enorme redução de peso desta “Concepção 03” em relação à “Concepção 01” que é baseada em cilindros maciços de poliacetal. Além disso, com a redução do peso da turbina, reduz-se o momento de inércia, facilitando a partida da turbina e as variações de velocidades de rotação turbina.

A Figura 4.8 (d) apresenta um corte transversal do eixo principal da turbina onde se pode observar a engrenagem do cilindro, detalhe (1), apoiada em um rolamento, detalhe (2).

Figura 4.8 – “Concepção 03” de turbina Magnus com eixos internos fixos.  
 (a) Vista geral da turbina Magnus. (b) Vista da coroa e das engrenagens.  
 (c) Corte: vista interna do lado da coroa. (d) Corte: vista interna.





Fonte: Deiwis, 2014.

#### 4.4 Cilindros com Espirais Sobrepostas – Projeto e Fabricação

##### 4.4.1 Cilindros do “Protótipo 1” (Concepção 1)

O “Protótipo 1” possui 6 cilindros girantes maciços, usinados em poliacetal no CNC 4 eixos. Cada cilindro possui 3 espirais sobrepostas. Nas extremidades de cada cilindro, as espirais sobrepostas, iniciam com espaçamento de 120° entre elas. Cada espiral tem passo de 120 mm, portanto, a cada 40 mm tem-se uma espiral. Especificações dos cilindros estão na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Características dos cilindros do “Protótipo 1”.

Descrição	Característica
Material dos cilindros e espirais	Poliacetal
Diâmetro dos cilindros	28 mm
Altura das espirais	7 mm
Diâmetro total dos cilindros com espirais	42 mm
Comprimento dos cilindros	320 mm
A (rel. comp vs diâmetro)	7,62
Número de espirais	3
Passo de cada espiral	120 mm

##### 4.4.2 Cilindros do “Protótipo 2” (Concepção 3)

O “Protótipo 2” possui 6 cilindros girantes de PVC, de acordo com estudos de Bychkov (2007) que apontam como este o número ótimo. A relação diâmetro versus

comprimento dos cilindros de acordo com o que Bychkov (2007) e Luo (2011) mencionam, é uma relação de 15 vezes e de 13 vezes, respectivamente. Portanto, as dimensões dos cilindros ficaram conforme a Tabela 4.2, respeitando esses critérios.

Tabela 4.2 – Características dos cilindros do “Protótipo 2”.

Descrição	Característica
Material do tubo	PVC
Material da espiral	Polietileno
Diâmetro do tubo de PVC	75 mm
Altura da espiral	15 mm
Diâmetro do cilindro	105 mm
Comprimento do cilindro	1400 mm
A (rel. comp vs diâmetro)	13,33
Número de espirais	1
Passo da espiral	60 mm

O tubo cilíndrico é de PVC, mas as espirais foram confeccionadas a partir de chapas de polietileno de 2 mm de espessura cortadas em máquina de corte a água. Foi escolhido o polietileno devido a sua flexibilidade em conformar em espiral e facilidade na colagem com o tubo de PVC. As espirais são constituídas de anéis setoriais coladas em sequência, cujas dimensões devem ser calculadas de acordo com as equações a seguir. Deve-se ter os seguintes dados:

$C_{di}$  = Diâmetro interno do cilindro;

$B_h$  = Altura da espiral;

$B_p$  = Passo da espiral em torno do cilindro;

$C_l$  = Comprimento do cilindro;

Calculam-se os seguintes parâmetros com as Equações (4.2) a (4.12):

$C_{de}$  = Diâmetro externo do cilindro com espiral;

$B_{pe}$  = Perímetro externo de 1 helicoide (espiral) descontando o corte (vão);

$B_{pi}$  = Perímetro interno de 1 helicoide (espiral) descontando o corte (vão);

$B_{ri}$  = Raio interno da helicoide (espiral);

$B_{re}$  = Raio externo da helicoide (espiral);

$B_{pte}$  = Perímetro total externo de 1 helicoide (espiral) incluindo o corte;

$A_l$  = Comprimento do arco externo do corte da helicoide;

$A_a$  = Ângulo do arco de corte da helicoide;

$N_h$  = Número de helicoides por comprimento de 1 cilindro.

$$C_{de} = C_{di} + B_h \quad (4.2)$$

$$B_{pe} = \sqrt{(C_{de} \cdot \pi)^2 + B_p^2} \quad (4.3)$$

$$B_{pi} = \sqrt{(C_{di} \cdot \pi)^2 + B_p^2} \quad (4.4)$$

$$B_{ri} = \frac{B_h \cdot B_{pi}}{B_{pe} - B_{pi}} \quad (4.5)$$

$$B_{re} = B_{ri} + B_h \quad (4.6)$$

$$B_{pte} = 2 \cdot B_{re} \cdot \pi \quad (4.7)$$

$$A_l = B_{pte} - B_{pe} \quad (4.8)$$

$$A_a = \frac{A_l}{B_{pte}} \cdot 360 \quad (4.9)$$

$$N_h = \frac{C_l}{\frac{B_p}{2}} \quad (4.10)$$

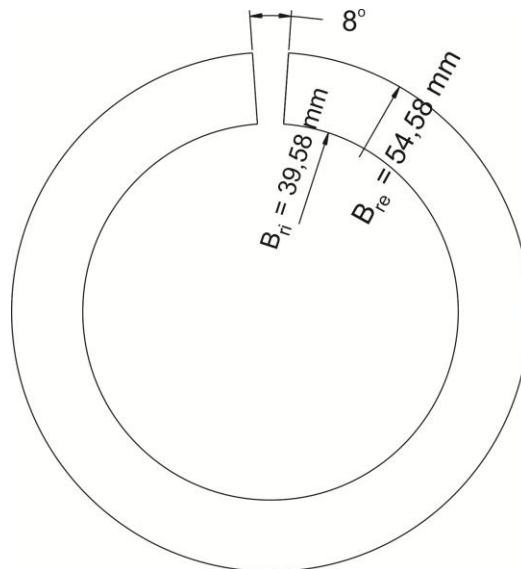
Tabela 4.3 – Projeto das espirais utilizadas no “Protótipo 2”

Dados	Valor
$C_{di}$ = Diâmetro interno do cilindro	75 mm
$B_h$ = Altura da espiral	15 mm
$B_p$ = Passo da espiral em torno do cilindro	60 mm
$C_l$ = Comprimento do cilindro	1400 mm
Variáveis Intermediárias	Valor
$C_{de}$ = Diâmetro externo do cilindro incluindo a espiral	105 mm
$B_{pe}$ = Perímetro externo de 1 helicoide (espiral) descontando o corte (vão)	335,28 mm
$B_{pi}$ = Perímetro interno de 1 helicoide (espiral) descontando o corte (vão)	243,14 mm
Resultados	Valor

$B_{ri}$ = Raio interno da helicoide (espiral)	39,58 mm
$B_{re}$ = Raio externo da helicoide (espiral)	54,58 mm
$B_{pte}$ = Perímetro total externo de 1 helicoide (espiral) incluindo o corte	342,95 mm
$A_l$ = Comprimento do arco externo do corte da helicoide	7,67 mm
$A_a$ = Ângulo do arco do corte na helicoide	8,05 °
$N_h$ = Número de helicoides por comprimento de 1 cilindro	24

Para um cilindro de 75 mm de diâmetro com 1400 mm de comprimento com passo de 60 mm têm-se as espirais nas dimensões obtidas na Tabela 4.3 apresentadas na Figura 4.9

Figura 4.9 – Dimensões de uma helicoide que compõe a espiral.



Fonte: Jinbo, 2014.

## 4.5 O Controle das Turbinas Magnus Propostos

A extração da máxima potência de um sistema eólico Magnus está descrito no Capítulo 2 (Turbina Eólica de Efeito Magnus) na seção 2.8 (*MPPT* da Turbina Eólica Magnus). Deve-se ajustar a rotação da turbina “ $\Omega_1$ ” e a rotação dos cilindros “ $\Omega_2$ ” para o *MPPT* do sistema Magnus.

### 4.5.1 Sistema de Acionamento e *MPPT* Proposto dos Cilindros

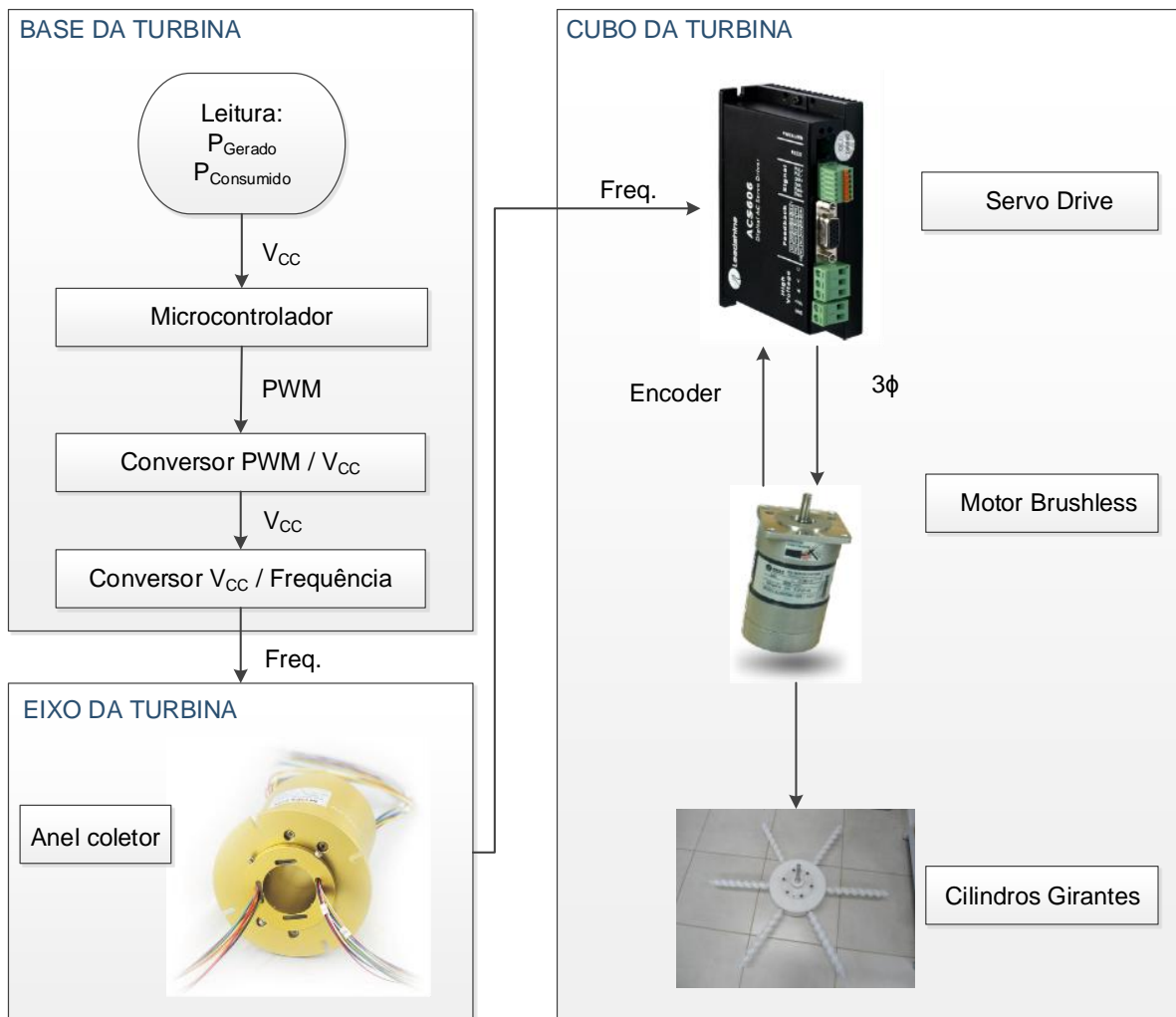
O “Sistema Eólico Magnus 1 (SEM1)” com gerador *PMSG* e conversor estático utiliza para o acionamento dos cilindros um servo sistema CC (LEADSHINE) (*drive* + motor *brushless* CC). Portanto, o sinal de referência proveniente do microcontrolador que executa o algoritmo de controle (*HCC*) é aplicado ao *drive* do motor *brushless*, variando-se a rotação dos cilindros.

Na Figura 4.10 apresenta-se o diagrama simplificado do sistema de acionamento dos cilindros girantes. O “SEM1” utilizou este sistema para realizar o *MPPT*. Inicialmente realiza-se a leitura da potência elétrica gerada e a consumida no servo acionamento CC. Esta informação é processada por um microcontrolador *PIC* presente na placa mãe desenvolvida e denominada “Placa de Controle Magnus 1 (PCM1)”. O microcontrolado calcula a “ $P_{l\dot{q}}$ ” e executa um algoritmo de controle (rastreamento), disponibilizando na saída um sinal *PWM*.

O sinal *PWM* de referência na saída do *PIC* é convertido em um nível de tensão CC por um circuito integrado LM358 presente na “PCM1”. O nível de tensão CC da saída do LM358 é convertido em uma onda quadrada com 5,0 Vpp, com frequência variável proporcional à tensão CC de entrada por um circuito integrado LM331. Por último o servo *drive* do motor *brushless* recebe em sua entrada esse sinal de onda quadrada cuja referência é a frequência e impõe a rotação no motor.

Na base da turbina fica a placa de controle da turbina “PCM1”. O sinal de referência transmitido através do anel coletor (MONFLON) poderia ser o sinal de nível de tensão CC. Testes com gerador de funções e osciloscópio demonstraram que a passagem do sinal pelo anel coletor em rotação não introduz ruídos.

Figura 4.10 – Diagrama de blocos do sinal de referência da rotação dos cilindros.



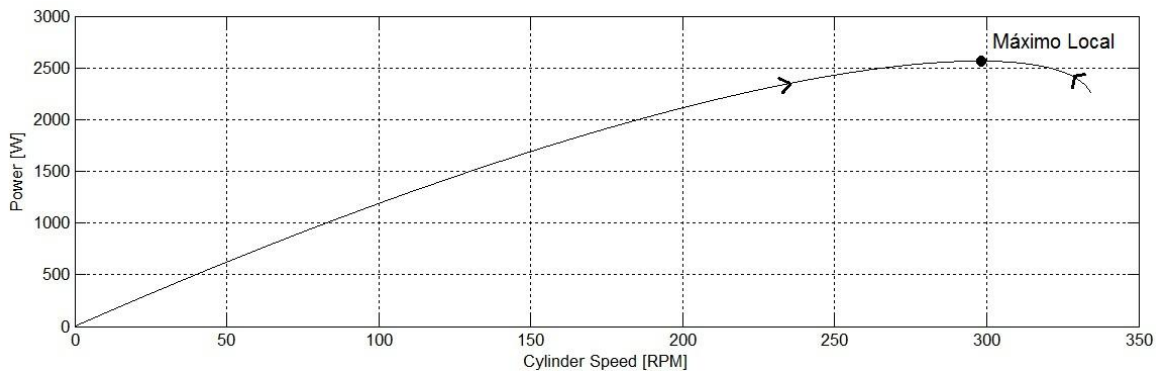
Fonte: Jinbo, 2014.

Segundo o manual do fabricante permite-se transmitir sinais de até 2 A com frequência variando de 0 até 100 kHz em cada uma das 3 vias (cada via 2 pares de condutores). Além disso, permite-se transmitir sinais de potência de até 10 A para cada uma das 3 vias. Na utilização do anel coletor nos protótipos Magnus, os circuitos de potência do anel alimentaram o *servo drive*. No cubo da turbina se localizam o servo drive e o motor *brushless*, conforme mostra a Figura 4.10.

A potência mecânica produzida pela turbina de efeito Magnus em função da rotação dos cilindros apresenta a curva característica da Figura 4.11. Pode-se observar que se trata de um problema de rastreamento de máximo local. Em casos como este se pode aplicar o algoritmo *Hill Climbing Control*, onde a rotação dos cilindros será incrementada ou decrementada buscando sempre o máximo local.



Figura 4.11 – Máximo local da curva de potência teórica estimada.



#### 4.5.2 O MPPT da Rotação da Turbina Proposta

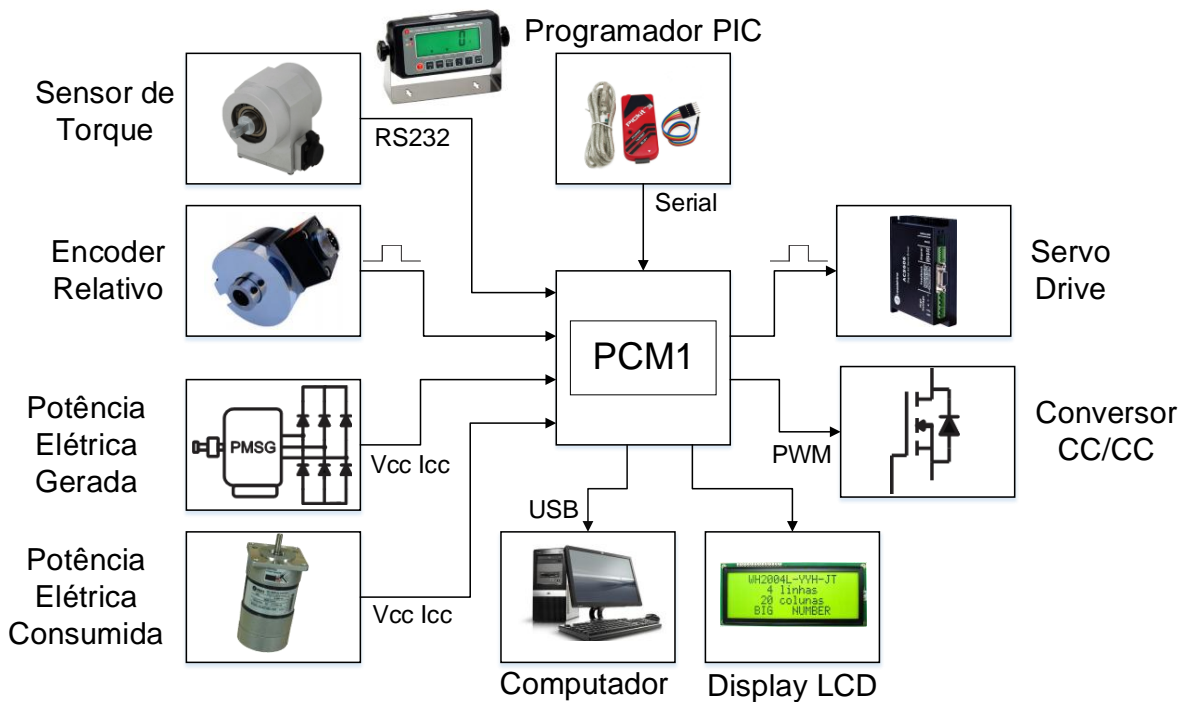
Nos ensaios com os protótipos de turbinas Magnus utilizando-se o ferramental para medição de potência mecânica no eixo, o rastreamento da rotação ótima da turbina é realizado por um freio mecânico ajustado manualmente para proporcionar o torque de oposição e a leitura da máxima potência mecânica “ $P_{mec}$ ”. A potência gerada consiste na potência mecânica medida “ $P_{mec}$ ” diretamente no eixo da turbina através de um sensor de torque (N.m) e sensor rotação (rad/s), cujo produto resulta na potência mecânica, conforme Equação (4.1).

Para o “SEM1”, o rastreamento da rotação ótima do conjunto turbina Magnus e PMSG é realizado pela variação da razão cíclica do conversor CC/CC. A potência gerada considerada é a potência elétrica medida na saída do retificador trifásico conectado ao gerador PMSG. Pode ser também a potência elétrica sobre uma carga resistiva ou a potência elétrica injetada na rede elétrica. Obviamente, pontos diferentes de medição fornecerão diferentes potências máximas, considerando as perdas após cada etapa de conversão. A potência líquida “ $P_{liq}$ ” é obtida da subtração entre a potência gerada e a consumida.

#### 4.5.3 Placa de Controle Magnus 1 – PCM1

Para atender as necessidades de aquisições de sinais e o controle do sistema eólico Magnus proposto na tese, desenvolveu-se uma placa eletrônica baseada em microcontrolador PIC que se denominou de “PCM1”, Figura 4.12. Detalhes da “PCM1” no APÊNDICE C.

Figura 4.12 – PCM1 Placa de Controle Magnus 1.



Fonte: Jinbo, 2014.

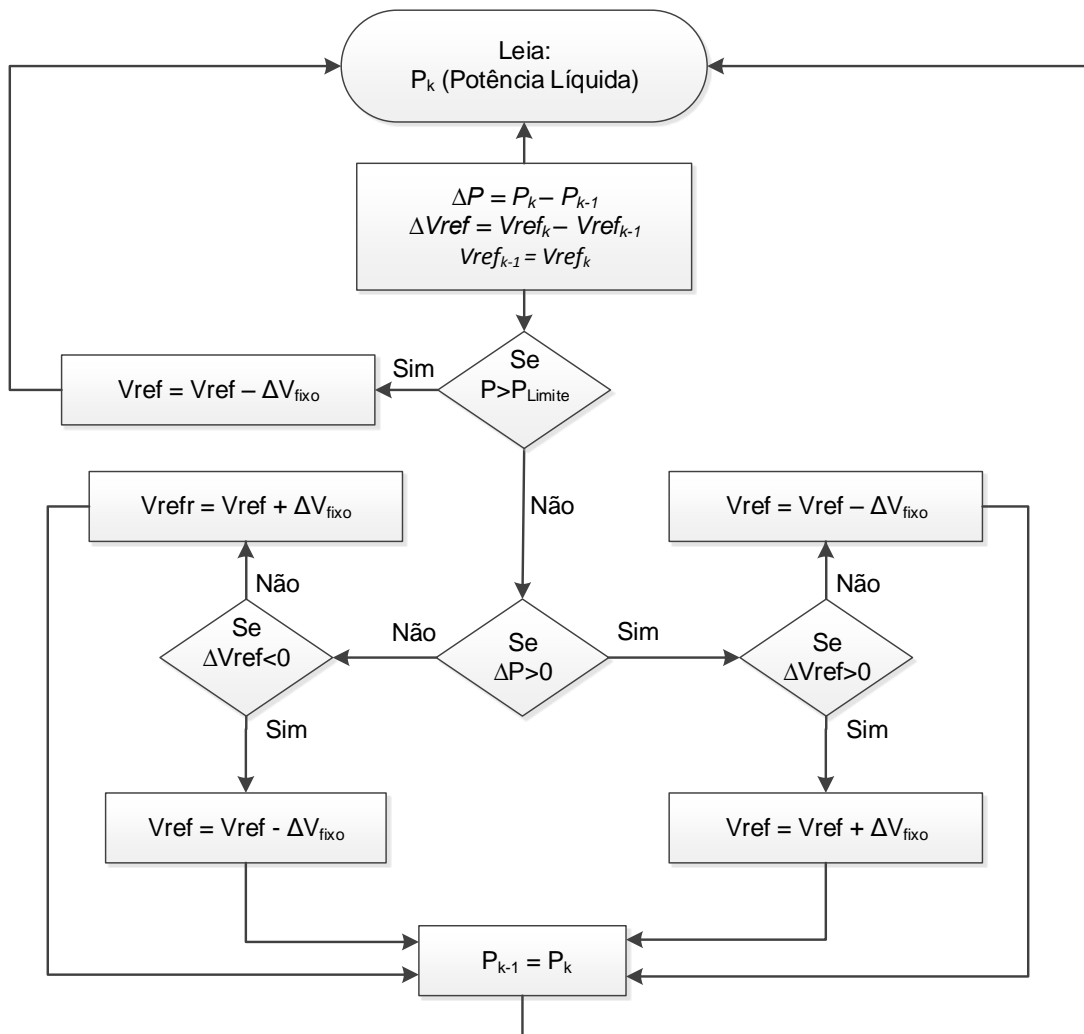
## 4.6 Algoritmos Propostos

### 4.6.1 HCC Passo Fixo

Na Figura 4.13 apresenta-se o fluxograma do algoritmo *HCC* convencional com passo fixo, onde a variável de entrada é a potência líquida " $P_{líq}$ " e a variável de saída a tensão de referência ( $V_{Ref}$ ) da razão cíclica (*PWM*). Se a " $P_{líq}$ " gerada pela turbina ultrapassar o limite estabelecido por " $P_{limite}$ ", quando a velocidade do vento é elevada, a razão cíclica é reduzida. Isso reduz a rotação dos cilindros e consegue-se operar a turbina com segurança. Nas simulações desconsideraram-se as perdas devido à potência demanda no motor que aciona os cilindros e as perdas no conversor *boost*. Portanto, rastreia-se a potência elétrica gerada total na entrada do *boost*.

Os incrementos e decrementos da razão cíclica têm passo fixo. Este algoritmo foi utilizado nas simulações e nos experimentos. O fluxograma do algoritmo é mostrado na Figura 4.13.

Figura 4.13 – Fluxograma do algoritmo *HCC* de passo fixo. Modificado para tubinas eólicas Magnus.

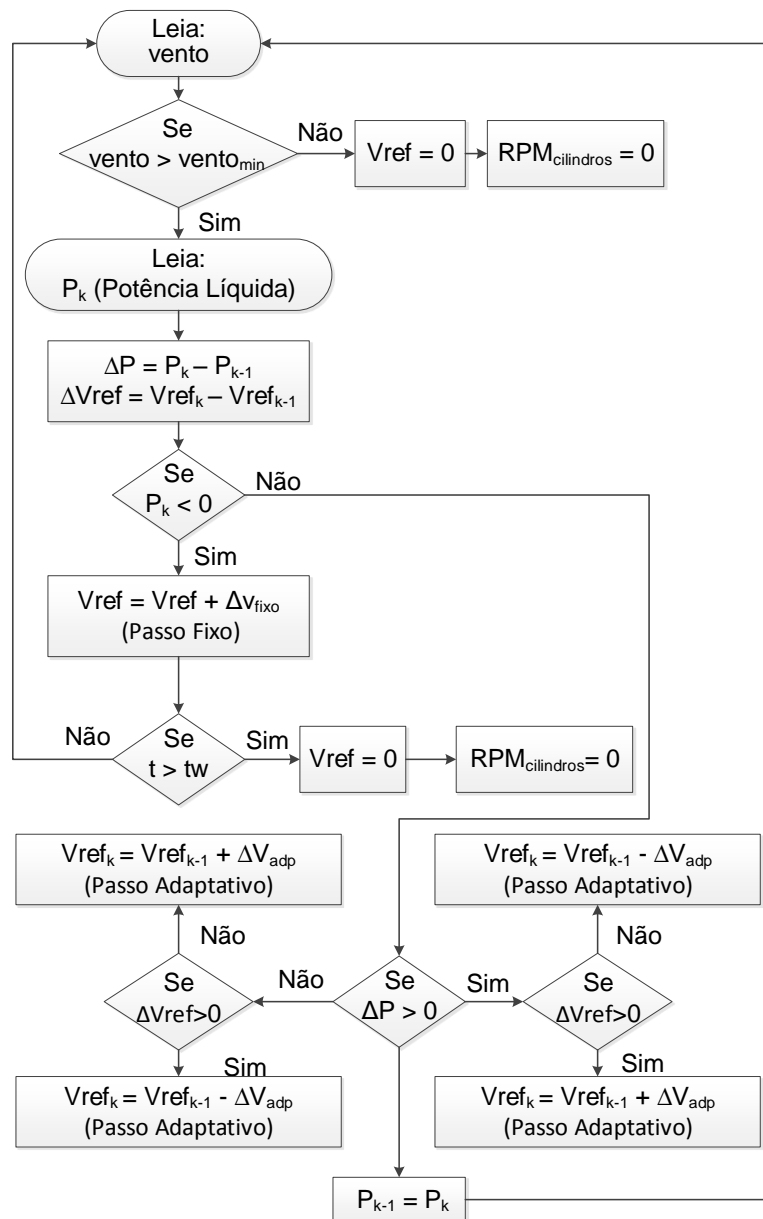


Fonte: Jinbo, 2014.

#### 4.6.2 *HCC* Passo Fixo, Adaptativo e Estratégia de Partida.

Na Figura 4.14 apresenta-se o fluxograma do algoritmo *HCC* com passo fixo e posteriormente adaptativo com estratégia de partida para o controle da rotação dos cilindros da turbina Magnus. Algoritmo utilizado nas simulações.

Figura 4.14 - Fluxograma do algoritmo *HCC* de passo fixo e passo variável com estratégia de partida.



Fonte: Jinbo, 2014.

Inicialmente, faz-se a leitura da velocidade do vento e compara-se com um valor de vento “vento<sub>min</sub>” pré-determinado. Ventos inferiores a “vento<sub>min</sub>” mantêm-se paralisada a rotação dos cilindros evitando desperdícios de energia. Ventos superiores a “vento<sub>min</sub>” geram “P<sub>liq</sub>” o que justifica a partida da turbina.

Em seguida faz-se a leitura da potência líquida atual “P<sub>k</sub>” e calcula-se a diferença de potência “ΔP” entre a atual “P<sub>k</sub>” e a anterior “P<sub>k-1</sub>” e também a diferença

da tensão de referência do  $PWM_i$  " $\Delta V_{ref}$ " que consiste na diferença entre " $V_{ref_k}$ " (atual) e " $V_{ref_{k-1}}$ " (anterior).

Se " $P_k$ " (potência líquida atual) for negativa aplica-se um incremento " $\Delta V_{fixed}$ " (passo fixo) na tensão de referência " $V_{ref}$ ". Se a " $P_k$ " permanecer negativo por um período maior que " $t_w$ " pré-definido, o acionamento dos cilindros é paralisado fazendo " $V_{ref} = 0$ " com o objetivo de evitar desperdícios de energia. Se " $P_k$ " for positivo executa-se o *HCC* com incrementos e decrementos " $\Delta V_{adp}$ " (passo adaptativo) rastreando o ponto de máxima potência líquida de acordo com a Equação (4.11) e a Equação (4.12). O fator  $\varepsilon$  tem valor infinitesimal.

$$(V_{ref})_k = (V_{ref})_{k-1} \pm \Delta V_{adp} \quad (4.11)$$

$$\Delta V_{adp} = \varepsilon \cdot \Delta P_k \cdot \Delta V_k \quad (4.12)$$

## 5 RESULTADOS DE SIMULAÇÕES

Este capítulo apresenta as potências mecânicas calculadas da Turbina Magnus (estimativas das potências) desconsiderando-se as perdas, utilizando-se o software *Matlab*<sup>®</sup>. Além disso, apresenta os resultados das simulações realizadas com o software *PSIM*<sup>®</sup> obtidos do sistema eólico com a turbina de efeito Magnus. As simulações fornecem informações que auxiliam nas definições das características dos protótipos Magnus. Além disso, possibilitam testar a funcionalidade dos algoritmos *MPPT*. As seguintes configurações foram simuladas:

- Cálculos analíticos das potências mecânicas da Turbina de Efeito Magnus.
- Configuração 01 → Turbina de Efeito Magnus com Carga Mecânica.
- Configuração 02 → Turbina de Efeito Magnus, gerador *PMSG*, Conversor Estático CC/CC e Carga Resistiva.

### 5.1 Cálculos Analíticos das Potências Mecânicas da Turbina Magnus

Objetivando-se calcular as potências mecânicas da turbina Magnus sem as perdas, cujo  $C_P$  atinge o limite de Betz, utilizou-se a Equação (2.41) ( $C_P$  Magnus) e Equação (2.1) (Potência) para determinados valores de  $R_1$  (raio da turbina) e  $R_2$  (raio dos cilindros). Estes valores de  $R_1$  e  $R_2$  correspondem aos utilizados nos protótipos, cujos resultados são apresentados no Capítulo 06, “Resultados Experimentais”. As velocidades do vento de 7,2 m/s e 10,5 m/s para os cálculos consistem em duas das três velocidades médias dos ventos aplicados nos ensaios dos protótipos.

A faixa de valores de  $\Omega_1$  (rotação da turbina) e  $\Omega_2$  (rotação dos cilindros) escolhidos para os cálculos e os seus respectivos valores de  $\lambda_1$  (*TSR*) e  $\lambda_2$  (velocidade relativa dos cilindros) foram baseados nos experimentos realizados com os protótipos e os ensaios com cilindros avulsos de PVC de 1400 mm de comprimento, cujos valores máximos não ultrapassaram  $\Omega_1 = 60$  RPM e para  $\Omega_2 = 2200$  RPM. Podem-se adotar nos cálculos rotações maiores para os cilindros de acordo com os experimentos de Bychkov (2008) com protótipos Magnus, cujos valores máximos testados foram em torno de  $\Omega_1 = 60$  RPM e  $\Omega_2 = 8000$  RPM.

### 5.1.1 Estimativas de Potência para o “Protótipo 2”

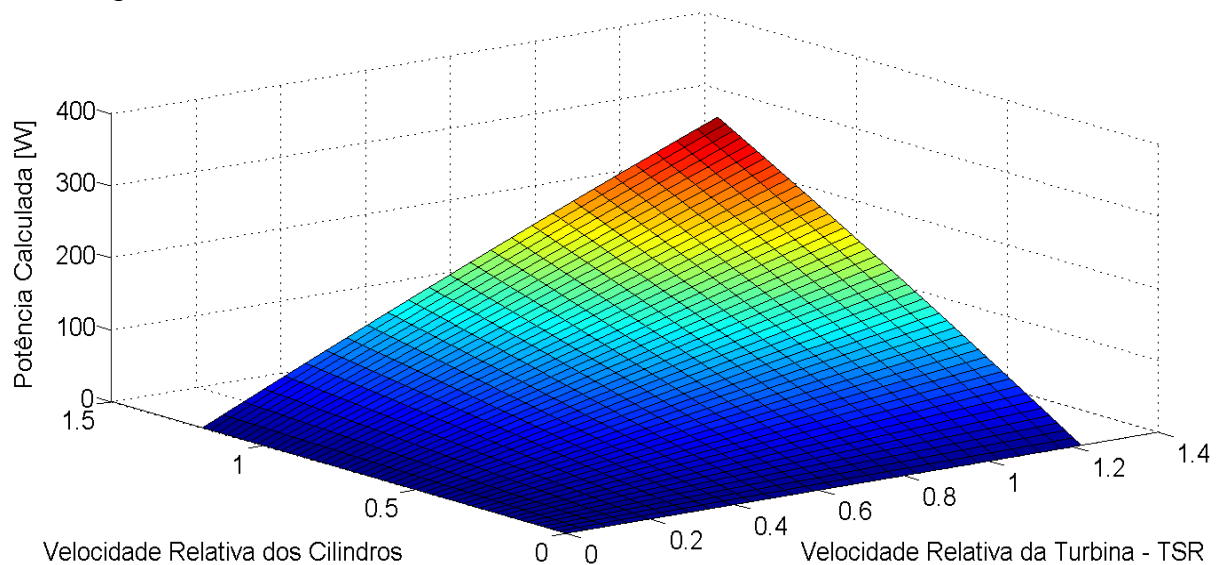
Na Tabela 5.1 constam os dados para os cálculos das estimativas de potências mecânicas de uma turbina Magnus com 6 cilindros de 75 mm de diâmetro, que corresponde ao “Protótipo 2” construído. O fato de ter limitado  $\Omega_2 = 2200$  RPM para os cálculos, para a velocidade do vento e para o raio da turbina que constam na Tabela 5.1, esses não proporcionaram como resultados a porção superior da superfície de potência cujo perfil típico é côncavo.

Tabela 5.1 – Valores para os cálculos das potências,  $N = 6$  e  $2 \cdot R_2 = 75$  mm.

Parâmetro	Descrição	Valor
Vento [m/s]	Velocidade do vento	7,2
N	Número de cilindros	6
$R_1$ [m]	Raio da turbina	1,4
$2 \cdot R_2$ [mm]	Diâmetro dos cilindros	75
$\Omega_1$ [RPM]	Rotação da turbina	0 a 60
$\lambda_1$	Velocidade relativa da turbina (TSR)	0 a 1,22
$\Omega_2$ [RPM]	Rotação dos cilindros	0 a 2200
$\lambda_2$	Velocidade relativa dos cilindros	0 a 1,20

A Figura 5.1 consiste em uma superfície com as potências calculadas para as faixas de valores de  $\lambda_1$  e  $\lambda_2$  que constam na Tabela 5.1.

Figura 5.1 – Potências mecânicas calculadas, onde  $N = 6$  e  $2 \cdot R_2 = 75$  mm.



Fonte: Jinbo, 2016.

A Figura 5.2 representa uma curva das potências calculadas em função da variação de  $\lambda_2$  e a Figura 5.3 em função da variação de  $\lambda_1$ . Ambas as curvas foram extraídas da superfície da Figura 5.1, que contém o valor máximo alcançado da potência em  $\lambda_1 = 1,22$  e  $\lambda_2 = 1,20$ .

Figura 5.2 – Potências calculadas para  $\lambda_1 = 1,22$ ,  $N = 6$  e  $2 \cdot R_2 = 75$  mm.

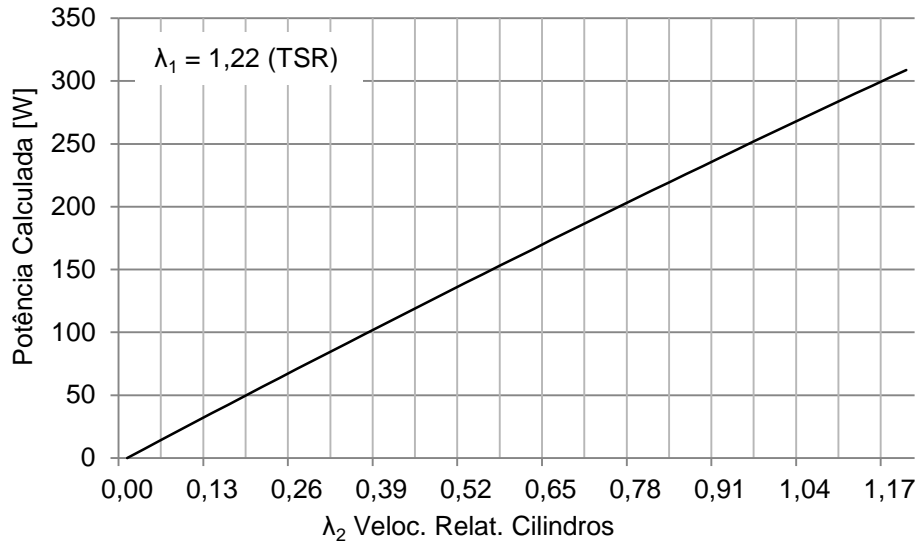
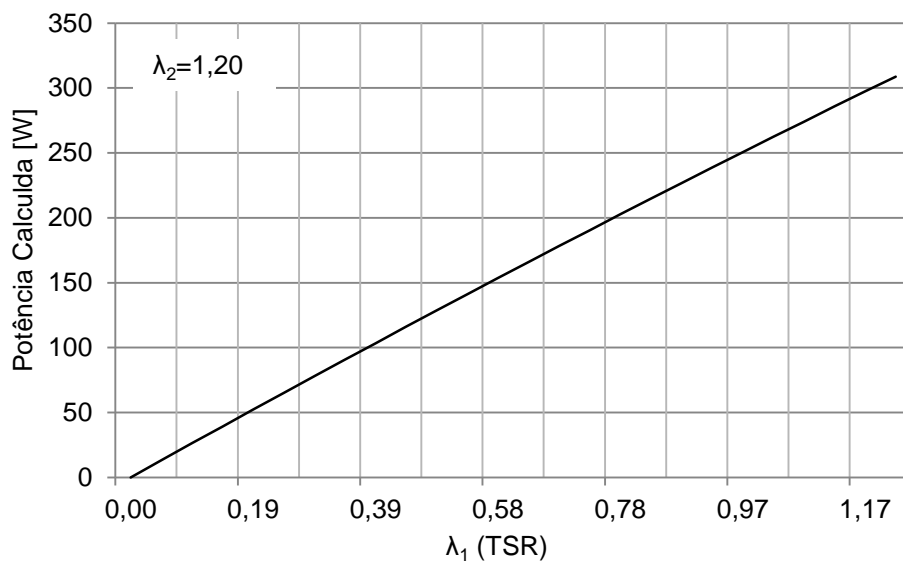


Figura 5.3 – Potências calculadas para  $\lambda_2 = 1,20$ ,  $N = 6$  e  $2 \cdot R_2 = 75$  mm.





### 5.1.2 Estimativas de Potência para o “Protótipo 3”

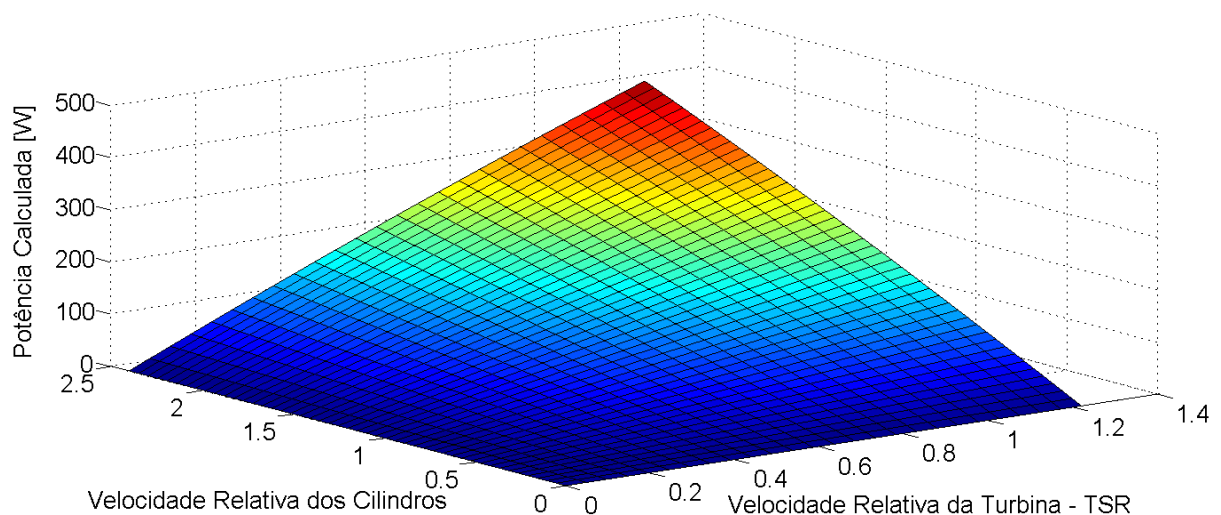
Na Tabela 5.2 constam os dados para os cálculos das estimativas de potências mecânicas de uma turbina Magnus equipado com 2 cilindros de 1400 mm de comprimento e 150 mm de diâmetro, que corresponde ao “Protótipo 3”.

Tabela 5.2 – Valores para os cálculos das potências,  $N = 2$  e  $2 \cdot R_2 = 150$  mm.

Parâmetro	Descrição	Valor
Vento [m/s]	Velocidade do vento	7,2
N	Número de cilindros	2
$R_1$ [m]	Raio da turbina	1,4
$2 \cdot R_2$ [mm]	Diâmetro dos cilindros	150
$\Omega_1$ [RPM]	Rotação da turbina	0 a 60
$\lambda_1$	Velocidade relativa da turbina (TSR)	0 a 1,22
$\Omega_2$ [RPM]	Rotação dos cilindros	0 a 2200
$\lambda_2$	Velocidade relativa dos cilindros	0 a 2,40

A Figura 5.4 consiste em uma superfície com as potências calculadas para as faixas de valores de  $\lambda_1$  e  $\lambda_2$  que constam na Tabela 5.2.

Figura 5.4 – Potências mecânicas calculadas, onde  $N = 2$  e  $2 \cdot R_2 = 150$  mm.



Fonte: Jinbo, 2016.

A Figura 5.5 representa uma curva das potências calculadas em função da variação de  $\lambda_2$  e a Figura 5.6 em função da variação de  $\lambda_1$ . Ambas as curvas extraídas da superfície da Figura 5.4, que contém o valor máximo alcançado da potência em  $\lambda_1 = 1,22$  e  $\lambda_2 = 2,40$ .

Figura 5.5 – Potências calculadas para  $\lambda_1=1,22$ ,  $N = 2$  e  $2 \cdot R_2 = 150$  mm.

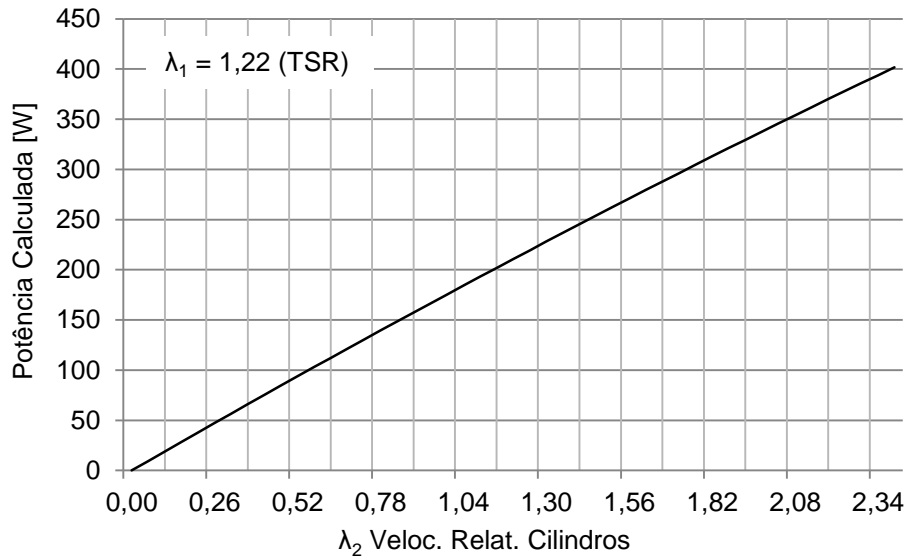
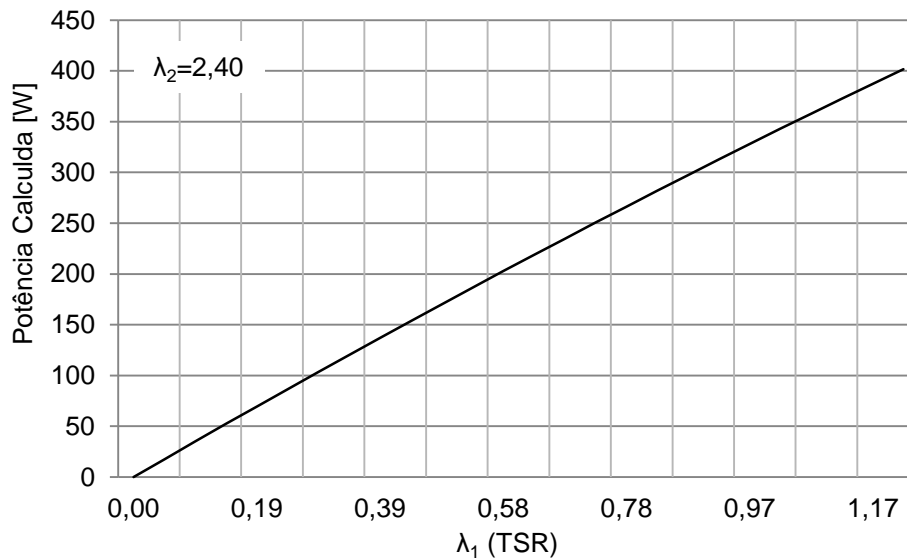


Figura 5.6 – Potências calculadas para  $\lambda_2 = 2,40$ ,  $N = 2$  e  $2 \cdot R_2 = 150$  mm.



### 5.1.3 Estimativas de Potências para Simulações da Configuração 1 - Turbina Magnus com Carga Mecânica

#### Para Vento = 7,2 m/s

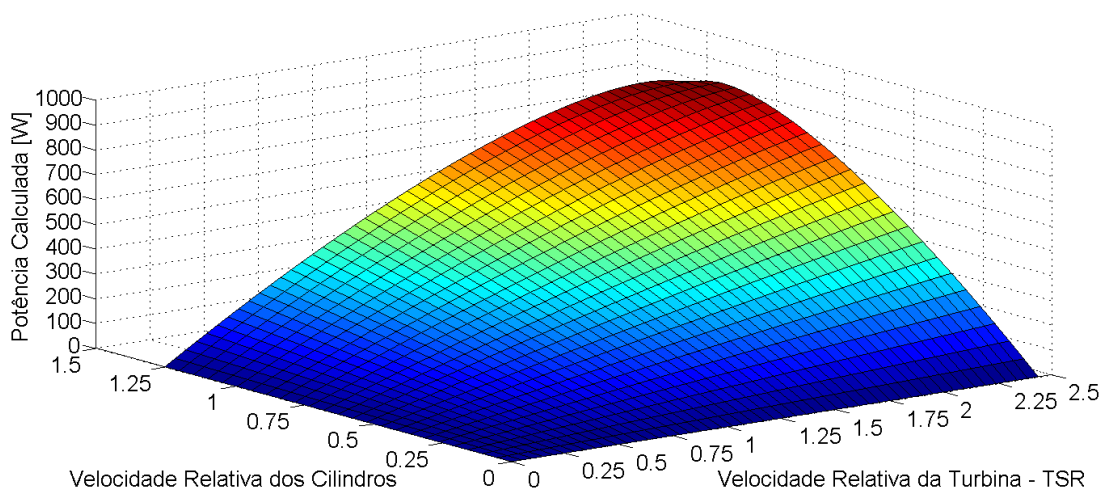
Nesta seção apresentam-se as estimativas de potências para vento = 7,2 m/s e 10,5 m/s, calculadas no *Matlab*<sup>®</sup> utilizando-se os dados da Tabela 5.3, para servirem de referências para as potências obtidas através de simulações da modelagem no *PSIM*<sup>®</sup> denominadas de “Configuração 1 – Turbina de Efeito Magnus com Contra-Torque”.

Tabela 5.3 – Dados para os cálculos das potências para vento = 7,2 m/s.

Parâmetro	Descrição	Valor
Vento [m/s]	Velocidade do vento	7,2
N	Número de cilindros	6
$R_1$ [m]	Raio da turbina	1,4
$2 \cdot R_2$ [mm]	Diâmetro dos cilindros	150
$\Omega_1$ [RPM]	Rotação da turbina	0 a 120
$\lambda_1$	Velocidade relativa da turbina (TSR)	0 a 2,44
$\Omega_2$ [RPM]	Rotação dos cilindros	0 a 1190
$\lambda_2$	Velocidade relativa dos cilindros	0 a 1,30

A Figura 5.7 consiste em uma superfície com as potências calculadas para as faixas de valores de  $\lambda_1$  e  $\lambda_2$  que constam na Tabela 5.3.

Figura 5.7 – Superfície de potências calculadas com dados da Tabela 5.3.



As Figura 5.8 e Figura 5.9 são curvas que foram extraídas da superfície da Figura 5.7 e contém o valor máximo alcançado da potência calculada de 834,0 W com  $\lambda_1 = 2,43$  e  $\lambda_2 = 1,15$ .

Figura 5.8 – Potências calculadas para  $\lambda_1 = 2,43$  e variação de  $\lambda_2$  .

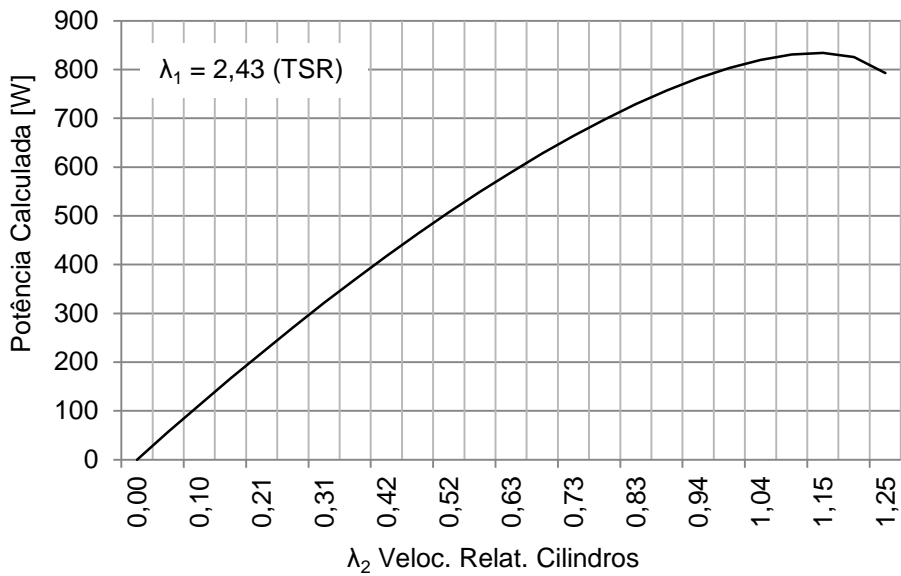
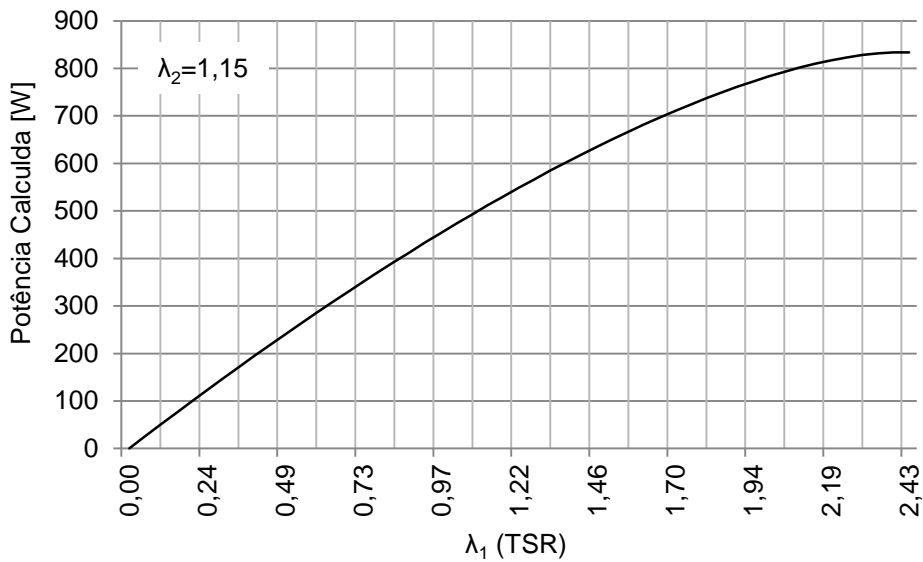


Figura 5.9 – Potências calculadas para  $\lambda_2 = 1,15$  e variação de  $\lambda_1$ .



### Para Vento = 10,5 m/s

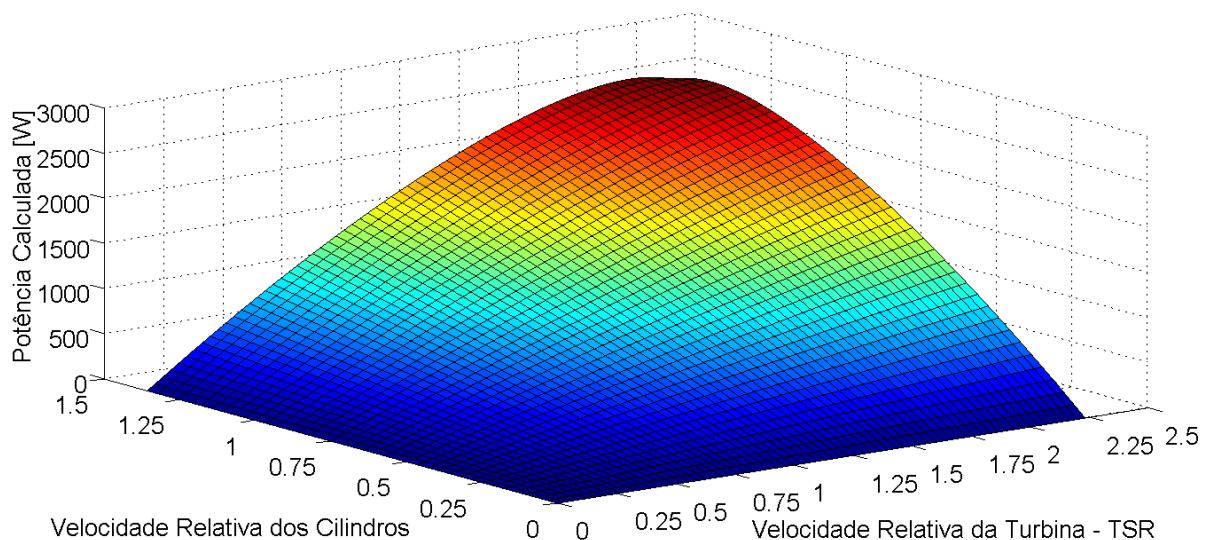
Nesta seção apresentam-se as estimativas de potências para vento = 10,5 m/s calculadas no *Matlab*<sup>®</sup>, utilizando-se os dados da Tabela 5.4, para servirem de referências para as potências obtidas através de simulações da modelagem no *PSIM*<sup>®</sup> denominadas de “Configuração 1 – Turbina de Efeito Magnus com Contra-Torque”.

Tabela 5.4 – Dados para os cálculos das potências, vento = 10,5 m/s.

Parâmetro	Descrição	Valor
Vento [m/s]	Velocidade do vento	10,5
N	Número de cilindros	6
$R_1$ [m]	Raio da turbina	1,4
$2 \cdot R_2$ [mm]	Diâmetro dos cilindros	150
$\Omega_1$ [RPM]	Rotação da turbina	0 a 160
$\lambda_1$	Velocidade relativa da turbina (TSR)	0 a 2,23
$\Omega_2$ [RPM]	Rotação dos cilindros	0 a 1850
$\lambda_2$	Velocidade relativa dos cilindros	0 a 1,38

A Figura 5.10 consiste em uma superfície com as potências calculadas para as faixas de valores de  $\lambda_1$  e  $\lambda_2$  que constam na Tabela 5.4.

Figura 5.10 – Superfície de potências calculadas com dados da Tabela 5.4.



As Figura 5.11 e Figura 5.12 são curvas que foram extraídas da superfície da Figura 5.10 e contém o valor máximo alcançado da potência calculada de 2587,0 W com  $\lambda_1 = 2,20$  e  $\lambda_2 = 1,25$ .

Figura 5.11 – Potências calculadas para  $\lambda_1 = 2,20$  e variação de  $\lambda_2$ .

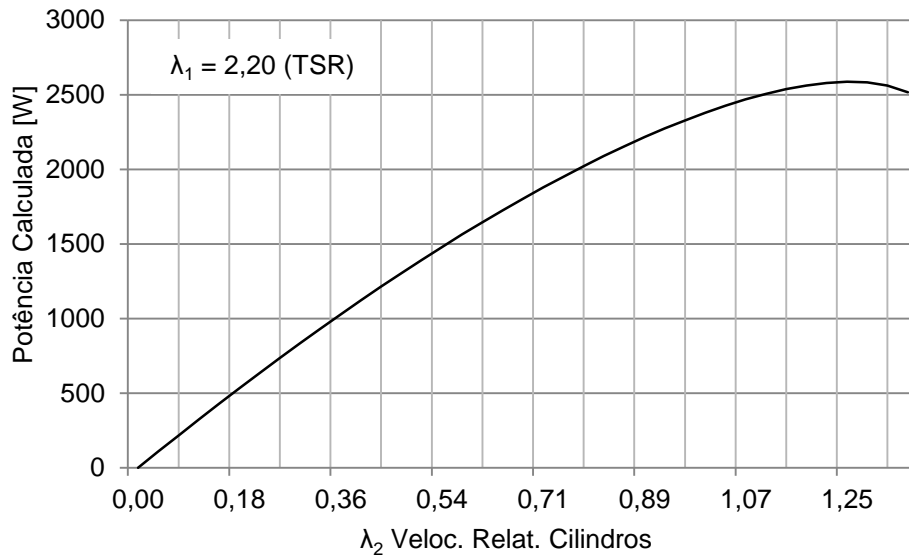
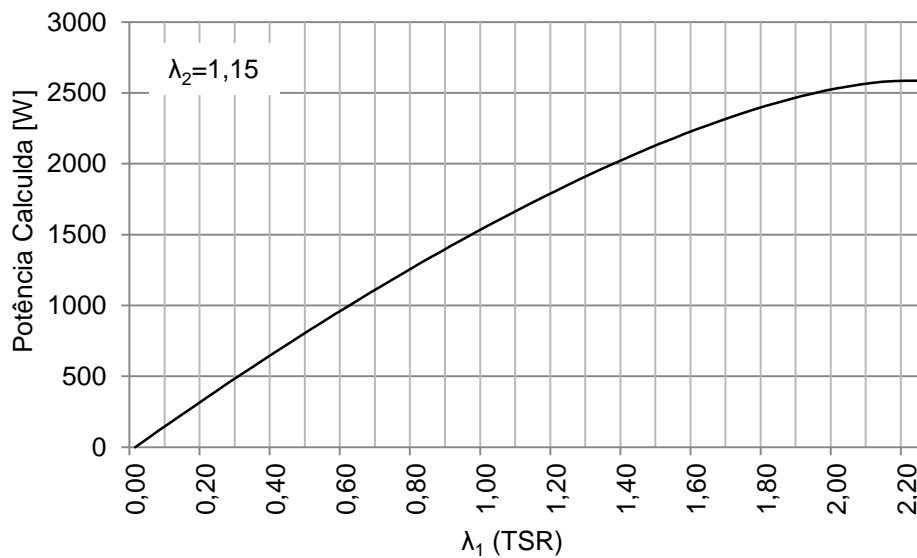


Figura 5.12 – Potências calculadas para  $\lambda_2 = 1,25$  e variação de  $\lambda_1$ .



#### 5.1.4 Estimativas de Potências para Simulações da Configuração 2 – Turbina Magnus, *PMSG*, *Boost* e Carga R.

**Para Vento = 7,2 m/s**

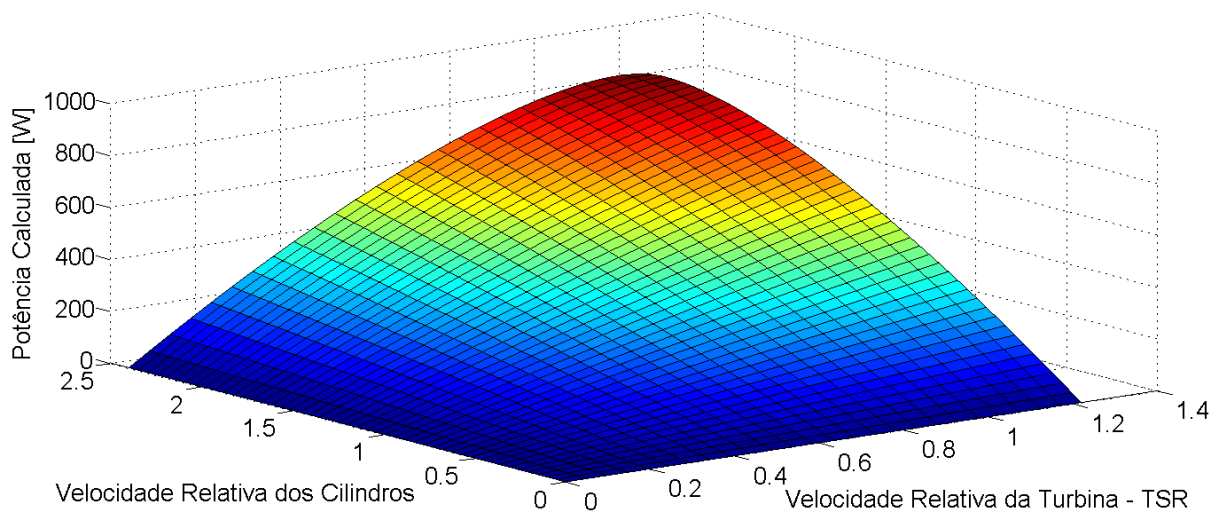
Na Tabela 5.5 constam os dados para os cálculos das potências mecânicas da turbina Magnus com 6 cilindros de 150 mm de diâmetro, para vento de 7,2 m/s.

Tabela 5.5 – Cálculos das potências com vento = 7,2 m/s,  $N = 6$  e  $2 \cdot R_2 = 150$  mm.

Parâmetro	Descrição	Valor
Vento [m/s]	Velocidade do vento	7,2
N	Número de cilindros	6
$R_1$ [m]	Raio da turbina	1,4
$2 \cdot R_2$ [mm]	Diâmetro dos cilindros	150
$\Omega_1$ [RPM]	Rotação da turbina	0 a 60
$\lambda_1$	Velocidade relativa da turbina (TSR)	0 a 1,22
$\Omega_2$ [RPM]	Rotação dos cilindros	0 a 2200
$\lambda_2$	Velocidade relativa dos cilindros	0 a 2,40

A Figura 5.13 consiste em uma superfície com as potências calculadas para as faixas de valores de  $\lambda_1$  e  $\lambda_2$  que constam na Tabela 5.5.

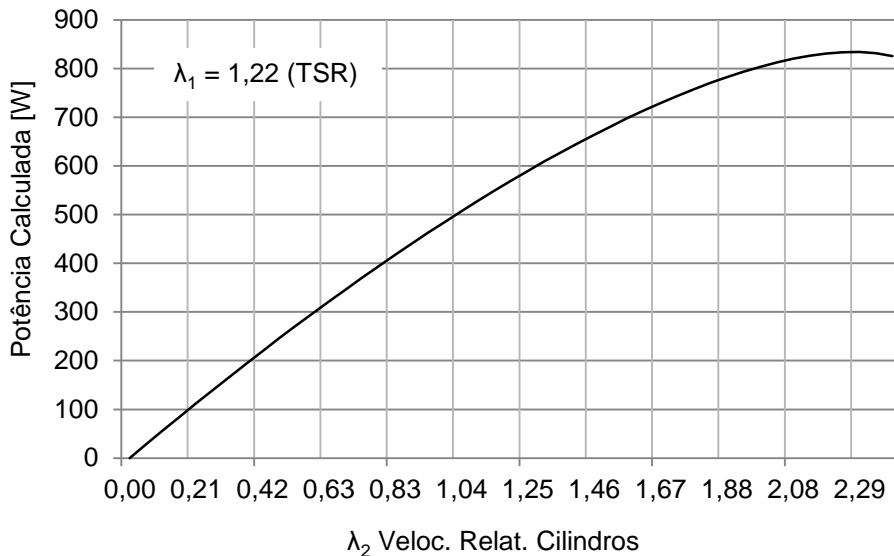
Figura 5.13 – Potências calculadas com vento = 7,2 m/s,  $N = 6$  e  $2 \cdot R_2 = 150$  mm.



Fonte: Jinbo, 2016.

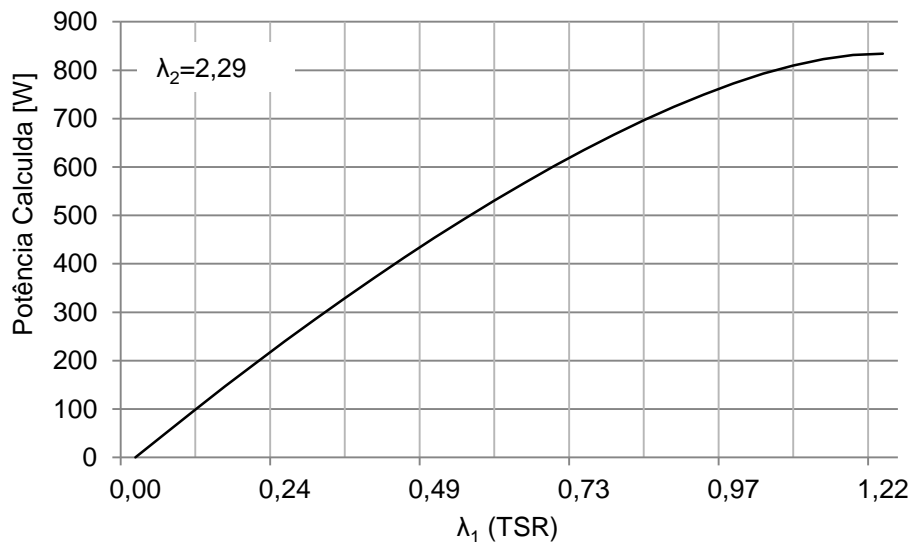
A Figura 5.14 representa uma curva das potências calculadas em função da variação de  $\lambda_2$ , extraída da superfície da Figura 5.13, que contém o valor máximo alcançado da potência de 834 W com  $\lambda_1 = 1,22$  e  $\lambda_2 = 2,29$ .

Figura 5.14 – Potências calculadas para  $\lambda_1=1,22$ ,  $N = 6$  e  $2 \cdot R_2 = 150$  mm.



A Figura 5.15 apresenta a curva das potências calculadas para variações de  $\lambda_1$  (TSR), extraídas da superfície da Figura 5.13, que contém o valor máximo alcançado da potência de 834 W em  $\lambda_1 = 1,22$  e  $\lambda_2 = 2,29$ , que neste caso não coincidiu com o valor limite utilizado de  $\lambda_2 = 2,40$ .

Figura 5.15 – Potências calculadas para  $\lambda_2 = 2,29$ ,  $N = 6$  e  $2 \cdot R_2 = 150$  mm.

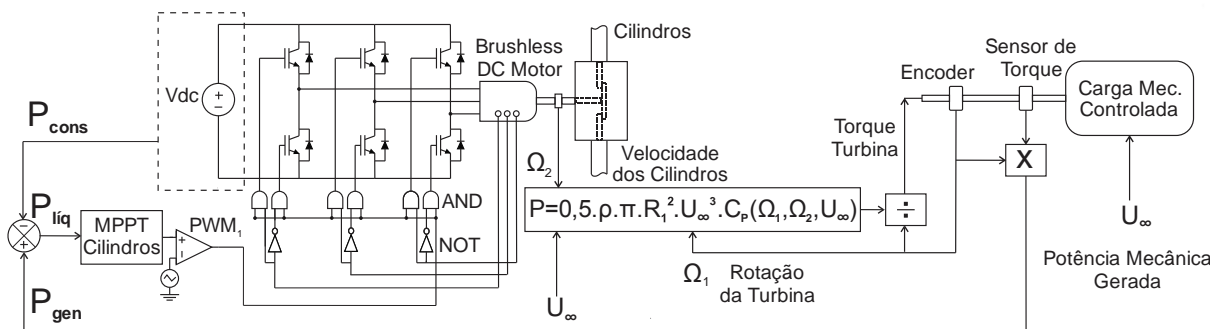




## 5.2 Configuração 01 - Turbina de Efeito Magnus com Contra-Torque.

Nesta seção apresentam-se os resultados das simulações realizadas no software *PSIM*<sup>®</sup> com o modelo matemático da turbina eólica de efeito Magnus com um torque de oposição proporcionado por uma carga mecânica de torque controlado acoplada no eixo da turbina, conforme Figura 5.16. O modelo da turbina usado nesta tese consiste na equação analítica melhorada com dados experimentais (LUO, 2011), Equação (2.40). Esta equação consiste na expressão do coeficiente de potência  $C_p$  das turbinas eólicas de efeito Magnus que substituída na expressão da potência, Equação (2.1), resulta no modelo matemático das turbinas Magnus.

Figura 5.16 – Sistema simulado, turbina Magnus com carga mecânica.



Fonte: Jinbo, 2014.

Na simulação, leituras de torque “T” [N.m] e “ $\omega$ ” rotação [rad/s] foram realizadas para o cálculo da potência mecânica “ $P_{mec}$ ” [watts] disponível no eixo, que consiste no produto dessas duas grandezas.

O objetivo desta simulação é estimar o comportamento da turbina Magnus com o sistema de medição de potência mecânica acoplado em seu eixo que denominou-se de “Ferramental para Medição de Potência Mecânica”.

### 5.2.1 Modelagem Simulada no *PSIM*<sup>®</sup> da “Configuração 1”

Nas figuras desta seção apresentam-se exatamente os diagramas elaborados no software *PSIM*<sup>®</sup>, como foram utilizados na simulação, referentes aos modelos matemáticos do  $C_p$  e da potência da turbina Magnus. Além disso, apresenta-se o

diagrama do servo acionamento CC, o bloco *MPPT* dos cilindros que contém o algoritmo *HCC* de passo fixo e variável e a carga controlada.

As variáveis que constam nos diagramas de simulação são:

$N$  = Número de cilindros girantes;

$R_1$  = Raio da turbina Magnus [m];

$R_2$  = Raio dos cilindros girantes [m];

$\Omega_1$  = Rotação da turbina Magnus [Rad/s];

$\Omega_2$  = Rotação dos cilindros girantes [Rad/s];

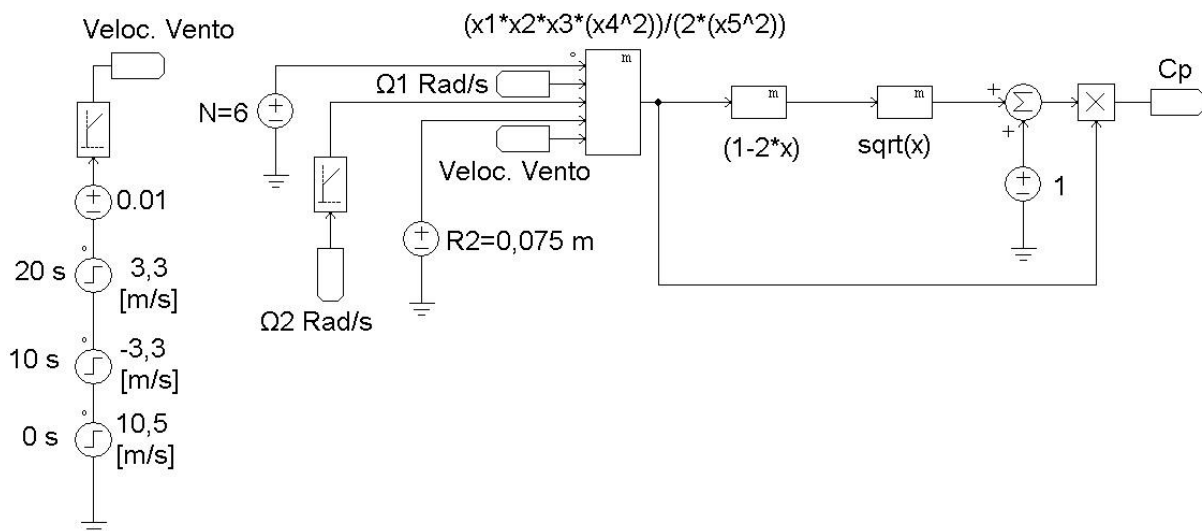
$J_r$  = Capacitância equivalente ao momento de inércia da turbina [F];

$C_p$  = Coeficiente de Potência;

$P_{mec}$  = Potência mecânica [W].

A Figura 5.17 é o diagrama do  $C_p$  da turbina Magnus com valores dos parâmetros utilizados na simulação. Aplicou-se degraus na velocidade dos ventos de 10,5 m/s ( $t = 0$  s), 7,2 m/s (-3,3 m/s em  $t = 10$ s) e 10,5 m/s (3,3 m/s em  $t = 10$ s). Número de cilindros da turbina  $N = 6$  e raios dos cilindros  $R_2 = 75$  mm.

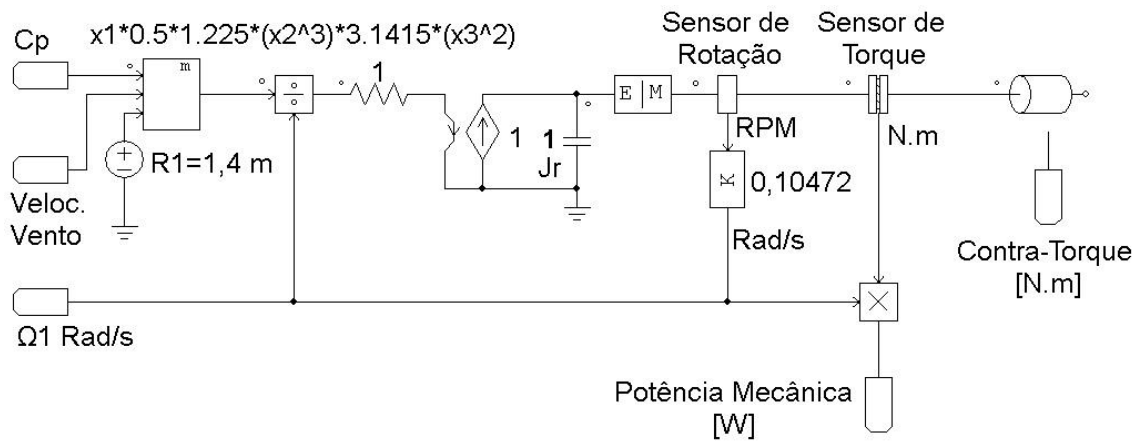
Figura 5.17 – Modelo do  $C_p$  da turbina Magnus no *PSIM*®.



Fonte: Jinbo, 2016.

A Figura 5.18 representa o diagrama da potência mecânica da turbina Magnus de raio  $R_1 = 1,4 \text{ m}$  e uma carga mecânica controlada acoplada em seu eixo para ajustar o torque de oposição para proporcionar a máxima potência gerada.

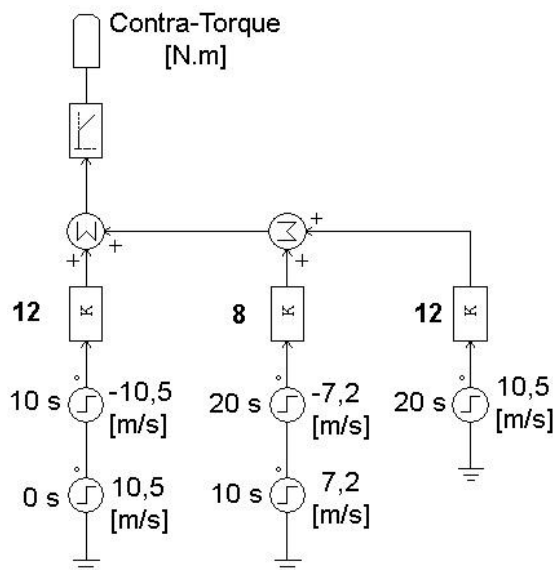
Figura 5.18 – Modelo da potência mecânica da turbina Magnus no *PSIM*<sup>®</sup>.



Fonte: Jinbo, 2016.

Na Figura 5.19 são os valores dos torques de oposição aplicados no eixo da turbina para cada uma das três etapas de degraus de ventos utilizados na simulação. Estes valores em N.m proporcionam a máxima potência mecânica da turbina Magnus para velocidades de vento de 7,2 m/s e 10,5 m/s.

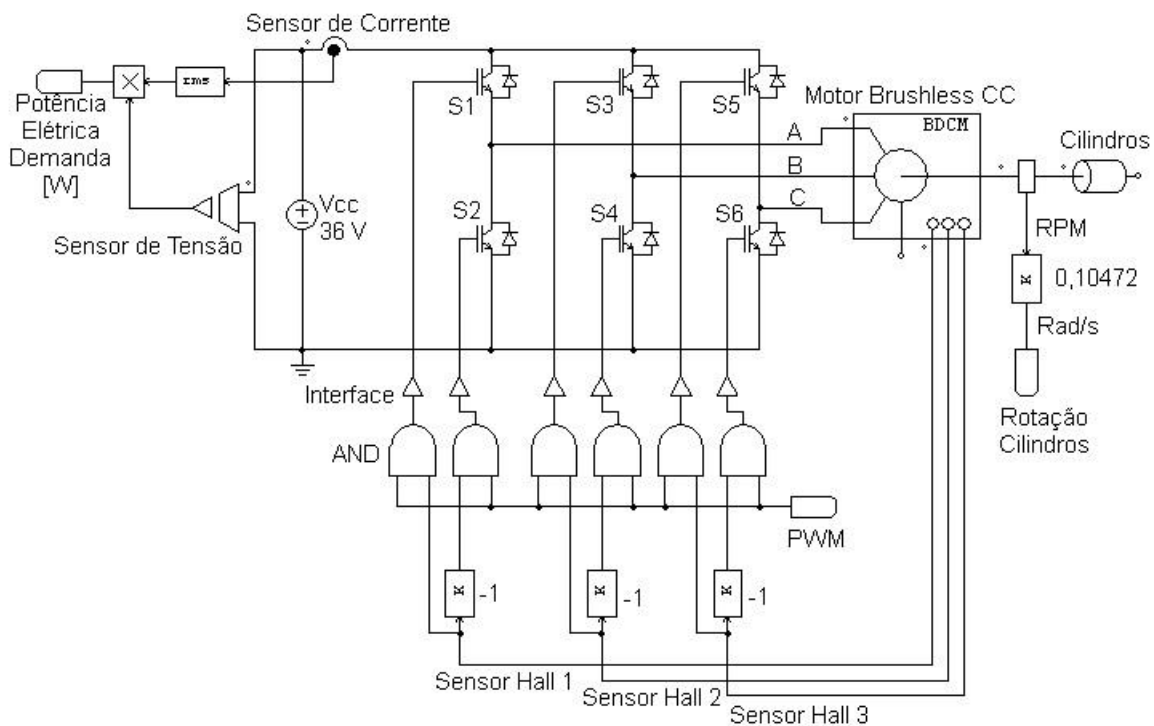
Figura 5.19 – Modelo do Contra-Torque *PSIM*<sup>®</sup>.



Fonte: Jinbo, 2016.

A Figura 5.20 é o diagrama do servo acionamento CC e do motor *brushless* CC, cujos parâmetros adotados foram do motor BLM57180 da Leadshine® que constam na Tabela 5.6. Este foi utilizado nos “Protótipos 1 e 2” da parte experimental da tese. Considerou-se os cilindros sem massa, portanto, sem inércia e torque de oposição.

Figura 5.20 – Modelo do Servo Acionamento CC no *PSIM*®.



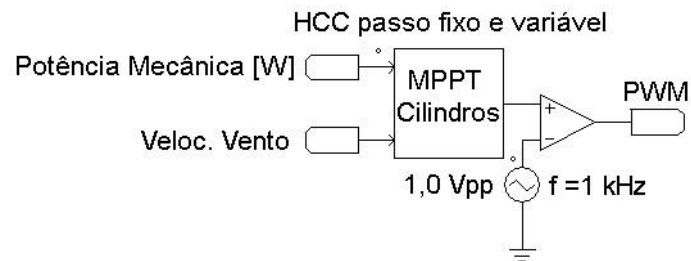
Fonte: Jinbo, 2016.

Tabela 5.6 – Parâmetros do motor *brushless* CC.

Motor <i>Brushless</i> CC	
Parâmetro	Valor
Potência nominal [W]	180
Rotação máxima [RPM]	3000
Torque nominal contínuo [N.m]	0,57
Tensão nominal Vdc [V]	36
Resistência [Ohms]	0,9
Indutância [mH]	2,0
Vrms/kRPM	8,9
Número de pólos	4,0

Na Figura 5.21 é o bloco com o algoritmo *HCC* para o rastreamento da rotação ótima dos cilindros para proporcionar a máxima potência. No diagrama da Figura 5.16, considerou-se o rastreamento da potência líquida, mas nas simulações é considerada a potência mecânica total gerada. Nos cálculos analíticos com o modelo não se leva em consideração a potência demanda pelo servo acionamento e pretende-se comparar os resultados calculados no *Matlab*<sup>®</sup> e os simulados no *PSIM*<sup>®</sup>. O algoritmo utilizado no bloco “*MPPT Cilindros*”, *HCC* de passo fixo e variável, exatamente como foi utilizado nas simulações está no APÊNDICE G. A entrada “*Veloc. Vento*” no bloco “*MPPT Cilindros*” é para uma comparação dentro do código do algoritmo com uma “*velocidade mínima de vento*” que se inicia o acionamento dos cilindros para o qual a turbina gera potência líquida.

Figura 5.21 – Modelo do *MPPT* dos cilindros no *PSIM*<sup>®</sup>.



Fonte: Jinbo, 2016.

### 5.2.2 Simulação da Turbina de Efeito Magnus com Contra-Torque

As simulações no *PSIM*<sup>®</sup> desta seção intitulada de “*Configuração 01 - Turbina de Efeito Magnus com Contra-Torque*” utiliza os modelos da Figura 5.17 a Figura 5.21 com os dados da Tabela 5.7.

Tabela 5.7 – Dados da Turbina Magnus.

Parâmetro	Descrição	Valor
N	Número de cilindros	6
$R_1$ [m]	Raio da turbina	1,4
$2 \cdot R_2$ [mm]	Diâmetro dos cilindros	150
$U_\infty$	Vento [m/s]	7,2 e 10,5
Algoritmo	<i>HCC</i>	Fixo e Adaptativo

A Figura 5.22 representa os valores de  $C_P$  que resultaram da simulação da turbina Magnus com degraus na velocidade do vento e também na carga mecânica acoplada em seu eixo. Esses permaneceram dentro do limite máximo de Betz.

As potências mecânicas simuladas, cujos resultados estão na Figura 5.23, atingiram os valores máximos estimados pelos cálculos analíticos para as duas velocidades de vento. O comparativo das potências calculadas e simuladas está na Tabela 5.8.

Figura 5.22 – Valores de  $C_P$  da simulação dentro do limite de Betz.

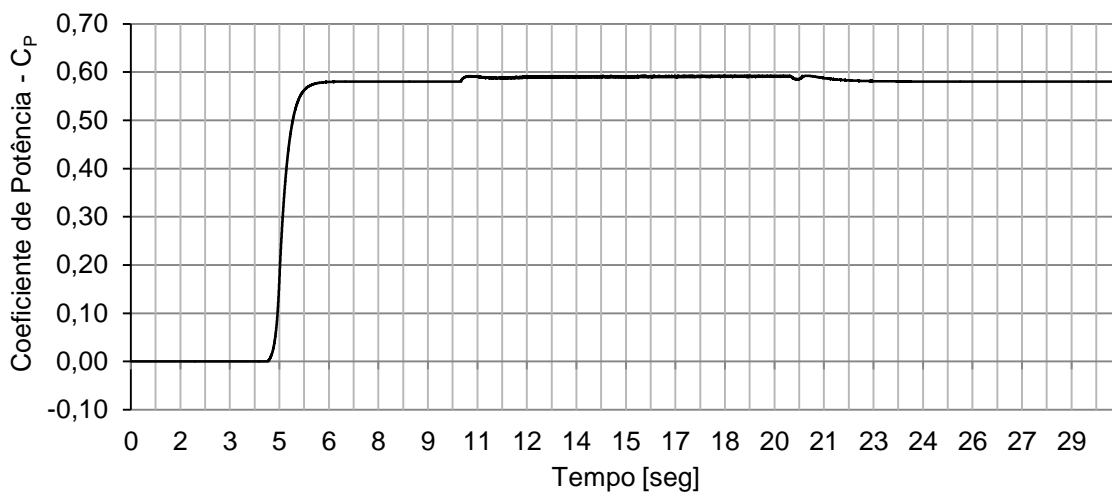


Figura 5.23 – Potências mecânicas máximas atingidas na simulação.

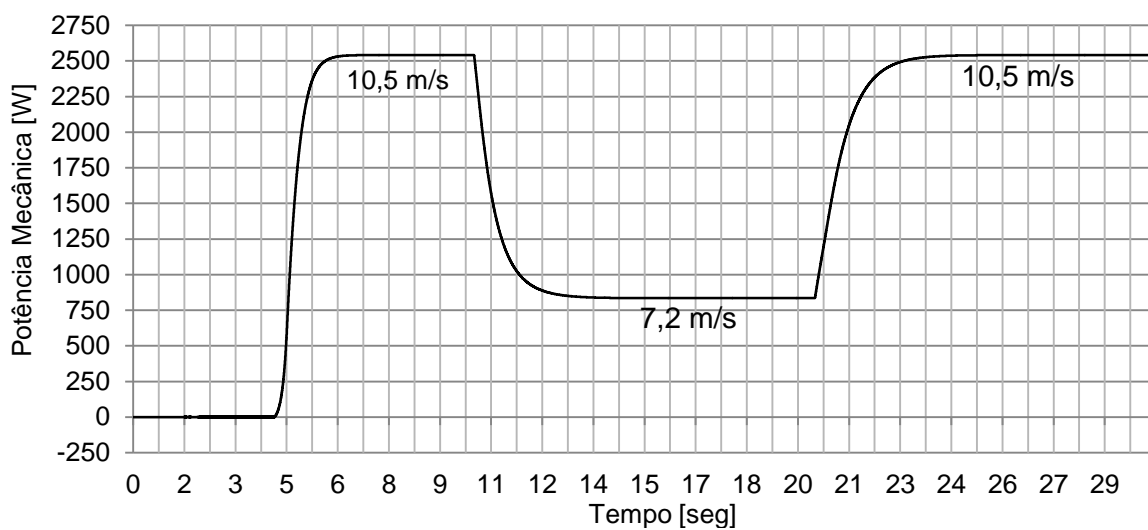


Figura 5.24 – Rotação dos cilindros na simulação.

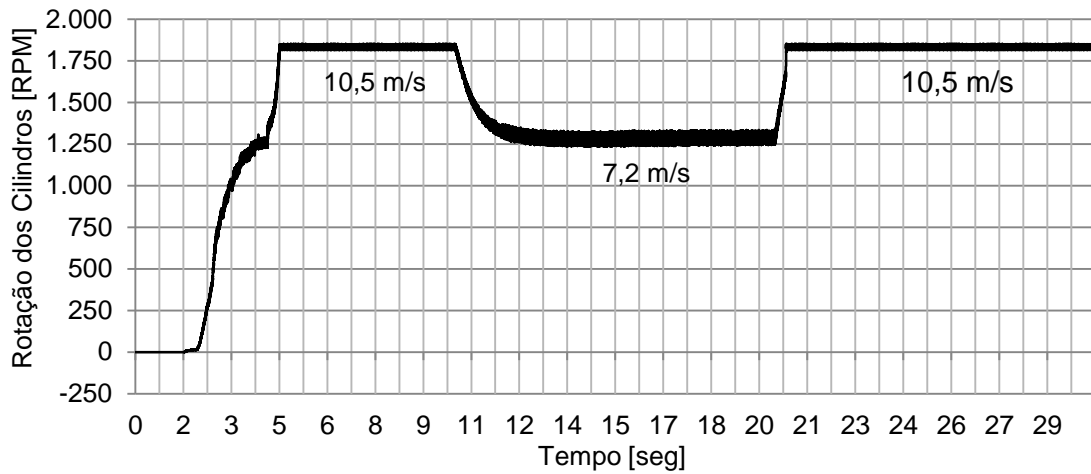
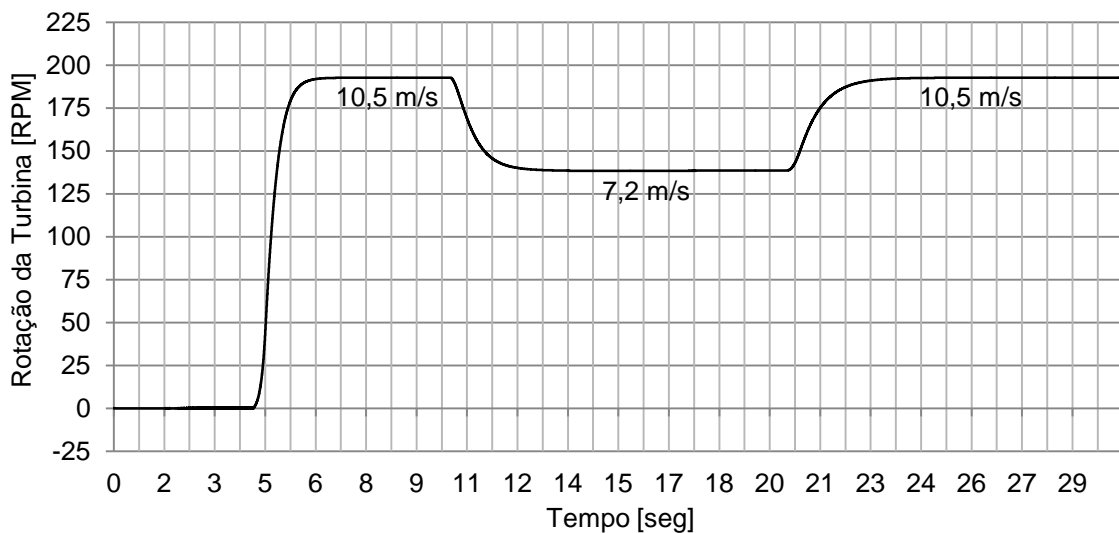


Figura 5.25 – Rotação da turbina na simulação.



### Resultados da Simulação Turbina Magnus com Carga Mecânica

As estimativas de potências máximas calculadas no *Matlab*<sup>®</sup> e os obtidos através de simulação no *PSIM*<sup>®</sup> estão bem próximas e constam na Tabela 5.8. Os valores ótimos de rotações dos cilindros e da turbina calculados e simulados que proporcionaram as potências máximas estão também bem próximos. Também se obteve como resultados desta simulação os valores de teóricos dos torques desenvolvidos pela turbina Magnus para estas duas velocidades de ventos.

Tabela 5.8 – Estimativas de potências máximas, rotações ótimas calculadas e simuladas. Estimativas de torques.

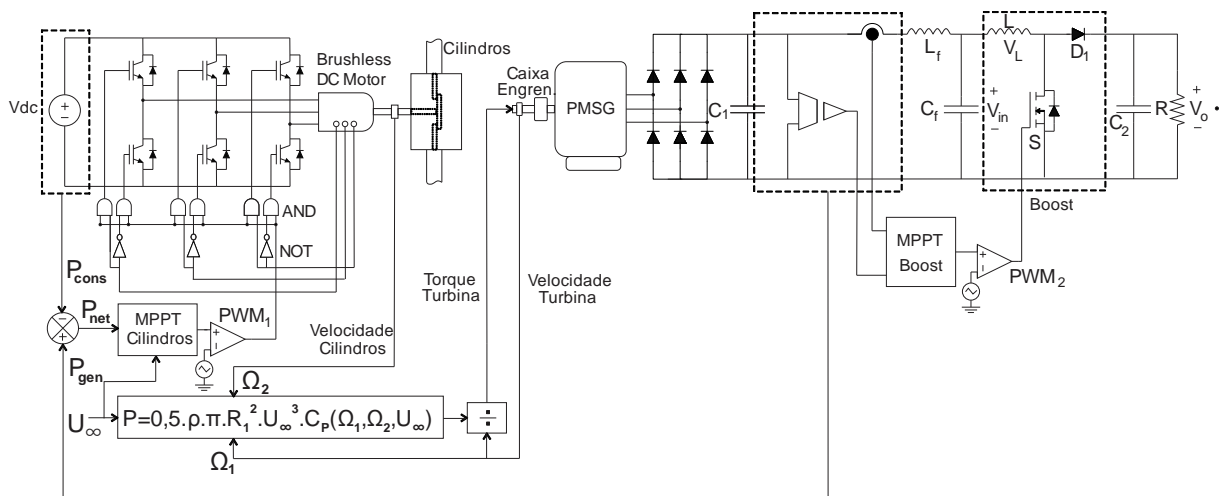
Calculadas				Simuladas			
Vento [m/s]	Potência Máxima [W]	$\lambda_1$ / (RPM)	$\lambda_2$ / (RPM)	Potência Máxima [W]	$\lambda_1$ / (RPM)	$\lambda_2$ / (RPM)	Torque da Turbina [N.m]
7,2	834,0	2,43 (119)	1,14 (1045)	835,6	2,81 (138)	1,38 (1267)	57,6
10,5	2587,0	2,20 (157)	1,25 (1671)	2541,8	2,68 (192)	1,38 (1841)	126,0



### 5.3 Configuração 02 – Turbina de Efeito Magnus, *PMSG*, Conversor Estático e Carga Resistiva.

A simulação no *PSIM*<sup>®</sup> que se denominou de “Configuração 02” consiste no sistema eólico de pequeno porte com turbina Magnus, gerador de ímãs permanentes (*PMSG*), conversor estático CA/CC (retificador), conversor estático CC/CC controlado (*boost*) e uma carga resistiva para dissipar a potência elétrica máxima gerada, conforme o diagrama da Figura 5.26. Esta simulação objetivou estimar o comportamento de um sistema eólico Magnus envolvendo o *MPPT* simultâneo de duas variáveis  $\Omega_1$  (rotação da turbina) e  $\Omega_2$  (rotação dos cilindros). O fato é que o *MPPT* de uma variável influência na outra.

Figura 5.26 – Turbina Magnus, conversor CA/CC, conversor CC/CC *boost*, resistência.



Fonte: Jinbo, 2014.

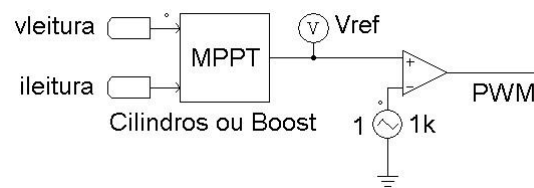
#### 5.3.1 Modelagem Simulada no *PSIM*<sup>®</sup> da “Configuração 2”

A modelagem matemática no *PSIM*<sup>®</sup> da “Configuração 2” referente à turbina Magnus ( $C_p$  e potência mecânica) e o sistema de servo acionamento e motor *brushless* são exatamente iguais aos da “Configuração 1”. Estes modelos estão nas Figura 5.17 (Modelo do  $C_p$  da turbina Magnus no *PSIM*<sup>®</sup>), Figura 5.18 (Modelo da potência mecânica da turbina Mangus no *PSIM*<sup>®</sup>), Figura 5.20 (Modelo do Servo

Acionamento CC no *PSIM*<sup>®</sup>). Os valores de degraus de ventos aplicados na entrada do modelo do  $C_P$  são diferentes nas “Cofiguração 1 e 2”.

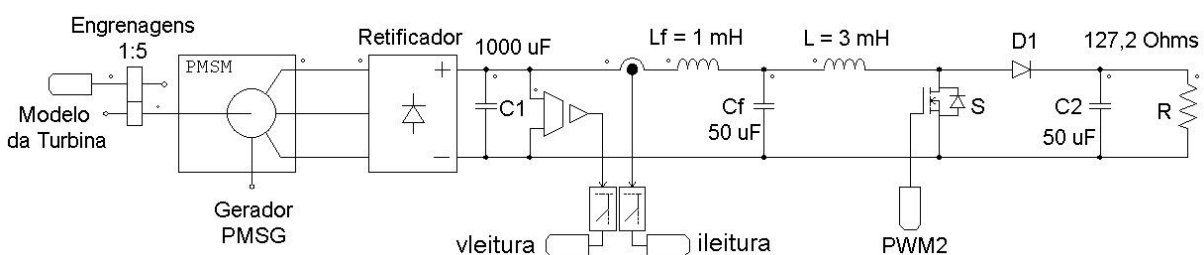
Na Figura 5.26, o diagrama considera a potência demanda no servo acionamento CC, subtraindo este valor da potência total gerada, resultando na potência líquida rastreada. Mas na modelagem no *PSIM*<sup>®</sup> não será levado em consideração esta potência demandada, pois os cálculos analíticos no *Matlab*<sup>®</sup> que geraram as estimativas de potência não levaram em consideração esta potência. Portanto para os dois blocos “*MPPT Cilindros*” e “*MPPT Boost*” as entradas serão as tensões e correntes medidas na saída do retificador. Os dois blocos serão parecidos, inclusive o código fonte do algoritmo *HCC* de passo fixo utilizado que está no APÊNDICE G. As diferenças estão somente na frequência da onda triangular do comparador de 1 kHz para 7,81 kHz no “*MPPT Boost*” e os valores dos passos no código fonte do algoritmo.

Figura 5.27 – Blocos idênticos: *MPPT Cilindros* ou *MPPT Boost*.



A Figura 5.28 representa a modelagem da “Configuração 2” no *PSIM*<sup>®</sup> exatamente com os valores das indutâncias, das capacitâncias e resistor utilizados na simulação. As leituras “vleitura” da tensão e “ileitura” da corrente passa por um filtro passa-baixa de segunda ordem (cut-off-freq = 100 Hz, damping ratio = 10), eliminando-se os excessos de oscilações.

Figura 5.28 – Modelagem do *PMSG*, retificador, *boost* e carga R.



Os parâmetros do gerador *PMSG* da Tabela 5.9, também foram extraídos do manual do fabricante (ENERSUD<sup>®</sup>) e foram utilizados no modelo da simulação. Não se utilizou os parâmetros do *PMSG* da *Wind Baron*<sup>®</sup>, pois possui baixo  $V_{pk} / \text{kRPM}$ , o que para as faixas de potências simuladas resultaria em correntes relativamente elevadas.

Tabela 5.9 – Parâmetros do gerador *PMSG* da ENERSUD<sup>®</sup>.

PMSG	
Parâmetro	Valor
Potência nominal [kW]	1,0
Resistência do estator [Ohms]	0,92
Indutância $L_d$ [mH]	3,5
Indutância $L_q$ [mH]	3,5
$V_{pk}$ (tensão de pico linha-linha) / kRPM	157,2
Número de pólos	14
Gear Box	1:5

Na Tabela 5.10 estão os dados da turbina Magnus na modelagem do *PSIM*<sup>®</sup>, denominada da “Configuração 02”. Além disso, constam as estimativas de potências para as 3 velocidades dos ventos, calculadas no *Matlab*<sup>®</sup>, para servirem de referências para as potências obtidas através da simulação. Para obtenção das potências calculadas para essas 3 velocidades, foi adotado a mesma metodologia da seção 5.1.4 – Estimativas de Potências da Configuração 2.

Tabela 5.10 – Potências máximas calculadas.

Parâmetro	Descrição	Valor	Valor	Valor
Vento [m/s]	Velocidade do vento	3,5	5,5	7,5
N	Número de cilindros	6	6	6
$R_1$ [m]	Raio da turbina	1,4	1,4	1,4
$2 \cdot R_2$ [mm]	Diâmetro dos cilindros	150	150	150
Faixa de Valores Calculados				
$\Omega_1$ [RPM]	Rotação da turbina	0 a 70	0 a 140	0 a 150
$\lambda_1$	Velocidade relativa da turbina (TSR)	0 a 2,93	0 a 3,73	0 a 2,93
$\Omega_2$ [RPM]	Rotação dos cilindros	0 a 525	0 a 620	0 a 1050
$\lambda_2$	Velocidade relativa dos cilindros	0 a 1,18	0 a 0,88	0 a 1,10
Estimativas de Potências Máximas Calculadas				
$P_{m\acute{a}x}$ [W]	Potência máxima calculada	95,8	371,8	942,8
$\Omega_{1m\acute{a}x}$ [RPM]	Rotação da turbina ótima	62,0	138,4	148,9

$\lambda_{1m\acute{a}x}$	Velocidade relativa da turbina \acute{o}tima	2,60	3,69	2,91
$PMSG$ [RPM]	Rota\c{c}\~{a}o do gerador (CE 1:5)	310,0	692,0	744,5
$\Omega_{2m\acute{a}x}$ [RPM]	Rota\c{c}\~{a}o dos cilindros \acute{o}tima	476,8	525,2	954,9
$\lambda_{2m\acute{a}x}$	Velocidade relativa dos cilindros \acute{o}timo	1,07	0,75	1,00

A rota\c{c}\~{a}o do gerador  $PMSG$  deve levar em considera\c{c}\~{a}o a rela\c{c}\~{a}o da caixa de engrenagens de 1:5 da Tabela 5.9. Com a constante  $V_{pk} / kRPM$  do  $PMSG$  da Tabela 5.9 pode-se calcular  $V_{pk}$ . Tendo-se  $V_{pk}$  com a Equa\c{c}\~{a}o (3.10) pode-se calcular  $V_{in}$ . Desprezando-se as perdas no gerador  $PMSG$ , a pot\^{e}ncia mec\~{a}nica \acute{e} igual \`{a}  $P_{in}$ , portanto, pode-se calcular a corrente m\^{e}dia no indutor  $I_L$ .

### C\~{a}culo de $V_{in}$ :

Dados da Tabela 5.10:

Para vento = 5,5 m/s

Desprezando-se as perdas:  $P_{mec} = P_{in} = P_o = 371,8 W$

Rota\c{c}\~{a}o da turbina = 138,4 RPM

Rota\c{c}\~{a}o do  $PMSG$  (1:5) = 692 RPM

Tabela 5.9 do  $PMSG$  tem-se  $V_{pk} / kRPM = 157,2 V$

Portanto,  $V_{pk} = 0,692 * 157,2 = 108,8 V$

Da Equa\c{c}\~{a}o (3.10):

$$V_{in} = V_{pk}$$

$$V_{in} = 108,8 V$$

Utilizando-se a Equa\c{c}\~{a}o (3.11), calcula-se a resist\^{e}ncia de carga  $R$  para o valor intermedi\~{a}rio da velocidade do vento (5,5 m/s) e com a raz\~{a}o c\~{i}clica no valor intermedi\~{a}rio  $D = 0,5$ . Pretende-se assim, obter a resist\^{e}ncia de carga  $R$  para a qual variando-se a raz\~{a}o c\~{i}clica do *boost* para cima ou para baixo, do ponto de vista do gerador, ela varie e se torne apropriada para a m\~{a}xima transfer\^{e}ncia de pot\^{e}ncia do limite inferior para o superior de velocidade dos ventos. Portanto, aumentando-se a raz\~{a}o c\~{i}clica, a resist\^{e}ncia de carga  $R$  seria vista pelo gerador com um valor menor, pr\~{o}pria para baixas pot\^{e}ncias (velocidades do vento menores que 5,5 m/s). Se for diminuida a raz\~{a}o c\~{i}clica, a resist\^{e}ncia de carga  $R$  seria vista pelo gerador com um valor maior, pr\~{o}pria para pot\^{e}ncias maiores (velocidades do vento maiores que 5,5 m/s).

**Cálculo de R:**

$$P_{in} = P_o = 371,8 \text{ W da Tabela 5.10}$$

$$P_{in} = P_o$$

$$V_{in} \cdot I_L = V_o \cdot I_o = 371,8 \text{ W}$$

$$V_{in} = 108,8 \text{ V}$$

$$I_L = 3,42 \text{ A}$$

$$D = 0,5$$

Da Equação (3.11), tem-se:

$$R = \frac{V_{pk}}{I_L \cdot (1 - D)^2}$$

$$R = 127,2 \Omega$$

Com os valores das estimativas da rotação ótima do *PSMG* da Tabela 5.10 calcula-se os valores de  $V_{in}$  (conforme “Cálculo de  $V_{in}$ ”) para ventos de 3,5 m/s e 7,5 m/s. Com os valores de  $V_{in}$  obtêm-se  $I_L$  (conforme “Cálculo de R”) e com os valores de  $R = 127,2 \Omega$ ,  $V_{in}$  e  $I_L$  e a Equação (3.11) reescrita, Equação (5.1), calcula-se as razões cíclicas  $D$ , cujos valores estão na Tabela 5.11:

$$D = 1 - \sqrt{V_{in} / (R \cdot I_L)} \quad (5.1)$$

Tabela 5.11 – Cálculo de “R” e de “D”.

Vento [m/s]	RPM PMSG	Pot. Mec. [W]	Tensão $V_{pk}$ [V]	Tensão $V_{in}$ [V]	$I_L$ [A]	Load R [Ohms]	D
3,5	310	95,8	48,7	48,7	1,97	-	0,42
5,5	692	371,8	108,8	108,8	3,42	127,2	0,50
7,5	744,5	942,8	117,0	117,0	8,06	-	0,66

**Cálculo de L:**

A indutância mínima deve ser calculada para a menor corrente de entrada do conversor utilizando-se a Equação (3.3). Considerando a corrente de entrada de 1,97 A e definido um ripple de corrente de 0,5 A, frequência de chaveamento do conversor de 7,81 kHz e que o conversor deva operar com razão cíclica mínima de 0,42, tem-se:

$$\Delta i_L = \frac{V_{in}}{2 \cdot L} \cdot D \cdot \frac{T_s}{L} = \frac{48,7}{2 \cdot 0,5} \cdot 0,42 \cdot \frac{1}{7,81k} = 2,56 \text{ mH}$$

Veja que a frequência de chaveamento afeta diretamente o valor da indutância. Portanto, de acordo com os cálculos escolheu-se  $L = 3,0 \text{ mH}$ .

Tabela 5.12 – Componentes do conversor estático.

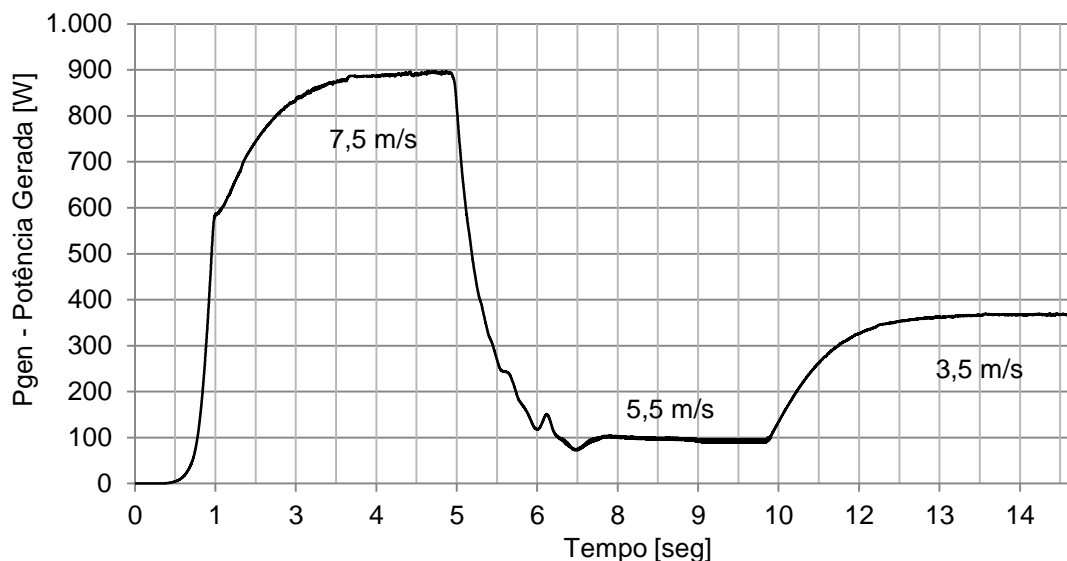
Filtros		
Parâmetro	Descrição	Valor
$C_1$ [uF]	Capacitor	1000
$C_f$ [uF]	Capacitor de filtro	50
$L_f$ [mH]	Indutância de filtro	1,0
$L$ [mH]	Indutância do boost	3,0
$C_2$ [uF]	Capacitor	50
$R$ [Ohms]	Resistência de carga	127,2
$f_s$ [Hz]	Freq. Chaveamento	7,81 kHz

## Resultados da Simulação da Configuração 02

O diagrama da Figura 5.26 “Turbina Magnus, conversor CA/CC, conversor CC/CC boost, resistência” faz distinção entre potência gerada “ $P_{gen}$ ” e potência líquida “ $P_{liq}$ ”. Porém, as estimativas de potência calculadas no *Matlab*<sup>®</sup>, não levam em consideração as potências demandadas para rotacionar os cilindros “ $P_{cons}$ ”. Portanto, as simulações desta seção rastreia a potência elétrica gerada “ $P_{gen}$ ” sem subtrair a potência demanda “ $P_{cons}$ ”.

A Figura 5.29 apresenta a curva da potência elétrica gerada “ $P_{gen}$ ” na saída do retificador trifásico a diodos para uma velocidade inicial de vento de 7,5 m/s. No instante  $t = 5 \text{ s}$  foi aplicado um degrau negativo de vento (-4,0 m/s), passando para velocidade final de 3,5 m/s e no instante  $t = 10 \text{ s}$  um degrau positivo (+2,0 m/s), passando para 5,5 m/s. Os resultados obtidos para as respectivas potências elétricas máximas geradas na simulação para cada uma das 3 velocidades do ventos, estão bem próximos daqueles valores calculados no *Matlab*<sup>®</sup> e estão na Tabela 5.13. Portanto, a resistência de carga projetada  $R$  está correta, bem como a metodologia de projeto.

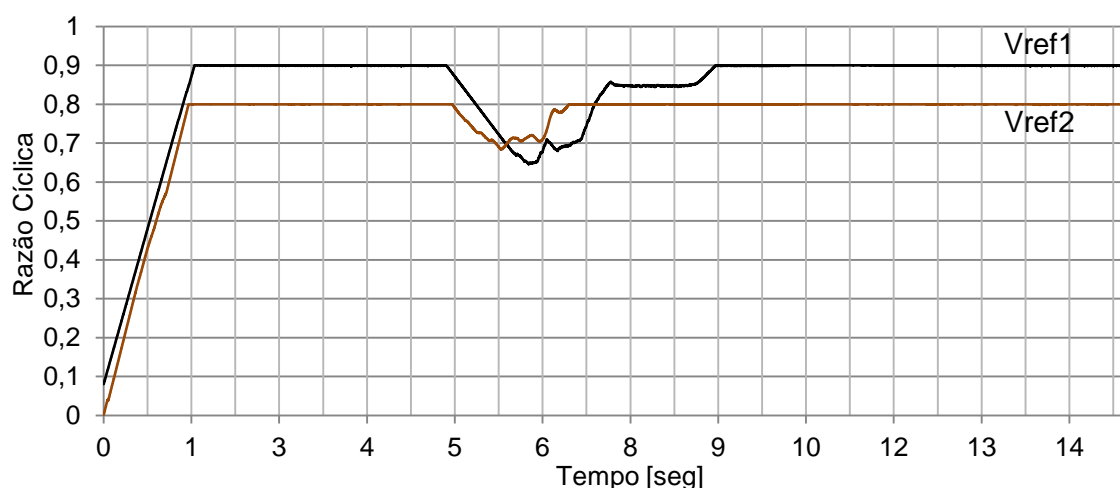
Figura 5.29 – Potências elétricas máximas atingidas na simulação.



Fonte: Jinbo, 2016.

A Figura 5.30 apresenta as variações na tensão de referência " $v_{ref1}$ " do " $PWM_1$ " do " $MPPT$  Cilindros". Este rastreia a rotação ótima dos cilindros para cada uma das 3 velocidades dos ventos simuladas resultando na curva da Figura 5.31. A segunda curva da Figura 5.30 apresenta a variação do " $v_{ref2}$ " do " $PWM_2$ " do  $MPPT$  do *boost* que implica na variação da rotação turbina-gerador conforme Figura 5.32.

Figura 5.30 – Rastreamento da razão cíclica " $D_1$ " e " $D_2$ "



Fonte: Jinbo, 2016.

Figura 5.31 – Rastreamento da rotação ótima dos cilindros.

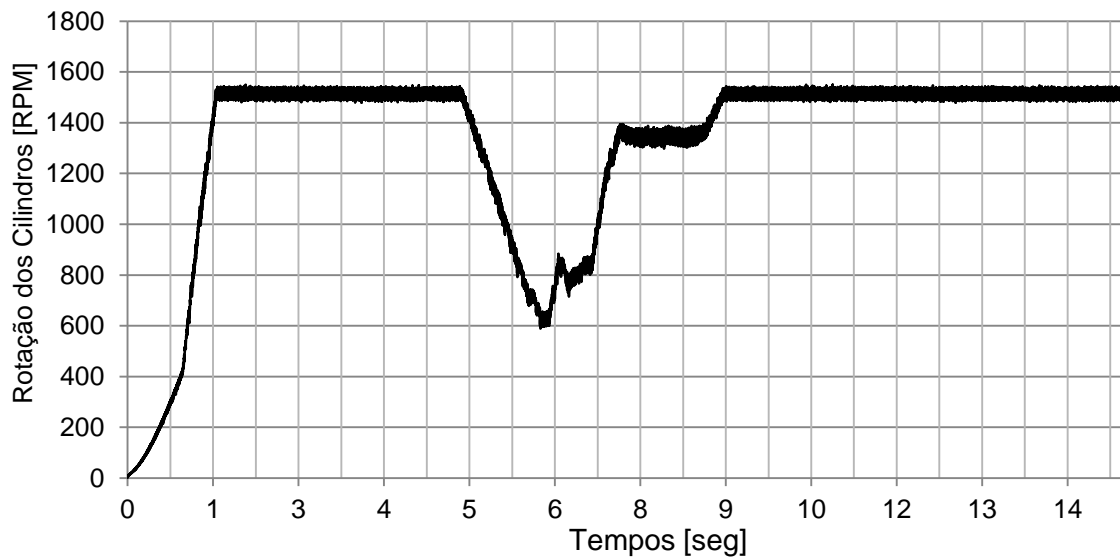
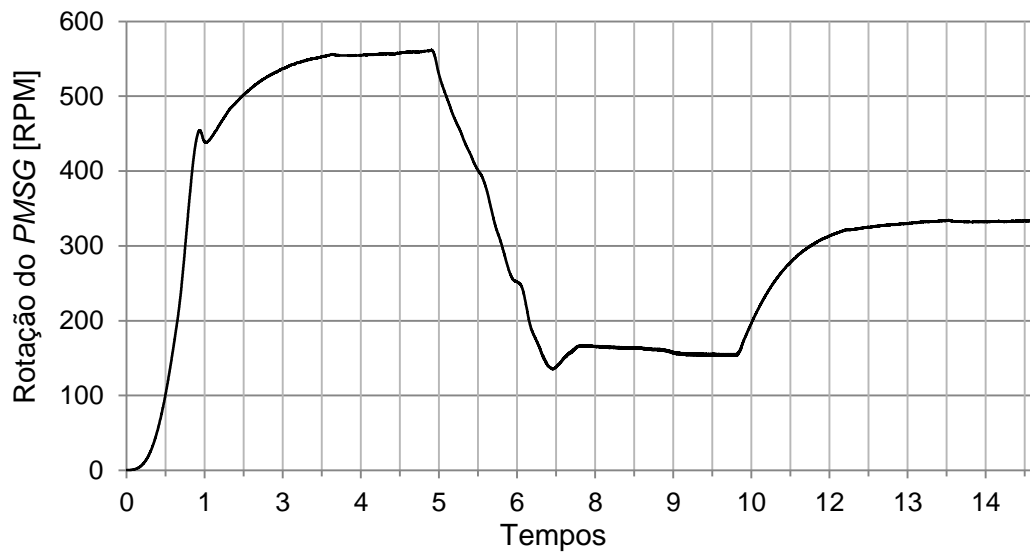


Figura 5.32 – Rastreamento da rotação ótima do gerador.

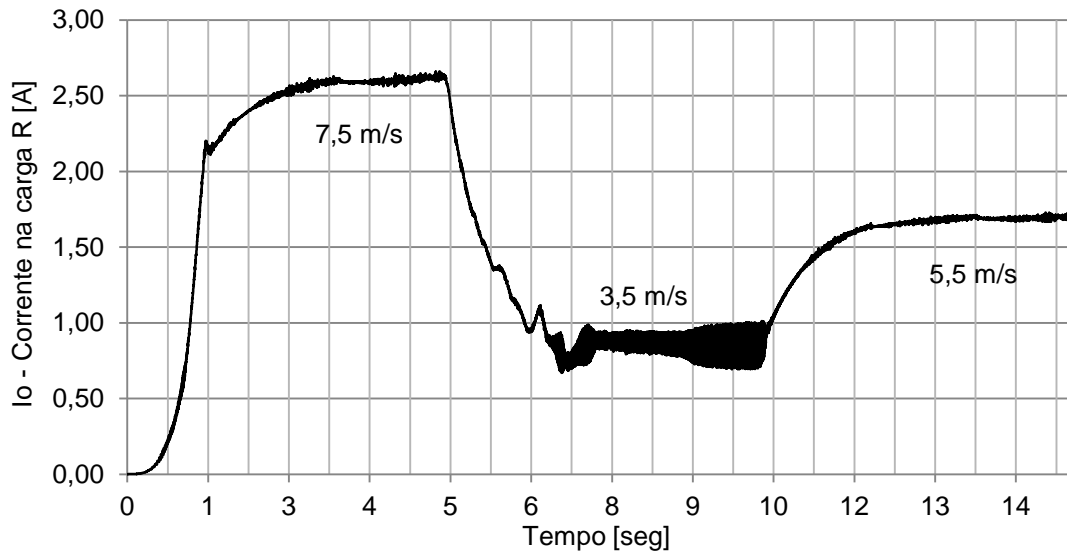


Fonte: Jinbo, 2016.

A Figura 5.33 reinterpreta a corrente  $I_o$  na carga resistiva  $R$  e sua resposta aos degraus de ventos. A impedância vista na entrada do *boost* está variando para proporcionar a máxima transferência de potência do gerador para a carga.



Figura 5.33 –  $I_o$  para ventos de 7,5 m/s, 3,5 m/s e 5,5 m/s.



Fonte: Jinbo, 2016.

Os algoritmos “*HCC Cilindros*” e “*HCC Boost*” desempenharam eficazmente a sua função, rastreando a rotação ótima dos cilindros e da turbina para a máxima potência gerada “ $P_{gen}$ ”. A pequena diferença de potência calculada e simulada da Tabela 5.13, para vento de 7,5 m/s, pode ser corrigida, realizando-se um pequeno ajuste no passo do “*HCC Cilindros*”. Caso seja feito este ajuste, as variações de  $v_{ref1}$  e  $v_{ref2}$  da Figura 5.30 ficam menos evidente.

Tabela 5.13 – Potências geradas “ $P_{gen}$ ” calculadas e simuladas

	Calculadas	Simuladas
Vento [m/s]	Pot. Mec. [W]	Pot. Mec. [W]
3,5	95,8	95,4
5,5	371,8	368,0
7,5	942,8	905,3

#### 5.4 Conclusões das Simulações

O Capítulo 05 apresentou a simulação denominada de “Configuração 1 - Turbina de Efeito Magnus com Contra-Torque”, cujos resultados demonstraram o *MPPT* dos cilindros atingindo a rotação ótima e a potência no eixo da turbina

atingindo o valor da potência estima pelos cálculos analíticos. Esta simulação forneceu o valor do torque resultante ótimo da turbina para atingir esta potência máxima rastreada. Portanto, o modelo criado no *PSIM*<sup>®</sup> é útil para estimar o torque e a rotação da turbina.

Na segunda parte do Capítulo 05 simulou-se o que se denominou de “Configuração 2 - Turbina de Efeito Magnus, *PMSG*, Conversor Estático e Carga Resistiva”. Esta “Configuração 2” realiza o rastreamento da rotação ótima dos cilindros e a rotação ótima do conjunto turbina-gerador *PMSG* que atingiu a máxima potência estimada pelos cálculos analíticos. O sistema têm o “*MPPT Cilindros*” e o “*MPPT Boost*” que funcionam simultaneamente e um interfere no outro, deve-se tomar cuidados nas escolhas dos passos dos algoritmos *HCC*, bem como nos valores dos filtros capacitivos e indutivos do *boost*. A escolha equivocada dos passos de “ $V_{ref2}$ ” costuma travar a rotação do *PMSG* ou dispará-lo. Já os passos de “ $V_{ref1}$ ” pode fazer não variar a rotação dos cilindros e conseqüentemente a potência rastreada. A escolha dos valores dos filtros capacitivos equivocados pode provocar uma elevação de tensão na entrada do *boost* e conseqüentemente a potência medida pode atingir valores muito divergentes ao esperado, comprometendo totalmente o funcionamento dos *MPPT*.

## 6 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

### 6.1 Resultados Experimentais – “Protótipo 1”

Apresenta-se na Figura 6.1 o primeiro protótipo de turbina eólica de efeito Magnus construído pela equipe UFSM-IFSC que foi denominado de “Protótipo 1”. Este protótipo tem 1 m de diâmetro, sendo que o cubo possui 30 cm de diâmetro e os cilindros girantes possuem 35 cm de comprimento e o diâmetro externo dos cilindros é de 4 cm considerando-se a altura das 3 espirais. Os cilindros têm 12 cm internos ao cubo que passam por dois mancais. O material utilizado foi o poliacetal e foi usinado em um CNC (centro de usinagem) de 4 eixos.

Figura 6.1 – Vistas frontal e posterior do “Protótipo 1”.



Fonte: Jinbo, 2014.

Com este primeiro protótipo de turbina eólica Magnus conseguiu-se observar o fenômeno físico denominado de “Efeito Magnus”. Os resultados obtidos que estão na Tabela 6.1 foram insuficientes para gerar potência útil, mas possibilitou rotacionar o eixo principal da turbina. O baixo torque do “Protótipo 1” é ocasionado pelo pequeno diâmetro da turbina, pois o comprimento dos cilindros ficou limitado devido ao curso reduzido do CNC 4 eixos. Somado a isso o diâmetro dos cilindros de 4 cm também é muito pequeno para se obter um efeito Magnus efetivo. Mas pode-se destacar o um ponto positivo é a possibilidade de se rotacionar os cilindros em velocidades de até 1300 RPM sem ocorrer vibrações excessivas. Além disso, mesmo ventos a partir de 2,0 m/s (turbulento) foram suficientes para proporcionar uma rotação deste protótipo entre 50 a 60 RPM sem carga.

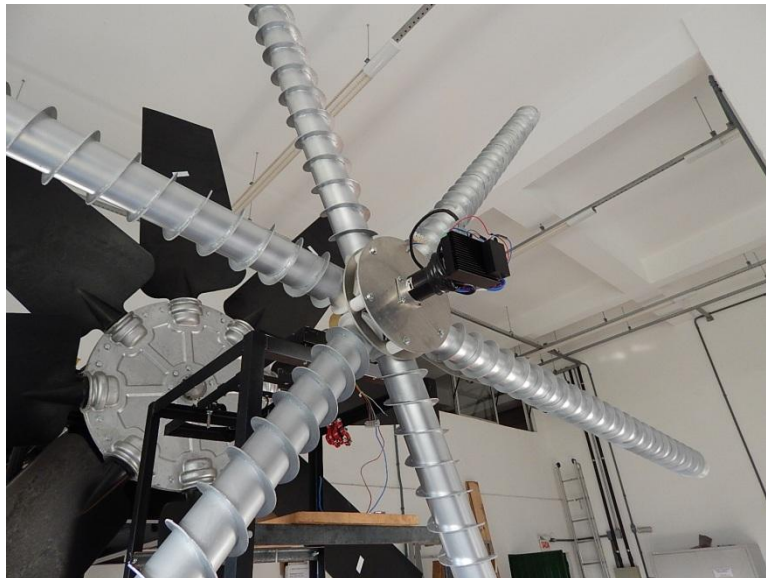
Tabela 6.1 – Resultados experimentais do “Protótipo 1”

Vento [m/s]	Rotação dos Cilindros [RPM]	Rotação da Turbina [RPM]	Torque Máximo [N.m]	Potência Mecânica [W]
9,5	800	60	0,070	0

## 6.2 Resultados Experimentais – “Protótipo 2”

A Figura 6.2 apresenta a foto do “Protótipo 2” com 3 m de diâmetro. Este possui 6 cilindros de PVC de 75 mm de diâmetro com uma espiral de 15 mm de altura fabricado em polietileno com pintura na cor alumínio. No cubo na parte frontal está a caixa de engrenagens com coroa e pinhões de poliacetal, a caixa de engrenagens planetária, o motor *brushless* e o *servo drive*.

Figura 6.2 – “Protótipo 2” com 3 m de diâmetro.



Fonte: Jinbo, 2016.

### 6.2.1 Potência Demandada no *Servo Drive* e Motor *Brushless* CC

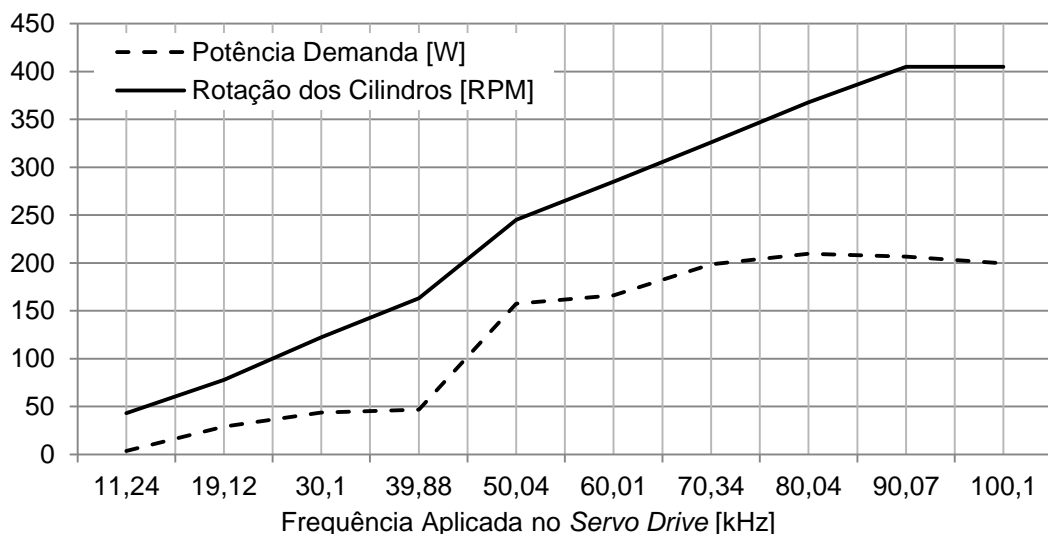
Os “Protótipos 1 e 2” de turbina Magnus construídos utilizam o mesmo *servo drive* ACS606 e o *motor brushless* BLM57180 da Leadshine® para o acionamento e controle dos cilindros. Nesta seção apresenta-se a potência demandada pelo conjunto acionando os seis cilindros de 1400 mm de comprimento do “Protótipo 2”.

Utilizou-se um osciloscópio digital da Tektronix, modelo TDS1001C (30 MHz). No canal 1 mediu-se a frequência de referência para a rotação dos cilindros aplicada no servo drive e no canal 2 utilizando-se de uma ponteira de corrente Tektronix mediu-se o valor eficaz da corrente que a fonte de alimentação CC forneceu. A fonte CC tem tensão de saída 24,2 V e não sofreu variações durante os ensaios. Aumentando-se gradativamente a frequência aplicada no servo *drive* mediu-se a corrente correspondente, obtendo-se assim a Tabela 6.2 que gerou a Figura 6.3 com as potências demandadas até atingir o limite máximo dos 405 RPM dos cilindros.

Tabela 6.2 – Potência demanda para acionar os cilindros do “Protótipo 2”.

Medições	Frequência aplicada [kHz]	Corrente Contínua [A rms]	Potência [W]	Cilindros [RPM]
1	11,24	0,155	3,751	43
2	19,12	1,2	29,04	78
3	30,1	1,81	43,802	122
4	39,88	1,93	46,706	163
5	50,04	6,5	157,3	245
6	60,01	6,87	166,254	285
7	70,34	8,2	198,44	326
8	80,04	8,66	209,572	368
9	90,07	8,54	206,668	405
10	100,1	8,25	199,65	405

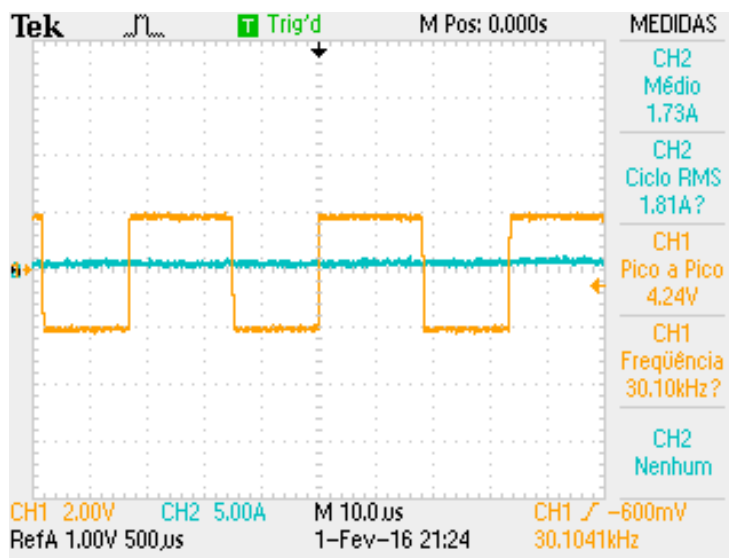
Figura 6.3 – Rotação e potência demandada pelos cilindros do “Protótipo 2”.



Fonte: Jinbo, 2016.

A Figura 6.4 apresenta a tela do osciloscópio. O canal 1 (CH1) é o sinal de onda quadrada com frequência de 30,1 kHz que consiste na referência de rotação para o *servo drive* ACS606 acionar o motor *brushless* rotacionando os cilindros. O canal 2 (CH2) consiste na corrente demandada pelo *servo drive* e motor *brushless* para realizar a rotação dos cilindros em 122 RPM conforme a terceira linha da Tabela 6.2. Ambos os sinais, de corrente e de frequência passam pelos circuitos do anel coletor.

Figura 6.4 – Formas de onda da corrente demandada e frequência.



Os testes com o “Protótipo 2” que possui 3 m de diâmetro foram realizados utilizando-se o túnel de vento com hélice de 2700 mm de diâmetro acionado por motor 1.6 a combustão.

As medições de velocidades dos ventos aplicados no “Protótipo 2”, bem como as medições de potência mecânica no eixo da turbina foram obtidas utilizando-se as instrumentações do “Túnel de Vento 2” do IFSC Chapecó, conforme se apresenta no APÊNDICE K.

Para que o motor brushless CC BLM57180 tivesse torque suficiente para rotacionar os 6 cilindros, construiu-se uma caixa de engrenagens planetárias da Figura 6.5. As engrenagens da planetária reduzem a rotação do eixo do brushless e o conjunto coroa-pinhão do cubo da turbina aumenta a rotação, o que transforma a rotação máxima de 3000 RPM do motor em aproximadamente 400 RPM nos cilindros. Assim, surgiram dois problemas: o primeiro é a baixa rotação dos cilindros

que limitou o efeito Magnus resultando em valores de forças de sustentação baixos e conseqüentemente torque baixo da turbina; O segundo é as perdas de energia, pois se faz a redução de velocidade na caixa planetária e depois se aumenta a velocidade no conjunto cora-pinhões proporcionando perdas de energia.

Figura 6.5 – Caixa de engrenagens planetária acoplado ao motor brushless CC BLM57180 da Leadshine.



Fonte: Jinbo, 2015.

### 6.2.2 “Protótipo 2” – Ensaio 01 – Sem Efeito Magnus

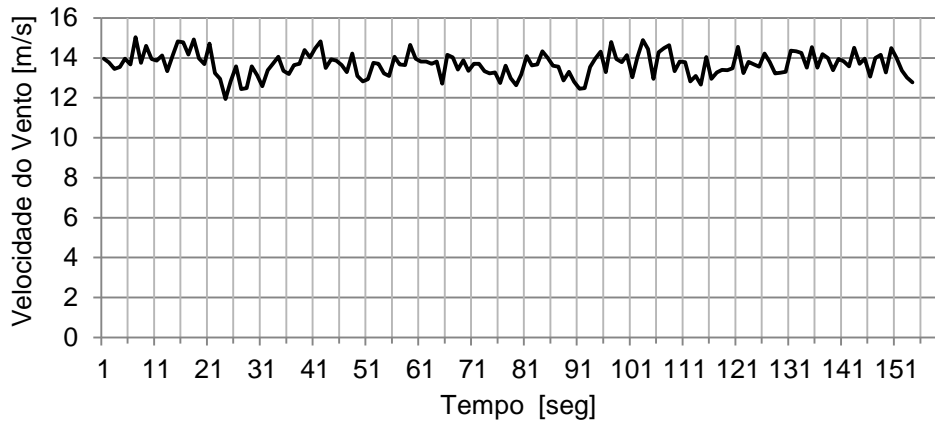
No eixo do “Protótipo 2” estão os sensores de torque, rotação (encoder relativo) e um disco de frenagem com acionamento manual. Inicou-se o teste com a rotação máxima possível da turbina e gradativamente foi-se aplicando um contra-torque através do freio até quase reduzir a rotação a zero. Os dados foram adquiridos através de uma comunicação serial via porta USB entre a PCM (Placa de Controle Magnus) e o *notebook*. As curvas obtidas de potência, de torque e de rotação são apresentadas na Figura 6.7 e o perfil do vento aplicado na Figura 6.6.

Tabela 6.3 – Especificações do “Ensaio 01” do “Protótipo 2”.

Parâmetro	Descrição
Distância Turbina 2 e a hélice de 2700 mm	2 m
Rotação da hélice de 2700 mm	400 RPM
Vento médio proporcionado	13,4 m/s
Rotação dos cilindros	0 RPM
Uso do duto de 2780 mm x 3600 mm	Não
Uso da “Caixa com Colméia”	Não
Efeito Magnus	Não

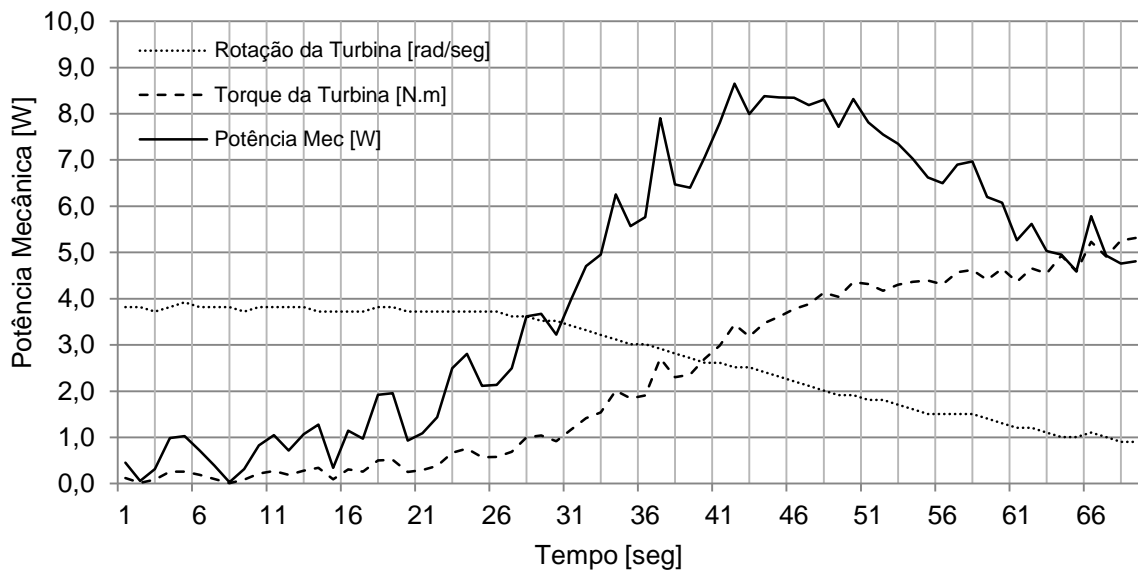
Destaca-se o fato que o torque produzido é proporcionado pelo efeito aerodinâmico das espirais sobrepostas dos 6 cilindros, sem efeito Magnus, pois os cilindros estão com rotação 0 RPM.

Figura 6.6 – Perfil da velocidade do vento com a hélice de 2700 mm em 400 RPM.



Fonte: Jinbo, 2016.

Figura 6.7 – “Protótipo 2” – Ensaio 01: potência mecânica, rotação e torque.



Fonte: Jinbo, 2015.



### 6.2.3 “Protótipo 2” – Ensaio 02 – Com Efeito Magnus

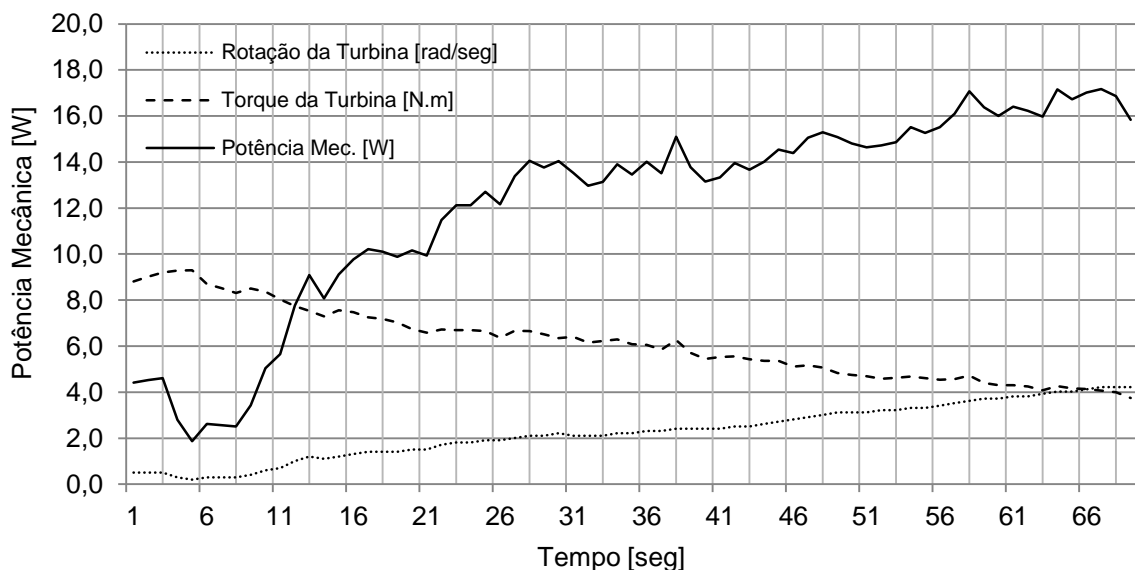
No “Ensaio 02” com o “Protótipo 2” adotou-se o mesmo procedimento do “Ensaio 01”, mas desta vez com a rotação dos cilindros em 400 RPM proporcionando efeito Magnus. O sentido de rotação dos cilindros correto é o ar sendo deslocado para fora da turbina pelas espirais sobrepostas, ou seja, o fluxo de ar do cubo para extremidade. Este sentido proporciona torque resultante. O sentido contrário do ar, ou seja, o fluxo do ar da extremidade para o cubo, o torque resultante não ultrapassou a marca de 1 N.m em todos os ensaios realizados.

As especificações do ensaio estão na Tabela 6.4 e as curvas obtidas de potência mecânica, de torque e de rotação estão na Figura 6.8.

Tabela 6.4 – Especificações do “Ensaio 02” do “Protótipo 2”.

Parâmetro	Descrição
Distância Turbina 2 e a hélice de 2700 mm	2 m
Rotação da hélice de 2700 mm	400 RPM
Vento médio proporcionado	13,4 m/s
Rotação dos cilindros	400 RPM
Uso do duto de 2780 mm x 3600 mm	Não
Uso da “Caixa com Colméia”	Não
Efeito Magnus	Sim

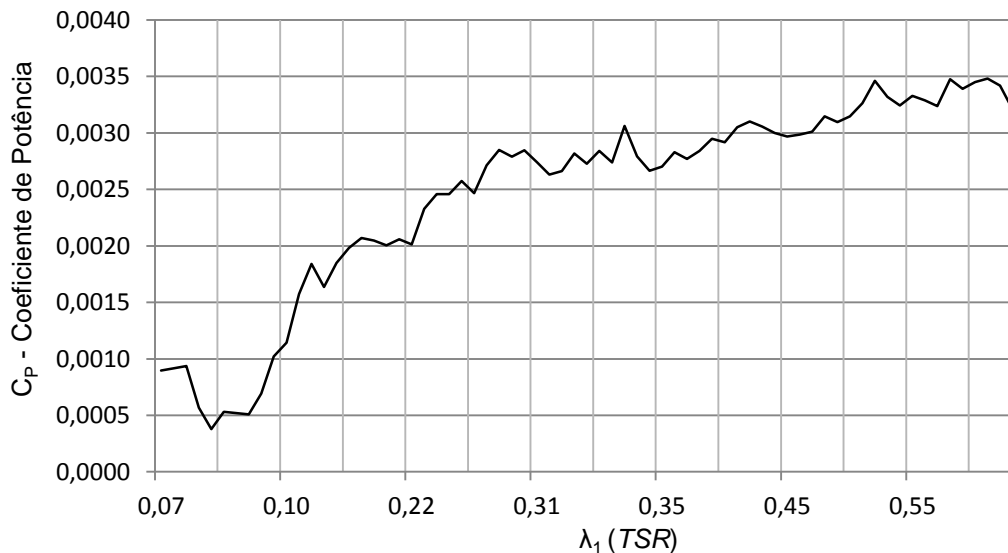
Figura 6.8 – “Protótipo 2” – Ensaio 02: potência mecânica, rotação e torque.



Fonte: Jinbo, 2015.

A Figura 6.9 consiste na curva do coeficiente de potência  $C_P$  em relação à velocidade relativa da turbina  $\lambda_1$  (TSR).

Figura 6.9 – Curva de  $C_P$  vs.  $\lambda_1$  obtida do “Ensaio 2” com o “Protótipo 2”.



Fonte: Jinbo, 2016.

Segundo as estimativas de potências calculadas no Capítulo 5, para ventos de 7,2 m/s, o “Protótipo 2” deveria já produzir acima de 300 W de potência, mas não ultrapassou 18 W com ventos de 13,4 m/s. A potência mecânica no eixo do “Protótipo 2” foram insuficientes para acoplar o gerador de ímãs permanentes.

Os resultados apresentados neste mesmo Capítulo 06, na seção de experimentos com cilindros avulsos com fluxo laminar, demonstraram que cilindros de 75 mm de diâmetro não proporcionam forças de sustentação significativas e conseqüentemente torque. Pode-se, portanto, afirma que um dos motivos da baixa potência é decorrente do pequeno diâmetro dos cilindros de 75 mm, mais as espirais totalizando 105 mm. Também baseado nos experimentos com cilindros avulsos, pode-se considerar baixa a rotação dos cilindros, cujo máximo foi em torno de 400 RPM. Outro fator que pode ter contribuído para este baixo desempenho é o fato de o fluxo de ar não ser completamente laminar.

### 6.3 Resultados Experimentais – “Protótipo 3”

A Figura 6.10 apresenta o “Protótipo 3” com 3 m de diâmetro, com 2 cilindros de PVC de 150 mm de diâmetro e 1400 mm de comprimento. Este cilindro, nestas dimensões, apresentou em ensaios avulsos com uso de colméias retificadoras, uma força de sustentação 14,87 N para uma rotação de 2000 RPM como será apresentado ainda neste Capítulo 06, nas próximas seções. Os cilindros possuem eixo interno maciço de aço de 17 mm de diâmetro e são acionados por 2 motores CC independentes.

Figura 6.10 – “Protótipo 3” de 3 m de diâmetro. Vista a jsante.



Fonte: Jinbo, 2016.

Tabela 6.5 – Especificações do “Ensaio 01” do “Protótipo 3”.

Parâmetro	Descrição
Distância Turbina 2 e a hélice de 2700 mm	2 m
Rotação da hélice de 2700 mm	300 RPM
Vento médio proporcionado	10,5 m/s
Rotação do cilindro 1	1525 RPM
Rotação do cilindro 2	1575 RPM
Potência demandada motor CC 1	30,5 W (7,4 V / 4,1 A)
Potência demandada motor CC 2	32,5 W (6,5 V / 5,0 A)
Uso do duto de 2780 mm x 3600 mm	Não
Uso da “Caixa com Colméia”	Não
Efeito Magnus	Sim

Figura 6.11 – “Protótipo 3” – Ensaio 01: potência mecânica, rotação e torque.

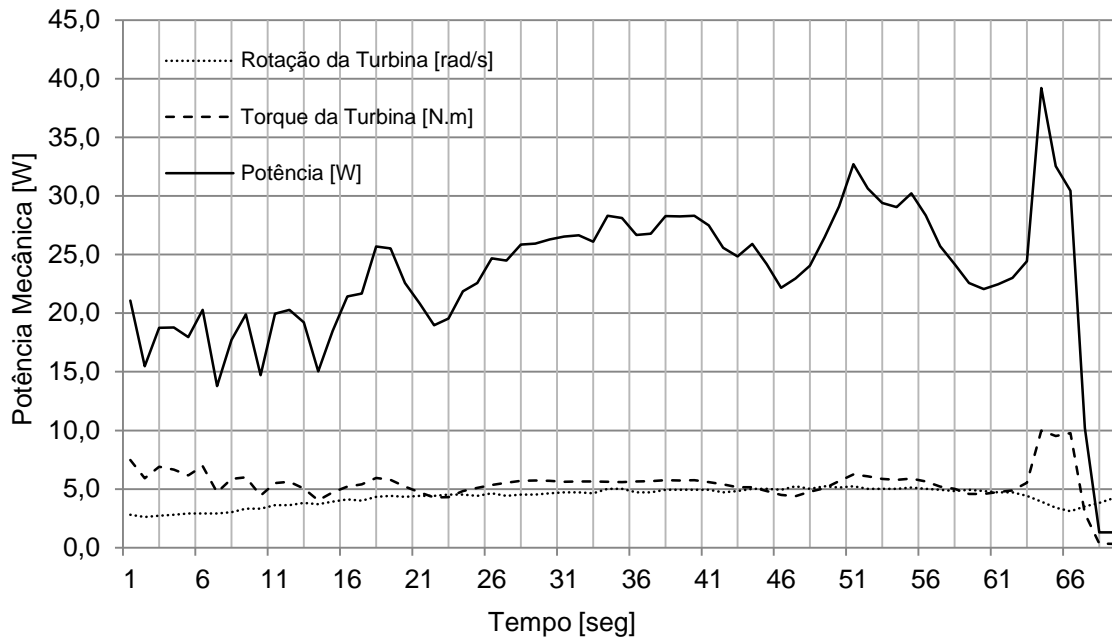
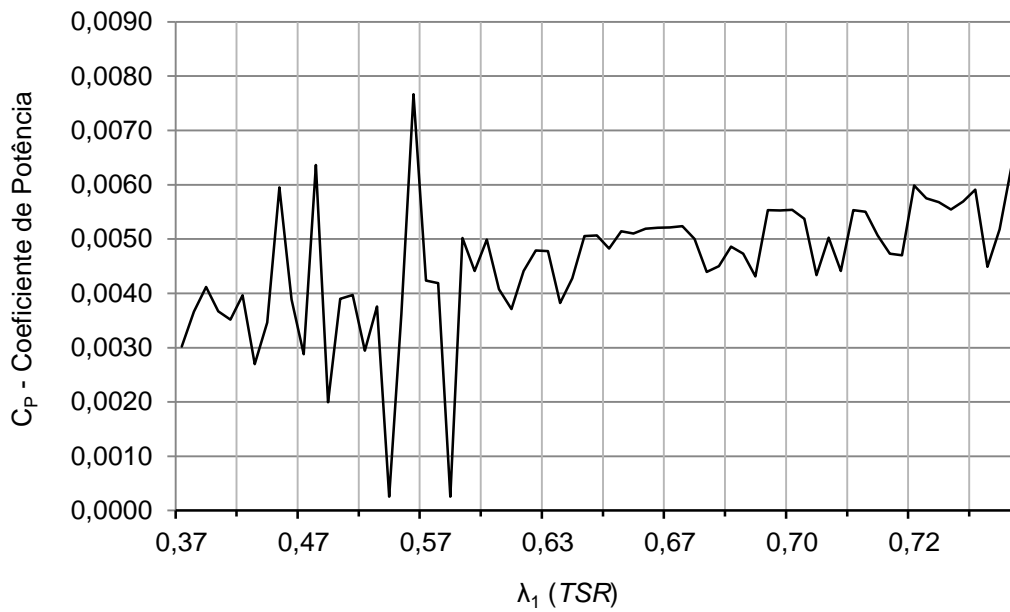


Figura 6.12 – Curva de  $C_P$  vs.  $\lambda_1$  (TSR) obtida do “Ensaio 1” com o “Protótipo 3”.

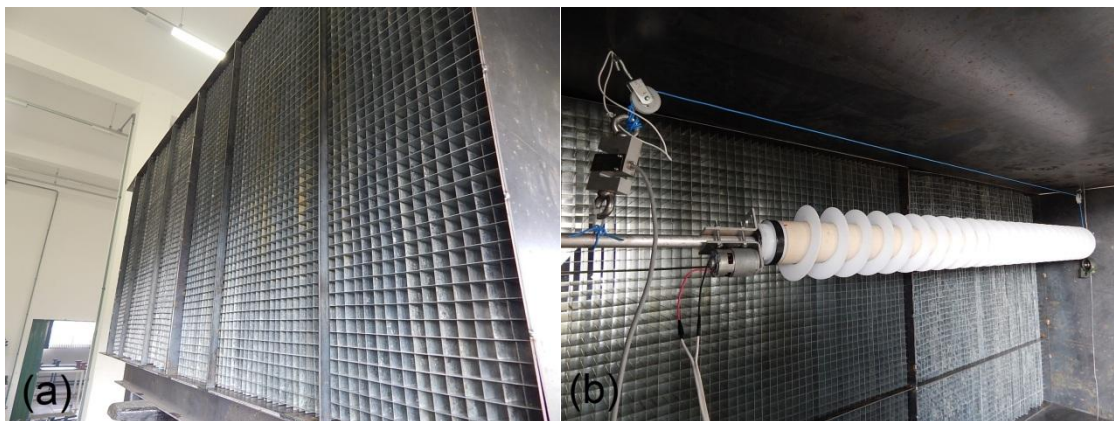


## 6.4 Resultados Experimentais – “Cilindros Avulsos”

Cilindros avulsos de PVC com superfície lisa e com espirais foram ensaiadas no “Túnel de Vento 2” com fluxo de ar laminar medindo-se as forças de sustentação e de arrasto. Para proporcionar fluxo laminar construiu-se uma caixa retangular (“Caixa com Colméia”) com 2 m de largura, 1 m de altura por 1 m de profundidade. Na Figura 6.13 apresenta-se a “Caixa com Colméia” com o dinamômetro Crown DBC 50 N instalado na vertical para medir a força de sustentação de 1 cilindro com espirais.

Fez-se um orifício de 3 mm de diâmetro em cada uma das extremidades do eixo de alumínio de 20 mm de diâmetro do cilindro por onde passa um arame de aço galvanizado preso ao teto e ao piso da caixa. Estes dois arames servem de guias para o movimento vertical do cilindro e evita o movimento horizontal do mesmo sem criar forças consideráveis de atrito que possam interferir e prejudicar os resultados.

Figura 6.13 – Caixa com Colméia para medir a força de sustentação.  
(a) Vista à montante. (b) Vista à jusante.



Fonte: Jinbo, 2016.

Utilizando-se uma máquina de fumaça profissional da Figura 6.14 pode-se confirmar o fluxo laminar no interior da “Caixa com Colméia” e também se pode constatar que o fluxo proporcionado pela hélice não é um fluxo em redemoinho, mas é retilíneo. Vídeos foram registrados para comprovar estes fatos.

Figura 6.14 – Máquina de fumaça à montante da hélice.

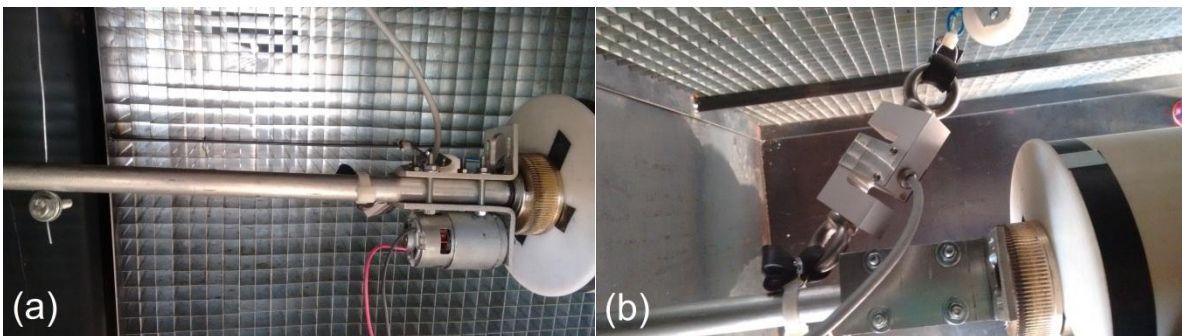


Fonte: Jinbo, 2016.

A disposição final para medir a força de arrasto foi suspender o eixo do cilindro com um arame em cada extremidade como se fosse um pêndulo conforme a Figura 6.15 (a). Instalou-se o dinamômetro na horizontal tracionando um fio através de duas roldanas conforme a vista superior do sistema apresentada na Figura 6.15 (b). Esta nova disposição permitiu um movimento horizontal do cilindro com pouco atrito. O dinamômetro ficou extremamente sensível registrando as mínimas variações de forças horizontais que atuassem sobre o conjunto eixo-cilindro.

Figura 6.15 - Configuração final para medir a força de arrasto.

(a) Cilindro suspenso como pêndulo por dois arames (b) Dinamômetro na horizontal

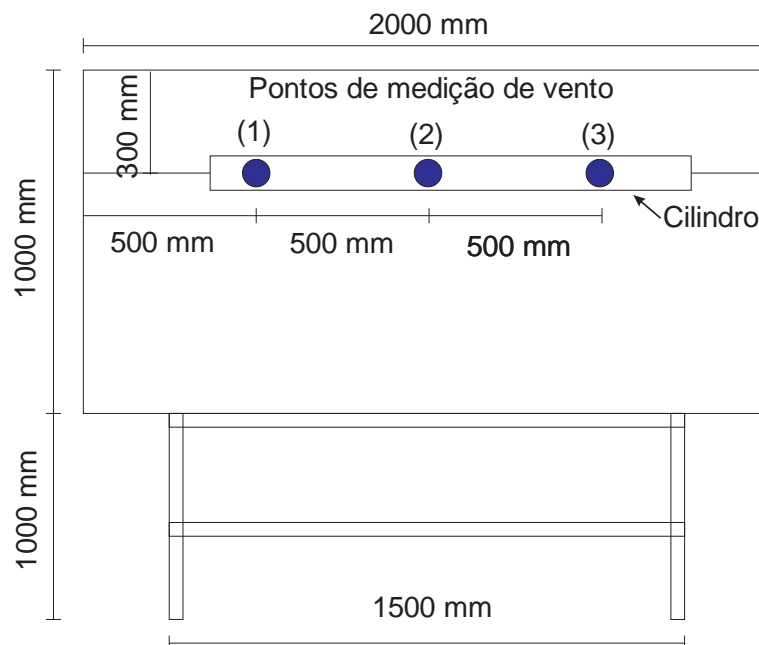


Fonte: Jinbo, 2016.

Nos ensaios com os cilindros avulsos as velocidades dos ventos no interior da “Caixa com Colméia” foram medidas em três pontos conforme a Figura 6.16, indicados por (1), (2) e (3), pois se deseja que o vento esteja incidindo sobre o cilindro de maneira uniforme. Utilizou-se o anemômetro portátil da Minipa MDA-20

sobre um suporte tipo barra chata de alumínio de 70 cm de altura a partir do piso da “Caixa com Colméia”, ou seja, na altura que é posicionado o cilindro. A média da velocidade em cada um dos três pontos é o resultado de pelo menos 20 amostras de velocidades registradas. Os dados foram adquiridos através de uma comunicação serial via USB entre o anemômetro e o notebook através do aplicativo que acompanha o instrumento, *MDA-20 Interface Program*. As médias de cada um dos 3 pontos e a média geral para cada uma das 3 velocidades de rotação da hélice são apresentadas na Tabela 6.6..

Figura 6.16 – Pontos de medição de vento no interior da “Caixa com Colméia”.



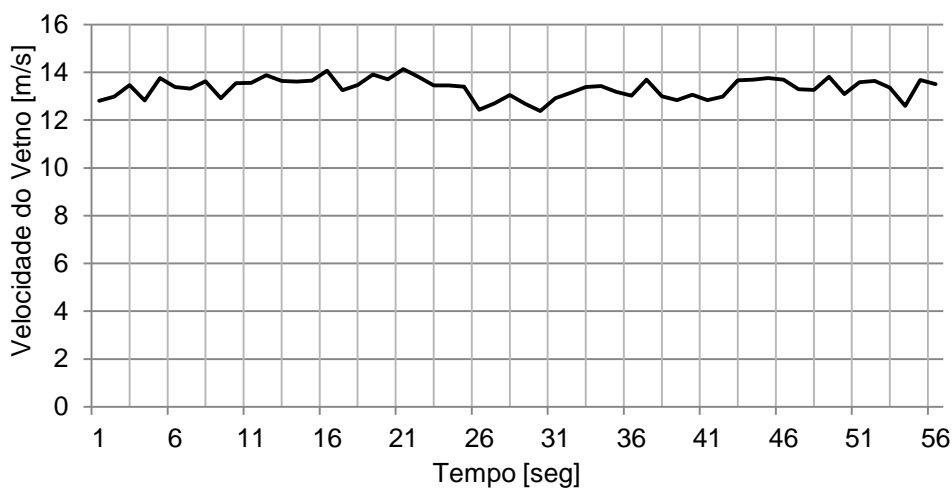
Fonte: Jinbo, 2016.

A curva da Figura 6.17 é o perfil do vento registrado com o anemômetro no ponto 1 no interior da “Caixa com Colméia”, com a hélice rotacionando a 400 RPM, cujo valor médio resultou nos 13,34 m/s apresentado na Tabela 6.6. Pode-se observar com a utilização da máquina de fumaça que o vento a jusante da caixa é laminar ou retilíneo com poucas turbulências.

Tabela 6.6 – Velocidades médias dos ventos no interior da “Caixa com Colméia”.

Rotação da hélice	Velocidade média dos ventos [m/s]			
	Ponto (1)	Ponto (2)	Ponto (3)	Média Geral
200 RPM	7,24	7,37	7,24	7,24
300 RPM	10,30	10,81	10,55	10,55
400 RPM	13,34	13,70	13,21	13,42

Figura 6.17 – Perfil do vento no ponto 1 com hélice a 400 RPM no interior da caixa.



Fonte: Jinbo, 2016.

#### 6.4.1 Características dos Cilindros Avulsos Ensaaiados

Todos os cilindros avulsos de PVCs com ou sem espiral de polietileno têm 1400 mm de comprimento igual aos dos “Protótipos 2 e 3” e foram ensaiados no “Túnel de Vento 2”. As fotos dos cilindros avulsos utilizados nos ensaios estão na Figura 6.18. As dimensões testadas estão na Tabela 6.7 com variações no diâmetro do tubo de PVC, altura da espiral, número de entradas e passo. Para o cilindro com duas entradas o espaçamento entre duas helicóides adjacentes é a metade do passo de cada espiral.

O sentido de rotação dos cilindros ensaiados foi de tal forma que a parte inferior do cilindro estivesse no mesmo sentido do fluxo de ar, proporcionando uma menor pressão nesta região em relação à porção superior. Portanto, a força resultante do efeito Magnus é de cima para baixo evitando-se que a força de sustentação esteja em confronto com o peso do conjunto eixo-cilindro. O valor do



peso do conjunto eixo-cilindro é desconsiderado, zerando-se via *software* que acompanha o dinamômetro a força inicial antes de cada medição.

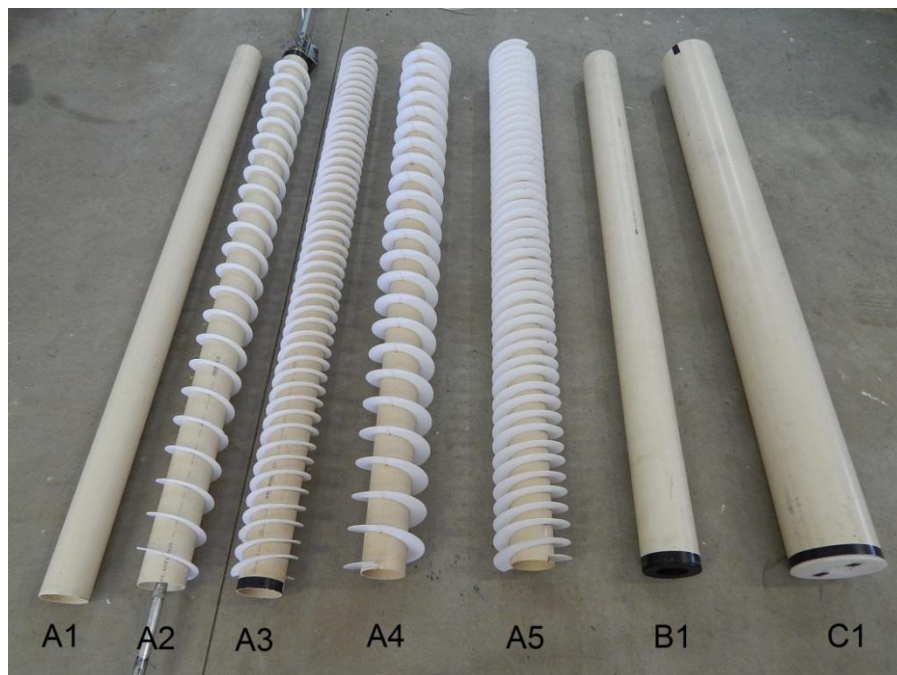
A distância de 1 m entre a hélice e a “Caixa de Colméia” foi sempre a mesma em todos os ensaios realizados com cilindros avulsos.

Tabela 6.7 – Dimensões dos cilindros avulsos ensaiados.

Cilindro Tipo	Diâmetro PVC [mm]	Altura da Barbatana [mm]	Diâmetro Total [mm]	Número Entradas	Passo de cada barbatana [mm]
A1	75	-	75	-	-
A2	75	15	105	1	60
A3	75	15	105	2	60
A4	75	30	135	1	60
A5	75	30	135	2	60
B1	100	-	100	-	-
C1	150	-	150	-	-

Os cilindros tipo A utilizam tubos de PVC de 75 mm, tipo B de 100 mm e tipo C de 150 mm de diâmetros.

Figura 6.18 – Cilindros avulsos ensaiados: A1, A2, A3, A4, A5, B1 e C1.



Fonte: Jinbo, 2016.

Nas figuras desta seção que apresentam os resultados das forças de sustentação e de arrasto tem o tempo de início e de fim do ensaio de acordo com o tempo necessário para estabilizar a rotação da hélice no valor desejado.

Na Tabela 6.8 constam todos os valores médios de forças de sustentação e de arrasto obtidos com os ensaios dos cilindros avulsos.

Tabela 6.8 – Tabela Geral do Resultados com Cilindros Avulsos.

Tabela Geral dos Resultados				
		Rotação da hélice / Vento médio		
		200 RPM 7,2 m/s	300 RPM 10,5 m/s	400 RPM 13,4 m/s
Rotação do Cilindro	Tipo de Cilindro	Força de Sustentação Média		
0 RPM	A2	0,56 N	0,95 N	0,96 N
300 RPM (400 RPM)	C1	0,02 N	0,87 N	2,60 N
400 RPM	A1	0,16 N	0,26 N	0,35 N
	A2	0,39 N	0,41 N	0,30 N
	A3	0,19 N	0,20 N	-
	A4	0,17 N	0,46 N	-
	B1	0,24 N	0,25 N	0, 81 N
1000 RPM	A1	0,65 N	0,54 N	0,31 N
	A2	0,42 N	0,76 N	0,79 N
	A3	0,70 N	1,21 N	-
	A4	0,50 N	0,60 N	-
	B1	1,17 N	1,28 N	2,24 N
	C1	2,28 N	3,54 N	6,65 N
1320 RPM (1400 RPM)	C1	7,47 N	8,88 N	11,81 N
1400 RPM	A1	1,11 N	0,91 N	0,74 N
	A2	0,96 N	1,12 N	0,77 N
	B1	2,61 N	2,86 N	4,02 N
2000 RPM	C1	10,79 N	13,30 N	14,87 N
2300 RPM	B1	5,82 N	7,08 N	8,23 N
Rotação do Cilindro	Tipo de Cilindro	Força de Arrasto Médio		
0 RPM	A4	0,045N	0,10 N	-
	C1	1,30 N	2,42 N	4,17 N
1000 RPM	C1	1,64 N	3,26 N	4,70 N

O cilindro tipo C1 apresentou duas frequências de vibrações ressonantes em 400 RPM e 1400 RPM motivo pela qual se utilizou uma rotação um pouco inferior em ambos os ensaios.

#### 6.4.2 Ensaio do Cilindro Tipo A1 – Força de Sustentação

Apresenta-se na Figura 6.19 a curva da força de sustentação, obtida com o cilindro Tipo A1 rotacionando a 400 RPM, onde se aumentou gradativamente os ventos médios aplicados de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s. Os valores médios de força de sustentação são calculados com os dados que geraram esta curva e apresenta-se na Tabela 6.8. No “Protótipo 2” a máxima rotação dos cilindros utilizada foi de 400 RPM, isto é a motivação da realização deste ensaio com cilindro avulso na mesma rotação. Na Tabela 6.9 estão as descrições da curva da força de sustentação para cada intervalo de tempo.

Figura 6.19 – Força de sustentação com cilindro Tipo A1 rotacionando a 400 RPM ensaio com ventos de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s.

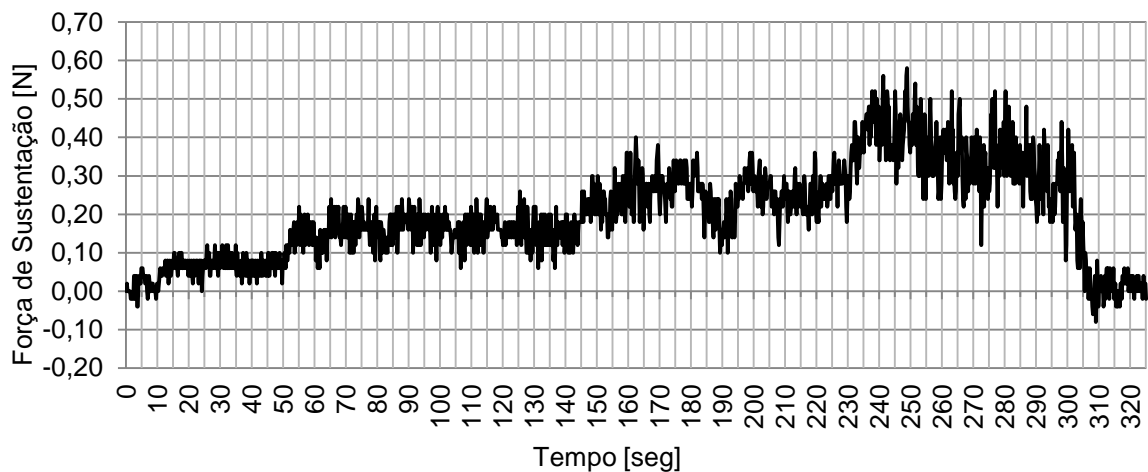


Tabela 6.9 – Descrição da curva do ensaio do cilindro Tipo A1 a 400 RPM.

Tempo [seg]	Descrição da curva
0 à 10	Cilindro a 400 RPM e a hélice parada.
10 à 50	Hélice em 145 RPM (terceira marcha e motor 1.6 na lenta).
50 à 55	Aumento da rotação da hélice para 200 RPM.
55 à 145	* Ensaio com vento médio de 7,2 m/s, hélice a 200 RPM.
145 à ~160	Aumento da rotação da hélice para 300 RPM.
160 à 230	* Ensaio com vento médio de 10,5 m/s, hélice a 300 RPM.
230 à 240	Aumento da rotação da hélice para 400 RPM.
240 à 300	* Ensaio com vento médio de 13,4 m/s, hélice a 400 RPM.
300 à 310	Desaceleração do cilindro até 0 RPM.
310 à 325	Desaceleração da hélice até 0 RPM.

A Figura 6.20 apresenta o resultado do ensaio do cilindro Tipo A1 rotacionando a 1000 RPM. Para ventos médios de 10,5 m/s e de 13,4 m/s houve uma diminuição da força de sustentação em relação ao vento médio de 7,2 m/s. Repetiu-se este ensaio várias vezes, porém obteve-se sempre o mesmo resultado.

O tubo de PVC de 75 mm de diâmetro possui paredes muito finas de 1,8 mm de espessura e devido à força centrífuga a porção central do tubo rotaciona em movimento oscilatório. Este fato não ocorre com tubos de PVC de 150 mm que possuem paredes de 2,3 mm de espessura.

Na Tabela 6.10 estão as descrições da curva da força de sustentação para cada intervalo de tempo.

Figura 6.20 – Força de sustentação com cilindro Tipo A1 rotacionando a 1000 RPM ensaio com ventos de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s.

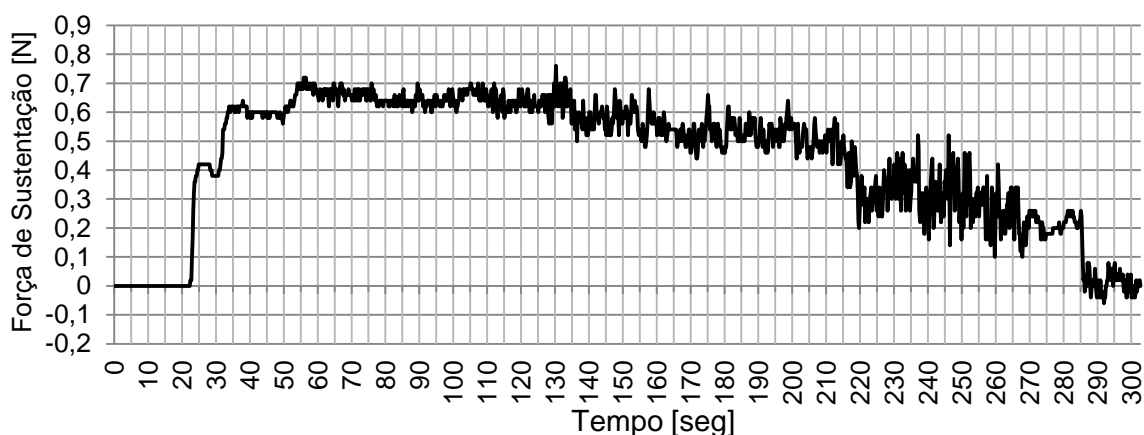


Tabela 6.10 – Descrição da curva do ensaio do cilindro Tipo A1 a 1000 RPM.

Tempo [seg]	Descrição da curva
0 à ~20	Cilindro a 1000 RPM e hélice parado.
~20 à 35	Aceleração da hélice para 145 RPM.
35 à 50	Hélice em 145 RPM (terceira marcha e motor 1.6 na lenta).
50 à 55	Aumento da rotação da hélice para 200 RPM.
55 à ~130	* Ensaio com vento médio de 7,2 m/s, hélice a 200 RPM.
~130 à ~140	Aumento da rotação da hélice para 300 RPM.
~140 à ~210	* Ensaio com vento médio de 10,5 m/s, hélice a 300 RPM.
~210 à 220	Aumento da rotação da hélice para 400 RPM.
220 à ~265	* Ensaio com vento médio de 13,4 m/s, hélice a 400 RPM.
265 à 300	Desaceleração do cilindro e da hélice até 0 RPM.

Na Figura 6.21 apresenta-se o resultado do ensaio do cilindro Tipo A1 rotacionando a 1400 RPM. Destaca-se novamente o fato que para de ventos médios aplicados de 10,5 m/s e de 13,4 m/s houve uma diminuição da força de sustentação em relação ao vento médio de 7,2 m/s. Repetiu-se este ensaio várias vezes, porém obteve-se o mesmo resultado.

Na Tabela 6.11 estão as descrições da curva da força de sustentação para cada intervalo de tempo.

Figura 6.21 – Força de sustentação com cilindro Tipo A1 rotacionando a 1400 RPM ensaio com ventos de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s.

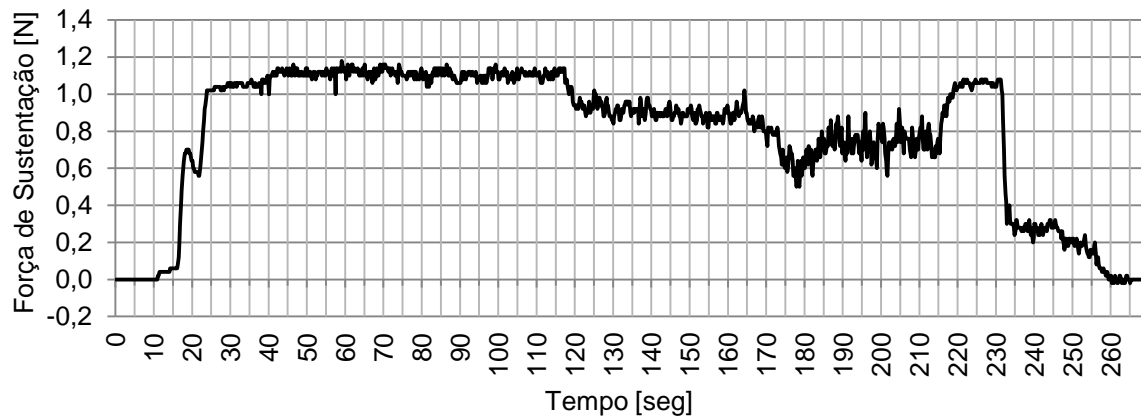


Tabela 6.11 – Descrição da curva do ensaio do cilindro Tipo A1 a 1400 RPM.

Tempo [seg]	Descrição da curva
0 à ~10	Cilindro a 1400 RPM e hélice parada.
~10 à 25	Aceleração da hélice para 145 RPM.
25 à ~35	Hélice em 145 RPM (terceira marcha e motor 1.6 na lenta).
35 à ~45	Aumento da rotação da hélice para 200 RPM.
45 à 115	* Ensaio com vento médio de 7,2 m/s, hélice a 200 RPM.
~115 à 120	Aumento da rotação da hélice para 300 RPM.
120 à 165	* Ensaio com vento médio de 10,5 m/s, hélice a 300 RPM.
165 à 185	Aumento da rotação da hélice para 400 RPM.
185 à 215	* Ensaio com vento médio de 13,4 m/s, hélice a 400 RPM.
215 à 220	Desaceleração da hélice para 145 RPM.
220 à ~230	Hélice em 145 RPM (terceira marcha e motor 1.6 na lenta).
~230 à 265	Desaceleração da hélice e do cilindro para 0 RPM.

### 6.4.3 Ensaio do Cilindro Tipo A2 – Força de Sustentação.

A Figura 6.22 é o resultado do cilindro tipo A2 com 1 espiral de 15 mm de altura, rotacionando em 1000 RPM. Este é idêntico ao utilizado no “Protótipo 2” e não apresentou ganho de força de sustentação significativa, aumetando-se o vento de 10,5 m/s para 13,4 m/s, trecho da curva correspondente ao intervalo de tempo 190 à 225 segundos.

Na Tabela 6.12 estão as descrições da curva da força de sustentação para cada intervalo de tempo.

Figura 6.22 – Força de sustentação com cilindro Tipo A2 rotacionando a 1000 RPM ensaio com ventos de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s.

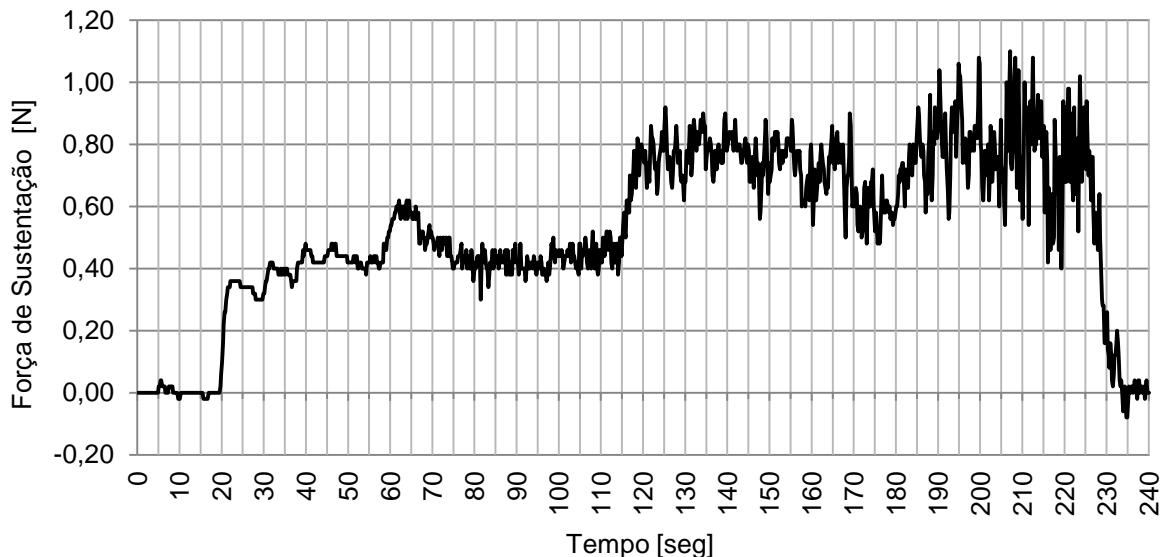


Tabela 6.12 – Descrição da curva do ensaio do cilindro Tipo A2 a 1000 RPM.

Tempo [seg]	Descrição da curva
0 à 20	Hélice à 0 RPM e período de ajuste do cilindro em 1000 RPM.
20 à 40	Aceleração da hélice até 145 RPM (terceira macha e na lenta).
40 à ~55	Hélice à 145 RPM.
55 à 70	Aceleração da hélice até 200 RPM.
70 à 115	* Ensaio com vento médio de 7,2 m/s, hélice a 200 RPM.
115 à 120	Aceleração da hélice para 300 RPM.
120 à ~170	* Ensaio com vento médio de 10,5 m/s, hélice a 300 RPM.
170 à 190	Aceleração da hélice para 400 RPM.
190 à 225	* Ensaio com vento médio de 13,4 m/s, hélice a 400 RPM.
225 à 240	Desaceleração da hélice para 0 RPM.

Na Tabela 6.13 destaca-se o fato que o cilindro tipo A2 rotacionando a 1400 RPM apresenta uma redução da força de sustentação, quando se aumenta o vento de 10,5 m/s para 13,4 m/s, trecho da curva correspondente ao intervalo de tempo 255 à 280 segundos. Até 1400 RPM este cilindro não sofre vibrações significativas e é possível a realização dos ensaios. A partir de aproximadamente 1450 RPM o cilindro inicia vibrações excessivas.

Figura 6.23 – Força de sustentação com cilindro Tipo A2 rotacionando a 1400 RPM ensaio com ventos de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s.

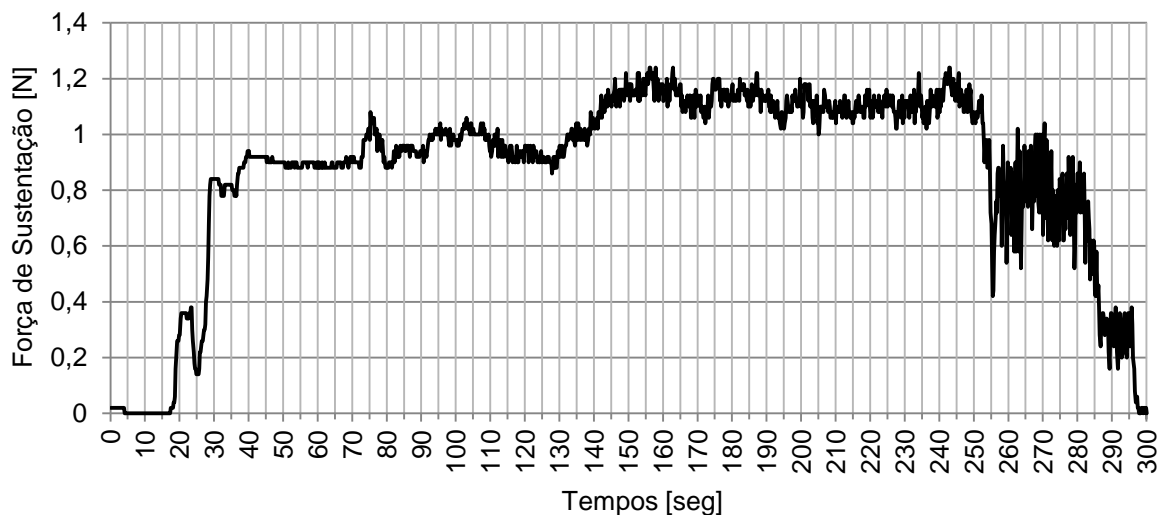


Tabela 6.13 – Descrição da curva do ensaio do cilindro Tipo A2 a 1400 RPM.

Tempo [seg]	Descrição da curva
0 à ~15	Hélice à 0 RPM e período de ajuste do cilindro em 1400 RPM.
~15 à 40	Aceleração da hélice até 145 RPM (terceira macha e na lenta).
40 à ~70	Hélice à 145 RPM.
70 à 80	Aceleração da hélice até 200 RPM.
80 à 130	* Ensaio com vento médio de 7,2 m/s, hélice a 200 RPM.
130 à 155	Aceleração da hélice para 300 RPM.
155 à 245	* Ensaio com vento médio de 10,5 m/s, hélice a 300 RPM.
245 à ~255	Aceleração da hélice para 400 RPM.
~255 à 280	* Ensaio com vento médio de 13,4 m/s, hélice a 400 RPM.
280 à 300	Desaceleração da hélice para 0 RPM.

#### 6.4.4 Força de Sustentação Produzida pelas Espirais sem Efeito Magnus

O cilindro Tipo A2 é o mesmo utilizado no “Protótipo 2”. O ensaio com este cilindro apresentou os resultados da Figura 6.24. O cilindro permaneceu com 0 RPM, mas apresentou uma força de sustentação que ultrapassou a marca dos 1,2 N com ventos médios de 13,4 m/s aplicados. Pode-se demonstrar assim, a razão dos japoneses da Mecaro utilizarem cilindros com espirais. Na Tabela 6.14 estão às descrições da curva da força de sustentação para cada intervalo de tempo.

Figura 6.24 – Força de sustentação do Cilindro Tipo A2 com espirais e sem rotação em ensaios com ventos médios aplicados de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s.

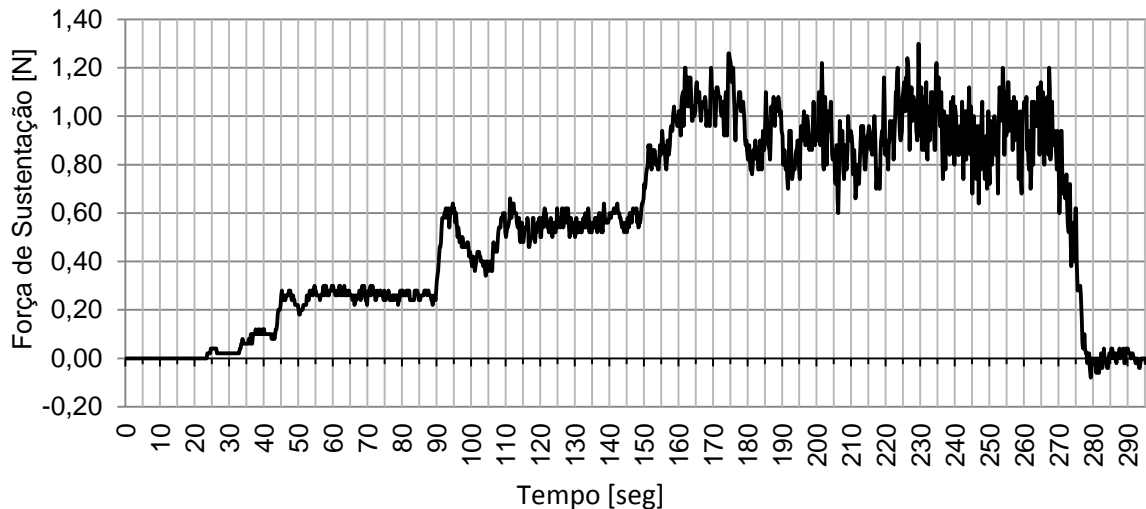


Tabela 6.14 – Descrição da curva do ensaio do cilindro Tipo A2 sem rotação.

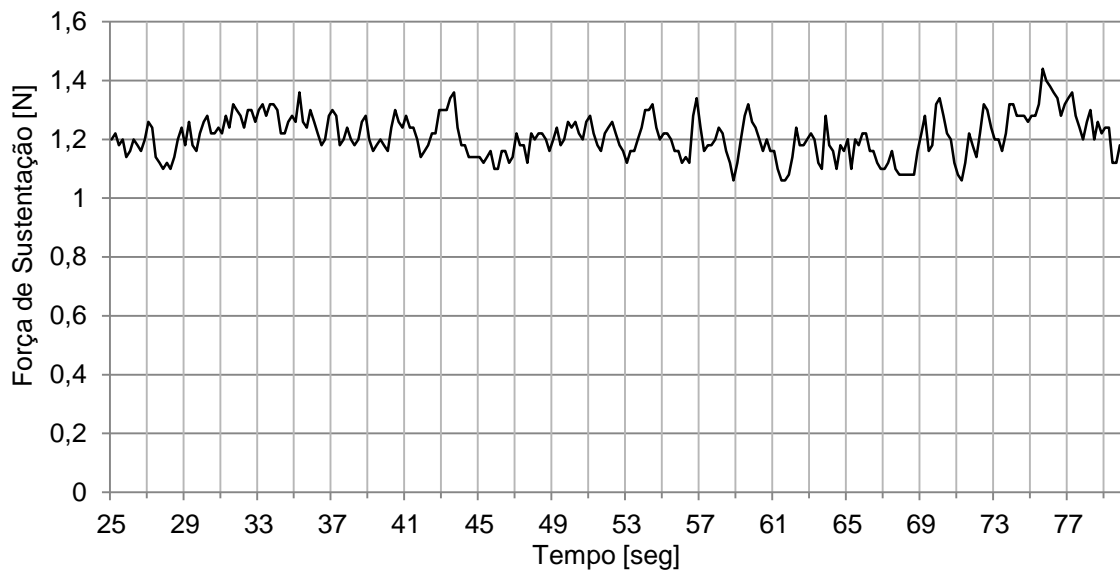
Tempo [seg]	Descrição da curva
0 à ~25	Cilindro parado no ensaio todo (0 RPM) e a hélice parada.
25 à ~50	Troca de marcha 1 <sup>a</sup> , 2 <sup>a</sup> e 3 <sup>a</sup> aumentando-se a rotação da hélice.
~50 à 90	Hélice em 145 RPM.
90 à 110	Aceleração da hélice para 200 RPM.
110 à 150	* Ensaio com vento médio de 7,2 m/s, hélice a 200 RPM.
150 à 165	Aceleração da hélice para 300 RPM.
165 à ~215	* Ensaio com vento médio de 10,5 m/s, hélice a 300 RPM.
~215 à ~225	Aceleração da hélice para 400 RPM.
~225 à ~265	* Ensaio com vento médio de 13,4 m/s, hélice a 400 RPM.
~265 à 280	Desaceleração da hélice para 0 RPM.
280 à 295	Hélice parada.



#### 6.4.5 Ensaio do Cilindro Tipo A3 – Força de Sustentação

O cilindro Tipo A3 possui um tubo de PVC de 75 mm de diâmetro com duas espirais de 15 mm de altura. Na Figura 6.25 apresenta-se a força de sustentação com este cilindro com a hélice em 300 RPM.

Figura 6.25 – Força de sustentação obtida no ensaio com cilindro Tipo A3 rotacionando a 1000 RPM e ventos médios aplicados de 10,5 m/s.

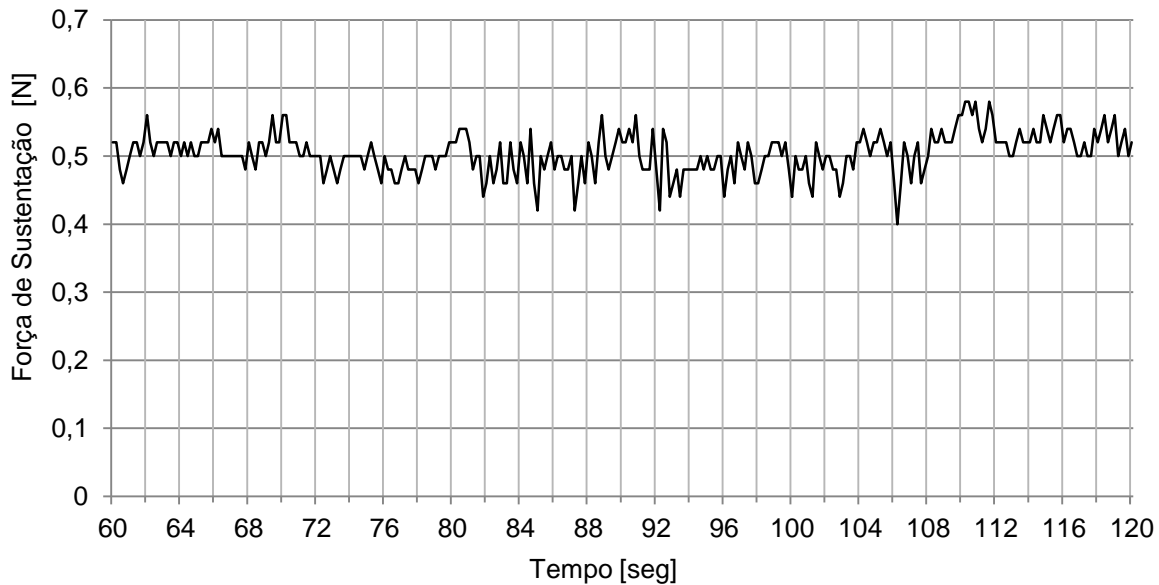


#### 6.4.6 Ensaio do Cilindro Tipo A4 – Força de Sustentação

O cilindro Tipo A4 consiste em um tubo de PVC de 75 mm de diâmetro com 1 espiral de 30 mm de altura conforme já mencionado.

Na Figura 6.26 apresenta-se a força de sustentação obtida com este cilindro rotacionando a 1000 RPM, aplicando-se ventos médios de 7,2 m/s com a hélice em 200 RPM. Outros ensaios foram realizados com este cilindro cujos resultados estão na Tabela 6.8. As outras curvas não são apresentadas por não possuir informações relevantes.

Figura 6.26 – Força de sustentação obtida no ensaio com cilindro Tipo A4 rotacionando a 1000 RPM e ventos médios aplicados de 7,2 m/s.



#### 6.4.7 Ensaios do Cilindro Tipo A4 – Força de Arrasto

Nas Figura 6.27 e Figura 6.28 estão as curvas da força de arrasto obtidas com o cilindro Tipo A4, utilizando-se uma configuração preliminar com o eixo do cilindro deslizando sobre dois arames horizontais nas extremidades. Pode-se constatar que existem trechos na curva que são traços horizontais por um significativo intervalo de tempo, ou seja, o valor da força de arrasto não sofre alterações. Isto se deve ao fato que o atrito entre o eixo de alumínio e o arame não está permitindo um movimento livre do conjunto eixo-cilindro. Por este motivo que se criou a configuração definitiva, onde o conjunto eixo-cilindro fica suspenso como um pêndulo ao teto da “Caixa com Colméia”.

Não se realizou muitos ensaios para determinar as forças de arrastos dos cilindros.

Figura 6.27 – Força de Arrasto obtida no ensaio com cilindro Tipo A4 parado a 0 RPM e ventos médios aplicados de 7,2 m/s.

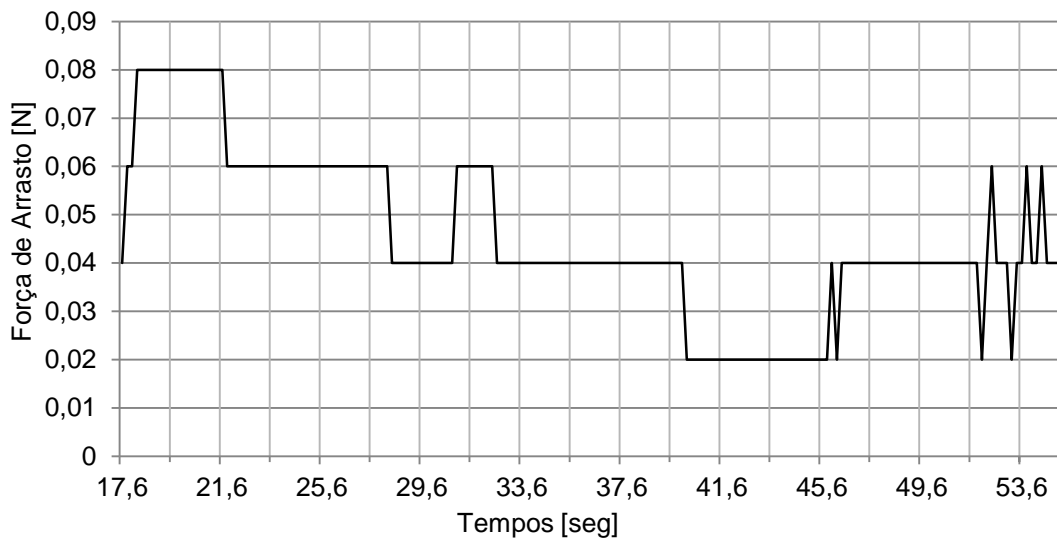
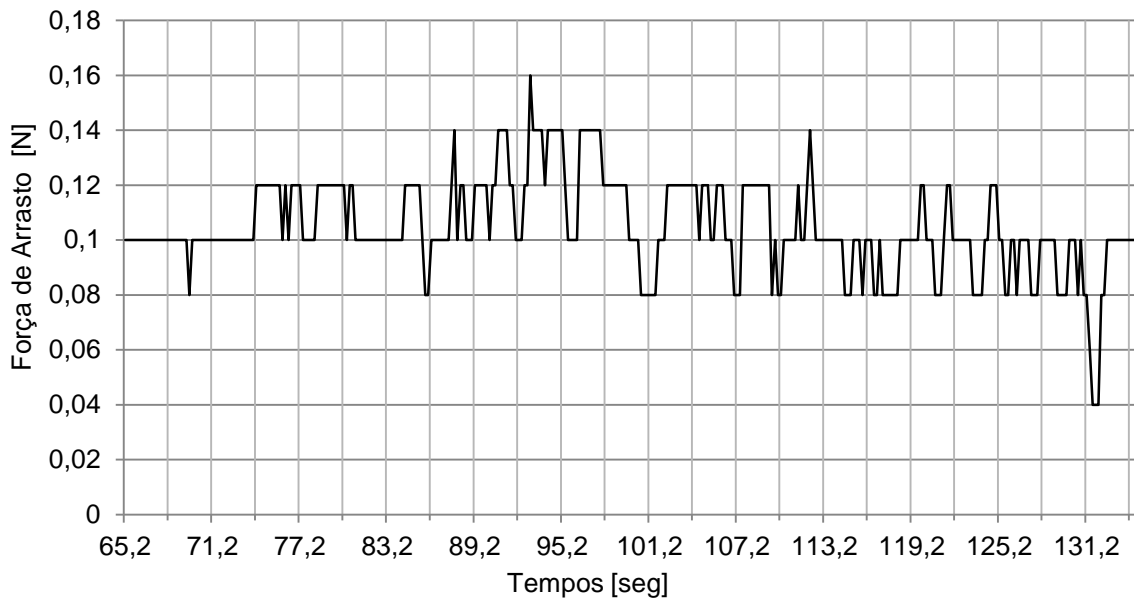


Figura 6.28 – Força de arrasto obtida no ensaio com cilindro Tipo A4 parado a 0 RPM e ventos médios aplicados de 10,5 m/s.



#### 6.4.8 Ensaios do Cilindro Tipo B1 – Força de Sustentação

A Figura 6.29 consiste na curva da força de sustentação resultante do ensaio do cilindro tipo B1, sem espirais, com tubo de PVC de 100 mm de diâmetro, rotacionando a 1000 RPM e a Tabela 6.15 é a descrição detalhada deste ensaio para cada intervalo de tempo.

Figura 6.29 – Força de sustentação com cilindro Tipo B1 rotacionando a 1000 RPM ensaio com ventos médios de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s.

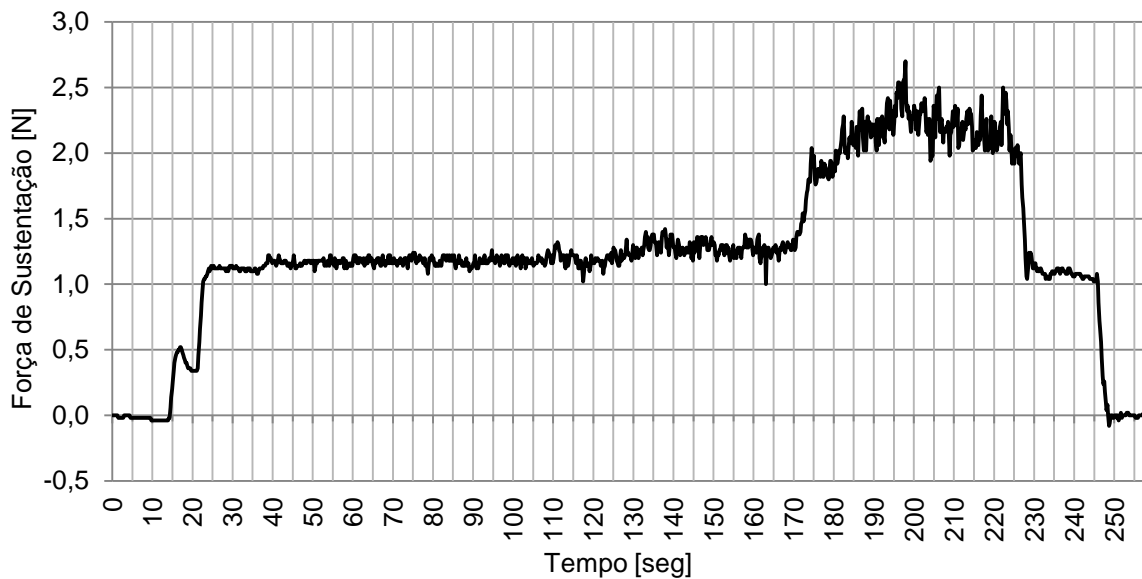


Tabela 6.15 – Descrição do ensaio com Cilindro Tipo B1 a 1000 RPM

Tempo [seg]	Descrição da curva
0 à 15	Cilindro a 1000 RPM e a hélice parada.
15 à 25	Aceleração da hélice para 145 RPM.
25 à 35	Hélice a 145 RPM.
35 à 40	Aceleração da hélice para 200 RPM.
40 à 125	* Ensaio com vento médio de 7,2 m/s, hélice a 200 RPM.
125 à 135	Aceleração da hélice para 300 RPM.
135 à 170	* Ensaio com vento médio de 10,5 m/s, hélice a 300 RPM.
170 à 200	Aceleração da hélice para 400 RPM.
200 à 225	* Ensaio com vento médio de 13,4 m/s, hélice a 400 RPM.
225 à 255	Desaceleração da hélice e cilindro para 0 RPM.

A Figura 6.30 consiste na curva da força de sustentação com o cilindro tipo B1, sem espirais, com tubo de PVC de 100 mm de diâmetro, rotacionando a 1400 RPM e a Tabela 6.16 a descrição detalhada deste ensaio para cada intervalo de tempo.

Figura 6.30 – Força de sustentação com cilindro Tipo B1 rotacionando a 1400 RPM ensaio com ventos médios de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s.

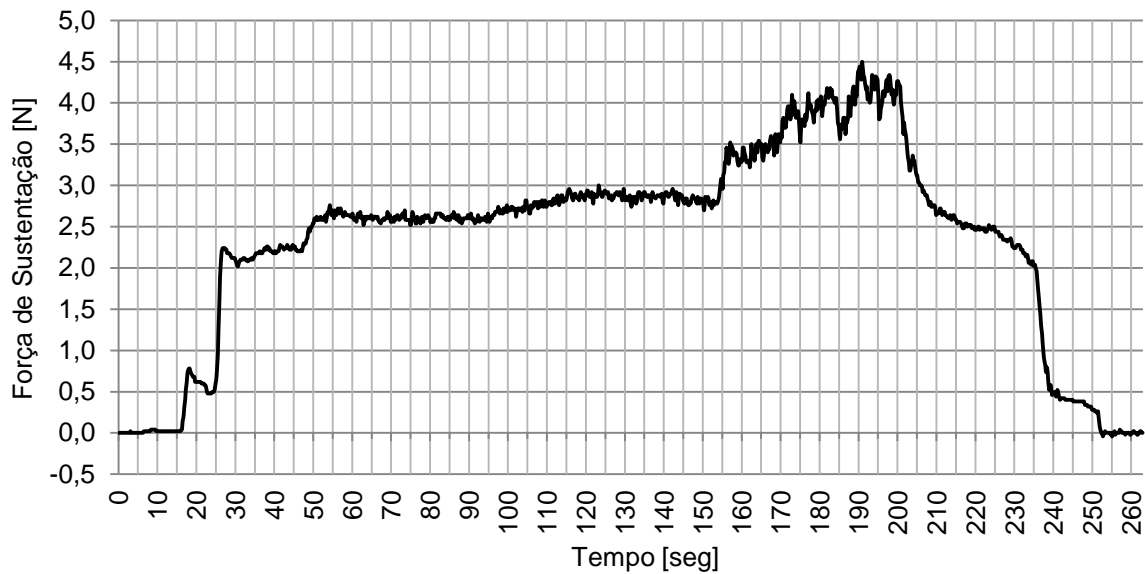


Tabela 6.16 – Descrição do ensaio com Cilindro Tipo B1 a 1400 RPM

Tempo [seg]	Descrição da curva
0 à 15	Cilindro a 1400 RPM e a hélice parada.
15 à 35	Aceleração da hélice para 145 RPM.
35 à 45	Hélice a 145 RPM.
45 à 55	Aceleração da hélice para 200 RPM.
55 à 95	* Ensaio com vento médio de 7,2 m/s, hélice a 200 RPM.
95 à 115	Aceleração da hélice para 300 RPM.
115 à ~150	* Ensaio com vento médio de 10,5 m/s, hélice a 300 RPM.
~150 à ~175	Aceleração da hélice para 400 RPM.
175 à 200	* Ensaio com vento médio de 13,4 m/s, hélice a 400 RPM.
200 à 265	Desaceleração da hélice e cilindro para 0 RPM.

A Figura 6.31 consiste na curva da força de sustentação com o cilindro tipo B1, sem espirais, com tubo de PVC de 100 mm de diâmetro, rotacionando a 2300 RPM e a Tabela 6.17 a descrição detalhada deste ensaio para cada intervalo de tempo.

Figura 6.31 – Força de sustentação com cilindro Tipo B1 rotacionando a 2300 RPM ensaio com ventos médios de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s.

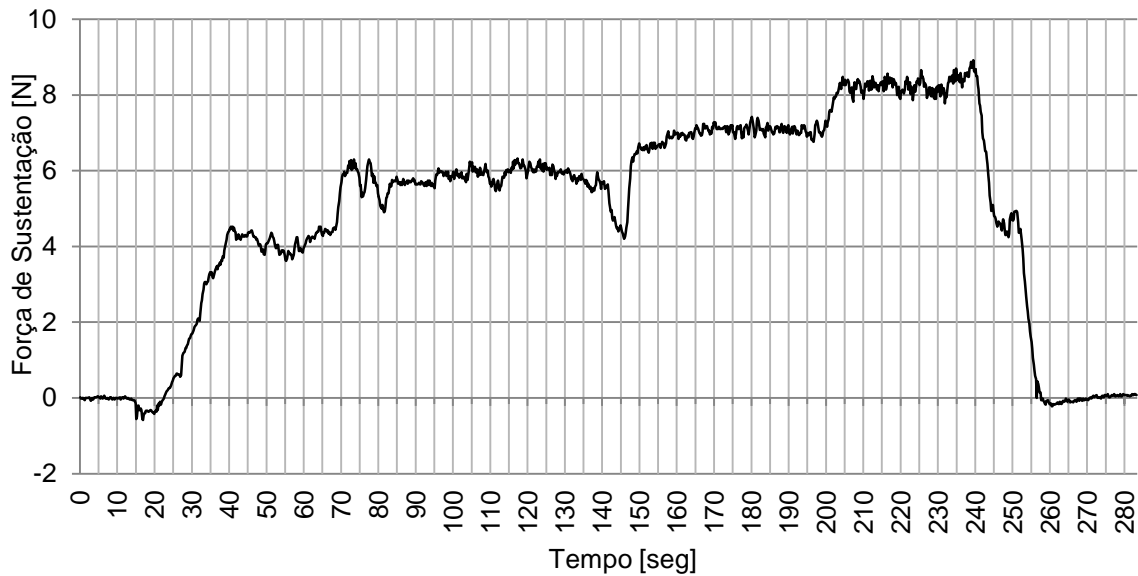


Tabela 6.17 – Descrição do ensaio com Cilindro Tipo B1 a 2300 RPM

Tempo [seg]	Descrição da curva
0 à 15	Cilindro parado e hélice a 145 RPM, motor na lenta.
15 à 40	Aceleração do cilindro de 0 até 2300 RPM, hélice a 145 RPM.
40 à 65	Hélice a 145 RPM e cilindro a 2300 RPM.
65 à ~75	Aceleração da hélice para 200 RPM.
75 à 140	* Ensaio com vento médio de 7,2 m/s, hélice a 200 RPM.
140 à ~160	Hélice desacelerando para 145 RPM e acelerando para 300 RPM.
~160 à 195	* Ensaio com vento médio de 10,5 m/s, hélice a 300 RPM.
195 à 205	Aceleração da hélice para 300 RPM.
205 à ~235	* Ensaio com vento médio de xx m/s, hélice a 400 RPM.
~235 à 245	Desaceleração da hélice para 145 RPM.
245 à 250	Cilindro a 2300 RPM e hélice a 145 RPM.
250 à 265	Desaceleração do cilindro de 2300 RPM para 0 RPM.
265 à 280	Cilindro parado e hélice a 145 RPM.

#### 6.4.9 Ensaios do Cilindro Tipo C1 – Força de Sustentação

A Figura 6.32 consiste na curva da força de sustentação com o cilindro tipo C1 sem barbatanas com tubo de PVC de 150 mm de diâmetro rotacionando a 1000 RPM e a Tabela 6.22 a descrição detalhada deste ensaio para cada intervalo de tempo.

Figura 6.32 – Força de sustentação com cilindro Tipo C1 rotacionando a 1000 RPM ensaio com ventos médios de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s.

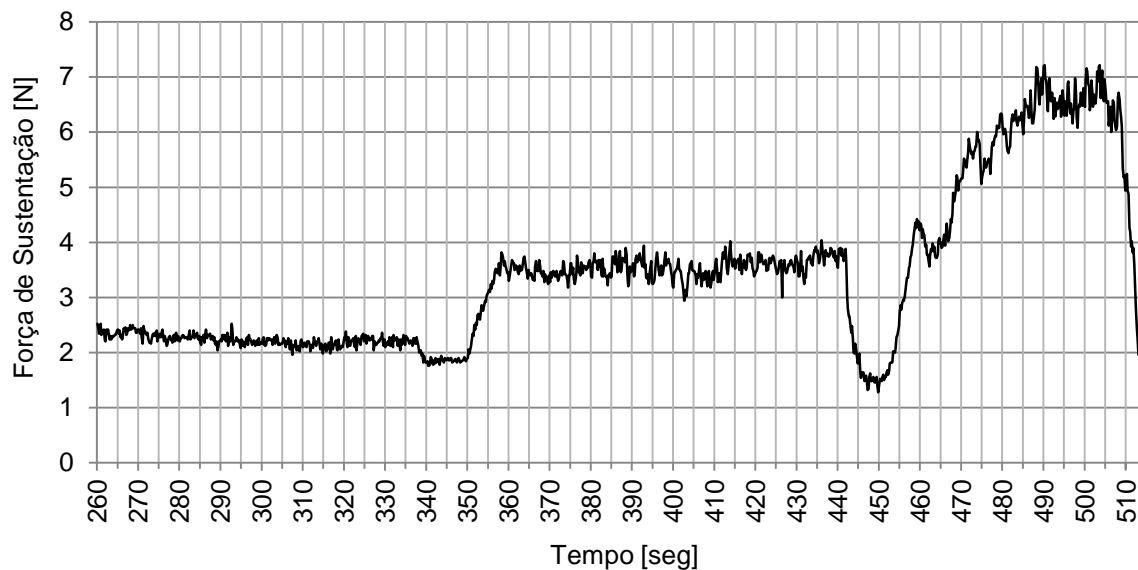


Tabela 6.18 – Descrição do ensaio com Cilindro Tipo C1 a 1000 RPM

Tempo [seg]	Descrição da curva
260 à 335	Ensaio com vento médio de 7,2 m/s e a hélice em 200 RPM
335 à 340	Desaceleração da hélice para rotação de 145 RPM
340 à 350	Hélice em 145 RPM, motor na lenta
350 à 360	Aceleração da hélice para 300 RPM com ventos de 10,5 m/s
360 à 440	Ensaio com vento médio de 10,5 m/s e hélice 300 RPM
440 à 445	Desaceleração da hélice para rotação de 145 RPM
445 à 455	Hélice em 145 RPM, motor na lenta
455 à 485	Aceleração da hélice para 400 RPM com ventos de xx m/s
485 à 505	Ensaio com vento médio de xx m/s e hélice 400 RPM

A Figura 6.33 consiste na força de sustentação obtida com o ensaio do cilindro Tipo C1, sem espirais, tubo de PVC de 150 mm de diâmetro, rotacionando a 1320 RPM. A Tabela 6.19 apresenta a descrição detalhada deste ensaio para cada intervalo de tempo. O cilindro C1 em 1400 RPM entra em vibração ressonante.

Figura 6.33 – Força de sustentação com cilindro Tipo C1 rotacionando a 1320 RPM ensaio com ventos médios de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s.

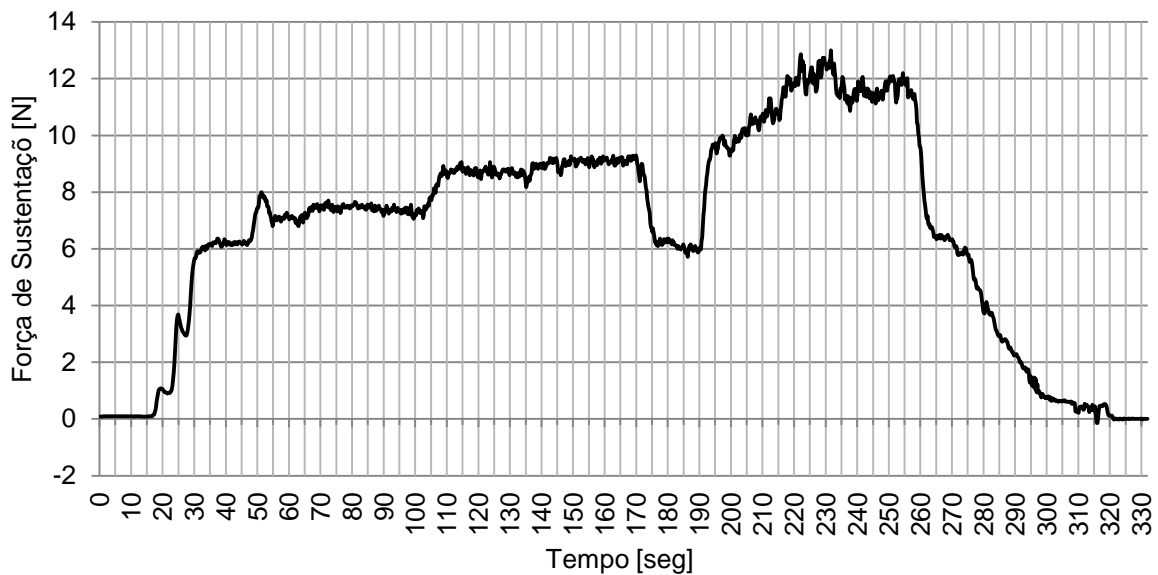


Tabela 6.19 – Descrição do ensaio com Cilindro Tipo C1 a 1320 RPM. (1400 RPM é uma frequência de ressonância de vibração)

Tempo [seg]	Descrição da curva
0 à 15	Cilindro rotacionando em 1320 RPM. (1400 RPM freq.ressonante).
15 à 35	Aceleração da hélice para 145 RPM.
35 à ~45	Hélice em 145 RPM, motor 1.6 em terceira marcha na lenta.
~45 à ~65	Aceleração da hélice para 200 RPM.
~65 à ~100	* Ensaio com vento médio de 7,2 m/s e hélice 200 RPM.
~100 à 110	Aceleração da hélice para 300 RPM.
110 à 170	* Ensaio com vento médio de 10,5 m/s e hélice 300 RPM.
170 à 190	Hélice em 145 RPM. Demarcar período entre 300 e 400 RPM.
190 à 220	Aceleração da hélice para 400 RPM.
220 à ~255	* Ensaio com vento médio de 13,4 m/s e hélice 400 RPM.
255 à 330	Desaceleração do motor 1.6 e do cilindro para 0 RPM.

A Figura 6.34 consiste na curva da força de sustentação com o cilindro tipo C1, sem espirais, com tubo de PVC de 150 mm de diâmetro, rotacionando a 2000 RPM. A Tabela 6.20 apresenta a descrição detalhada deste ensaio para cada intervalo de tempo.



Figura 6.34 – Força de sustentação com cilindro Tipo C1 rotacionando a 2000 RPM ensaio com ventos médios de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s.

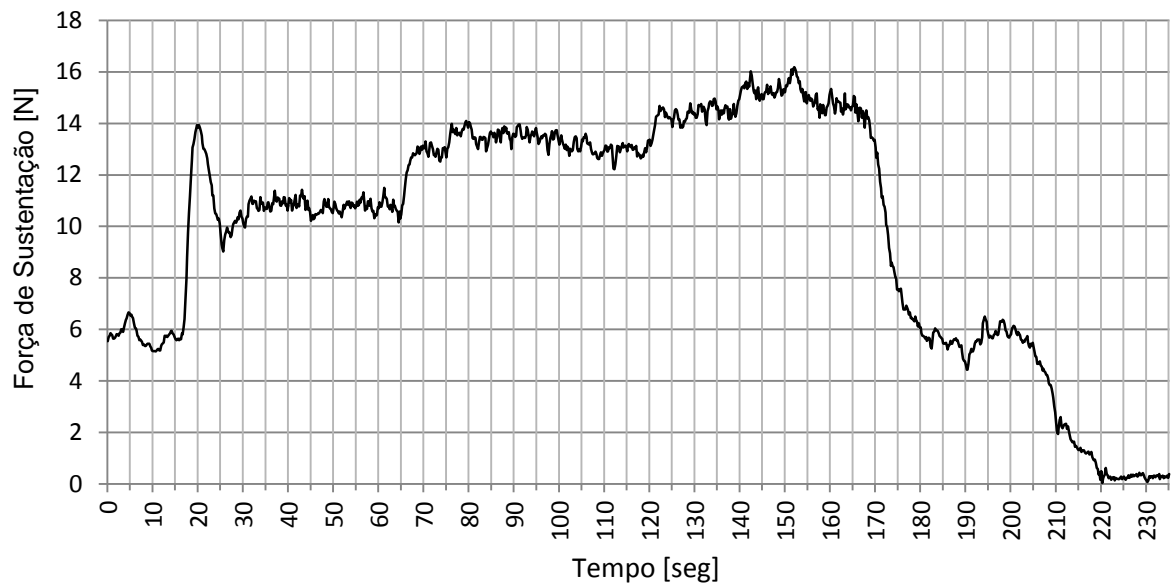


Tabela 6.20 – Descrição do ensaio com Cilindro Tipo C1 a 2000 RPM

Tempo [seg]	Descrição da curva
0 à 15	Hélice em 145 RPM, motor na lenta.
15 à 25	Aceleração da hélice para 200 RPM, atingindo vento médio de 7,2 m/s
25 à 65	Ensaio com vento médio de 7,2 m/s e hélice a 200 RPM
65 à 70	Aceleração da hélice para 300 RPM, atingindo vento médio de 10,5 m/s
70 à 120	Ensaio com vento médio de 10,5 m/s e hélice a 300 RPM
120 à 125	Aceleração da hélice para 400 RPM, atingindo vento médio de xx m/s
125 à 165	Ensaio com vento médio de 13,4 m/s e hélice a 400 RPM
165 à 180	Desaceleração da hélice para 145 RPM
180 à 205	Hélice em 145 RPM, motor na lenta
205 à 220	Desaceleração do cilindro de 2000 RPM até 0 RPM
220 à 235	Cilindro parado e hélice a 145 RPM, motor na lenta.

#### 6.4.10 Ensaio do Cilindro Tipo C1 – Força de Arrasto

A Figura 6.35 consiste na curva da força de arrasto com o cilindro tipo C1, sem espirais, com tubo de PVC de 150 mm de diâmetro, sem rotação. A Tabela 6.21 apresenta a descrição detalhada deste ensaio para cada intervalo de tempo.

Figura 6.35 – Força de arrasto com cilindro Tipo C1 a 0 RPM ensaio com ventos médios de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s.

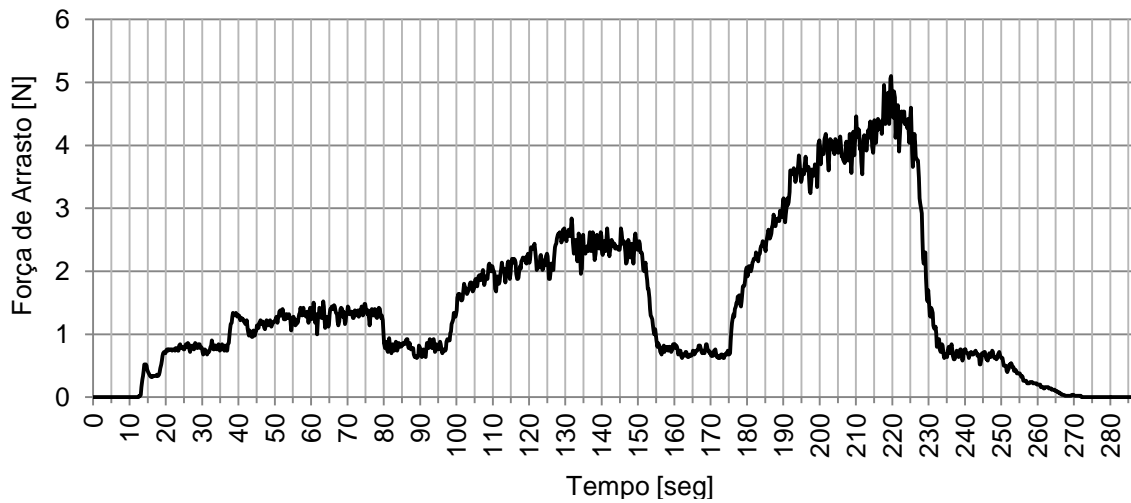


Tabela 6.21 – Descrição do ensaio de arrasto com Cilindro Tipo C1 a 0 RPM.

Tempo [seg]	Descrição da curva
0 à ~15	Cilindro parado e hélice a 0 RPM.
~15 à 20	Aceleração da hélice para 145 RPM.
20 à ~35	Hélice em 145 RPM, motor 1.6 na lenta em terceira marcha.
~35 à 50	Aceleração da hélice para 200 RPM.
50 à 80	* Ensaio com vento médio de 7,2 m/s e hélice a 200 RPM.
80 à ~100	Hélice em 145 RPM. Demarcar período entre 200 e 300 RPM.
~100 à ~130	Aceleração da hélice para 300 RPM.
~130 à 150	* Ensaio com vento médio de 10,5 m/s e hélice a 300 RPM.
150 à 175	Hélice em 145 RPM. Demarcar período entre 300 e 400 RPM.
175 à 200	Aceleração da hélice para 400 RPM.
200 à 225	* Ensaio com vento médio de 13,4 m/s e hélice a 400 RPM.
225 à 285	Desaceleração da hélice para 0 RPM e cilindro para 0 RPM.

A Figura 6.36 consiste na curva da força de arrasto com o cilindro tipo C1, sem espirais, com tubo de PVC de 150 mm de diâmetro, rotacionando a 1000 RPM. A Tabela 6.22 apresenta a descrição detalhada deste ensaio para cada intervalo de tempo.

Figura 6.36 – Força de arrasto com cilindro Tipo C1 a 1000 RPM ensaio com ventos médios de 7,2 m/s, 10,5 m/s e 13,4 m/s.

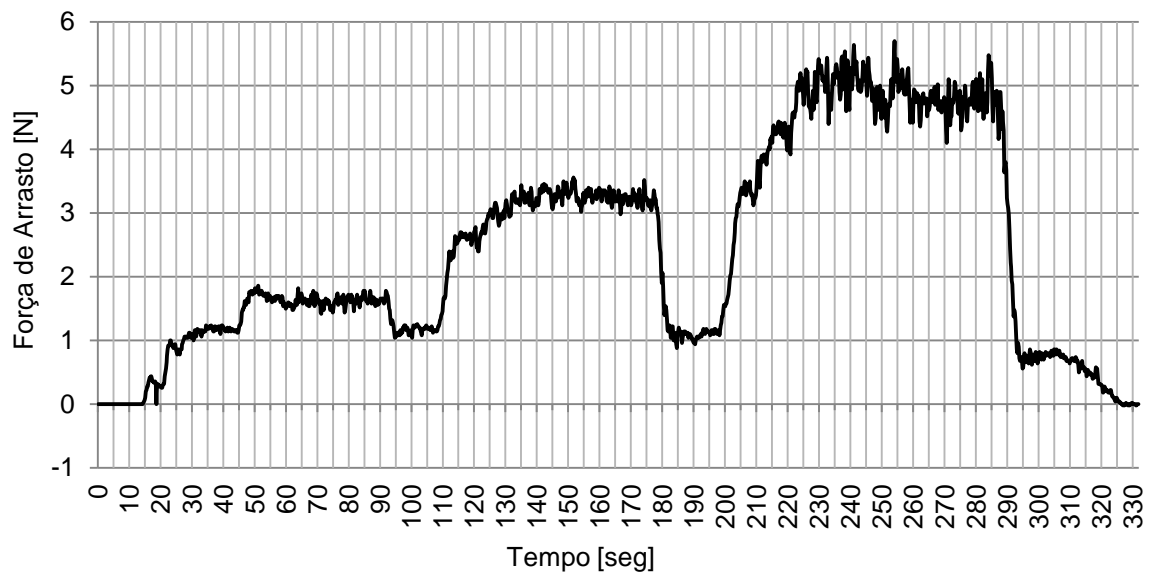


Tabela 6.22 – Descrição do ensaio de arrasto com Cilindro Tipo C1 a 1000 RPM.

Tempo [seg]	Descrição da curva
0 à 15	Cilindro parado e hélice a 0 RPM.
15 à 35	Aceleração da hélice para 145 RPM.
35 à 45	Hélice em 145 RPM, motor 1.6 na lenta em terceira marcha.
45 à 50	Aceleração da hélice para 200 RPM.
50 à ~90	* Ensaio com vento médio de 7,2 m/s e hélice a 200 RPM.
~90 à ~110	Hélice em 145 RPM. Demarcar período entre 200 e 300 RPM.
~110 à ~135	Aceleração da hélice para 300 RPM.
~135 à ~175	* Ensaio com vento médio de 10,5 m/s e hélice a 300 RPM.
~175 à ~200	Hélice em 145 RPM. Demarcar período entre 300 e 400 RPM.
~200 à 225	Aceleração da hélice para 400 RPM.
225 à ~285	* Ensaio com vento médio de 13,4 m/s e hélice a 400 RPM.
~285 à 330	Desaceleração da hélice para 0 RPM e cilindro para 0 RPM.

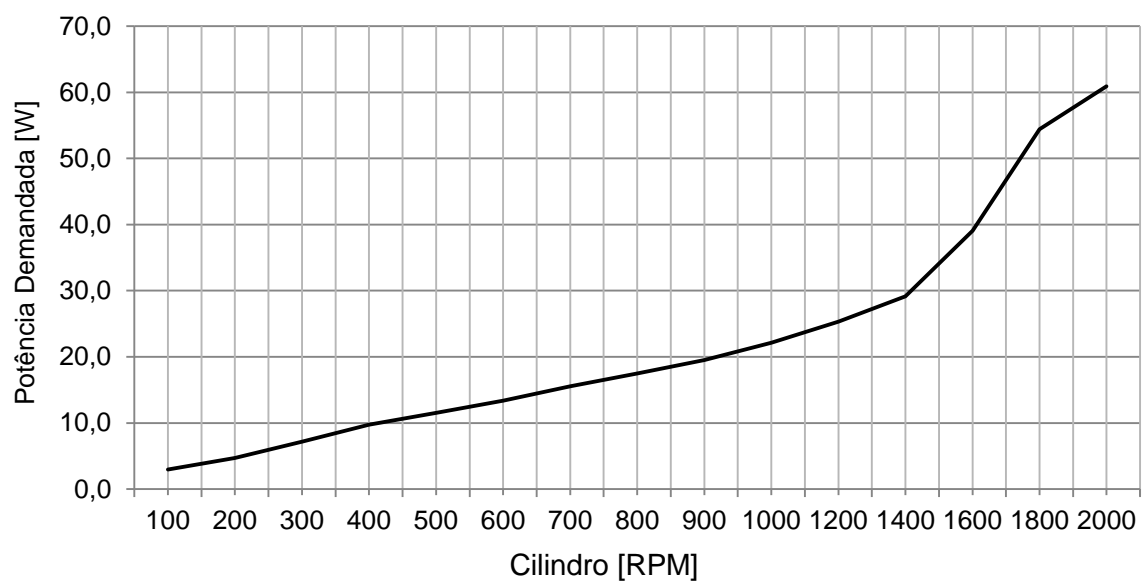
#### 6.4.11 Potência Demandada na Rotação do Cilindro Avulso

Mediu-se a tensão CC e a corrente CC na saída da fonte CC de alimentação do motor CC de parafusadeira. Este faz o acionamento do cilindro de 150 mm de diâmetro e 1400 mm de comprimento (Tipo C1) da rotação zero até 2000 RPM e os valores estão na Tabela 6.23. Com estes valores calculou-se a potência demandada e são apresentados na Figura 6.37. Pode-se afirmar através da análise da potência demandada de um motor CC que a substituição do motor *brushless* BLM57180 da Leadshine® por 6 motores CC de parafusadeira seria vantajoso quando se trata de potência demandada. Pois se cada 1 dos 6 cilindros fosse acionado por 1 motor CC na soma das 6 potências demandadas ainda ficaria inferior aos 200 W que o BLM57180 demanda. Além disso, possibilitaria operar em rotações de 1500 RPM dos cilindros, porém exigiria manutenções frequentes das escovas.

Tabela 6.23 – Tensão CC e corrente CC demandada para acionar o motor CC.

Motor CC [RPM]	Tensão CC [V]	Corrente CC [A]	Potência [W]
100	1,48	2,00	3,0
200	2,02	2,32	4,7
300	2,67	2,68	7,2
400	3,34	2,91	9,7
500	3,72	3,10	11,5
600	4,12	3,24	13,3
700	4,63	3,36	15,6
800	5,02	3,48	17,5
900	5,50	3,55	19,5
1000	6,08	3,64	22,1
1200	6,70	3,78	25,3
1400	7,48	3,90	29,2
1600	7,75	5,04	39,1
1800	9,65	5,64	54,4
2000	10,50	5,80	60,9

Figura 6.37 – Potência demandada pelo motor CC para rotacionar o cilindro de 150 mm de diâmetro de 0 até 2000 RPM.

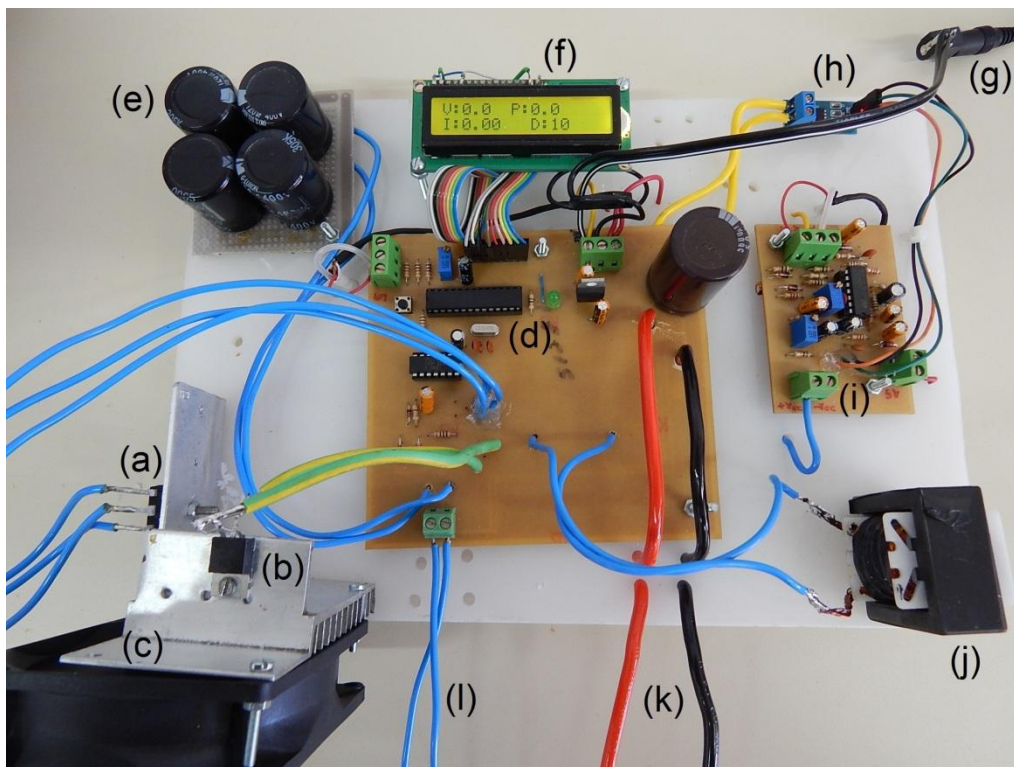


## 6.5 Resultados Experimentais do *Boost* com *MPPT*

O protótipo de conversor *boost* da Figura 6.38 tem a finalidade de extrair a máxima potência do gerador. O gerador utilizado foi o *PMSG* da *Wind Baron*<sup>®</sup> que produz ondas senoidais trifásicas de amplitudes de até  $30 V_{\text{pico}}$  de linha para rotações abaixo dos 1000 RPM e correntes de linha que podem chegar até 25 A. Portanto, o *boost* foi projetado para operar nestas faixas de tensões e de correntes.

Os ensaios foram realizados em duas etapas em duas montagens distintas. A primeira etapa, objetiva comprovar o funcionamento adequado do algoritmo *HCC* do *MPPT*. A razão cíclica é ajustada pelo algoritmo *HCC*, possibilitando a transferência da máxima potência de uma fonte CC de bancada para a carga resistiva. O código do algoritmo *HCC* com passo fixo elaborado está disponível no “APENDICE H”. A segunda etapa objetiva verificar se o circuito de potência do *boost* opera dentro da faixa de tensões e correntes projetadas para o *PMSG* da *Wind Baron* e também para verificar as perdas no conversor.

Figura 6.38 – Protótipo do conversor *boost* com *MPPT*.



Os detalhes identificados pelas letras na Figura 6.38 são:

- (a) Transistor mosfet de potência;
- (b) Diodo de potência;
- (c) *Cooler* para o diodo e o mosfet;
- (d) Placa principal com microcontrolador ATmega 328-P com algoritmo *HCC*;
- (e) Capacitores para filtragem da saída do *boost*;
- (f) Display para leituras de potência, tensão e corrente de entrada, razão cíclica;
- (g) Alimentação CC em 12 V dos circuitos eletrônicos do *boost*;
- (h) Sensor de corrente de 5 A ou 30 A;
- (i) Sensor de tensão e circuitos de filtros para transdução de tensão e corrente;
- (j) Indutor do *boost*;
- (k) Terminais de entrada de potência do *boost*;
- (l) Terminais de saída para carga do *boost*.

Na Tabela 6.24 constam as especificações dos componentes utilizados no protótipo *boost*. A frequência de chaveamento do mosfet utilizado foi de 7,81 kHz, apropriado para o indutor “L” e também valor parametrizável nos registradores específicos do ATmega 328-P que permite somente determinados múltiplos de frequência do *clock* (1, 8, 16, etc) para o *PWM*.

Para uma maior na precisão da leitura de corrente no ensaio para comprovar o *MPPT* do *boost* foi utilizado o sensor de corrente ACS712-05 para 5 A e para o ensaio sob carga ACS712-30 para 30 A.

Tabela 6.24 – Especificações do *boost*.

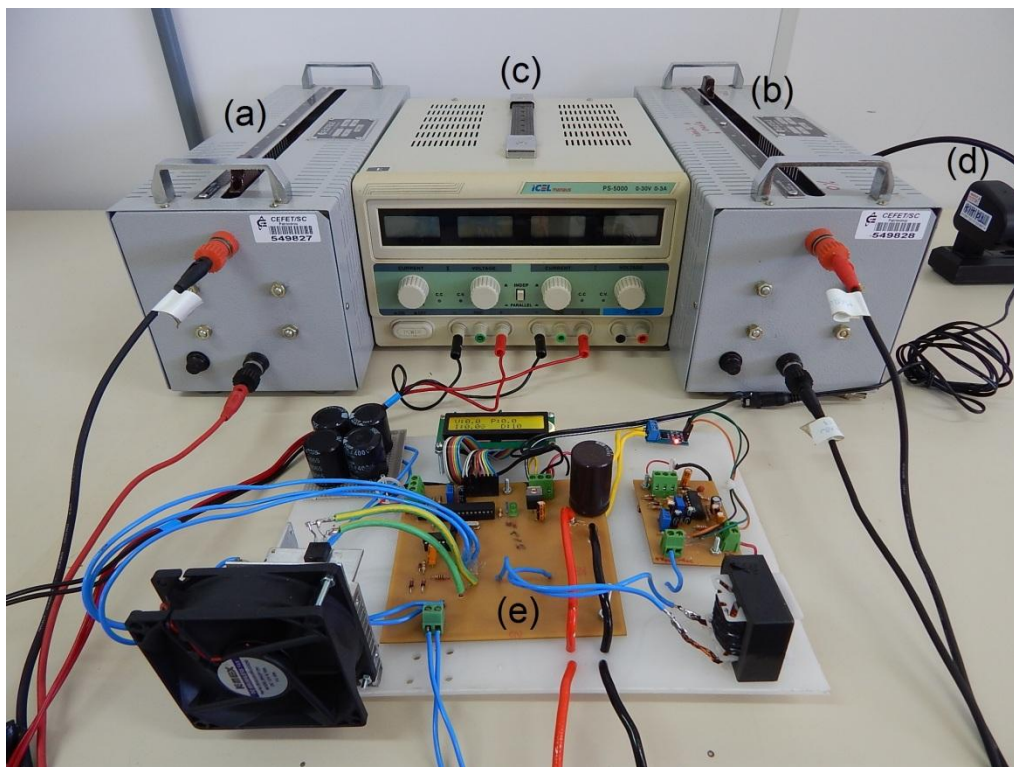
Elemento	Descrição
$F_s$	Frequência de chaveamento. $F_s=7,81$ kHz
L	Indutor. $L=3,59$ mH (Medido com Ponte LCR Minipa MX1050)
$D_1$	Diodos do <i>boost</i> U1620. $I_{AV\ máx} = 16$ A x 2 = 32 A (2 em paralelo)
S	Mosfet IRFP260N. $I_D = 50$ A (25 °C)
$C_1$	Capacitor eletrolítico de filtro. 15 000 $\mu$ F / 63 V
$C_2$	Capacitor eletr. filtro de saída. (120 $\mu$ F 400 V) x 4 em paralelo
ACS712-05 ACS712-30	Sensor de corrente 5 A (Ensaio do <i>MPPT</i> ) ou 30 A (Ensaio de carga e perdas no conversor)
LM358 e HCNR200	Transdução de tensão com amplificador operacional e isolador óptico (optoacoplador)



### 6.5.1 Comprovação do Funcionamento do *MPPT* do *Boost*

A Figura 6.39 apresenta a montagem em bancada para a realização dos ensaios para comprovar o *MPPT* do *boost*.

Figura 6.39 – Montagem para o ensaio do *MPPT*.



Os elementos identificados por letras na Figura 6.39 são:

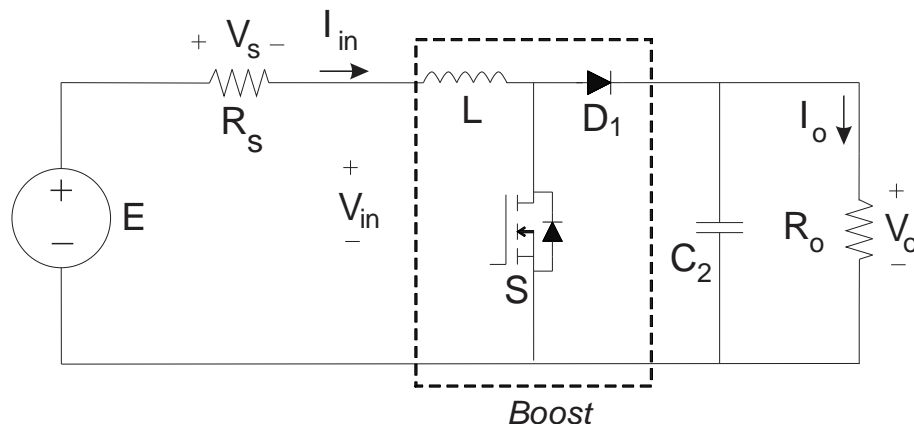
- (a) Resistência " $R_s$ " em série com a fonte CC. Reostato (50  $\Omega$  / 1250 W / 6 A);
- (b) Resistência " $R_o$ " de carga do *boost*. Reostato (50  $\Omega$  / 1250 W / 6 A);
- (c) Fonte CC (0 a 30 V / 6 A);
- (d) Fonte de alimentação dos circuitos eletrônicos do *boost*;
- (e) Conversor *boost*.

A Figura 6.40 representa o esquema elétrico simplificado da montagem realizada em bancada da Figura 6.39, objetivando comprovar o funcionamento adequado do algoritmo *HCC* (passo fixo) do *MPPT* do *boost* (TIBOLA, 2009)



(RIBEIRO, 2011) (COELHO, 2008) (COELHO, 2010). No esquema tem-se a fonte CC de bancada “E”, uma resistência série com a fonte “ $R_s$ ”, o conversor CC/CC *boost* e a resistência de carga “ $R_o$ ”. As resistências “ $R_s$ ” e “ $R_o$ ” são resistências de potência. A tensão e a corrente na entrada do *boost* são “ $V_{in}$ ” e “ $I_{in}$ ” e na carga “ $V_o$ ” e “ $I_o$ ” respectivamente.

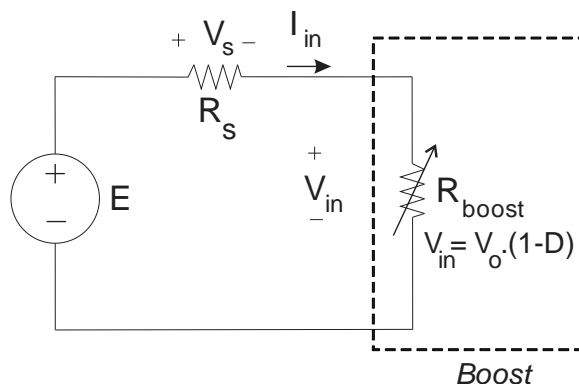
Figura 6.40 – Fonte CC, resistência série  $R_s$ , *boost* e carga resistiva  $R_o$ .



Fonte: Jinbo, 2016.

Pelo teorema da máxima transferência de potência, quando a resistência em série com a fonte “ $R_s$ ” for igual a resistência emulada pelo *boost* “ $R_{boost}$ ”, extrai-se a máxima potência da fonte, conforme a Figura 6.41.

Figura 6.41 – *Boost* emulando uma resistência “ $R_{boost}$ ”.



Fonte: Jinbo, 2016.

A Equação (6.1) é o ganho estático do *boost*.

$$V_{in} = V_o \cdot (1 - D) \quad (6.1)$$

$$R_{boost} = \frac{V_{in}}{I_{in}} \quad (6.2)$$

$$R_o = \frac{V_o}{I_o} \quad (6.3)$$

Considerando-se o *boost* ideal, sem as perdas, tem-se  $P_{in} = P_o$

$$V_{in} \cdot I_{in} = V_o \cdot I_o \quad (6.4)$$

Substituindo Equações (6.2) e (6.3) na Equação (6.4), obtém-se:

$$R_{boost} = R_o \cdot (1 - D)^2 \quad (6.5)$$

A razão cíclica “D” do *boost* é ajustado pelo algoritmo *HCC* para rastrear a condição de máxima potência transferida que resulta em “ $R_s = R_{boost}$ ” e portanto:

$$R_s = R_o \cdot (1 - D)^2 \quad (6.6)$$

$$R_o > R_s \quad (6.7)$$

$$I_{in} = \frac{E}{2 \cdot R_s} \quad (6.8)$$

$$V_s = V_{in} = \frac{E}{2} \quad (6.9)$$

Na Tabela 6.25 constam os valores de “ $R_s$ ” e “ $R_o$ ” utilizados para cada um dos ensaios realizados. Realizou-se as leituras de “ $V_{in}$ ”, “ $I_{in}$ ” e “ $D$ ”. Utilizou-se a Equação (6.6) para o cálculo de “ $D_{calc}$ ” e a Equação (6.8) para o cálculo de “ $I_{in\_calc}$ ”.

Tabela 6.25 – Resultados do *MPPT* do *boost* em bancada.

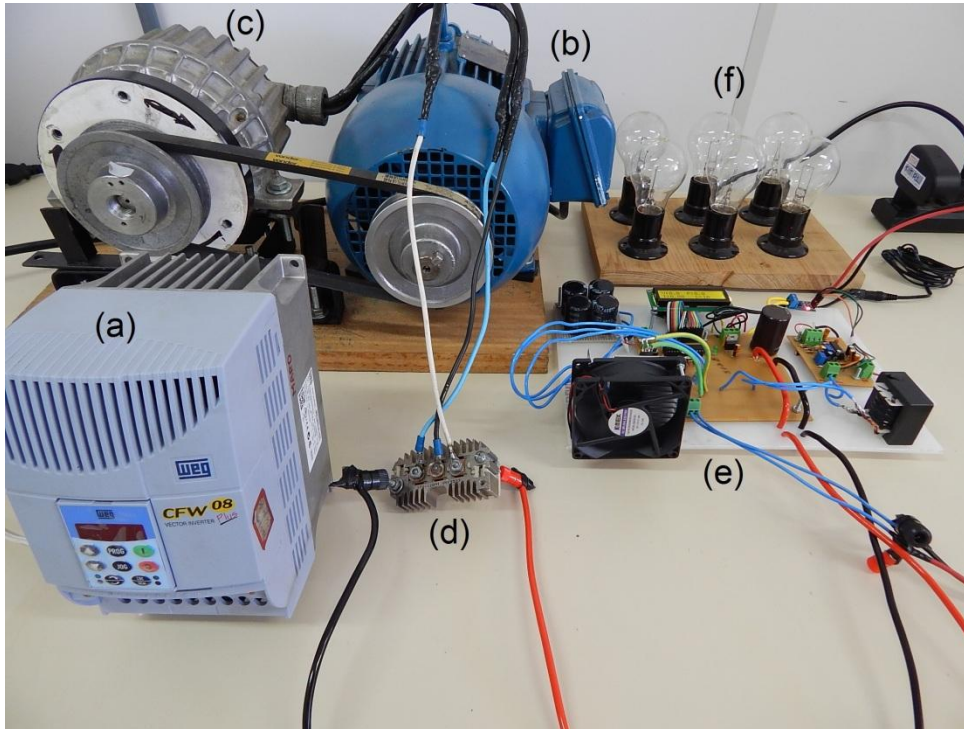
Ensaio	Fonte CC	Reostato1	Reostato 2	Medições			Calculados	
	E [V]	$R_s$ [ $\Omega$ ]	$R_o$ [ $\Omega$ ]	$V_{in}$ [V]	$I_{in}$ [A]	D [%]	$I_{in\_calc}$ [A]	$D_{calc}$ [%]
1	20	15,0	22,5	10,3	0,65	18	0,67	18,3
2	20	15,0	27,0	10,6	0,64	23	0,67	25,5
3	20	10,0	15,0	10,0	1,01	21	1,00	18,3
4	20	10,0	18,0	10,2	0,99	26	1,00	25,5
5	20	10,0	20,0	10,3	0,99	29	1,00	29,3
6	20	10,0	30,0	10,1	1,00	43	1,00	42,3
7	20	5,0	9,0	10,1	2,21	29	2,00	25,5
8	20	5,0	20,0	10,3	2,17	51	2,00	50,0
9	20	5,0	41,0	10,1	2,21	67	2,00	65,8

Os resultados da Tabela 6.25 demonstram que a tensão na entrada do *boost* “ $V_{in}$ ”, em todos os ensaios, é bem próxima da metade da tensão fonte CC, “ $E = 20V$ ”, ou seja, “ $R_s = R_{boost}$ ”. Esta condição atende o teorema da máxima transferência de potência.

#### 6.5.2 Ensaio do *PMSG* e o *Boost* sob Carga para Avaliação de Perdas

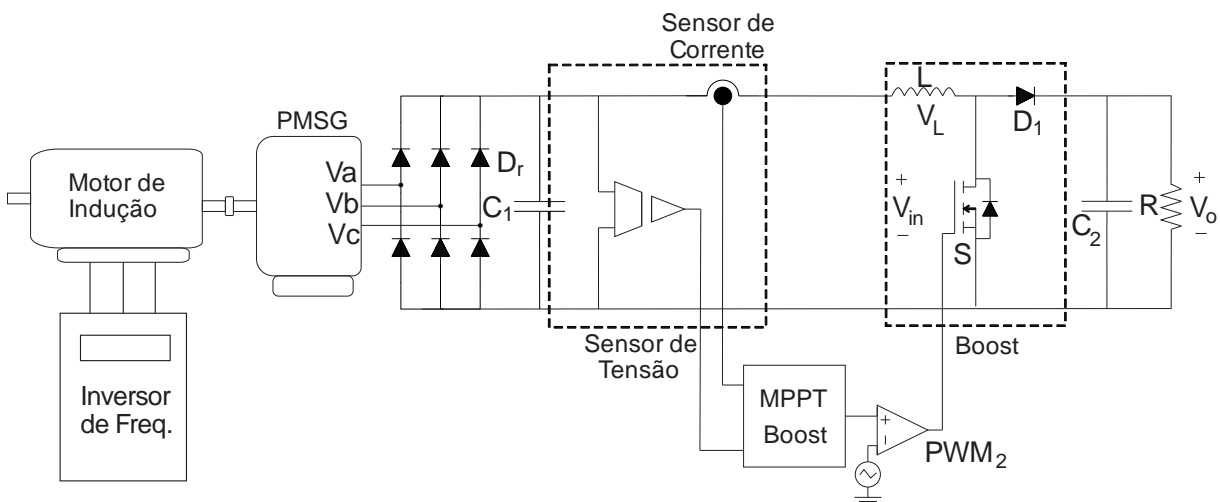
Utilizou-se a bancada com um motor de indução trifásico de 3,0 CV acoplado ao *PMSG* da *Wind Baron* por correia e polias controlado por um inversor de frequência WEG - CFW08 de acordo com a Figura 6.43. Apesar de o motor de indução trifásico não emular as características de torque vs rotação de uma turbina eólica Magnus, mas tem potência mecânica suficiente para o acionamento do *PMSG*. Existe uma diferença no diâmetro das polias do motor e do gerador o que faz com que a frequência ajustada no inversor não coincida com a frequência de rotação medida no *PMSG*, primeira e segunda colunas da Tabela 6.26.

Figura 6.42- Montagem para ensaio do PMSG com *boost* sob carga.



A Figura 6.43 representa um diagrama simplificado da montagem da Figura 6.42. O diodo  $D_r$  do retificador é o MIC ARS254 ( $I_{RMS\ máx} = 25A / V_{RMS\ máx} = 280 V$ ) e a resistência na carga  $R_o$  são 6 lâmpadas incandescentes ( $12 V / 1,3 \Omega$  (frio) e  $3,3 \Omega$  (quente) /  $40 W$ ). Nesta montagem utilizou-se o sensor de corrente para 30 A, o ACS712-30.

Figura 6.43 – Retificador, medição V-I, *boost* e  $R_o$ .



Utilizou-se nas medições dois alicates amperímetros da Fluke 375 e dois multímetro da Minipa ET2231-A. Pode-se constatar durante o ensaio que os valores de tensão CC e corrente CC da entrada do *boost* apresentados no display que são lidos pelos circuitos de transdução do conversor correspondem aos medidos pelos instrumentos com pequenos desvios desconsideráveis. Os valores apresentados são bastantes estáveis devido aos circuitos de filtros na transdução e o cálculo de médias móveis no algoritmo.

As diferenças das potências de entrada e de saída do conversor devem-se principalmente às perdas nos diodos (dois em paralelo) e no transistor mosfet do *boost* pela faixa de correntes que o *PMSG* opera.

Os ensaios foram realizados até 650 RPM do *PMSG*, pois a corrente de linha na entrada do conversor ultrapassa 20 A e se aproxima do limite de corrente dos diodos do retificador trifásico que é de 25 A. Os resultados de potências de entrada e saída do *boost* estão na Tabela 6.26.

Tabela 6.26 – Resultados do *boost* sob carga.

Freq. Inversor [Hz]	<i>PMSG</i> [RPM]	Tensão Entrada [V]	Corrente Entrada [A]	Pot. Entrada [W]	D [%]	Nº lâmp. paralelo	Tensão Carga [Vcc]	Corrente Carga [Vcc]	Pot. Carga [W]
7,05	150	1,27	3,9	4,9	10,2	6	0,35	3,8	1,3
9,49	200	2,01	6,3	12,7	10,2	6	0,95	5,8	5,5
9,51	200	2,04	6,3	12,8	10,2	5	1,0	5,2	5,2
9,50	200	2,07	6,4	13,2	19,5	4	1,26	4,5	5,7
9,50	200	2,28	5,63	12,8	28,9	3	1,66	3,7	6,1
11,98	250	2,90	8,2	23,7	10,2	6	1,73	7,8	13,5
14,36	300	3,82	9,8	37,7	10,2	6	2,55	9,3	23,7
14,36	300	3,58	10,3	37,0	32,0	5	3,13	6,5	20,3
14,36	296	3,40	10,8	36,7	35,2	4	2,96	6,6	19,5
14,36	294	3,31	11,0	36,4	50,8	3	3,31	5,0	16,5
16,78	350	4,76	11,3	53,8	10,2	6	3,37	10,6	35,7
19,20	400	5,68	12,7	72,1	10,2	6	4,15	11,8	48,9
19,20	400	5,10	14,7	75,0	35,2	5	4,20	9,7	40,7
19,20	397	4,88	15,0	73,2	35,2	4	4,87	8,4	40,9
19,20	395	4,82	15,0	72,3	50,8	3	6,00	6,9	41,4
21,61	450	6,60	13,9	91,7	10,2	6	5,00	13,1	65,5
24,00	500	7,54	15,1	113,8	10,2	6	5,93	14,1	83,6
24,00	489	6,69	16,6	111,0	35,2	5	6,27	11,9	74,6
24,00	485	7,00	16,0	112,0	38,3	4	6,89	10,3	71,0
26,43	550	8,31	16,9	140,4	10,2	6	6,55	15,0	98,2
26,43	541	8,17	17,0	137,9	32,1	5	6,90	12,5	86,2
26,43	542	7,60	18,5	140,6	38,3	4	8,05	11,1	89,3

28,99	600	9,20	17,8	163,7	10,2	6	7,38	17,7	130,6
28,99	593	8,93	18,7	158,9	25,8	5	8,20	13,7	112,3
28,99	595	8,91	18,2	162,2	28,9	4	9,34	11,9	111,1
32,20	650	10,7	20,5	219,3	16,4	6	8,56	17,2	147,2
32,20	647	9,91	19,0	188,3	28,9	5	9,20	15,1	138,9
32,20	645	11,3	17,0	192,1	25,8	4	11,22	13,4	150,3

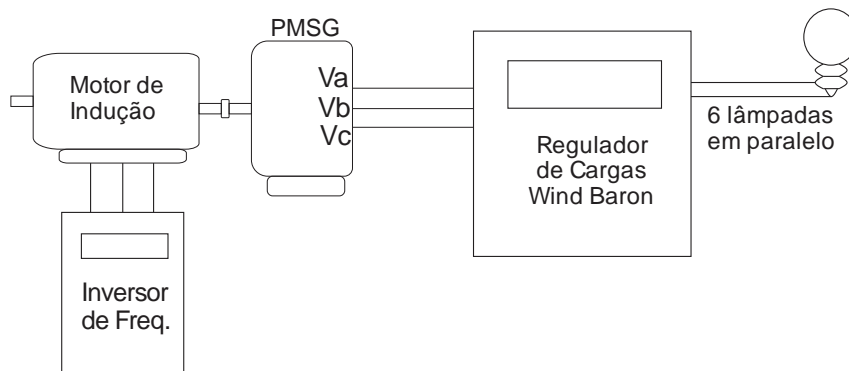
6.5.3 Ensaio do PMSG e Regulador de Cargas da Wind Baron®

Para realizar um comparativo do funcionamento do protótipo boost sob carga, utilizou-se a bancada com motor de indução 3,0 CV, inversor WEG-CFW08, PMSG da Wind Baron e o regulador de cargas que o acompanha, Figura 6.44. Conectou-se como carga na saída do regulador, 6 lâmpadas incandescentes (12V / 40W) e variou-se a rotação do gerador medindo-se a tensão CC (Minipa ET2231-A) e a corrente CC na carga (Fluke 375). O diagrama simplificado da montagem está na Figura 6.45 e os resultados dos ensaios na Tabela 6.27 e Tabela 6.28.

Figura 6.44 – Regulador de cargas da Wind Baron.



Figura 6.45 – Diagrama da montagem com regulador de cargas Wind Baron



Fonte: Jinbo, 2016.

Tabela 6.27 – Resultados com o regulador de cargas da *Wind Baron*<sup>®</sup>.

Freq. Inversor [Hz]	PMSG [RPM]	Tensão na Carga [V]	Corrente na Carga [A]	Potência na Carga [W]
7,19	150	0,75	5,9	4,4
9,59	200	1,59	7,7	12,2
11,94	250	2,47	9,2	22,7
14,28	300	3,38	10,6	35,8
16,63	350	4,23	11,9	50,3
19,03	400	5,15	13,2	68,0
21,44	450	6,07	14,4	87,4
23,84	500	7,02	15,8	110,9
26,17	550	7,92	16,9	133,8
28,62	600	8,87	17,9	158,8
31,18	650	9,79	18,8	184,0

O protótipo do *boost* apresentou perdas muito elevadas para potências de entrada próximas de 200 W, resultando em uma perda de potência de 32,9 %. Já o regulador comercial da *Wind Baron*<sup>®</sup>, nesta faixa de potência, ficou com 16,1 % de perdas. Nos diodos do retificador e no diodo do *boost* são os componentes que dissipam maior calor durante a operação em carga do conversor.

Tabela 6.28 – Comparativo entre o regulador *Wind Baron*<sup>®</sup> e o *boost* com *MPPT*.

Regulador da <i>Wind Baron</i>		<i>Boost</i> com <i>MPPT</i>		
<i>PMSG</i> [RPM]	Potência na Carga [W]	Potência na Entrada [W]	Potência na Carga [W]	Perdas no <i>Boost</i> [W]
150	4,4	4,9	1,3	3,6
200	12,2	12,7	5,5	7,2
250	22,7	23,7	13,5	10,2
300	35,8	37,7	23,7	14,0
350	50,3	53,8	35,7	18,1
400	68,0	72,1	48,9	23,2
450	87,4	91,7	65,5	26,2
500	110,9	113,8	83,6	30,2
550	133,8	140,4	98,2	42,2
600	158,8	163,7	130,6	33,1
650	184,0	219,3	147,2	72,1



## 6.6 Conclusões dos Resultados Experimentais

Mesmo implementando 3 protótipos, não se conseguiu atingir um protótipo de turbina Magnus com potência líquida positiva. Demandou-se mais do que foi gerado de potência mecânica no eixo da turbina. Mas os resultados com cilindros avulsos no túnel de vento com colméia, demonstram que o cilindro com diâmetro de 150 mm produz forças de sustentação bem maiores que o cilindro de 75 mm. A concepção de turbina que se denominou de “Concepção 3”, onde os cilindros possuem eixo interno, como no “Protótipos 2 e 3”, possibilitaram a aplicação de rotações mais elevadas e com isso melhor efeito Magnus.

## 7 CONCLUSÕES

Esta tese objetivou estabelecer bases para a construção de um protótipo de turbina eólica de efeito Magnus que permitisse o estabelecimento de sua potência líquida no eixo com a correspondente eficiência energética. A potência consiste no saldo resultante da subtração da potência demandada para rotacionar os cilindros da potência mecânica disponível no eixo da turbina. A meta não pôde ser atingida nos três protótipos com diâmetros de 1 m e 3 m construídos, com cilindros de 75 mm e 150 mm de diâmetros. A potência demandada para produzir o efeito Magnus através da rotação dos cilindros foi sempre maior que a potência medida no eixo da turbina avaliada por sensores de torque e rotação. Os ensaios com cilindros de 1400 mm de comprimento e diâmetros de 75, 100 e 150 mm foram realizados em um túnel de vento com colméias retificadoras.

Conforme a literatura, para melhoria da potência de saída e da eficiência da turbina Magnus foi utilizada uma espiral sobreposta a um cilindro para proporcionar um ganho na força de sustentação em relação ao cilindro liso de mesmo diâmetro com uma força de arrasto compatível. O cilindro de 150 mm de diâmetro proporcionou a maior força de sustentação dentre as três medidas de diâmetros testadas. Notou-se nos ensaios que quanto maior a rotação dos cilindros dentro de uma faixa de até 2300 RPM que foi utilizada, a força de sustentação aumenta, mas a potência demandada também.

Os protótipos testados tiveram como limitante da velocidade de rotação dos cilindros, a ocorrência de vibrações que aumentavam gradativamente com o aumento da rotação imposta no cilindro. Das duas concepções de turbina Magnus que foram construídas usando PVC e poliacetal, a concepção com cilindros girantes com eixo interno possibilitou a realização de um maior comprimento e rotação em relação à concepção com cilindros apoiados em dois mancais no cubo. Os ensaios com o "Protótipo 2", cujos cilindros possuem espirais sobrepostas de 15 mm de altura, demonstraram em todos os ensaios que o sentido de rotação que maximiza o torque resultante é a rotação que impulsiona o ar centrifugamente, ou seja, no sentido do centro da turbina para a extremidade. Isto contradiz o que é descrito na patente de Murakami (2009).

## 7.1 Principais Contribuições desta Tese

Esta tese contribui com testes práticos relacionados às previsões teóricas sobre os seguintes aspectos relacionados à turbina Magnus:

- Comprovação baseada em ensaios práticos usando cilindros de 1400 mm de comprimento e diâmetros de 75, 100 e 150 mm realizados em um túnel de vento;
- Comprovação de que não se pode obter uma eficiência positiva de potência e rendimento nos três protótipos testados usando diâmetros de 1 m e 3 m com cilindros de 75 mm e 150 mm de diâmetros;
- Aumento da potência de saída e da eficiência da turbina Magnus quando se usa uma espiral sobreposta ao cilindro que se reflete num aumento da força de sustentação em relação ao cilindro liso com o mesmo diâmetro. O cilindro de 150 mm de diâmetro proporciona maior força de sustentação dentre as três medidas de diâmetros testadas (75, 100 e 150 mm);
- Constatou-se nos protótipos testados que o aumento da velocidade de rotação dos cilindros também aumenta as vibrações da turbina como um todo;
- Constatou-se uma clara contradição com o que é descrito na patente de Murakami (2009) em relação ao sentido de rotação dos cilindros com espirais sobrepostas. Os testes indicaram que o torque resultante é maximizado quando o ar é impulsionado centrifugamente pela espiral sobreposta.

## 7.2 Sugestões para Prosseguimento desta Pesquisa

Como trabalhos futuros, sugere-se:

- A realização de ensaios com cilindros avulsos com diâmetros a partir de 150 mm tanto com espiral como lisa para uma análise comparativa de performance;
- Realização de estudos com espirais para identificar a altura das mesmas que otimizará a força de sustentação;
- Pode-se citar alguns aspectos que norteiam a construção de um novo protótipo: a) utilização de cilindros com eixo interno como na concepção 3 (maiores rotações); b) utilização de motores *brushless* um para cada cilindro e instalados na extremidade externa dos cilindros, sem engrenagens de transmissão

(menores perdas); c) fabricação de espirais sobrepostas independentemente de qual material com corte a laser para melhor balanceamento das espirais;

- Realizar ensaios em túnel de vento com colméias para se obter um vento mais laminar com o sistema completo incluindo: turbina Magnus, gerador, conversor boost e carga resistiva para o MPPT;
- Testar o protótipo com uma tampa na extremidade externa dos cilindros que, segundo algumas referências, proporcionam um aumento significativo de torque.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] ANEEL – Banco de Informações de Geração. [www.aneel.gov.br](http://www.aneel.gov.br) – Acessado em abril/2013.
- [2] ANEEL – **Banco de Informações de Geração**. [www.aneel.gov.br](http://www.aneel.gov.br) – Acessado em abril/2016.
- [3] BARBI, I. “**Eletrônica de Potência**”. 6ed. UFSC, 2006. Pp. 58-60.
- [4] BARBI, I.; MARTINS, D.C. “**Introdução ao Estudo dos Conversores CC-CA**”. 2ªed. Revisada. INEP/UFSC 2008.
- [5] BARRACUDA – **Advanced Composites**. Distribuidora de materiais compósitos. Disponível em: < <http://www.barracudacomposites.com.br/site/>>. Acesso em: 07 abr. 2016.
- [6] BATISTA, N.A.M.C. Novo Aerogerador de Eixo Vertical Integrado Numa Rede Inteligente em Contexto Urbano. Tese, Engenharia Mecatrônica. Universidade de Évora, 2013.
- [7] BORGONO, D. “**Análise, Modelagem e Controle de Retificadores PWM Trifásicos**”. *PhD Thesis* – INEP/UFSC, 2005.
- [8] BYCHKOV, N.M.; DOVGAL, A.V.; KOZLOV, V.V. **Magnus wind turbines as an alternative to blade ones**. *Journal of Physics: Conference Series 75*, 2007.
- [9] BYCHKOV, N.M. **Magnus wind turbine. Calculated characteristics of windwheel. Thermophysics and Aeromechanics**, Vol.15 n°2, 2008.
- [10] BYCHKOV, N.M.; DOVGAL, A.V.; SOROKIN, A.M.. **Parametric Optimization of the Magnus Wind Turbine**. *Internacional Conference on Methods of Aerophysical Research, ICMAR 2008*.
- [11] BURTON, T.; et. al. **Wind Energy Handbook. Second Edition**. John Wiley & Sons, Ltd., 2011.
- [12] COLLIER, D.A.F. “Modelagem e Controle de Retificadores PWM Trifásicos Conectados a Geradores Síncronos de Imãs Permanentes em Sistemas de Conversão de Energia Eólica”. INEP/UFSC, 2011.
- [13] CORRÊA, L.C.; RIBEIRO, J.M.; TRAPP, J.G.; FARRET, F.A. **Maximum Power Point Tracking for Magnus Wind Turbines**. *IEEE Conference Publications. Brazilian Power Electronics Conference*, 2013.
- [14] COELHO, R.F.; MARTINS, D.C. Estudo dos Conversores *Buck* e *Boost* Aplicados ao Rastreamento de Máxima Potência de Sistemas Solares Fotovoltaicos. Dissertação, INEP/UFSC, 2008.

- [15] COELHO, R.F.; CONGER, F.M.; MARTINS, D.C. **A MPPT Approach Based on Temperature Measurements Applied in PV System**. IEEE/IA. INDUSCON - International Conference on Industry Applications, 2010.
- [16] CUSTÓDIO, R.S. **Energia Eólica para produção de energia elétrica**. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2009.
- [17] DENIZAR, C.M.; BARBI, I. **Conversores CC-CC Básicos Não Isolados**. 3ª ed. Revisada. Edição do Autor. Florianópolis, 2008.
- [18] DUAN, R.; LIN, C.; WAI, R. **“Maximum-Power-Extraction Algorithm for Grid-Connected PMSG Wind Generation System”**. IEEE 2006.
- [19] *European Wind Energy Association – Wind in Power Annual Statistics*, 2012.
- [20] ENERCON - Wind Energy. Disponível em: <<http://www.enercon.de/home/>>. Acesso em: 22 abr. 2016.
- [21] ENERSUD – Aerogeradores. Disponível em: <<http://www.enersud.com.br>>. Acesso em: 03 fev. 2014.
- [22] ERRAMI, Y. **“Control Strategy for PMSG Wind Farm Based on MPPT and Direct Power Control”**. IEEE, 2012.
- [23] FREITAS, T.R.S.; MENEGÁZ, P.J.M.; SIMONETTI, D.S.L. **“Converter Topologies for PMSG on wind energy conversion system”**. IEEE 2011.
- [24] GILMORE, C.P. 1984. *Spin sail*. Popular Science, N.
- [25] GIPE, P. **Wind Power: Renewable Energy for Home, Farm and Business**. 2<sup>nd</sup> Ed. Chelsea Green Publishing Company, Mach, 2004.
- [26] GWEC - Global Wind Energy Council, 2016. Disponível em: <<http://www.gwec.net/global-figures/graphs>>. Acesso em: 01 set. 2016.
- [27] GOÑO, R.; RUSEK, S.; HRBČIK, M. **Wind Turbine Cylinders with Spiral Fins**. Ostrava, Czech Republic, 2009.
- [28] GRUBB, M.J; **Wind energy: resources, systems and regional strategies**. In: Jo-Hansson, T.B. et al. *Renewable energy: sources for fuels and electricity*. Washington, D.C: Island Press 1993.
- [29] HAN, K; CHEN, G. **“A Novel Control Strategy of Wind Turbine MPPT Implementation for Direct-drive PMSG Wind Generation Imitation Platform”**. IEEE 2009.

- [30] HAND, M.M. et. al. **“Unsteady aerodynamics experiment Phase VI: Wind tunnel testing configurations and available data campaigns”**. Technical Report NREL/TP-500-29955 (National Renewable Energy Laboratory, Golden, CO, 2001).
- [31] HANSEN, M.O.L. **Aerodynamics of Wind Turbines**. 2<sup>nd</sup> ed. Hearthsan, 2008. p.19.
- [32] HEIR, S. **Grid Integration of Wind Energy Conversion Systems**. John Wiley & Sons Ltda, 1998.
- [33] HUSSEIN, M.M.; SENJYU, T.; ORABI, M.; WAHAB, M.M.A.; HAMADA, M.M. **Simple sensorless maximum power extraction control for a variable speed wind energy conversion system**. *International Journal of Renewable and Sustainable Energy* vol.1, no1, p.1-10, December 2012.
- [34] IZUMI, Y.; PRATAP, A.; UCHIDA, K.; UEHARA, A.; SENJYU, T.; YONA, A. **A Control Method for Maximum Power Point Tracking of a PMSG-Based WECS using Online Parameter Identification of Wind Turbine**. *IEEE*, 2011.
- [35] JOGLEKAR, B.; MOURYA, R.M. **Design, Construction and Testing Open Circuit Low Speed Wind Tunnel**. *International Journal of Engineering Research and Reviews*, vol. 2, no. 4, pp. 1-9, October/December 2014.
- [36] KRISHNAN, R.; LEE, S. PM, **Brushless DC Motor Drive with a New Power-Converter Topology**. *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 33, no. 4, July/August 1997. Ok
- [37] KRISHNAN, R. **Permanent Magnet Synchronous and Brushless DC Motor Drives**. CRC, 2010. p.356-364.
- [38] LEADSHINE TECHNOLOGY. Disponível em: <<http://www.leadshine.com>>. Acesso em: 04 abr. 2013.
- [39] LI, S. **“Conventional and novel control designs for direct driven PMSG wind turbines”**. *Electric Power Systems Research*, Elsevier 2009.
- [40] LUO, D; HUANG, D.; WU, G.. **Analytical solution on Magnus wind turbine power performance based on the blade element momentum theory**. *AIP - American Institute of Physics. Journal of Renewable and Sustainable Energy* 3., 2011.
- [41] MANWELL, J.F.; MCGOWAN, J.G.; ROGERS, A.L. **Wind Energy Explained – Theory, Design and Application**. 2nd Edition. United Kingdom: John Wiley & Sons Ltd, 2009.
- [42] MECARO Ltda. Empresa japonesa fabricante de turbinas eólicas de efeito Magnus. Disponível em: <<http://www.mecaro.jp/eng/>>. Acesso em 03 jul. de 2013.
- [43] MONFLON. Empresa chinesa de Hong Kong fabricante de anéis coletores. Disponível em: <<http://www.monflon.com/>>. Acesso em 21 fevl. de 2014.

- [44] MUHANDO, B.E. **Modeling-Based Design of Intelligent Control Paradigms for Modern Wind Generating Systems**. Doctoral dissertation. University of the Ryukyus, Japan. March, 2008.
- [45] MURAKAMI, N. **Gerador de Força de Vento do Tipo Magnus**. Patente de Invenção - Brasil No. PI 0418484-0 A2, 14 de junho de 2004.
- [46] MURAKAMI, N. **MAGNUS TYPE WIND POWER GENERATOR**. United States Patent No. 7.504.740 B2, Mach 17, 2009.
- [47] MUYEEN, S.M.; TAKAHASHI, R.; ALI, M.H. **“Transient Stability Analysis of Permanent magnet Variable Speed Synchronous Wind Generator”**. *Proceeding of International Conference on Eletrical machines and Systems*. Coréia do Sul, 2007
- [48] MUYEEN, S.M.; TAKAHASHI, R.; MURATA, T. **“Transient Stability Enhancement of Variable Speed Wind Turbine Driven PMSG with Rectifier-Boost Converter-Inverter”**. *Proceeding of International Conference on Eletrical machines and Systems. IEEE, 2008*.
- [49] NASCIMENTO, A.C. **“Avaliação de Estratégias de Controle de Potência Reativa de Aerogeradores Síncronos em Redes Elétricas”**. ITEC PPGEE – UFPA, 2009.
- [50] NAVARRO, G.R.; MUNÓZ, W.R.C; LEBOEUF, R.; CASTILHO, P. **A Magnus Wind Turbine Power Model Based on Direct Solution Using the Blade Element Momentum Theory and Symbolic Regression**. *IEEE PES Transaction Sustainable Energy*, 2016.
- [51] ORSINI, Stephen D. **Rotorships: Sailwing ships without sails**. *Oceans*, N°.16, Jan/Febr 1983.
- [52] PAVINATTO, E.F. Ferramenta para Auxílio à Análise de Viabilidade Técnica da Conexão de Parque Eólicos à Rede Elétrica. Tese-COPPE-UFRJ, 2005.
- [53] PEÑA, J.C.U.; BRITO, M.A.G.; MELO, G.A.; CANESIN, C.A. **A Comparative Study of MPPT Strategies and a Novel Single – Phase Integrated Buck-Boost Inverter for Small Wind Energy Conversion Systems**. *IEEE* 2011.
- [54] PEREIRA, J.D. **Wind Tunnels – Aerodynamics, Models and Experiments**. 1a ed. Nova Science Publishers, Inc, 2011. pp. 191-220.
- [55] PRANDTL, L. **Application of the “Magnus Effect” to the wind propulsion of ships**. *Die Naturwissenschaften*, vol. 13, pp. 93-108. NACA Tech. Mem. 387, June 1926.
- [56] RUSSEL, S.; NORVIG, P. **Artificial Intelligence – A Modern Approach**. 3a ed. Person Education, 2010. pp. 120-125.
- [57] SACOMANO FILHO, F.L. **Projeto Básico de Aparato Experimental para Simulação do Movimento Relativo Veículo-Solo em Túnel de Vento**. TCC da EPUSP, 2008.



- [58] SIMÕES, M.G.; FARRET, F.A. **Renewable Energy Systems. Design and Analysis with Induction Generators**. CRC Press, 2004. pp. 197-208.
- [59] SINGH, M.; SINGH, N.; YADAV, S.K. **Review of Design and Construction of an Open Circuit Low Speed Wind Tunnel**. Global Journal of Researches in Engineering Mechanical and Mechanical and Mechanics Engineering. Vol. 13, Issue 5, Global Journals Inc. (USA), 2013.
- [60] SONG, S.; KANG, S; HANM, N. **Implementation and Control of Grid Connected AC-DC-AC Power Converter for Variable Speed Wind Energy Conversion System**. *Applied Power Electronics Conference and Exposition*, 2003. APEC'03. Eighteenth Annual IEEE, Vol 1, pp. 154-158, February 2003.
- [61] SUN, X. et. al. **A three-dimensional numerical study of the Magnus wind turbine with different blade shapes**. *AIP - American Institute of Physics. Journal of Renewable and Sustainable Energy* 4., 2012.
- [62] SEUNG-HO SONG; SHIN-IL KANG; NYEON-KUN HAHM. **“Implementation and Control Of Grid Connected AC-CC-AC Power Converter for Variable Speed Wind Energy Conversion System”**, *Applied Power Electronics Conference and Exposition*, 2003. APEC'03. Eighteenth Annual IEEE, Vol 1, pp. 154-158, February 2003.
- [63] TECHSPEED. **Racing & Aircraft**. Distribuidoras de materiais para construção de aeronaves e veículos de corrida. Disponível em: <<http://www.techspeed.com.br/brasil/produtos.htm>>. Acessado em 07/04/2016.
- [64] TIBOLA, G.; BARBI, I. Sistema Eólico de Pequeno Porte para Geração de Energia Elétrica com Rastreamento de Máxima Potência. Dissertação, INEP/USFC, 2009.
- [65] TIMKEN. Fabricante de rolamentos. Disponível em: <<http://www.timken.com/pt-br/products/bearings/Pages/default.aspx>>. Acessado em 26/03/2016
- [66] TOKUMARU, P.T.; DIMOTAKIS, P.E. **The lift of a cylinder executing rotary motions in a uniform flow**. *Cambridge University Press. Journal of Fluid Mechanics*. vol. 255, pp. 1-10, 1993.
- [67] VITORINO, C.R.S. Modelagem Dinâmica de Caixa Multiplicador de Velocidade de Aerogeradores. Eng. Mecânica. Universidade de Brasília, 2012.
- [68] TONG, W. **Wind Power Generator and Wind Turbine Design**. WITPress, 2010.
- [69] YANG, X.; GONG, X.; QIAO, W. **“Mechanical Sensorless Maximum Power Tracking Control for Direct-Drive PMSG Wind Turbines”**. *IEEE* 2010.
- [70] ZHUANG, Y. et. al. **Numerical study on aerodynamic performances of the wind turbine rotor with leading-edge rotation**. *AIP - American Institute of Physics. Journal of Renewable and Sustainable Energy* 4. ,2012.

- [71] ZOBAA, A. F.; BANSAL, R. ***Handbook of Renewable Energy Technology***. Wold Scientific, 2011. pp. 37.

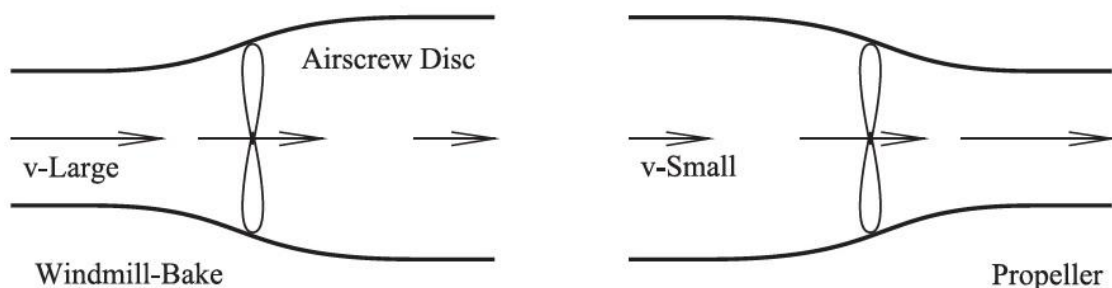
## APÊNDICES

### APÊNDICE A – Teoria do Disco Atuador

A teoria originária que resultou na obtenção de um modelo matemático simples e representativo para turbinas eólicas é denominada de Teoria do Momento (*Momentum Theory*) ou Teoria do Disco Atuador (*Disk Actuator Theory*) desenvolvido por Rankine and Froud no século XIX para descrever o comportamento das hélices de navios (TONG, 2010). Sumariamente esta teoria é discutida a seguir.

A Figura A.1 apresenta o fluxo do fluido, onde a velocidade do fluido é reduzida, a perda de energia cinemática, após passar pela turbina (*windmill*) e o contrário para uma hélice onde o fluido ao passar pela hélice (*propeller*) recebe mais energia e sai com maior velocidade.

Figura A.1 – Fluxo de ar em uma turbina eólica com hélice.



Fonte: TONG, 2010.

O comportamento do fluxo de ar através de uma turbina eólica é representado pela Figura A.2, onde  $V_\infty$  representa a velocidade do ar a montante da turbina,  $V_D$  a velocidade do ar sobre o disco do rotor, perdendo energia cinética e  $V_W$  a velocidade do ar já reduzida à jusante. Denomina-se de fator de interferência axial (*axial interference factor*), ou velocidade de indução (*velocity induction*) a relação entre  $V_2$  e  $V_1$  de acordo com a Equação (A.1):

$$a = \frac{V_2}{V_1} \quad (\text{A.1})$$

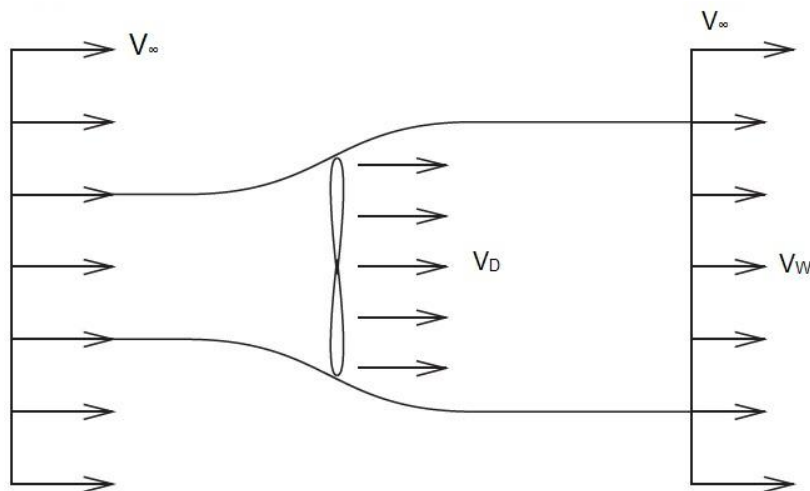
Onde:

$V_1$  = velocidade inicial do fluxo de ar antes do disco atuador;

$V_2$  = velocidade reduzida após passar pelo disco atuador.

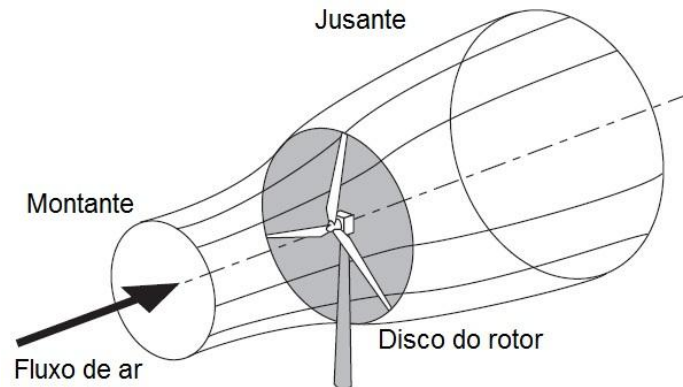
$$A_D = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \quad (\text{A.2})$$

Figura A.2 – *Momentum theory* de Froude, Lanchester e Betz.



A turbina eólica tem a função de extrair a energia cinética dos ventos e convertê-la em energia mecânica de rotação do seu eixo. A massa de ar, ou seja, o vento que atravessa a turbina perde uma parcela de sua velocidade inicial, à montante, ficando mais lenta à jusante da seção transversal da área circular coberta pelas pás da turbina em rotação (disco do rotor da turbina ou disco do atuador). Considerando que a massa de ar que não passa por esse disco não é afetada, cria-se uma superfície limite em torno de um fluxo de ar de formato tubular com seção circular tanto a montante como a jusante do disco varrido pela turbina. Como o ar dentro deste tubo não é comprimido, a seção transversal do tubo é expandida para acomodar o ar em movimento mais lento a jusante, pois a quantidade de massa de ar por unidade de tempo é a mesma ao longo do tubo de fluxo, Figura A.3.

Figura A.3 – Extração de energia dentro do tubo de fluxo de ar.



Fonte: Burton et. al, 2011

O ar que passa através do disco do rotor (ou disco do atuador), logo na saída, tem uma queda de pressão estática, abaixo do nível da pressão atmosférica e queda na velocidade. Esta região é conhecida como “wake”. Mais a frente no tubo a pressão estática do ar retorna para a pressão atmosférica em equilíbrio com o ambiente. Com isso, consome ainda mais energia cinética, produzindo uma redução adicional na velocidade do vento.

A montante, a seção transversal do tubo de fluxo de ar é menor do que a jusante. Isso se deve ao fato de que o fluxo de massa é o mesmo por unidade de tempo. A massa de ar que passa em uma dada seção transversal do tubo por unidade de comprimento por unidade de tempo é  $\rho \cdot A \cdot U$ , onde  $\rho$  é a densidade do ar,  $A$  a área da seção transversal e  $U$  a velocidade do fluxo de ar. A taxa de fluxo de massa por unidade de tempo deve ser a mesma em qualquer ponto ao longo do tubo, à montante “ $\infty$ ”, sobre o disco “D”, a jusante “W”, como já foi afirmado, resultando na Equação (A.3), portanto:

$$\rho \cdot A_{\infty} \cdot U_{\infty} = \rho \cdot A_D \cdot U_D = \rho \cdot A_W \cdot U_W \quad (\text{A.3})$$

É comum considerar que o disco do rotor atuador induz uma variação de velocidade sobre a velocidade do fluxo de ar. O componente do fluxo induzido (que sofre variação de velocidade) na direção do fluxo é dado por  $-a \cdot U_{\infty}$ , onde “a” é denominado de fator de indução de fluxo axial (*axial flow induction factor*) ou fator de

interferência axial. Portanto, a velocidade líquida (resultante) do ar na direção do fluxo sobre o disco é dado pela Equação (A.4).

$$U_D = U_\infty \cdot (1-a) \quad (\text{A.4})$$

### Teoria do Momento Simples

O ar que passa através do disco sofre uma mudança de velocidade,  $U_\infty - U_W$  e a taxa da variação na quantidade de movimento “ $\Delta QM$ ” é igual ao produto da mudança na velocidade pelo fluxo de massa, Equação (A.5):

$$\Delta QM = (U_\infty - U_W) \cdot \rho \cdot A_D \cdot U_D \quad (\text{A.5})$$

A força que causa a mudança na quantidade de movimento vem da diferença de pressão entre as faces do disco do rotor, pois o tubo de fluxo de ar está inteiramente envolto por uma superfície na pressão atmosférica. O produto entre pressão e área, resulta na referida força, representada pela Equação (A.6), portanto:

$$(p_D^+ - p_D^-) \cdot A_D = (U_\infty - U_W) \cdot \rho \cdot A_D \cdot U_\infty \cdot (1-a) \quad (\text{A.6})$$

### Equação de Bernoulli

Para obter a diferença de pressão ( $p_D^+ - p_D^-$ ) a equação de Bernoulli é aplicada separadamente a montante e a jusante na seção do tubo de fluxo. Separadamente porque a energia total a montante e a jusante são diferentes. A equação de Bernoulli, Equação (A.7), em regime permanente, relaciona energia total no fluxo, incluindo a cinética, a de pressão estática e a potencial gravitacional, que permanecem constantes se nenhum trabalho for realizado sobre ou através do fluido. Portanto, para uma unidade de volume de ar tem-se:

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 + p + \rho \cdot g \cdot h = \text{const} \quad (\text{A.7})$$

A montante tem-se:

$$\frac{1}{2} \cdot \rho_{\infty} \cdot U_{\infty}^2 + p_{\infty} + \rho_{\infty} \cdot g \cdot h_{\infty} = \frac{1}{2} \cdot \rho_D \cdot U_D^2 + p_D^+ + \rho_D \cdot g \cdot h_D \quad (\text{A.8})$$

Assumindo o fluido ser incompressível ( $\rho_{\infty} = \rho_D$ ) e fluxo laminar ( $h_{\infty} = h_D$ ) então:

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_{\infty}^2 + p_{\infty} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_D^2 + p_D^+ \quad (\text{A.9})$$

Similarmente, para jusante:

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_w^2 + p_{\infty} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_D^2 + p_D^- \quad (\text{A.10})$$

Subtraindo Equação (A.10) de (A.9) obtém-se Equação (A.11), tem a diferença de pressão:

$$(p_D^+ - p_D^-) = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot (U_{\infty}^2 - U_w^2) \quad (\text{A.11})$$

Substituindo a Equação (A.11) na Equação (A.6), obtém-se:

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot (U_{\infty} - U_w) \cdot A_D = (U_{\infty} - U_w) \cdot \rho \cdot A_D \cdot U_{\infty} \cdot (1-a) \quad (\text{A.12})$$

assim:

$$U_w = (1-2 \cdot a) \cdot U_{\infty} \quad (\text{A.13})$$

A Equação (A.13) representa a metade da perda de velocidade no tubo de fluxo que ocorre a montante do disco atuador e metade a jusante.

A força sobre o ar a partir da Equação (A.14):

$$F_{\text{ar}} = (p_D^+ - p_D^-) \cdot A_D = 2 \cdot \rho \cdot A_D \cdot U_\infty^2 \cdot a \cdot (1-a) \quad (\text{A.14})$$

### Potência Extraída do Vento

Como a força está concentrado no disco do atuador a faixa de trabalho realizado pela força é  $F_{\text{ar}} \cdot U_D$  e assim a potência extraída do ar é dado por:

$$\text{Potência} = F_{\text{ar}} \cdot U_D = 2 \cdot \rho \cdot A_D \cdot U_\infty^3 \cdot a \cdot (1-a)^2 \quad (\text{A.15})$$

### Coefficiente de Potência

Coefficiente de Potência  $C_P$  é definido como a razão entre a potência extraída e a potência disponível no fluido e representa a capacidade da turbina eólica de converter energia, dado pela Equação (A.16), a seguir:

$$C_P = \frac{\text{Potencia}}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_\infty^3 \cdot A_D} \quad (\text{A.16})$$

$$\text{Potencia} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_D \cdot U_\infty^3 \cdot C_P \quad (\text{A.17})$$

onde o denominador da Equação (A.16) representa a potência cinética disponível no ar, na ausência do disco atuador. Portanto substituindo a Equação (A.17) na Equação (A.16) resulta em:

$$C_P = 4 \cdot a \cdot (1-a)^2 \quad (\text{A.18})$$

O coeficiente de potência  $C_P$  de uma turbina eólica varia de acordo com a velocidade do vento, pois as pás da turbina alteram suas eficiências aerodinâmicas em função da variação da velocidade do vento incidente.



## APÊNDICE B – Fundamentos da Dinâmica dos Fluidos

- **Massa específica** – Relação entre a massa do fluido e o volume ocupado.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (\text{B.1})$$

$\rho$  = massa específica [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ];

$m$  = massa [kg];

$V$  = volume [ $\text{m}^3$ ].

- **Peso específico** – Relação entre o peso e o volume ocupado pelo fluido.

$$\gamma = \frac{P}{V} = \rho \cdot g \quad (\text{B.2})$$

$\gamma$  = peso específico [ $\text{N}/\text{m}^3$ ] [ $\text{kgf}/\text{m}^3$ ] [ $\text{lbf}/\text{ft}^3$ ];

$V$  = volume [ $\text{m}^3$ ];

$g$  = aceleração da gravidade 9,81 m/s.

- **Pressão relativa** – É a pressão medida tendo-se como referência a pressão atmosférica no nível do mar de 10.340 mmca (1 atm = 101,3 kPa).

- **Pressão estática** - É a diferença entre a pressão absoluta em um determinado ponto em uma corrente de ar ou câmara pressurizada e a pressão absoluta da atmosfera ambiente, sendo positiva quando a pressão neste ponto estiver acima da pressão ambiente e negativa quando estiver abaixo. Atua igualmente em todas as direções, independente da velocidade do ar e é uma medida da energia potencial disponível em uma corrente de ar. Ilustrada Pe, Figura B.1.

Pe = pressão estática [ $\text{kgf}/\text{m}^2$ ,  $\text{gf}/\text{cm}^2$ ,  $\text{lbf}/\text{ft}^2$ , mmca, mmHg e kPa].

- **Pressão dinâmica ou pressão de velocidade** – Para movimentar o ar da velocidade zero até uma determinada velocidade aplica-se uma determinada pressão denominada de pressão dinâmica. A pressão de velocidade é proporcional a energia cinética do ar, ela é sempre positiva e atua na direção do fluxo do ar.

$$Pd = \frac{\rho \cdot V^2}{2 \cdot g} \quad (\text{B.3})$$

$Pd$  = pressão dinâmica [mmca];

$v$  = velocidade em [m/s];

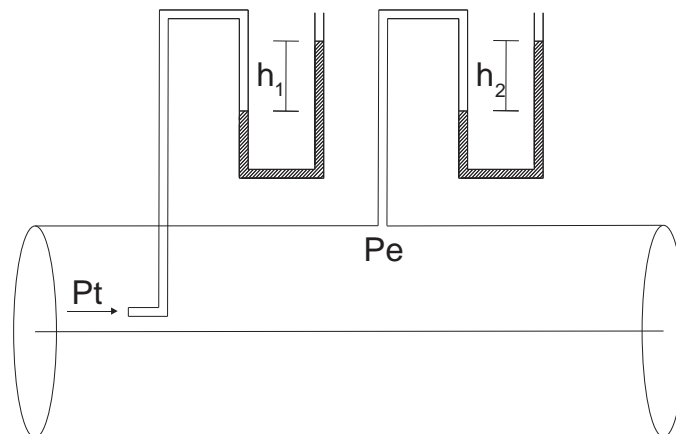
$\rho$  = densidade de 1,204 kg/m<sup>3</sup>

$g$  = aceleração da gravidade 9,81 m/s;

- **Pressão total** – Soma da pressão estática e pressão dinâmica. Ilustrada  $P_t$ , Figura B.1.

$$P_t = P_e + P_d \quad (\text{B.4})$$

Figura B.1 –  $P_t$  pressão total e  $P_e$  pressão estática.



- **Vazão** – Volume de fluido em movimento por unidade de tempo

$$Q = \frac{V}{t} \quad (\text{B.5})$$

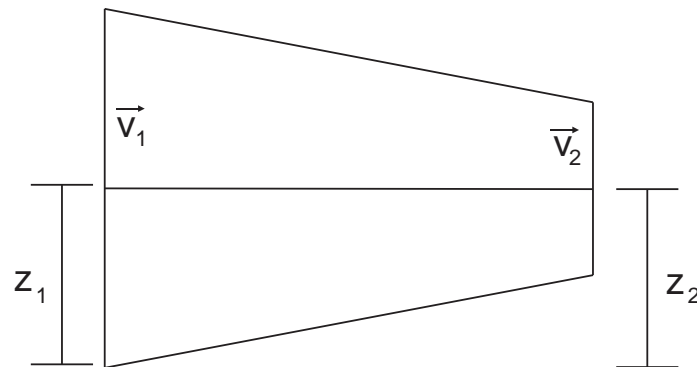
$V$  = volume [m<sup>3</sup>];

$t$  = tempo [seg].

- **Equação de Bernoulli** – Conservação de energia.

Permite estimar a velocidade média do fluido em condutos fechados a partir da pressão, ilustrado na Figura B.2.

Figura B.2 – Conduto cônico com constricção.



$$\frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + z_2 \quad (\text{B.6})$$

$P_1, P_2$  = Pressões totais nos pontos 1 e 2;

$v_1, v_2$  = velocidades do fluido nos pontos 1 e 2;

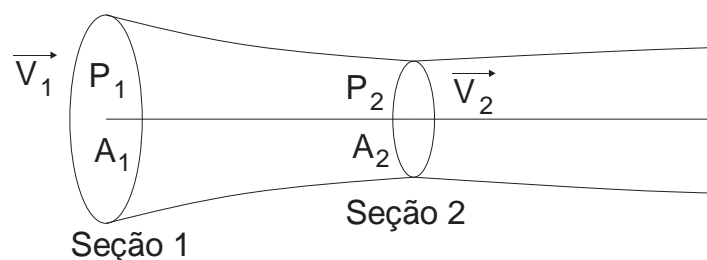
$P_e = \rho \cdot g$  = peso específico;

$z_1, z_2$  = cotas em 1 e 2;

#### • Tubo de Venturi ou Efeito Venturi

Quando um fluido escoar dentro de um duto e ocorre um estreitamento do duto, ocorre a diminuição da pressão e o aumento da velocidade do fluido, conforme a Figura B.3.

Figura B.3 – Tubo de Venturi.



$v_1, v_2$  = velocidade nas seções 1 e 2;

$P_1, P_2$  = pressões totais no eixo central nas seções 1 e 2;

$A_1, A_2$  = áreas das seções 1 e 2.

$$P_1 - P_2 = \frac{\rho}{2} \cdot (v_2^2 - v_1^2) \quad (\text{B.7})$$

$$Q = v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2 \quad (\text{B.8})$$

$$P_1 - P_2 \cdot h_1 = \rho \cdot (v_2^2 - v_1^2) \quad (\text{B.9})$$

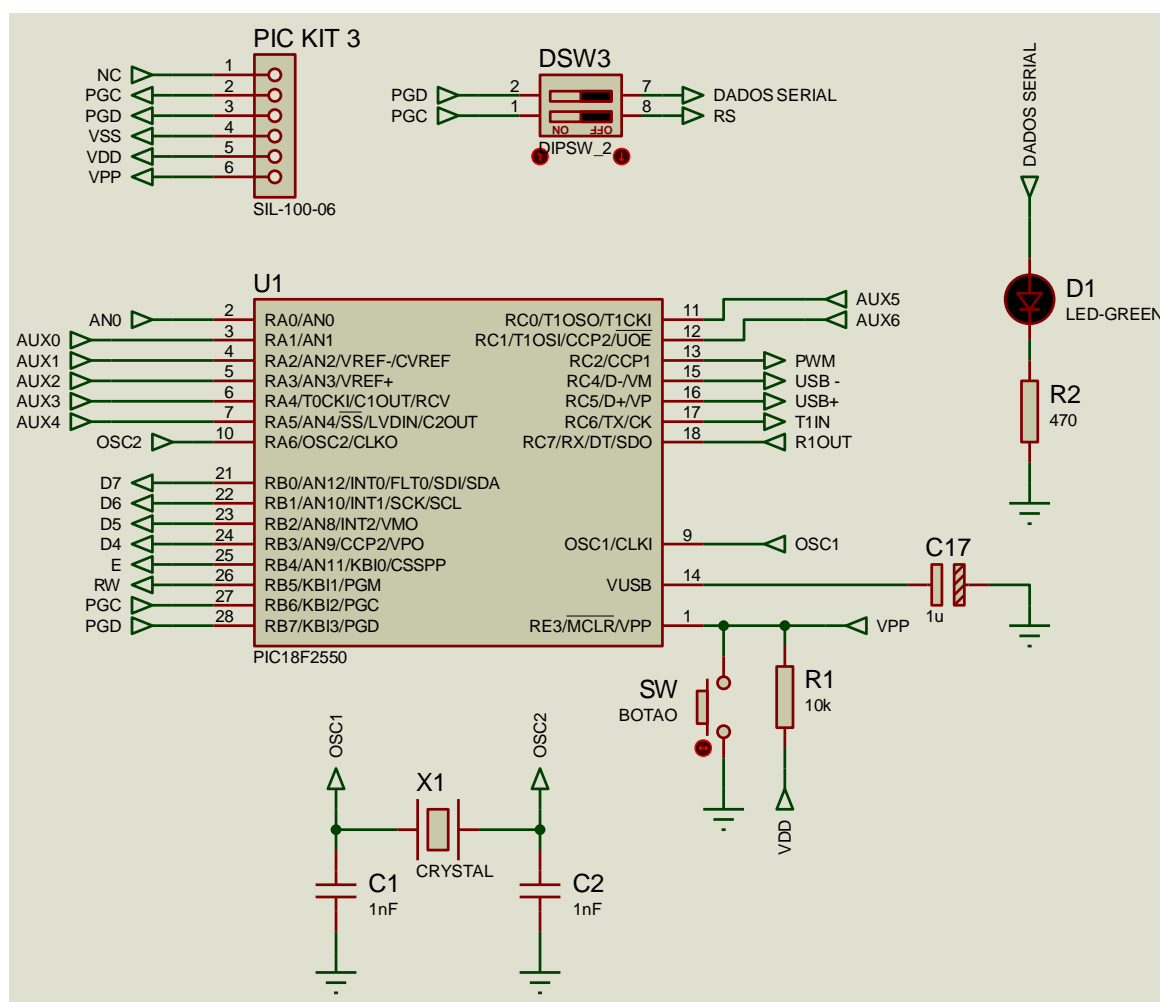
$$Q = A_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_1 - P_2)}{\rho \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 - 1}} = A_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_1 - P_2)}{\rho \left(1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2\right)}} \quad (\text{B.10})$$

## APÊNDICE C – Placa de Controle Magnus “PCM1”

Para atender as necessidades de aquisição de sinais e controle dos sistemas eólicos Magnus propostos na presente tese, desenvolveu-se uma placa eletrônica baseada em microcontrolador *PIC* que se denominou de “PCM1”.

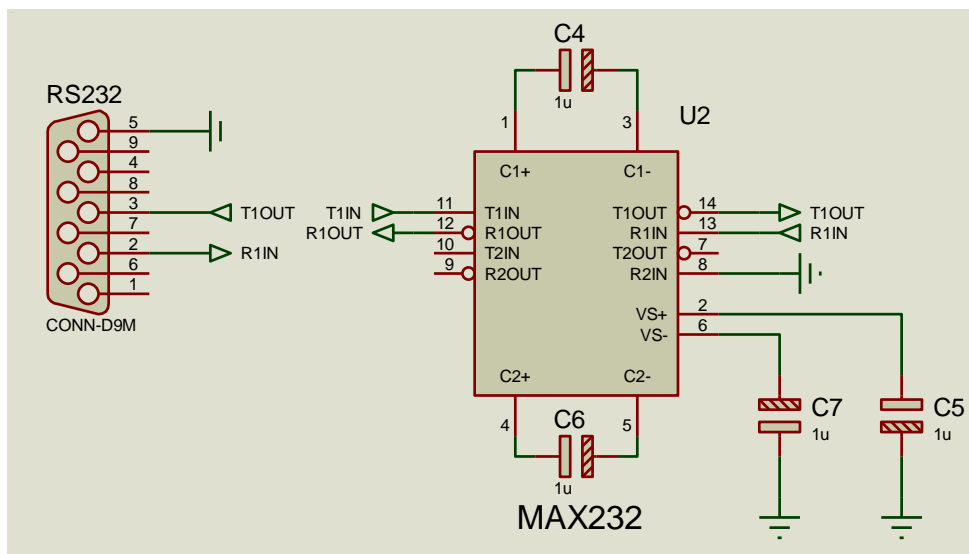
A “PCM1” disponibiliza terminais IDC (macho) para conexão serial com o programador do microcontrolador “Kit PIC 3” permitindo atualizações de forma fácil e rápida dos algoritmos desenvolvidos para a memória do microcontrolador, Figura C.1.

Figura C.1 – PCM1 com PIC 18F2550 e terminais IDC para programador Kit Pic 3.



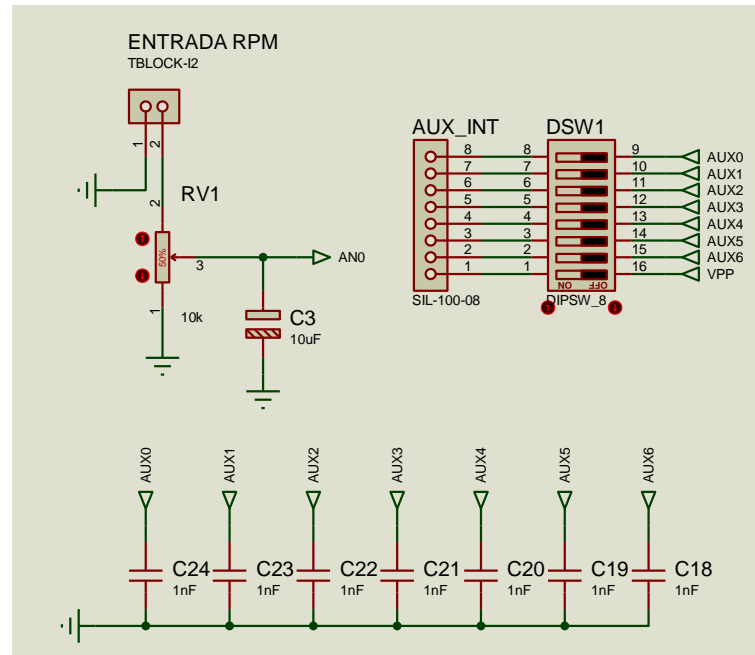
Para o “Sistema Eólico Magnus 1” a “PCM1” comunica-se com o display do sensor de torque modelo MK-5030 (MK CONTROLE) com protocolo RS232 transferindo os 18 bytes de informação (*ASCII*) para o microcontrolador PIC referente ao torque medido, Figura C.2. O CI MAX232 converte um sinal digital +5 V (nível lógico alto) -5 V (nível lógico baixo) para um sinal digital +5 V (alto) e 0 V (baixo).

Figura C.2 – Comunicação RS232 entre display do sensor de torque e o PIC 18F2550 da PCM1.



A “PCM1” disponibiliza as entradas AUX0 a AUX6 em terminais *IDC* com chaves *DIP switch*. Estas entradas são configuráveis no *PIC* como analógicas e/ou entradas digitais permitindo a aquisição de sinais como a potência elétrica gerada e a consumida, bem como a leitura de pulsos do encoder relativo ou tensão do tacogerador, Figura C.3. AUX3 é utilizada como entrada dos pulsos do encoder relativo e a entrada AN0 do PIC para o sinal do tacogerador.

Figura C.3 – Entradas analógicas do PIC 18F2550 da PCM1.



A “PCM1” possui um circuito para conversão de sinal *PWM* em nível médio de tensão CC com circuito integrado LM358, Figura C.4. Esta tensão CC é convertida para uma onda quadrada de frequência controlada através do circuito integrado LM331 adequada para a entrada do servo *drive*, Figura C.5.

Figura C.4 – Circuito de conversão PWM em Sinal\_Vcc da “PCM1”.

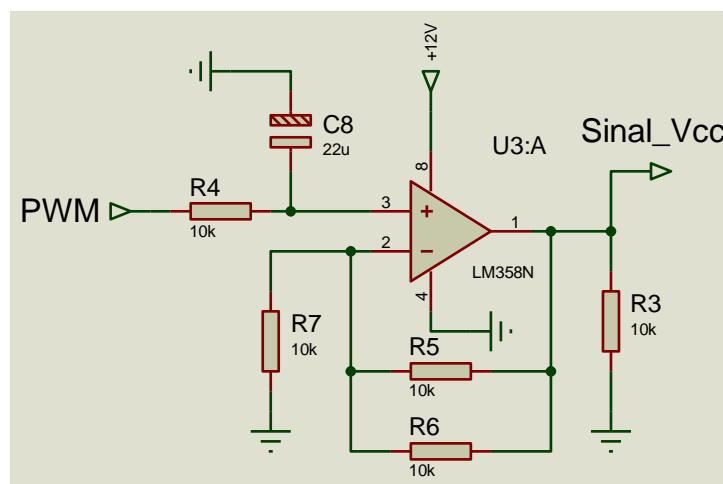
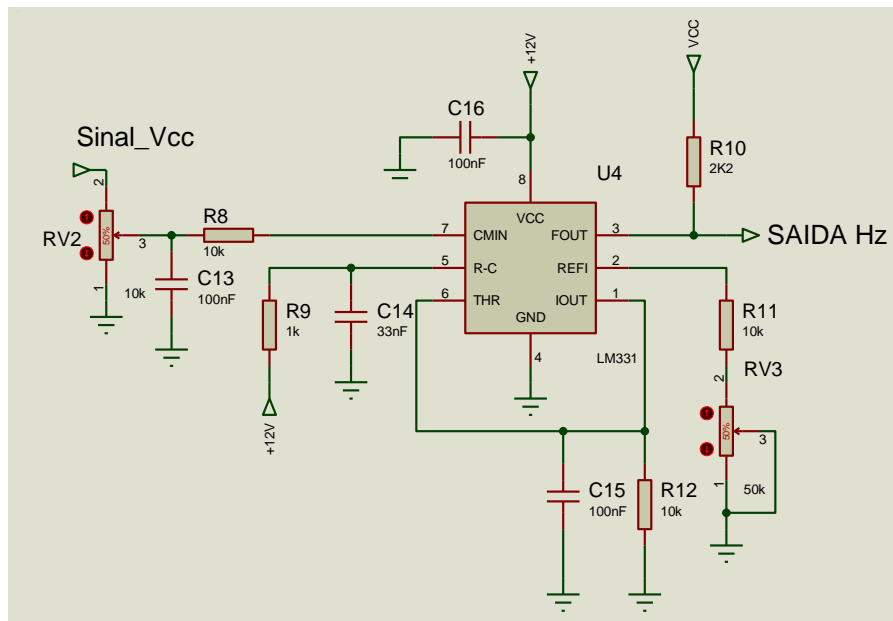
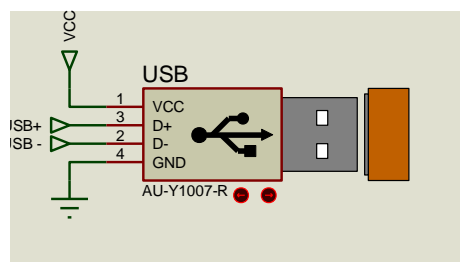


Figura C.5 – Circuito de conversão de Sinal\_Vcc para saída em frequência da “PCM1”.



A “PCM1” comunica-se com um computador PC através de uma porta USB, Figura C.6, para enviar e receber informações do microcontrolador referentes às grandezas lidas e/ou processadas que são objeto de estudo e análise. Pode-se enviar sinais de controle do computador para o PIC.

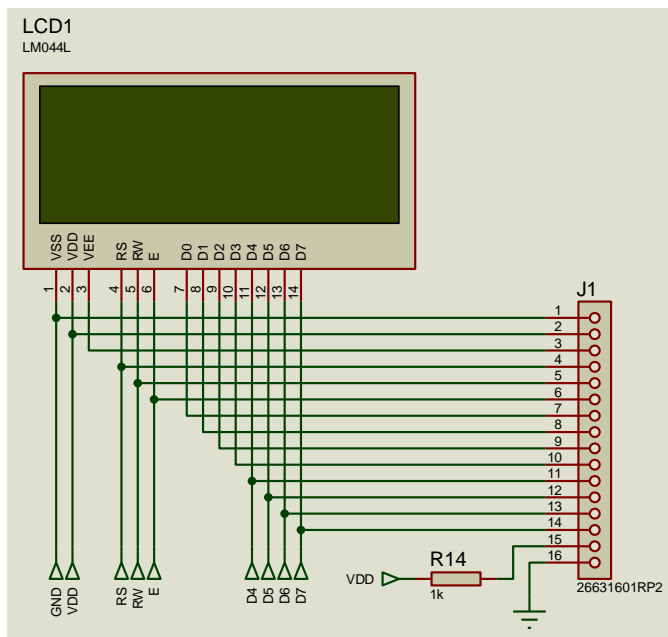
Figura C.6 – Porta USB da PCM1.



Além disso, a “PCM1” disponibiliza em uma tela LCD, Figura C.7, as grandezas medidas e processadas como: torque [N.m], rotação da turbina [rad/s], potência mecânica no eixo da turbina [W], razão cíclica [%], potência elétrica gerada e consumida [W] entre outras.

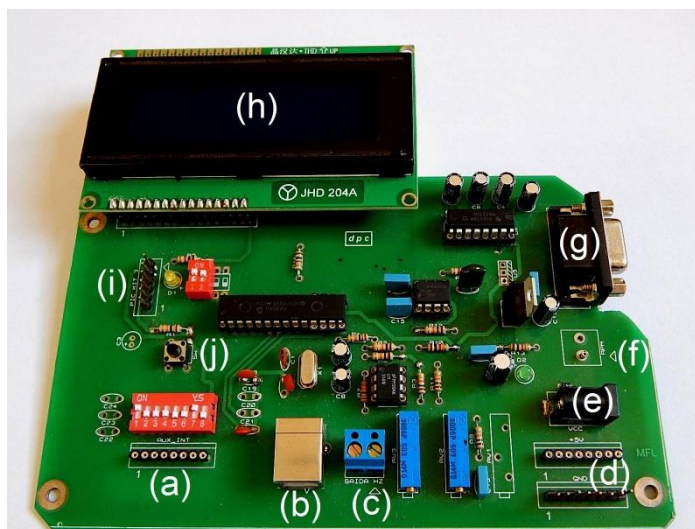


Figura C.7 – Display LCD da PCM1.



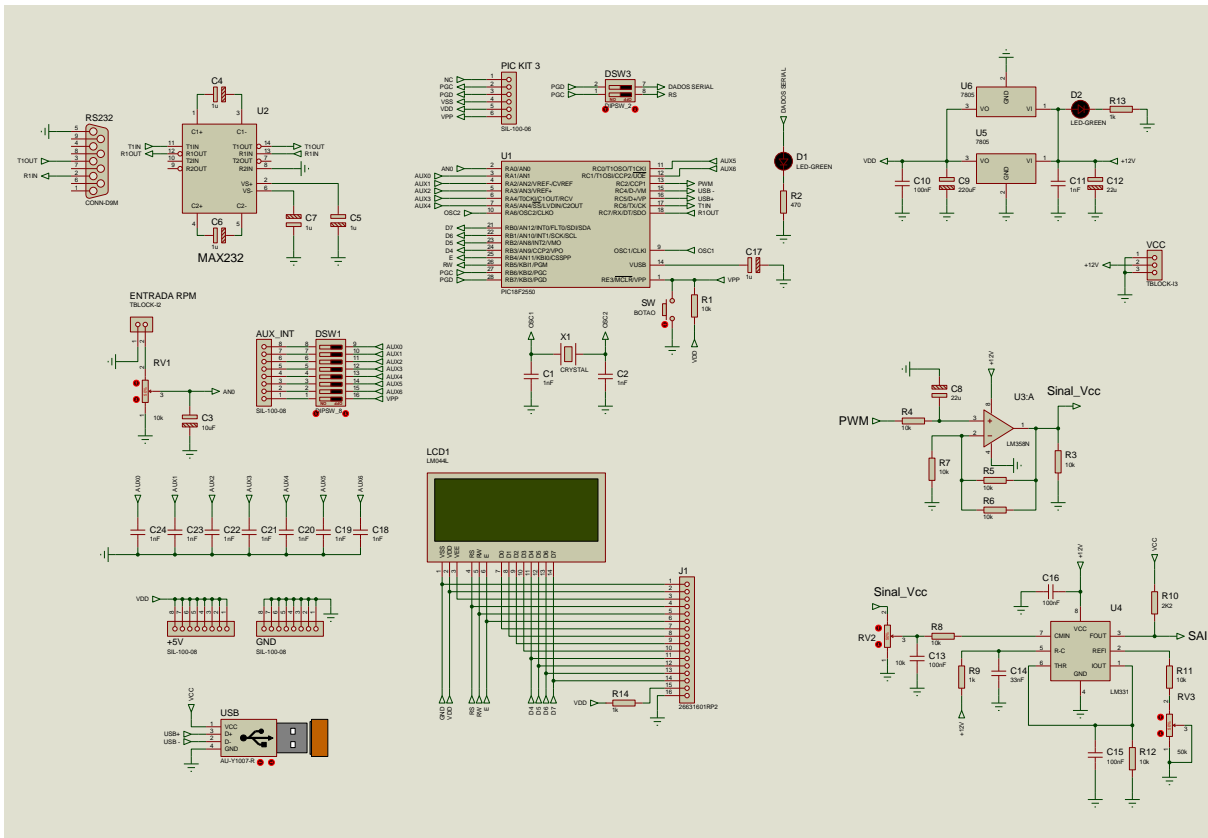
Na Figura C.8 apresenta-se a “PCM1” e no APÊNDICE D o diagrama elétrico completo incluindo as fontes de alimentação.

Figura C.8 – Foto da “PCM1”.



## APÊNDICE D – Diagrama Elétrico da “PCM1”

Figura D.1 – Circuito elétrico da Placa de Controle Magnus 1.



## APÊNDICE E – Motores Elétricos para os Cilindros

### • Motor de Indução Trifásico

O motor de indução trifásico de ¼ CV da Figura E.1 com as especificações da Tabela E.1 foi testado em bancada com a utilização de um inversor de frequência com entrada monofásica. Considerando-se uma máquina robusta, sem escovas, de fácil controle através de inversores de frequência pode ser uma alternativa para o acionamento e o controle da rotação dos cilindros da turbina Magnus.

Tabela E.1 – Motor de indução trifásico.

Descrição	Dados
Potência	¼ CV
Tensão $\Delta / \gamma$	220/380 V
Rotação Nominal	1695 RPM
Rendimento	64%
FP	0,68

O fato de os protótipos de turbinas Magnus desenvolvidos nesta tese possuírem um cubo de polímero ou alumínio aeronáutico que são materiais de baixa resistência mecânica em comparação ao aço, a utilização do motor de indução poderia trazer problemas estruturais no cubo e apesar de ter dimensões reduzidas, mas tem um peso significativo.

Figura E.1 – Motor de indução trifásico de ¼ CV.



Fonte: Jinbo, 2016.

- **Motor CC com Escovas (*Brushed*)**

Os motores CC com escovas possuem um comutador mecânico e escovas que estão sujeitos a desgastes e manutenções. Situações de sobre carga ou bloqueio do rotor podem ocasionar a queima das escovas.

O motor CC 12 V / 6 A com escovas, proveniente de parafusadeiras elétricas foi ensaiado em bacada e observou-se que para o controle de rotação necessita-se uma fonte de alimentação CC com capacidade de até 6 A e as fontes CC simples de laboratórios didáticos são de 3 A. Somente fontes CC simétricas colocando-se duas em paralelo consegue-se suprir os 6 A. O controle de rotação pela variação da alimentação CC é problemática quando se tem carga mecânica para esses pequenos motores, sem a caixa de engrenagens planetárias que os acompanha nas parafusadeiras. Sem a caixa o motor CC tem torque reduzido e apresenta dificuldades na partida para rotacionar um cilindro de PVC de 1400 mm de comprimento e 75 mm de diâmetro. Por outro lado, com a caixa planetária acoplada tem-se torque, mas a rotação fica comprometida (reduzida demais) insuficiente para a faixa desejada de pelo menos 1000 RPM para os cilindros. Este tipo de motor foi amplamente utilizado nos ensaios com cilindros avulsos do Capítulo 8 com um pinhão na ponta do eixo do motor e transmitindo para uma engrenagem maior acoplada na extremidade do cilindro ambos fabricados em bronze.

- **Motor CC sem Escovas (*Brushless*)**

Os motores *brushless* (sem escovas) são classificados em motores *brushless* CA (*BACM*) e os motores *brushless* DC (*BDCM*). Os motores *brushless* CA recebem excitação senoidal trifásica. Os motores *brushless* CC utilizam sensores de posição do rotor para que a corrente de armadura seja comutada entre as fases do motor, em um sincronismo exato com a posição do rotor. A comutação é realizada através do chaveamento de transistores o que evita manutenções constantes devido a desgastes de escovas e comutadores mecânicos. A construção dos motores *brushless* CC são similares aos motores *brushless* CA, conhecidos também como *PMSM* (*Permanent Magnet Synchronous Motor*). Os enrolamentos do estator dos motores *brushless* são similares aos motores CA polifásicos, mas o rotor é composto

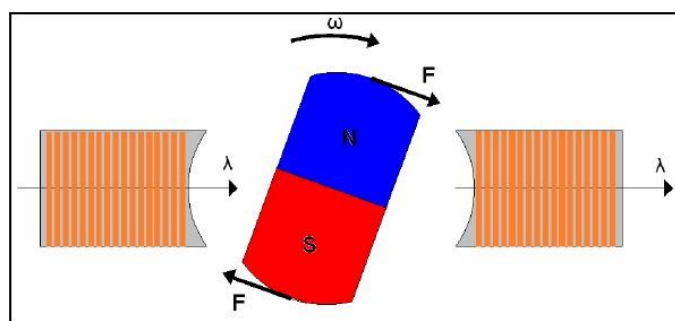
por ímãs permanentes. Os motores *brushless* CC são diferentes dos motores *brushless* CA pela necessidade de incorporar detectores de posição do rotor (ou pólos magnéticos) para gerar o sinal para o controle do chaveamento eletrônico. Geralmente utilizam-se sensores de efeito hall para detectar a posição do rotor, mas em alguns casos utilizam-se sensores óticos.

Por suas características de motores CC sem escovas, estes são utilizados em diversas aplicações tais como: sistemas de refrigeração, periféricos de computadores, veículos elétricos, servo acionamento CC em aplicações industriais, ventiladores, bombas, lavadoras, secadoras, cadeiras de rodas, carrinhos de golfe, ferramentas portáteis, engarrafamento e aplicações em processamento de alimentos (KRISHNAN, 1997).

### Princípio de Funcionamento do Motor *Brushless* DC

Apresenta-se na Figura E.2 um motor *brushless* elementar com ímã permanente no rotor e o estator com bobinas. As correntes nas bobinas do estator geram o fluxo magnético que interage com o fluxo magnético do ímã produzindo um conjugado eletromecânico que busca o alinhamento destes campos proporcionando a rotação do rotor. As correntes nas bobinas do estator mudam de sentido de forma a alternar o pólo magnético do estator e manter a rotação do ímã do rotor.

Figura E.2 – Esquema simplificado de um motor *brushless* CC



Os motores *brushless* CC geralmente possuem o estator formado por três enrolamentos, ou seja, recebem alimentação trifásica. O torque de um motor *brushless* CC é expresso por:

$$T = p \cdot D_r \cdot \ell \cdot N_e \cdot B \cdot I \quad (\text{E.1})$$

onde:

$p$  = número de pólos;

$D_r$  = diâmetro do rotor;

$\ell$  = comprimento axial do rotor;

$N_e$  = número de espiras;

$B$  = densidade de fluxo magnético no entreferro;

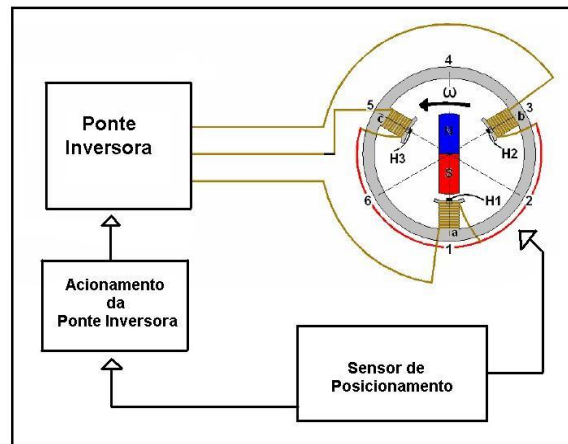
$I$  = corrente no motor.

O motor *brushless* CC varia o seu torque em função da variação da corrente, considerando-se que a maioria dos parâmetros da Equação (E.1) está relacionada com aspectos construtivos.

### Servo Acionamento CC

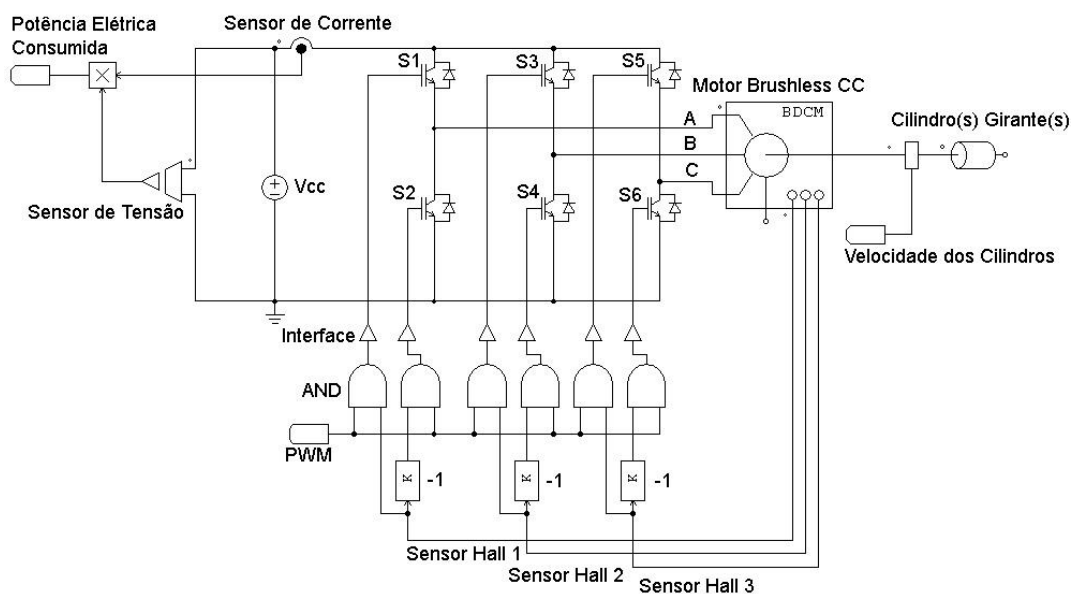
Os motores CC convencionais com conversão (ou comutação) de corrente contínua para corrente alternada é realizada pelo comutador e escovas. Esta comutação nos motores *brushless* é realizada pela correta sequência de chaveamento da ponte inversora apresentada na Figura E.3. O chaveamento aplica corrente positiva em uma bobina, corrente negativa na segunda bobina e a terceira bobina fica inativa. O sensor de posicionamento do rotor, ou seja, do ímã, geralmente utiliza um sensor de efeito hall inserido em cada uma das três bobinas detectando o campo magnético do ímã.

Figura E.3 – Comutação de motor *brushless*.



A ponte inversora CC/CA é composta por seis chaves (transistores) representados na Figura E.4 por  $S_1$  a  $S_6$ .

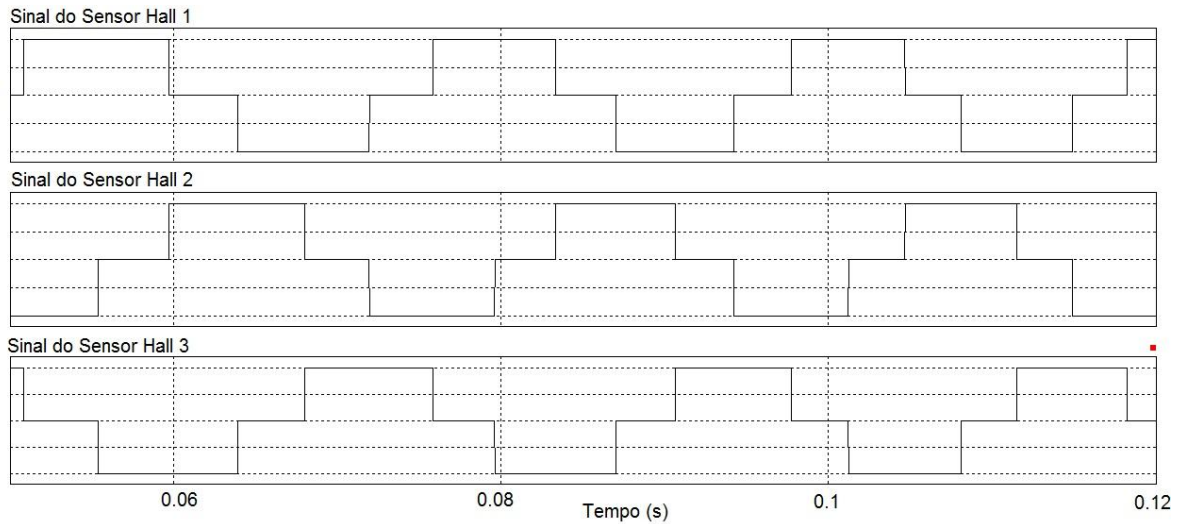
Figura E.4 – Ponte inversora trifásica CC/CA



Fonte: *PSIM*<sup>®</sup>.

Simulou-se o esquema da ponte inversora da Figura E.4 no *PSIM*<sup>®</sup> obtendo-se a Figura E.5 com as formas de ondas dos sinais provenientes dos 3 sensores de efeito *hall* que estão nas bobinas do estator do motor *brushless* CC. Estes sinais estão defasados de  $120^\circ$  e através do circuito com portas lógicas *AND* e *NOT* realiza-se as sequências de chaveamentos da ponte inversora.

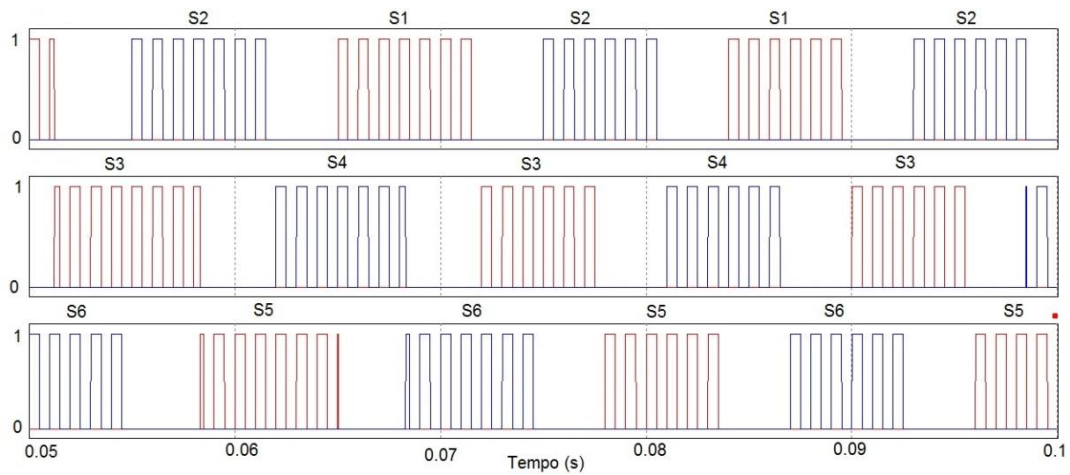
Figura E.5 – Sinais dos sensores *hall* desfasados de 120°



Fonte: *PSIM*®.

As chaves (transistores) da ponte inversora são fechadas aos pares de acordo com a Figura E.6 constituindo as seis etapas de chaveamento.

Figura E.6 – As 6 etapas de fechamento das chaves  $S_1$  a  $S_6$ .



Fonte: *PSIM*®.

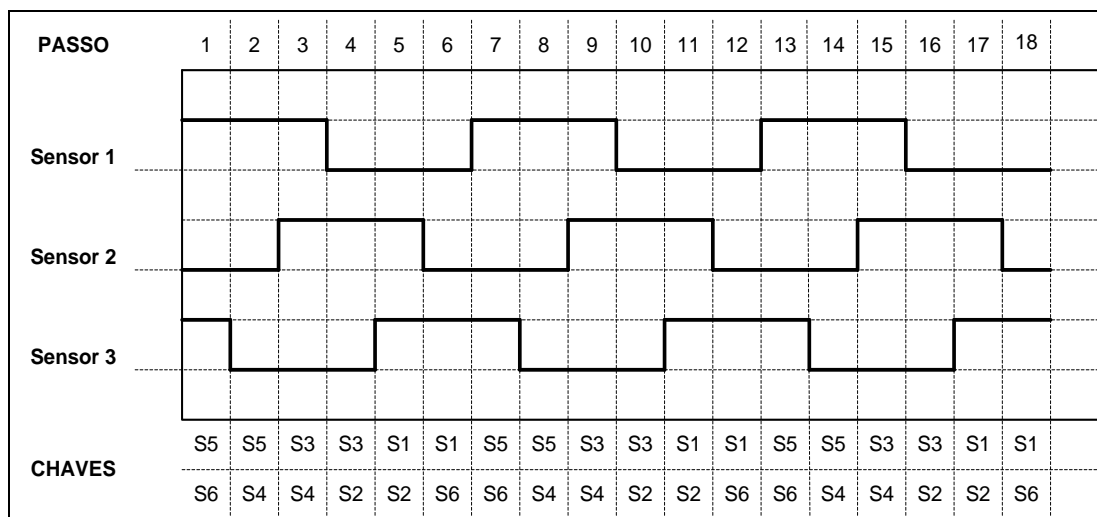


Tabela E.2 – As 6 etapas determinadas pelos níveis lógicos dos sensores.

Etapas	Sensor Hall1	Sensor Hall 2	Sensor Hall 3	Chaves	Corrente nos Enrolamentos
1	-1	0	1	S4 e S1	A→B
2	0	-1	1	S6 e S1	A→C
3	1	-1	0	S6 e S3	B→C
4	1	0	-1	S2 e S3	B→A
5	0	1	-1	S2 e S5	C→A
6	-1	1	0	S4 e S5	C→B

Os sinais provenientes dos 3 sensores de efeito hall consistem em ondas quadradas defasadas de 120° e que determinam quais pares de chaves devem-se manter fechados em cada uma das 6 etapas, conforme Figura E.7.

Figura E.7 – Níveis lógicos dos sensores Hall.



O torque e a velocidade do motor *brushless* CC podem ser controlados variando a tensão média nos terminais das bobinas. Para tal variação, utiliza-se a modulação por largura de pulso (*PWM - Pulse Width Modulation*). Com a variação da razão cíclica, a tensão média entregue às bobinas é alterada. Consequentemente a velocidade de rotação do motor também é alterada. Neste caso, emprega-se a modulação em um dos dois interruptores que estão em condução, enquanto o outro se mantém sempre em condução.

Existem os motores *brushless* CC que não necessitam de sensores de posição do rotor e são denominados de motores *brushless* CC *sensorless*. O sistema de controle *sensorless* é mais complexo se comparado ao controle com

sensoriamento *hall*, mantendo ainda um padrão de confiabilidade alto. Geralmente os sistemas *sensorless* não são utilizados em aplicações onde o torque inicial deve variar gradativamente ou onde um alto torque inicial seja necessário.

- **Motor CC *Brushless* de Aeromodelismo**

Os motores CC *brushless* de aeromodelismo tem a vantagem de não terem as escovas em relação aos motores CC de parafusadeiras. Porém são projetados para operarem em elevadas rotações para aplicações em aeromodelos e em drones radiocontrolados, possuem elevados kV (1000 RPM por 1 Volt de tensão aplicada). Não se encontram motores com kV de baixo valor tal como 100 kV (comuns são de 910 kV, 1000 kV, 1200 kV, 1450 kV, 1800 kV, 4500 kV, etc). Mesmo assim, realizou-se ensaios com o motor especificado na Tabela E.3 em bancada, considerando-se a possibilidade da fabricação e utilização de uma caixa de engrenagens para redução e adequação da velocidade. O *ESC (Electronic Speed Control)* não realiza um controle de rotação preciso, gradativo e linear. O comando no *ESC* faz a rotação subir em passos de 1000 RPM sem nenhuma precisão atingindo a faixa máxima em torno dos 16.000 RPM. Para aplicações no acionamento de um cilindro ou mesmo de todos os cilindros seria necessária a fabricação de uma caixa de redução de 1:8 para operar a rotação do(s) cilindro(s) abaixo dos 2000 RPM.

Tabela E.3 – Motor *brushless* de aeromodelismo.

Descrição	Dados
Motor Brushless - Fabricante	Turnigy
Modelo	D2822/14
Rotação / Volts	1450 rpm / volt
Potência Máxima	160 W
Alimentação Bateria 2 a 3 células	7,4 / 11,1 V
<i>ESC (Electronic Speed Control)</i>	25-30A
Bateria Lipo 3S	1 Ah

- **Motor *Brushless* CC Industrial e Servo Drive**

A comutação é o processo de conversão de corrente contínua para corrente alternada para distribuir esta corrente de forma apropriada para cada enrolamento

da armadura do motor. Nos motores CC convencionais, a comutação é realizada pelo comutador mecânico com escovas susceptíveis a desgates. Já nos motores *brushless* CC industrial a comutação é realizada através do chaveamento de transistores presentes no *servo drive*, permitindo um controle preciso.

Apresenta-se na Tabela E.4 um comparativo entre os motores CC convencionais com escovas e os motores *brushless* CC.

Tabela E.4 – Comparação entre o motor CC convencional e o *brushless*.

	Motor CC Convencional	Motor <i>Brushless</i> CC
Estrutura mecânica	Campo CC excitado	Ímãs no rotor
Características	Resposta rápida e excelente controlabilidade	Manutenção reduzida
Comutação	Contato mecânico entre escovas e comutador	Chaveamento eletrônico
Posição do rotor	Detectado pelas escovas	Sensor hall, encoder ótico, etc.
Reversão da rotação	Inversão da polaridade da tensão CC	Rearranjamento da lógica sequencial
Enrolamentos	Conexão triângulo	Conexão estrela com ponto comum

Destacam-se as seguintes vantagens dos motores *brushless* em relação aos motores CC convencionais: eliminação de faíscas entre as escovas e o comutador e com isso produzem menor aquecimento do motor e menores perdas, inércia reduzida, elevada relação de potência por volume (densidade de potência), alto rendimento, alta robustez e de reduzida manutenção, confiabilidade mais elevada, ruído reduzido, vida útil mais longa devido à ausência de desgaste das escovas, eliminação da ionização do comutador, maior facilidade na refrigeração dos enrolamentos e a redução de interferência eletromagnética. Além das vantagens citadas, o que foi determinante pela escolha do motor *brushless* industrial e *servo drive* para o acionamento e controle dos cilindros dos protótipos Mangus foi encontrar um produto comercial na faixa de valores de potência nominal [W], torque nominal [N.m] e faixa de rotação [RPM] conforme a Tabela E.5, (LEADSHINE).

Tabela E.5 – Especificações de Motores Brushless CC.

No.	Parâmetros	BLM57025	BLM57050	BLM57090	BLM57130	BLM57180	57BL180
1	Tensão Nominal (VDC)	24	24	36	36	36	36
2	Potência Nominal (W)	25	50	90	130	180	180
3	Torque Nominal (N.m)	0,08	0,16	0,29	0,41	0,57	0,43
4	Torque de Pico (N.m)	0,24	0,48	0,87	1,23	1,71	1,27
5	Rotação Nominal (RPM)	3000	3000	3000	3000	3000	4000
6	Corrente Nominal (A)	1,6	3	3,45	5,3	6,7	7
7	Corrente de Pico (A)	4,8	9	10,35	15,9	20	20,5
8	Const.Torque (N.m/A)	0,05	0,053	0,084	0,078	0,085	0,063
9	Back EMF Const (V/RPM)	5,2	5,55	8,8	8,2	8,9	6,6
10	Resistência (Ohms)	1,73	0,88	1,35	0,63	0,9	0,35
11	Indutância (mH)	3,36	2,2	4,1	2,17	2	1
12	Inertia ( $\text{Kgm}^3 \times 10^4$ )	30	75	119	173	230	230
13	Motor Length L (mm)	70	80	100	120	140	140
14	Mass (Kg)	0,25	0,5	0,75	1	1,25	1,25

Fonte: Leadshine.

Os protótipos Magnus dessa tese utilizaram o modelo BLM57180 que possui uma característica importante, pois apresenta uma curva de torque de carga dentro da faixa de operação, conforme se observa na Figura E.8. O controle e o acionamento do motor *brushless* foi realizado através do servo drive ACS606, cujas especificações estão na Tabela E.6. Necessitou-se a utilização de uma fonte de alimentação CC 24 V/15 A para fornecer a corrente demanda pelo ACS606.

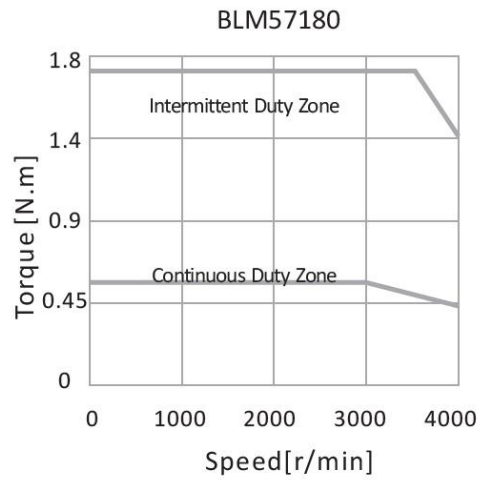
Figura E.8 – Curva de torque de carga do motor *Brushless* BLM57180.

Tabela E.6 – Especificações Servo Drive ACS606.

No.	Parâmetro	Mín.	Típico	Máx.	Unidade
1	Corrente de pico de saída	0	-	15	A
2	Corrente contínuo de saída	0	-	6	A
3	Tensão de alimentação	+18	-	+60	Vcc
4	Corrente de sinais lógicos	7	10	16	mA
5	Sinal de entrada de controle	0	-	200	kHz
6	Precisão na rotação	-	+/- 2 RPM	-	-
7	Precisão na posição	-	+/- 1 contagem	-	-

Fonte: Leadshine.

## APÊNDICE F – Algoritmo *Hill Climbing*

### • Algoritmo Hill Climbing

O uso de algoritmos de rastreamentos locais em curvas de funções é apropriado para os problemas em que o estado da solução é o que interessa e não o custo do caminho para atingí-lo.

Na curva da Figura F.1 o algoritmo de busca local pode rastrear um ponto de mínimo ou de máximo global de acordo com o objetivo da função que representa. O objetivo neste caso é a busca do ponto máximo global. O algoritmo de rastreamento (*HC*) *Hill Climbing* busca um novo estado atual ascendendo na curva, a partir do “Estado atual” como apresentado pela seta na Figura F.1.

Figura F.1 – Algoritmo de busca local.



Fonte: Russel, 2010.

O *HC* é uma técnica de otimização matemática para rastreamento de um ponto máximo local de uma curva, amplamente utilizado em inteligência artificial em ciência da computação, Figura F.2 (RUSSEL; NORVIG, 2010).

Trata-se simplesmente de um laço que se move continuamente no sentido de aumentar o valor, isto é, subida. O algoritmo não mantém uma árvore de busca, por isso a estrutura de dados para o nó atual só precisa registrar o estado e o valor da função objetivo. Subidas são realizadas sem olhar em frente para além dos vizinhos imediatos do estado atual. Isto se assemelha a tentar encontrar o topo do Monte Everest em uma névoa espessa, enquanto que sofrem de amnésia. Os algoritmos

*Hill Climbing* geralmente escolhem aleatoriamente entre o conjunto de melhores sucessores, se houver mais do que um.

Figura F.2 – Função *Hill Climbing*.

<p>Função <b>HILL-CLIMBING</b> (retorna valor atual de local máximo)</p> <p><b>Faça</b></p> <p style="padding-left: 2em;"><b>Se</b> <i>valor vizinho &lt; valor atual</i></p> <p style="padding-left: 4em;"><b>Retorna</b> <i>valor atual</i></p> <p><b>senão</b></p> <p style="padding-left: 2em;"><i>valor atual = valor vizinho</i></p> <p style="padding-left: 2em;"><b>Retorna</b> <i>valor atual</i></p>
--

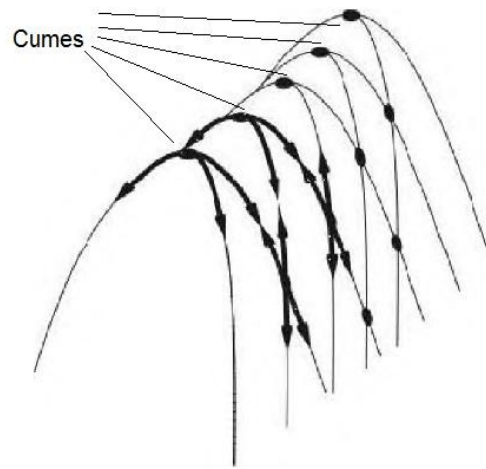
Fonte: Russel, 2010.

O algoritmo *HC* às vezes é chamado de **greedy local search** (busca ávida local), porque ele pega um estado vizinho sem pensar no futuro sobre para onde deve ir em seguida. Os algoritmos “ávidos” geralmente funcionam muito bem para seu propósito. O *HC* frequentemente executa um rápido progresso em direção a uma solução, pois geralmente é bastante fácil de melhorar um estado ruim.

O *HC* às vezes atinge determinados pontos na curva que ele não consegue mais progredir e estes podem não ser o ponto de máximo global, por isso trata-se de um algoritmo de busca local. Portanto, em determinadas situações onde não se tem idéia de como se comporta na suavidade de tendência da curva, ele é falho, “emperra”, não funciona. Estes pontos são indentificados como:

- Máximo local: este ponto é maior em sua vizinhança, mas é menor que o máximo global. O algoritmo vai buscando o máximo local até o pico local, depois fica emperrado neste ponto sem saída.
- Cumes: são pontos de locais máximos que dificultam a navegação do algoritmo, Figura F.3;
- Regiões Planas: na Figura F.1 pode observar duas regiões. O “ombro” e o “plano” que são locais máximos. O algoritmo se perde nestas regiões, ficando presas nelas.

Figura F.3 – Cumes da função.



Fonte: Russel, 2010.

Existem muitas variantes do *Hill Climbing* como: *HC Steepest Ascent* (Ascensão rápida), *Stochastic HC*, *Random-Restart HC* e *First-Choice HC* (RUSSEL; NORVIG, 2010). O *Stochastic HC* escolhe aleatoriamente entre as subidas, provavelmente a seleção pode variar com a declividade da subida. Esse *HC* converge mais lentamente do que o *HC Steepest Ascent*, mas em algumas curvas de função pode ser a melhor solução. *First-Choice HC* implementa o *Stochastic HC* buscando sucessores aleatoriamente até alcançar o que é o melhor estado atual. Esta é uma boa estratégia quando o estado atual tem muitos sucessores (milhares).

Os algoritmos *HC* descritos anteriormente são incompletos, pois frequentemente falham para encontrar o alvo, quando este existe, porque ele pode emperrar no “local máximo”. O *Random-Restart HC* resume-se no provérbio popular “se na primeira tentativa você não obteve êxito, tente, e tente novamente”. Isso conduz a uma série de buscas *HC* a partir do estado inicial gerado aleatoriamente, até atingir o alvo.

O sucesso do *HC* depende muito do perfil da curva da função: se houver poucos arcos de local máximo e planos, o *Random-Restart HC* pode ser uma boa solução apesar de sua lentidão na busca.

Em problemas da engenharia elétrica como o esforço requerido ou benefícios desejados em alguma situação prática pode ser expresso com uma função de determinada variável de decisão. O objetivo ou função custo e otimização são

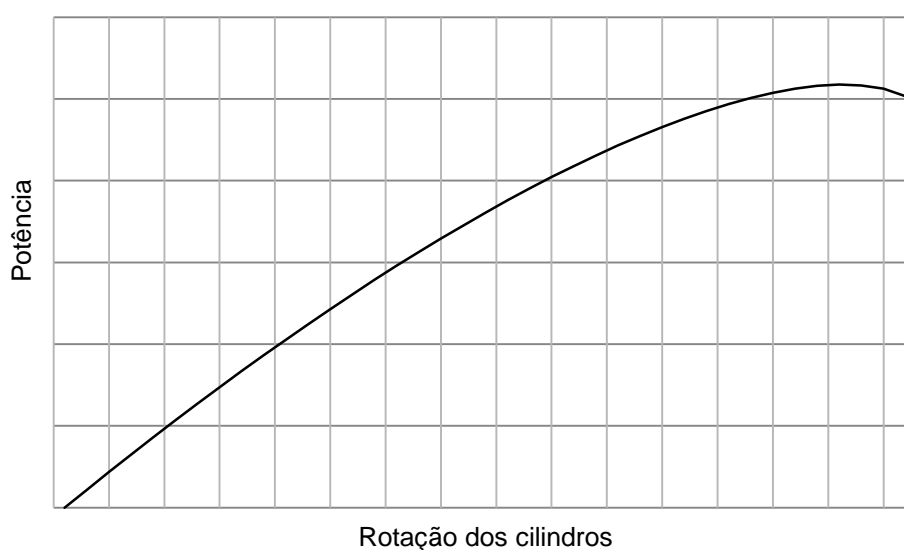


definidos como um processo de encontrar as condições que geram o máximo (ou o mínimo) valor de tal função.

Na Figura F.4 apresenta-se uma curva típica de problemas de otimização, onde existe somente um máximo local que é o próprio máximo global. O eixo Y poderia representar uma variável (ou grandeza) física como: potência (mecânica ou elétrica), força, velocidade, tensão, corrente, resistência entre outras dependentes da variável do eixo X. O eixo X também poderia representar outra variável física cujo valor apropriado se rastreie, ou seja, aquele valor de X que proporcione um valor máximo da variável do eixo Y.

Exemplificando-se o processo de rastreamento do ponto máximo da curva através das variáveis que constam na Figura F.4, observa-se que o eixo X representa a variável “Rotação dos cilindros” que proporciona o efeito Magnus e consequentemente o torque no eixo da turbina. Lembrando que a potência máxima no caso das turbinas Magnus é dependente de uma outra variável simultaneamente, a “Rotação da turbina”. Para ilustrar o algoritmo, considera-se a rotação ótima da turbina no ponto máximo da curva da Figura F.4. Inicialmente tem-se um aumento no valor da variável do eixo Y “Potência” com o aumento da rotação dos cilindros. Dando-se continuidade no aumento da “Rotação dos cilindros” a “Potência” alcançará um valor máximo. A partir deste ponto, um incremento da rotação provoca ainda mais diminuição da potência.

Figura F.4 – Função objetivo para otimização da potência.



Fonte: Jinbo, 2016.

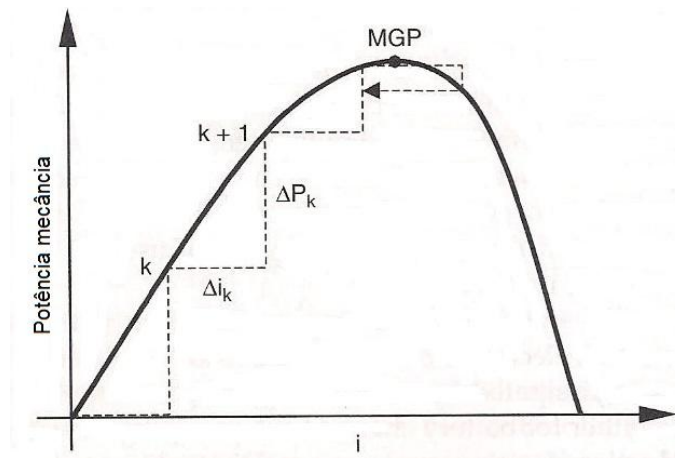
Há uma rotação dos cilindros ótimo que corresponde a um máximo na “Potência”. Se a última mudança na variável de entrada  $X$  causou na variável de saída  $Y$  um incremento, mantenha-se movendo a variável de entrada  $X$  na mesma direção, se causou uma queda na saída, mude a direção. Isto sintetiza a idéia essencial do algoritmo *HC*.

O rastreamento do ponto máximo de uma função parece trivial, mas não é, pois este ponto máximo pode mudar com as variações de parâmetros como: temperatura, densidade, impedância, velocidade do vento, não linearidades como atrasos e dependência cruzada entre variáveis de entrada e saída. A forma habitual de lidar com tantas interdependências seria através da utilização de sensores para melhorar a robustez dos parâmetros, preparação analítica e experimental de tabelas de buscas, e desacoplamento matemático com alimentação avante.

Nas Figura F.5 à Figura F.11 apresentam-se variantes do algoritmo *Hill Climbing Control* onde a variável do eixo  $Y$  “potência mecânica” é dependente conforme a curva da variável do eixo  $X$  “corrente elétrica”. A “potência mecânica” é medida a cada novo incremento (ou decremento) da “corrente elétrica”  $\Delta i$  e observa-se o aumento (ou diminuição) da “potência mecânica”  $\Delta P$ . Se  $\Delta P$  for positivo devido ao último incremento de  $+\Delta i$  na “corrente elétrica”, a busca pelo *MGP* (*Maximum Generated Power*) deve continuar na mesma direção. Por outro lado, se um incremento na “corrente elétrica” de  $+\Delta i$  causar uma diminuição na “potência mecânica” de  $-\Delta P$  (negativo), a direção da busca deve ser invertida.

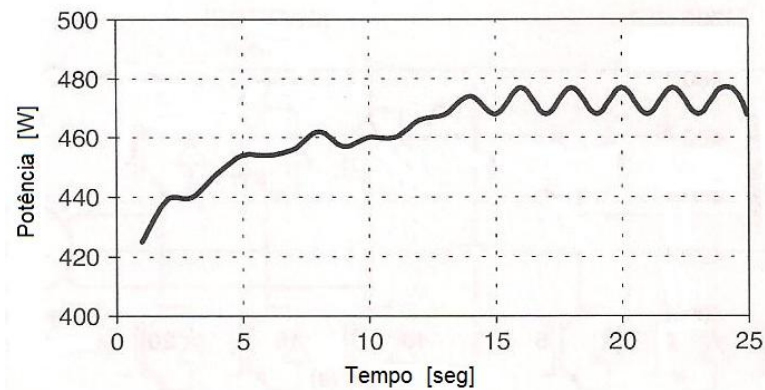
Na Figura F.5 apresenta-se o *HCC* cujo passo de rastreamento é fixo, ou seja,  $\Delta i$  fixo. O inconveniente é a oscilação em torno do ponto máximo *MGP* se mantém, portanto, da potência conforme a Figura F.6.

Figura F.5 – Rastreamento *HCC* de Passo Fixo.



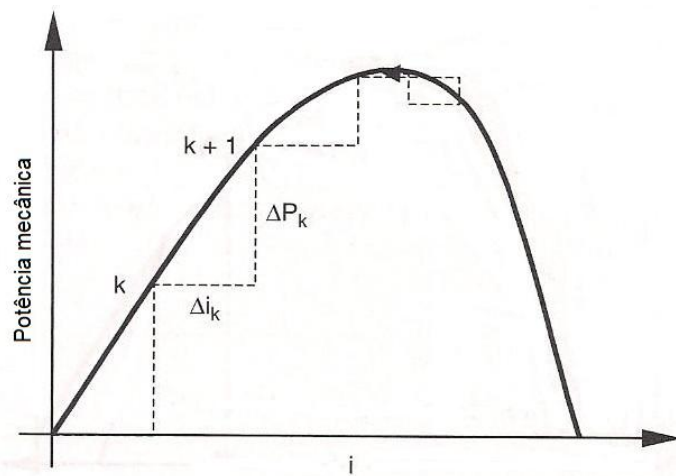
Fonte: Farret e Simões, 2004.

Figura F.6 – Comportamento da potência no *HCC* de Passo Fixo.

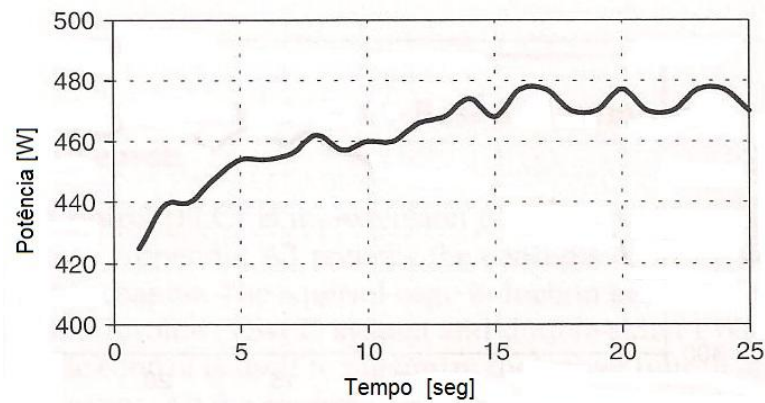


Fonte: Farret e Simões, 2004.

Na Figura F.7 é ilustrado o *HCC* denominado de passo dividido, cuja característica é minimizar as oscilações em torno do ponto máximo *MGP*. Após a “potência mecânica” atingir um determinado valor que no passo seguinte,  $\Delta P$  muda de sinal, e inicia-se a divisão do passo  $\Delta i/2$ . As oscilações serão reduzidas após um determinado número de iterações. Na Figura F.8 apresenta-se a curva da potência com as oscilações em torno do valor máximo.

Figura F.7 – Rastreamento *HCC* de Passo Dividido.

Fonte: Farret e Simões, 2004.

Figura F.8 – Comportamento da potência no *HCC* de Passo Dividido.

Fonte: Farret e Simões, 2004.

No *HCC* de passo dividido a “corrente elétrica” é alterada a cada passo em uma quantidade expressa pela Equação (F.1) e toda vez que atingir o *MGP* o passo é dividido conforme Equação (F.2).

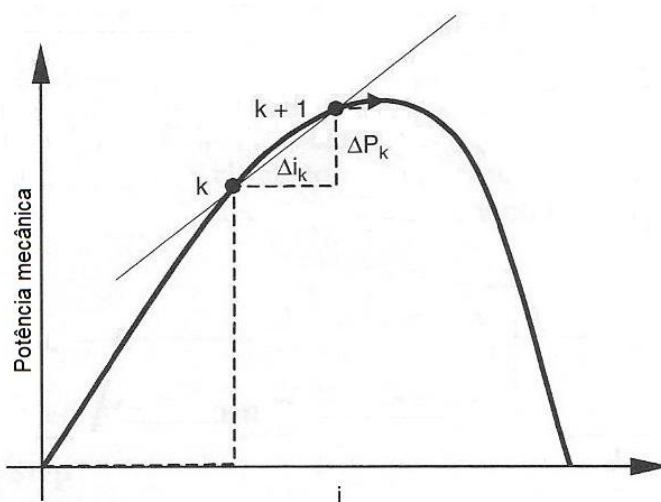
$$i_{k+1} = i_k + \Delta i_{k+1} \quad (\text{F.1})$$

$$\Delta i_{\text{MGP}} = \frac{\Delta i_k}{2} \quad (\text{F.2})$$

As variações na fonte primária de energia ou na carga do sistema faz com que o passo retorne ao valor original e com isso volta os inconvenientes como as oscilações na variável de saída.

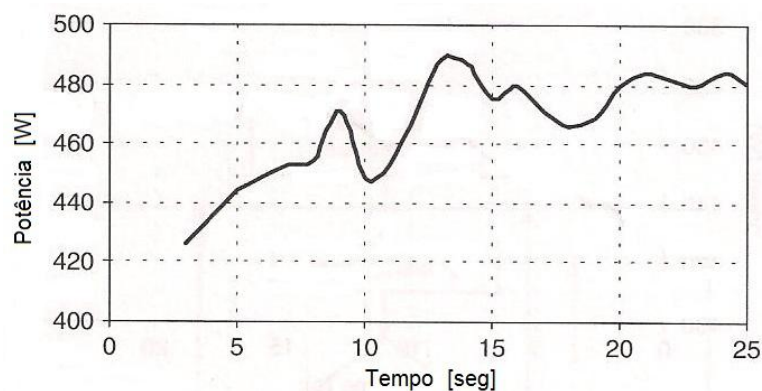
Na Figura F.9 apresenta-se o HCC com passo adaptativo que é baseado em um fator de aceleração, Equação (F.3), obtida da tangente da curva “potência mecânica” versus “corrente elétrica” em um determinado ponto. Esta tangente une os pontos  $k$  e  $k+1$ . Na Figura F.10 apresenta-se a curva da potência com passo adaptativo.

Figura F.9 – Rastreamento HCC de Passo Adaptativo.



Fonte: Farret e Simões, 2004.

Figura F.10 – Comportamento da potência no HCC de “Passo Adaptativo”.



Fonte: Farret e Simões, 2004.

O ângulo de inclinação da tangente à curva da Figura F.9 irá tender ao valor zero, bem como a tangente a este ângulo que é o fator de aceleração, à medida que se aproxima do ponto máximo da curva. Portanto, o fator de aceleração tendendo a

zero, as variações da corrente tende a zero. A Equação (F.3) representa esta corrente elétrica:

$$i_{k+1} = i_k + k_{a,k+1} \cdot \Delta i \quad (\text{F.3})$$

$$k_{a,k+1} = \frac{\Delta P_{k+1}}{\Delta i_{k+1}} \quad (\text{F.4})$$

Na Figura F.11 apresenta-se o *HCC* com  $\Delta i$  de “Passo Exponencial” com intervalo de aproximação representado pela variável  $\xi$ .

$$f_i = 1 - \zeta_i = 1 - e^{-k \cdot i} \quad \text{para } i = 1, 2, 3, \dots, n \quad (\text{F.5})$$

Para a primeira iteração ( $i = 1$ ) dada a corrente incremental inicial como:

$$f_1 = 1 - e^{-k} = W_0 \quad (\text{F.6})$$

De onde é possível obter:

$$k = -\ln(1 - W_0) \quad (\text{F.7})$$

Passo genérico da corrente elétrica é dado por:

$$\Delta i = f_i - f_{i-1} = (1 - e^{-k \cdot i}) - [1 - e^{-k \cdot (i-1)}] = e^{-k \cdot i} (e^k - 1) \quad (\text{F.8})$$

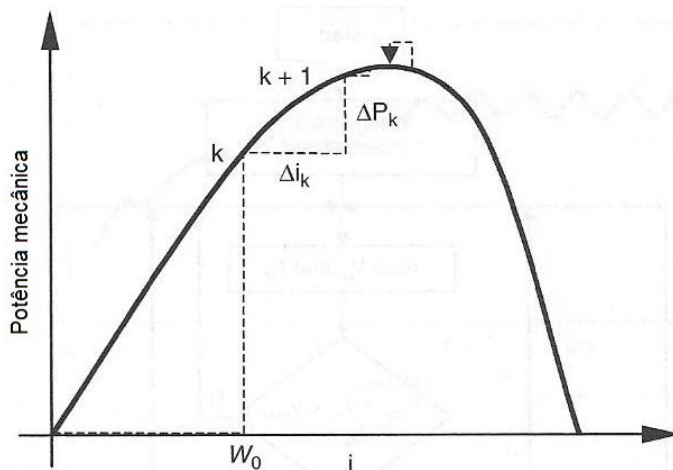
Por definição de  $\xi_i$ , para  $i=n$  é possível determinar que:

$$n = -\frac{1}{k} \cdot \ln(\zeta_n) \quad (\text{F.9})$$

O rastreamento do ponto máximo com passo exponencial é tem uma rápida resposta transitória e uma aproximação suave. Para implementação do método é

necessário determinar o incremento inicial  $W_0$  e o intervalo de aproximação  $\xi$  que determina o número de variações incrementais  $n$  e  $W_0$  que determina a constante  $k$ .

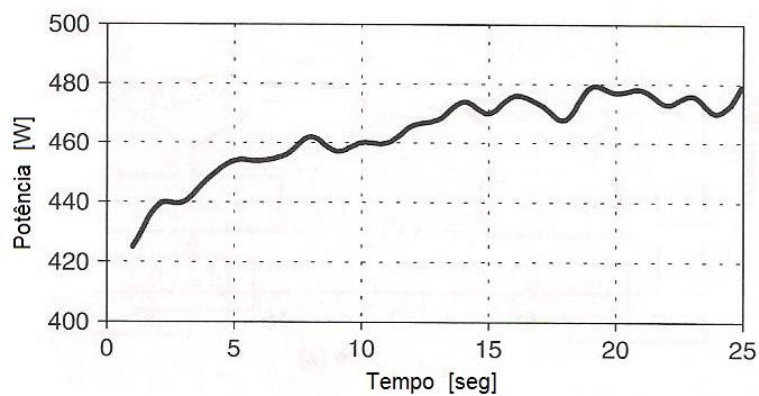
Figura F.11 – Rastreamento *HCC* de Passo Exponencial.



Fonte: Farret e Simões, 2004.

Na Figura F.12 apresenta-se a curva da potência com passo exponencial.

Figura F.12 – Comportamento da potência no *HCC* de Passo Exponencial.



Fonte: Farret e Simões, 2004.

APÊNDICE G – Códigos dos *HCC* Cilindros e *Boost*  
Simulações da Configurações 1 e 2

<pre>// ***** // MARO JINBO // ALGORITMO HCC Passo Fixo – MPPT Cilindros // Data: Nov/2016 // *****  //variáveis devem ser estáticas - caso contrário zeram a //cada scan static float vmedido, imedido, p, p_, deltap, v, v_; static float deltav, dv0, dvs, dvd;  dv0=0.001; //potencia liquida negativa dvs=0.000008; //subida dvd=0.000003; //descida  vmedido=x1; imedido=x2; p=vmedido*imedido; deltap=p-p_; deltav=v-v_;  //Se potência líquida negativa if ((p&lt;=0) &amp;&amp; (p_&lt;=0)) { v+=dv0; //subida }  if ((p&gt;0) &amp;&amp; (p_&gt;0)) { //Inicio - Se delpap diferente de 0 if (deltap!=0) { if (deltav&gt;=0) { if (deltap&gt;0) { v+=dvs; //subida } else { v-=dvd; //descida } } }  if (deltav&lt;0) { if (deltap&gt;0) { v-=dvs; } else { v+=dvd; } } }  //Fim - Se delpap diferente de 0 }</pre>	<pre>// ***** // MARO JINBO // Algoritmo HCC Passo Fixo – MPPT Boost // Data: Nov/2016 // *****  //variáveis devem ser estáticas - caso contrário zeram a //cada scan static float vmedido, imedido, p, p_, deltap, v, v_; static float deltav, dvs, dvd;  dvs=0.000009; // Passo de subida dvd=0.000003; // Passo de descida  vmedido=x1; imedido=x2; p= vmedido*imedido; deltap=p-p_; deltav=v-v_;  //Inicio - Se delpap diferente de 0 if (deltap!=0) { if (deltav&gt;=0) { if (deltap&gt;0) { v+=dvs; //subida } else { v-=dvd; //descida } }  if (deltav&lt;0) { if (deltap&gt;0) { v-=dvs; } else { v+=dvd; } } }  //Fim - Se delpap diferente de 0  if (v&gt;0.8) { v=0.8; }  if (v&lt;0) { v=0; } }</pre>
---	---



<pre>if (v&gt;=0.9)     {         v=0.9;     } if (v&lt;=0)     {         v=0;     }  p_=p; v_=v;  // coloca na saída do bloco a tensão de referência PWM y1=v;</pre>	<pre>v_=v; p_=p;  // coloca na saída do bloco a tensão de referência do //PWM y1=v;</pre>
---	---

## APÊNDICE H – Código do MPPT do Protótipo Boost

<pre>// Autores: Maro Jinbo e Arthur da Rosa // BIBLIOTECAS #include &lt;LiquidCrystal.h&gt; LiquidCrystal lcd(13, 12, 11, 10, 9, 8);// Seta os pinos //Var. filtro // VARIÁVEIS DA MÉDIA MÓVEL int filtrado = 0; int n = 10;  // VETORES int corrente[10]; // +Recente = 0            // +Antigo = n-1 int tensao[10]; // +Recente = 0            // +Antigo = n-1  //Var. sistema e MPPT  // VARIÁVEIS DO SISTEMA float i=0; float v=0; float pot=0; float i_=0; float v_=0; float pot_=0; float delta_i=0; float delta_v=0; float delta_pot=0; int pwm = 3; int duty=0; int deltaD = 12;  float potencia[2]; float razao[2];  //SENSORES int sensorV = A0; // SENSOR DE TENSÃO int sensorI = A1; // SENSOR DE CORRENTE  //TIMERS unsigned long tempoDecorrido=0; unsigned long tempoAtual1=0; unsigned long tempoAtual2=0; unsigned long tempoLeitura = 150; //Inicialmente 250 unsigned long tempoMPPT = 5000; //Inicialmente 2500</pre>	<pre>void setup() { TCCR2B = TCCR2B &amp; 0b11111000   0X01; // PWM porta 3 e 11 setado em 32,25KHz – // Na prática 31,4KHz lcd.begin(16, 2);//inicia o lcd com as colunas e as linhas lcd.clear();    lcd.setCursor(0,0);   lcd.print("V:");   lcd.setCursor(0,1);   lcd.print("I:");   lcd.setCursor(7,0);   lcd.print("P:");   lcd.setCursor(9,1);   lcd.print("D:");  pinMode(sensorV, INPUT); // TENSÃO pinMode(sensorI, INPUT); // CORRENTE pinMode(pwm, OUTPUT); // PWM duty = 19; analogWrite(pwm,duty);  for(int i = 0; i&lt;10; i++){   corrente[i]=0;   tensao[i]=0;   potencia[0]=0;   potencia[1]=0;   razao[0]=0;   razao[1]=0; } }  void loop() {   tempoDecorrido = millis();   analogWrite(pwm,duty);   if(((tempoDecorrido-tempoAtual1)&gt;tempoLeitura))   {     tempoAtual1=tempoDecorrido;     //FUNCAO MEDIA MOVEL     i = mediaMov(corrente,sensorI);       //lcd.setCursor(2,1);       //lcd.print(i,2);     i = (514-i);     if(i&lt;0){i=0;};     v = mediaMov(tensao,sensorV);       //lcd.setCursor(2,0);       //lcd.print(v,1);     if(v&lt;0){v=0;};     pot=(v*i)/100;</pre>
--	--



```
lcd.setCursor(14,0);
  lcd.print("A+");
}else if((dP>0) && (dV<0)){
  duty = duty-deltaD;
  lcd.setCursor(14,0);
  lcd.print("A-");
}else if((dP<0) && (dV>0)){
  duty = duty-deltaD;
  lcd.setCursor(14,0);
  lcd.print("B+");
}else if((dP<0) && (dV<0)){
  duty = duty+deltaD;
  lcd.setCursor(14,0);
  lcd.print("B-");
}else{
  duty = duty;
  lcd.setCursor(14,0);
  lcd.print("XX");
}

if(duty>255){
  duty=255;
}else if(duty<0){
  duty=0;
}

v_ = v;
i_ = i;
pot_ = pot;
analogWrite(pwm,duty);
delay(250);
}
// FIM
```

## APÊNDICE I – Gerador Síncrono de Ímãs Permanentes

### • Gerador Síncrono de Ímãs Permanentes

Nesta tese foi escolhido o gerador de ímãs permanentes *PMSG* (*permanent magnet synchronous generator*) pelo fato do rotor não necessitar excitação externa como as máquinas síncronas convencionais, os geradores de indução e os geradores de indução duplamente alimentados. Portanto, a excitação é intrínseca através de seus ímãs permanentes facilitando a sua utilização. A grande evolução das máquinas elétricas rotativas, motores e geradores com excitação baseada em ímãs permanentes, foi devido ao surgimento de ligas com elementos do grupo Terras Raras, em destaque o Neodímio, que compõe a liga de Neodímio-Ferro-Boro ( $\text{Nd}_2\text{Fe}_{14}\text{B}$ ). Este surgiu em 1983 e apresenta características magnéticas excelentes. Esta liga é a mais utilizada em máquinas elétricas rotativas devido à grande densidade de fluxo que possui.

A rotação do conjunto turbina Magnus e gerador *PMSG* é controlada pelo conversor estático conectado em sua saída, que no presente caso, é um retificador trifásico a diodos e um *boost*.

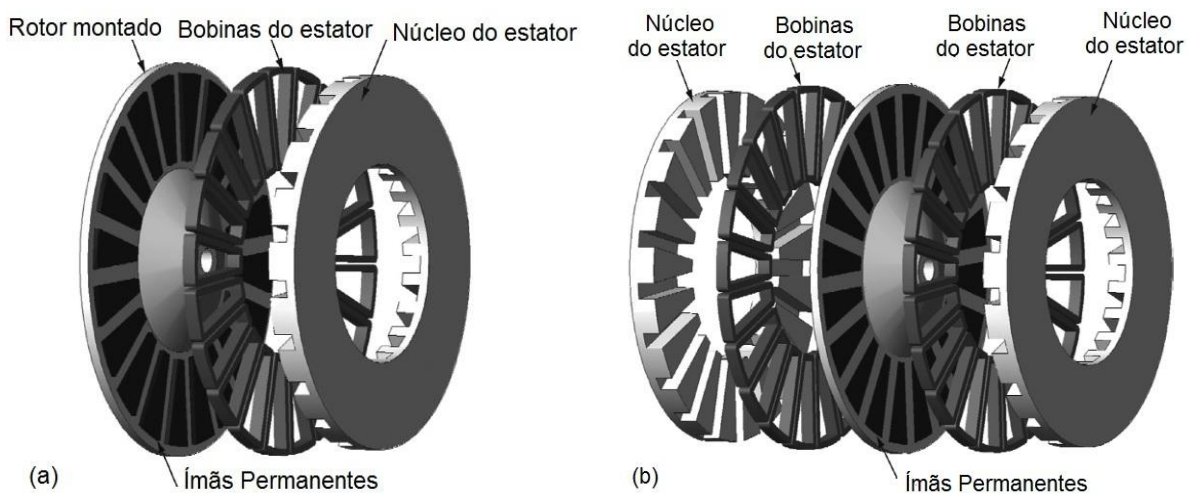
O rotor da turbina Magnus tem a característica de operar em baixas rotações, menos de 100 RPM para a turbina de 11 m de diâmetro da Mecaro. Realizou-se uma exaustiva pesquisa entre os fabricantes de *PMSG* que operam em baixas rotações, mas com potência nominal até 1 kW. Constatou-se que existem fabricantes como ABB (Asea Brown Boveri) que fabricam geradores *PMSG* com estas características conhecidos como *direct drive generator* (geradores de acionamento direto sem caixas de engrenagens) que operam em rotações de até 30 RPM, porém para faixas de MW e devido ao elevado número de pólos possuem um diâmetro maior.

Considerando-se a dificuldade de se encontrar um *PMSG* na faixa de 1 kW, mas que opere em baixa rotações, com elevado número de pólos, ensaiou-se dois geradores em bancada no laboratório. Construiu-se engrenagens objetivando o acoplamento no “Protótipo 2”. Estes geradores são de fabricação americana denominados de *Better Wind* e o outro *Wind Baron*.

### • Máquina Síncrona e Máquina CC sem Escovas de Ímãs Permanentes

As máquinas síncronas de ímãs permanentes (*Permanent Magnet Synchronous Machine - PMSM*) são classificadas pela forma de onda da sua força eletro-motriz *emf*, se é senoidal ou trapezoidal. As máquinas com formas de ondas senoidais são conhecidas como *PMSM* e as máquinas com formas de ondas trapezoidais são chamadas de *PM (Permanet Magnet) DC Brushless Machine*. As *PMSM* são construídas em duas topologias básicas, as de fluxo magnético radial e as de fluxo magnético axial. A construção da máquina com fluxo radial permite acomodar um maior número de ímãs, pólos e assim podem operar em baixas rotações. As máquinas de fluxo axial ou máquinas panquecas no linguajar industrial apresentam o rotor e estator em forma de disco, com um estator e um rotor, ou dois estatores e um rotor, conforme Figura I.1. Cada uma destas máquinas pode ser considerada como uma pilha e podem ser montadas em múltiplas pilhas aumentando-se a potência. O núcleo do estator é laminado na direção radial em anéis concêntricos com espessura constante e com formato de faces dentadas com a área da face do entreferro aumentando na direção radial, Figura I.1. Esse tipo de arrajo mantém o fluxo radial constante em um mesmo dente do núcleo.

Figura I.1 – Máquina de ímãs permanentes de fluxo axial:  
(a) um estator e um rotor (b) dois estatores e um rotor.



Fonte: Krishnan, 2010.

As máquinas com apenas um estator e o rotor são desvantajosas, pois existem as forças resultantes de atração entre os ímãs do rotor e o núcleo do estator de forma unidirecional. Já as máquinas com dois estatores e o rotor apresentam um equilíbrio dessas forças e uma maior densidade de fluxo. Um estator e um rotor implicam na necessidade do rotor possuir núcleo magnético para o retorno do fluxo enquanto a máquina de duplo estator não necessita do núcleo de retorno no rotor.

- **Comparativo entre Máquinas de Fluxo Axial e Radial**

As máquinas de fluxo radial são inquestionavelmente superiores na simplicidade de fabricação e montagem. Porém, as máquinas de fluxo axial apresentam vantagens em relação às máquinas de fluxo radial.

Um comparativo entre quatro máquinas de fluxo axial e uma máquina de fluxo radial é apresentado por Krishnan (2010, p.117). Todas as máquinas possuem força eletromotriz induzida trapezoidal para operar como *motor brushless DC*. Segue uma síntese deste comparativo.

- Vantagens Dimensionais: pode-se constatar a vantagem na redução do comprimento das máquinas de fluxo axial em relação à máquina de fluxo radial. Isso significa redução do volume ativo, peso e perdas no ferro.
- Peso dos Ímãs: uma importante consideração no projeto das máquinas é minimizar o peso dos ímãs permanentes, cuja vantagem é das máquinas de fluxo radial e das máquinas de fluxo axial com um simples entreferro.
- Perdas: quanto à combinação de perdas resistivas e no ferro versus potência de saída não há diferenças significativas entre máquinas de fluxo radial e axial exceto as das máquinas sem ranhuras com seus perfis de perdas.
- Torque por unidade de momento de inércia: indica a capacidade de aceleração da máquina e com isso a capacidade de resposta rápida ao comando. Neste quesito as máquinas de fluxo axial são superiores em relação às máquinas de fluxo radial.
- Potência por unidade de volume ativo: volume ativo consiste no volume dos ímãs, nas lâminas do circuito magnético do estator e do rotor e os enrolamentos. Predomínio das máquinas de fluxo axial.

- Potência por unidade de peso ativo: peso ativo consiste no peso do cobre dos condutores das bobinas do estator e do ferro do circuito magnético. Para motores com potências mais elevadas as máquinas de fluxo axial levam uma vantagem de 20 a 25%. Em determinadas aplicações críticas como aeroespacial pode fazer a diferença.
- **Geradores *PMSG* dos Sistemas Eólicos Propostos**

### **Bancada de Ensaio de Geradores *PMSG***

Para realizar os ensaios com os *PMSG*, uma bancada foi constituída conforme Figura I.2. Ao centro um motor de indução trifásico de 3 CV (380V/660V) que possui duas pontas de eixo (diâmetros de 20 e 28 mm) para possibilitar o acoplamento e a utilização de sensores de rotação (*encoder* e *tacogerador*). Acoplado ao motor através de duas polias e correia está o *PMSG* da *Wind Baron* e o outro a direita o *Better Wind* que utiliza acoplamentos flexíveis e necessita alinhar o eixo com o do motor de indução para realizar ensaios.

Figura I.2 – Bancada com motor de indução trifásico (centro) e inversor. *PMSG* da *Wind Baron* (esquerda) e *Better Wind* (direita)



Fonte: Jinbo, 2015.

O controle de rotação do conjunto gerador-motor é realizado por um inversor de frequência trifásico WEG-CFW08 com alimentação monofásica. Além disso, o



*PMSG* da *Wind Baron* foi ensaiado com o retificador trifásico a diodos e o *boost* com *MPPT*.

As resistências dos enrolamentos dos dois geradores foram medidas com uma ponte LCR da Minipa MX1050 e conferidos com o método da aplicação de uma corrente CC nos enrolamentos medindo-se a tensão e a corrente, cuja razão é a resistência. A utilização de um multímetro convencional para leitura das resistências dos enrolamentos apresentou um desvio excessivo. As indutâncias foram medidas com uma ponte MX1050 e validados através de simulações no *PSIM*<sup>®</sup>. Os números de pólos foram obtidos aplicando-se rotações conhecidas nos geradores, medindo-se as frequências das tensões nos terminais e calculando-se com a Equação (I.1).

$$N_s = \frac{120 \cdot f}{Pólos} \quad (I.1)$$

onde:

$N_s$  = Rotação do *PMSG* em RPM;

f = Frequência da tensão de saída do *PMSG*;

### Gerador *PMSG* da marca *Better Wind*

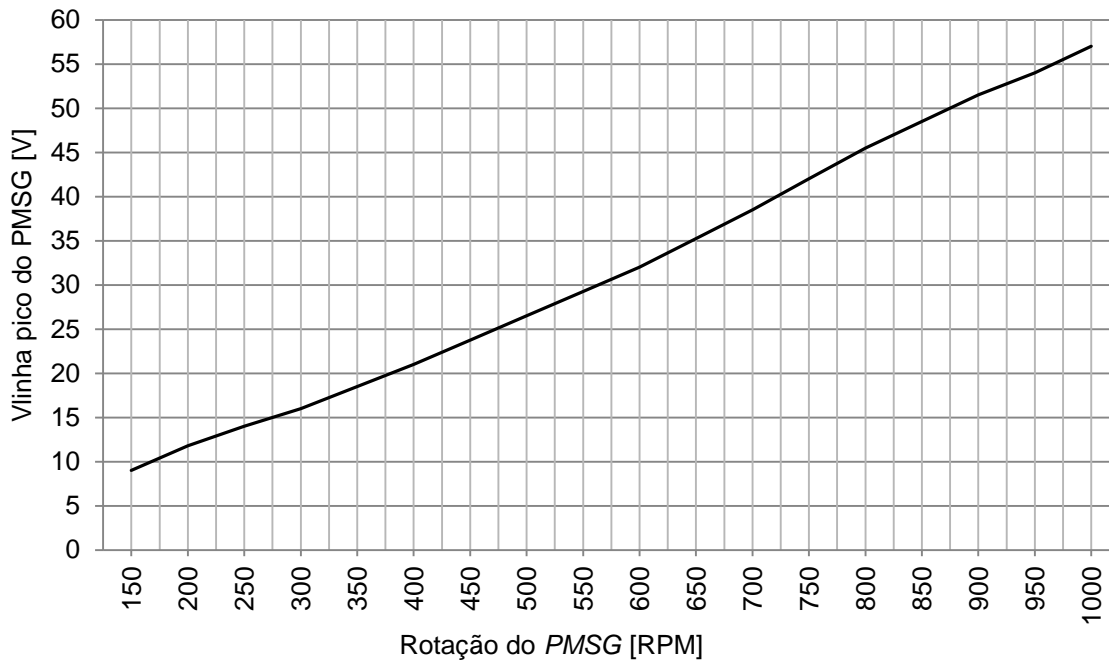
Um dos geradores *PMSG* ensaiados para esta tese é de fabricação americana da marca *Better Wind* de 1 kW de potência nominal, mas não foi utilizado para os ensaios acoplado ao conversor *boost* e a carga resistiva, pois o projeto do *boost* foi desenvolvido para o *PMSG* da *Wind Baron*. Os seus parâmetros foram obtidos através de ensaios com os terminais em circuito aberto e apresentados na Tabela I.1 e na Tabela I.2 Este gerador *PMSG* de fluxo radial possui seus enrolamentos do estator conectados em triângulo ( $\Delta$ ).

Tabela I.1 – Parâmetros do *PMSG* da *Better Wind*.

Parâmetro	Valor
Potência Nominal	1 kW
Ligação	$\Delta$
Resistência do Estator	0,20 $\Omega$
Indutância do Estator	170 $\mu$ H
V <sub>pk</sub> /kRPM	56 V
Número de pólos	6

Tabela I.2 – Relação tensão de pico de linha  $V_{pk}$  vs. RPM do *Better Wind*.

RPM	150	200	250	300	350	400	500	600	700	800	1000
$V_{pk}$ [V]	9,0	11,8	14	16	18,5	21,0	26,0	32,0	38,0	46,0	56,0

Figura I.3 – Relação tensão de linha de pico pela rotação do *PMSG Better Wind*.

Fonte: Jinbo, 2016.

### Gerador *PMSG* da marca *Wind Baron*

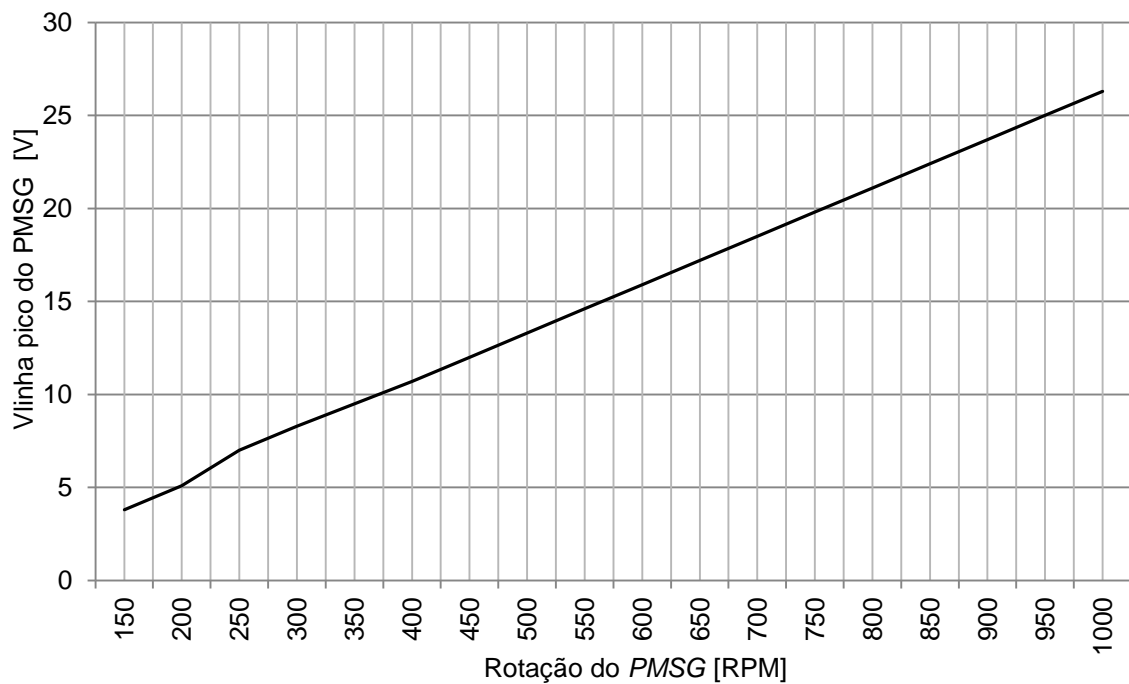
O segundo gerador *PMSG* ensaiado é de fabricação americana da marca *Wind Baron* de 1 kW de potência nominal e foi o escolhido para o desenvolvimento do conversor *boost*, pois demonstrou gerar correntes significativas ultrapassando os 25 A de linha em ensaios com cargas resistivas. Os seus parâmetros foram obtidos através de ensaios com os terminais em circuito aberto e apresentados na Tabela I.3 e Tabela I.4. Este gerador *PMSG* de fluxo radial possui seus enrolamentos do estator conectados em triângulo ( $\gamma$ ).

Tabela I.3 – Parâmetros do *PMSG da Wind Baron*

Parâmetro	Valor
Potência Nominal	1 kW
Ligação	Y
Resistência do Estator	0,15 $\Omega$
Indutância do Estator	215 $\mu\text{H}$
Vpk/kRPM	26,60 V
Número de pólos	6

Tabela I.4 – Relação tensão de pico de linha Vpk vs. RPM do *Wind Baron*.

RPM	150	200	250	300	350	400	500	600	700	800	900	1000
Vpk [V]	3,8	5,1	7,0	8,3	9,5	10,7	13,3	15,9	18,5	21,1	23,7	26,3

Figura I.4 – Relação tensão de linha de pico pela rotação do *PMSG Wind Baron*.

Fonte: Jinbo, 2016.

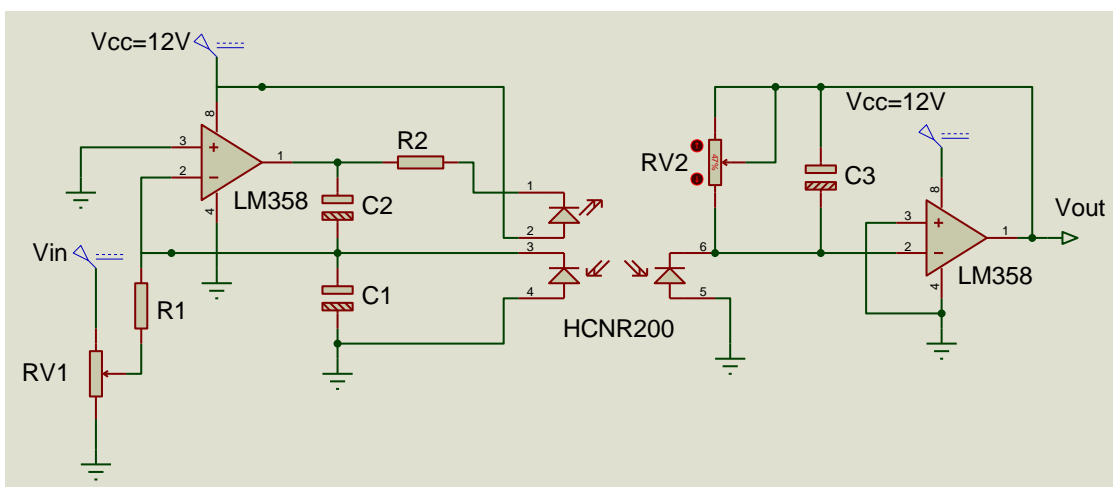
## APÊNDICE J – Sensor de Tensão e Corrente do Boost

### Sensor de Tensão para o Controle do *Boost*

O sensor de tensão utiliza o circuito integrado HCNR200. Trata-se de um opto-acoplador com um LED emissor e dois receptores. Este sensor permite que se meça um nível de tensão em um circuito de potência com isolamento do circuito de controle, isto é, que se utilizem duas referências isoladas. Isso evita que ruídos provenientes do chaveamento na etapa de potência cheguem à alimentação do circuito de controle.

Uma das configurações é a mostrada na Figura J.1 a seguir. Esta utiliza dois amplificadores operacionais (LM358) e um isolador óptico, ou optoacoplador HCNR200. O sinal a ser medido é aplicado a  $V_{in}$  (tensão de entrada). O potenciômetro RV1 ajusta o nível de tensão de entrada. Quando um sinal positivo  $V_{in}$  é aplicado, faz com que a tensão na entrada inversora do primeiro ampop ser maior que a não inversora. Como o ampop está em malha aberta, sua tensão de saída vai a  $-V_{CC}$  (0V neste caso, mas o ideal é uma fonte simétrica). Isso provoca uma corrente no LED do emissor (terminais 1 e 2 do HCNR200) do opto-acoplador. R2 deve ser dimensionado para controlar a corrente no LED emissor de acordo com a alimentação  $+V_{CC}$ , que deve ser de aproximadamente 10 mA.

Figura J.1 – Sensor de tensão do *boost*.



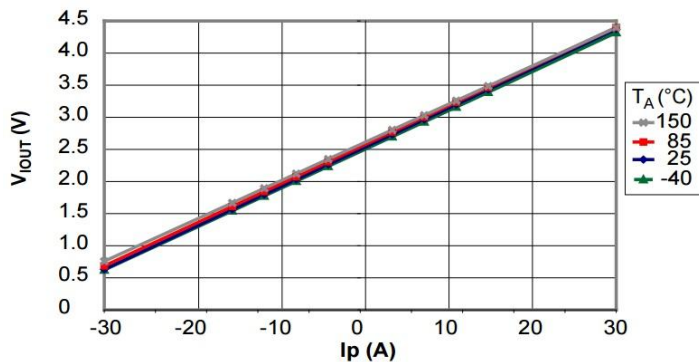
Com o LED emissor ativo, tem-se condução dos fotodiodos receptores. A corrente nos fotodiodos será uma parcela pequena da corrente do LED emissor (0,5% para o HCNR200). Se R2 for grande o suficiente fará com que a tensão de entrada fique sobre ele. Se isso ocorrer a diferença de tensão entre as entradas inversora e não inversora tende a zero, fazendo com que a tensão de saída aumente, reduzindo a corrente no LED emissor, que por sua vez, reduz a corrente no receptor (terminais 3 e 4 do HCNR200). Isso por sua vez reduz a queda de tensão em R2, fazendo com que a tensão na entrada inversora fique novamente maior que a tensão na entrada não inversora, reduzindo a tensão de saída no ampop e aumentando novamente a corrente no LED emissor. Ou seja, o circuito irá operar em um limiar onde a diferença de tensão entre as entradas do primeiro ampop tenda a zero. Os capacitores C1 e C2 são apenas filtros de tensão.

No estágio de saída, se tem um circuito mais simples: é um amplificador operacional inversor (LM358) com uma fonte de corrente na entrada, cuja direção da corrente é o comum. Aplicando a lei das tensões de Kirchhoff em torno do segundo ampop, determina-se a tensão de saída,  $V_{out} = I_{receptor} \times RV2$ , onde  $I_{receptor}$  é a corrente do segundo receptor do HCNR200 (terminais 5 e 6), que é conhecida (0,5% da corrente do emissor). Desta forma fica claro que RV2 ajusta a tensão de saída, ou seja, o ganho do estágio de saída.

### **Sensor de Corrente para o Controle do *Boost***

O sensor de corrente utiliza o CI ACS712-30 que é um sensor de corrente bidirecional. Trata-se de um sensor isolado, com curva de saída de acordo com a Figura J.2 a seguir. Para ampliar o range do sinal do sensor enviado ao microcontrolador, optou-se por utilizar apenas a faixa de medição de corrente positiva, o que gera uma tensão de saída de 2,5 V a 4,5 V para uma variação de corrente de 0 a 30 A. Existem vários circuitos que podem ser utilizados para retirar o offset de 2,5 V do sinal de saída do sensor de corrente. O ideal é um amplificador de instrumentação, mas que possui custo elevado. O circuito escolhido é um amplificador diferencial simples.

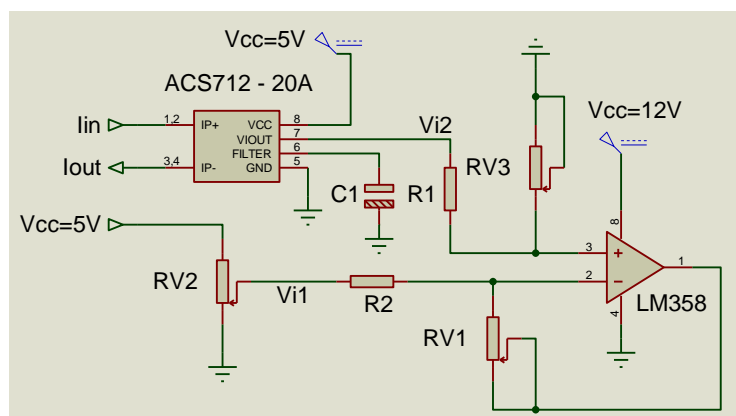
Figura J.2 – Relação corrente de entrada e tensão de saída do ASC712-30A.



Fonte: Allegro.

A Figura J.3 apresenta o circuito do sensor de corrente. Para que o amplificador diferencial tenha ganho de modo comum igual a zero, é preciso que as duas resistências de entrada, chamadas de R1 e R2 sejam iguais, assim como as resistências RV1 e RV3. Por isso, podem-se utilizar potenciômetros para ajustá-las e fazer  $R1 = R2$  e  $RV1 = RV3$ . O potenciômetro é utilizado para referência de tensão, e deve ter baixo valor de resistência em relação a RV1 e RV3, para não alterar a referência de 2,5 V pela circulação de corrente na malha de realimentação do ampop. Neste circuito a tensão de saída é simplesmente  $V_o = (V_{i2} - V_{i1}) \cdot (R2/R1)$ . Portanto, este é outro motivo para utilizar potenciômetros para ajustar o ganho. Mas veja que para ajustar o ganho é necessário alterar o valor de duas resistências sempre: os dois resistores RV1 e RV3, ou os dois resistores R1 e R2, que devem ter valores casados entre eles.

Figura J.3 – Sensor de corrente



## APÊNDICE K – Túnel de Vento

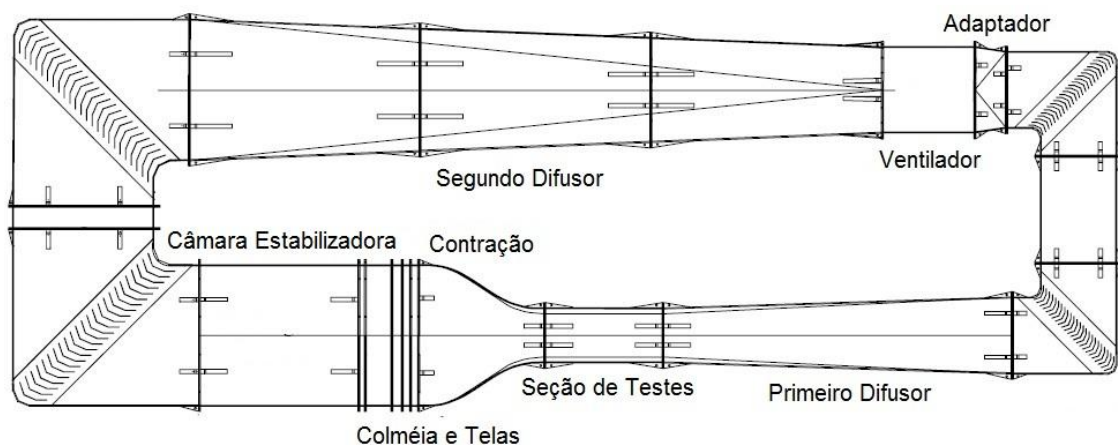
Os fundamentos da mecânica dos fluidos estão no APÊNDICE B, onde estão definidos os conceitos de massa específica [ $\text{kg/m}^3$ ], peso específico [ $\text{N/m}^3$ ], pressão estática [ $\text{kgf/m}^2$ ], pressão de velocidade ou pressão dinâmica, pressão total, vazão [ $\text{m}^3/\text{s}$ ], equação de Bernoulli, equação de Venturi, número de Reynolds entre outros.

Os túneis de vento são classificados de acordo com a velocidade do fluxo de ar que eles operam (SINGH, 2013):

- Túneis subsônicos ou de baixas velocidades (até 100 m/s ou  $Mach < 0,3$ ) são os mais comuns e que são utilizados na área de energia eólica;
- Túneis trans-sônicos ( $0,3 < Mach < 1,2$ ) são utilizados pelas indústrias aeronáuticas;
- Túneis supersônicos ( $1,2 < Mach < 5$ ) são utilizados para os estudos de turbinas a jato e aeronaves militares (caças);
- Túneis hipersônicos ( $5 < Mach < 15$ ) são utilizados para aplicações de foguetes e naves espaciais.

Os túneis de vento podem ser de circuito aberto ou de circuito fechado. O túnel de vento de circuito fechado faz o ar recircular dentro dos dutos sem troca com o meio externo, o que aproveita melhor a inércia do ar em movimento, e são mais eficientes em testes de alta velocidade de vento, Figura K.1. Os principais elementos do túnel de vento de circuito fechado são: a seção de testes, a contração, a colméia e as telas, a câmara estabilizadora, os difusores e ventilador (PEREIRA, 2010).

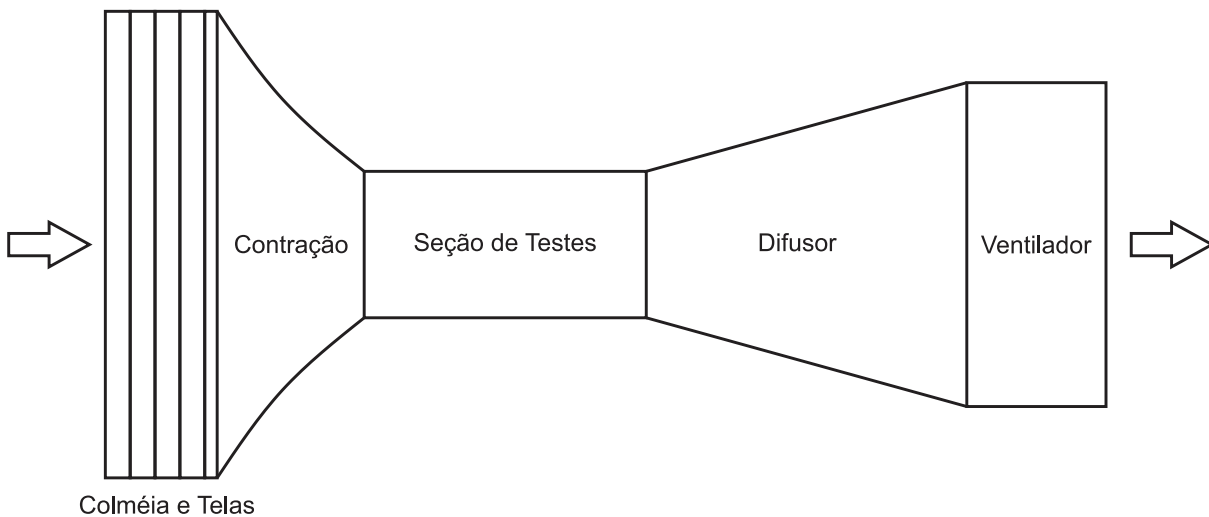
Figura K.1 – Componentes de um túnel de vento de circuito fechado.



Fonte: PEREIRA, 2010.

O túnel de vento de circuito aberto tem uma entrada (admissão) e uma saída (escape) de ar, Figura K.2. Não são necessários curvas ou difusores longos, mas se faz necessário mais potência no acionamento da(s) hélice(s) do ventilador, pois as perdas de energia no fluxo de ar são grandes. É simples e mais barato a sua construção. O túnel de circuito aberto pode ser de exaustão ou ventilação. O túnel de vento do tipo exaustão o ventilador está à jusante em relação à seção de testes considerando o sentido do fluxo de ar. O túnel de vento do tipo ventilação o ventilador está a montante em relação à seção de teste (JOGLEKAR, 2014).

Figura K.2 – Componentes de um túnel de vento de circuito aberto.



Fonte: Jinbo, 2016.

- **Componentes de um Túnel de Vento**

### **Câmara de Acomodação (*Settling Chamber*)**

Na câmara de acomodação estão as colméias e as telas e tem a função de reduzir as variações longitudinais no fluxo do ar. A câmara é posicionada antes da contração.



## Telas Retificadoras

As telas têm a função de reduzir o tamanho da camada limite, aumentar a uniformidade do fluxo de ar, mas causa uma queda de pressão. São instalados a jusante das colméias e geralmente na entrada da seção de testes.

## Colméias

As colméias estão localizadas na câmara de acomodação e têm a função de reduzir as não uniformidades do fluxo de ar. A quantidade de células por diâmetro da seção da câmara deve ser aproximadamente de 150 e a profundidade da colméia em relação ao diâmetro da célula de 6 a 8 vezes (SINGH, 2013).

No túnel de vento do IPT (Instituto de Pesquisas Tecnológicas de São Paulo) foram utilizadas colméias com dutos hexagonais com diagonais transversais de 30 mm e 450 mm de comprimento (profundidade) compondo uma colméia com 25.000 tubos hexagonais, Figura K.3. As colméias do IPT foram fornecidas pela empresa Techspeed (*Racing & Aircraft*) distribuidora de materiais para fabricação de aeronaves, veículos de corrida (fórmula, kart e categoria turismo) (TECHSPEED), cuja fabricante é a Hexcel - *Composites*. Uma outra distribuidora de colméias no Brasil é a empresa Barracuda - *Advanced Composites* (BARRACUDA). As colméias de materiais compósitos são relativamente caras e são fabricadas em placas. Por exemplo, uma placa de 700 mm x 2200 mm, com as dimensões dos dutos hexagonais de 3/16" de diâmetro por 1,5" de comprimento custam em torno de R\$ 3.300,00.

Figura K.3 – Colméia do túnel de vento do IPT-SP.

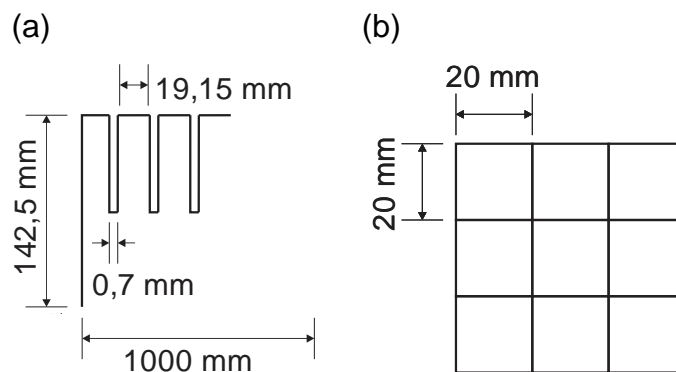


Fonte: Sacomano Filho, 2008.

Para o presente trabalho optou-se por construir a colméia cortando-se chapas de aço galvanizado de 0,5 mm de espessura com dimensões de 1000 mm por 2000 mm, geralmente utilizadas na fabricação de calhas para escoamento das águas das chuvas em telhados. O corte das chapas foi nas dimensões de 1000 mm por 142,5 mm com ranhuras de 0,7 mm de largura espaçadas de 19,15 mm conforme Figura K.4 (a). Estas ranhuras permitem o cruzamento das chapas horizontais com as chapas verticais. Um módulo de colméia com a face 1000 mm por 1000 mm com 142,5 mm de profundidade é constituído de 49 unidades de chapas na horizontal, e 49 unidades chapas na vertical formando a estrutura apresentada na Figura K.4 (b), vista frontal.

O corte pode ser realizado a laser cuja precisão de corte geralmente é de 0,1 mm, ou o corte a água, cuja precisão é de 0,7 mm, com a vantagem de ser menos custoso. Não é possível realizar-se os cortes das ranhuras utilizando-se fresa CNC, pois a fresa de 1 mm de diâmetro quebra facilmente. Uma boa solução que tem a perfeição do laser e custo reduzido é o corte na eletroerosão, porém leva bastante tempo para realizar o serviço.

Figura K.4 – Colméia fabricada com chapas de aço de 0,5 mm.  
 a) Dimensões de cada chapa 142,5 mm x 1000 mm.  
 b) Cruzamento horizontal e vertical, vista frontal.



Fonte: Jinbo, 2016.

Construiu-se dois módulos de colméia de 1000 mm x 1000 mm x 142,5 mm e ambos inseridos em uma estrutura retangular de sustentação para realizar os ensaios dos cilindros avulsos de acordo com a Figura K.5. Um módulo foi fabricado com corte a água e o outro com eletroerosão. Evidentemente um duto envolvente com a hélice e a seção de teste aumentaria a pressão dinâmica e a retificação do

fluxo seria mais eficaz. Mas esta estrutura retangular 2000 mm de largura por 1000 mm de altura auxiliou na melhoria do fluxo de ar tornando-o mais retificado para ensaios de cilindros avulsos.

Figura K.5 – Colméias fabricadas para ensaio de cilindros avulsos.



Fonte: Jinbo,2016.

### **Câmara de Contração**

A câmara de contração é instalada na entrada da seção de testes proporcionando um aumento da velocidade do fluxo de ar, reduzindo não uniformidades do fluxo. Em pequenos túneis de vento aplica-se uma razão de contração de 4 a 9 vezes (SINGH, 2013), ou seja, comprimento reduzido e grande contração, proporcionando redução de perdas de energia nas telas e redução na camada limite.

### **Seção de Testes**

A seção de testes é onde são realizadas as medições e observações sobre o objetivo em teste. A seção deve ser longa o suficiente para que os distúrbios resultantes da contração e das telas sejam amortecidos, mas não muito longa que ocasione o crescimento da camada limite e perdas de energia.

## Difusor

Os difusores aumentam gradativamente a seção transversal no sentido do fluxo de ar, diminuindo a velocidade e aumentando a pressão do ar. Entretanto, ângulos maiores que 5° de aumento da seção podem provocar o descolamento da camada limite e gerar turbulências. Os difusores são utilizados para melhor aproveitar o efeito da câmara de contração.

- **Túneis de Vento do IFSC Campus Chapecó**

O desenvolvimento dos protótipos de turbinas eólicas de efeito Magnus necessitou de túneis de vento para se realizar os testes para a medição da potência mecânica nos eixos dos protótipos e a potência elétrica gerada. A construção do primeiro protótipo de turbina eólica Magnus de 1 m de diâmetro que se denominou de “Protótipo 1” usinado em poliacetal, necessitou de um túnel de vento para testes. Assim, construiu-se um pequeno túnel de vento de 1 m de diâmetro por 2 m de comprimento que se denominou de “Túnel de Vento 1” acionado por um motor de indução trifásico de 7,5 CV. Com a construção do segundo protótipo de turbina eólica Magnus de 3 m de diâmetro que se denominou de “Protótipo 2” optou-se por construir um túnel de vento que pudesse ser utilizado posteriormente para o desenvolvimento de outros tipos de turbinas eólicas que se denominou de “Túnel de Vento 2”. O “Túnel de Vento 2” tem 2780 mm de diâmetro por 3600 mm de comprimento acionado por motor a combustão veicular 1.6 com potência de 106 CV (etanol).

Além dos protótipos de turbina Magnus, cilindros avulsos com 1400 mm de comprimento foram ensaiados no “Túnel de Vento 2” para estudo do comportamento do efeito Magnus. Construíram-se cilindros de 1400 mm de PVC, alguns com barbatanas de polietileno, com variações nas características das barbatanas, variações no diâmetro do tubo de PVC, variações na velocidade de rotação do tubo e velocidade dos ventos. O acionamento dos cilindros em testes foi proporcionado por um motor CC controlado por uma fonte CC simétrica.

### Túnel de Vento 1 – Diâmetro de 1 m e motor 7,5 CV

O primeiro protótipo de turbina Magnus que se denominou de “Protótipo 1” com 1 m de diâmetro foi ensaiado no que se denominou de “Túnel de Vento 1” que possui 1 m de diâmetro em local provisório conforme a **Erro! Fonte de referência não encontrada.**

Um suporte para motor trifásico de 7,5 CV do “Túnel de Vento 1” foi construído de cantoneiras com dimensões de 30 cm x 30 cm e 1,75 m de altura.

Na Tabela K.1 constam as especificações do túnel de vento de 1 m de diâmetro do IFSC Chapecó apresentado na Figura K.6.

Tabela K.1 – Características do “Túnel de Vento 1”.

Parâmetro	Descrição
Diâmetro interno do túnel	1,0 m
Comprimento do túnel	2,0 m
Motor de indução trifásico	7,5 CV / 380 V / 3600 RPM
Altura do eixo do rotor das pás (motor)	1,75 m
Inversor de frequência	13 A / trifásico 380 V
Vento máximo testado	9,5 m/s
Número de pás da hélice	6
Material da hélice	plástico

Na Figura K.6 consiste na foto do “Túnel de Vento 1” em local provisório. Posteriormente foi transferido para o Bloco F sala F23 do IFSC Chapecó.

Figura K.6 – “Túnel de Vento 1” com hélice de 6 pás e motor trifásico de 7,5 CV.



Fonte: Jinbo, 2014.

### **Túnel de Vento 2 – Diâmetro de 2780 mm e motor 106 CV**

O segundo protótipo de turbina Magnus possui 3 m de diâmetro e necessitou-se a construção de um túnel nestas proporções de acordo com as especificações da Tabela K.2. Devido ao diâmetro de 2780 mm necessitou-se uma hélice de 2700 mm fabricada pela Multi-Wing, cuja especificação da hélice solicita no mínimo 70 CV de potência para o acionamento.

As Figura K.7 (a) e (b) são fotos do “Túnel de Vento 2” do IFSC campus Chapecó instalados no Bloco F sala F23.

Tabela K.2 – Especificações do “Túnel de Vento 2” do IFSC Chapecó.

<b>Hélice</b>	<b>Especificações</b>
Fabricante	Multi-Wing do Brasil – <a href="http://www.multi-wing.net.br">www.multi-wing.net.br</a>
Número de pás	8
Diâmetro	2700 mm
Rotação Máxima Segura	540 rpm
<b>Motor a Combustão</b>	<b>Especificações</b>
Fabricante	Renault
Cilindro	1598 cm <sup>3</sup>
Potência	106/98 cv (Álcool/Gasolina) a 5250 rpm
Torque	15,5/14,5 (a/G) mkgf a 2 850 rpm

Câmbio	Manual 5 marchas
<b>Duto do Túnel</b>	<b>Especificações</b>
Fabricante	Perfitec / LK Industrial Estruturas Metálicas
Diâmetro	2780 mm
Comprimento	3600 mm
Altura do Eixo Imaginário	2530 mm
Material	Aço chapa de 2 mm espessura
Flange e suporte	Aço chapa de 4,75 mm espessura
<b>Instrumentação</b>	<b>Especificações</b>
Anemômetro de hélices - Mínipa MDA 20	2 a 30 m/s – Portátil com <i>data logger</i>
Tacômetro óptico sem comunicação	Mede rotação no eixo da hélice
Sensor de torque - MKControle	20 N.m – Eixo da turbina eólica em teste
Encoder relativo – TNS Italiana	100 pulsos – Eixo da turbina em teste
Anemômetro de conchas – Thies Compact	0,5 a 50 m/s – Uso com microcontrolador

Figura K.7 – “Túnel de Vento 2” de 2780 mm de diâmetro.  
a) Vista Frontal. b) Vista Lateral.



Fonte: Jinbo, 2015.

A Figura K.8 apresenta a hélice de 2700 mm de diâmetro com 8 pás fabricados com resina de poliamida com pó de fibra de vidro. Possui um eixo de 70 mm aonde a hélice vai presa com porca e arruela aranha para evitar que a porta se desrosqueie sozinho.



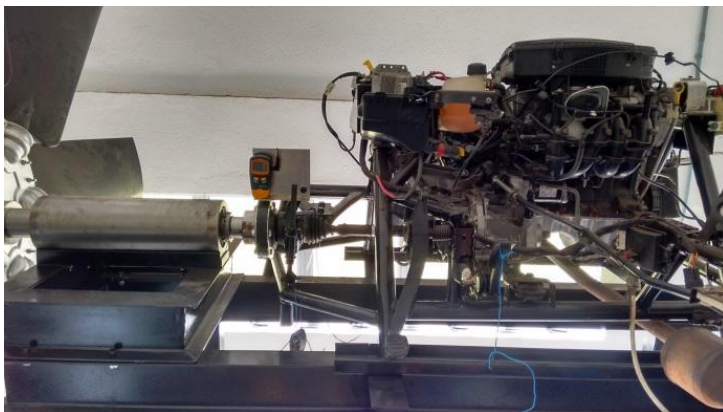
Figura K.8 – Hélice da Multi-Wing de 2700 mm de diâmetro.



Fonte: Jinbo, 2015.

A Figura K.9 apresenta uma pequena porção da hélice, o mancal cilíndrico do eixo da hélice que contém dois rolamentos cônicos (TIMKEN). Estes rolamentos cônicos foram escolhidos, pois suportam forças axiais e transversais. São rolamentos utilizados nos eixos das carretas Randon e, portanto tem um custo reduzido. O esforço axial é proveniente da força que a hélice impulsiona o ar e o esforço transversal é proveniente do próprio peso da hélice e do eixo que é em torno de 200 kg.

Figura K.9 – Hélice, mancal, acoplamento e motor 1.6 Renault.



Fonte: Jinbo, 2016.

Na extremidade oposta à hélice do mancal está o segundo rolamento cônico que auxilia para suportar o peso da hélice (forças transversais) e também evita que o eixo se desloque para frente no sentido do fluxo do ar, preso por uma porca e arruela aranha. O eixo de 70 mm nessa extremidade oposta recebe o torque



proveniente do motor 1.6 a combustão através de um acoplamento. Neste acoplamento está instalado um tacômetro digital óptico para monitorar a velocidade angular da hélice para evitar que se ultrapassa o limite de segurança de 540 RPM especificado pelo fabricante Multi-Wing.

O motor 1.6 a combustão é bicomustível (álcool/gasolina) modelo Hi-Power. Este é proveniente de um veículo Renault Sandeiro ano 2012 e do qual retirado com todos os seus componentes: radiador, bateria, caixa de marchas (5 velocidades e ré), pedal do acelerador e embreagem, painel com seus mostradores, tanque de combustível, escapamento entre outros. O diferencial foi bloqueado no lado que não é utilizado para transmitir o torque somente para o lado onde está o eixo da hélice.

A estrutura sobre a qual o motor 1.6 foi montado é tubular e a estrutura que suporta a hélice e o motor foi construída utilizando-se um perfil de viga “I” que possui 15 cm de alma.

Ambos os túneis de vento 1 e 2 foram construídos com chapas de 2 mm de espessura e os flanges que reforçam o contorno dos dutos são de chapas de 4,75 mm de espessura. Os cavaletes que suportam a estrutura dos dutos do “Túnel de vento 2” são de chapas de 4,75 mm de espessura e dobradas em perfil “U” com abas de 40 mm para maior resistência mecânica. Estima-se um peso total dos dutos de aproximadamente 500 kg.

O controle da rotação da hélice de 2700 mm de diâmetro da Multi-Wing é através do acelerador do motor a combustão 1.6, Figura K.11. Para maior segurança na realização dos ensaios, evitando-se que o operador fique próximo à hélice, estendeu-se as 6 vias do cabo do acelerador por aproximadamente 20 m utilizando-se cabos de rede ethernet. O acelerador possui 3 vias para cada um dos dois potenciômetros (principal e retaguarda) de 800  $\Omega$ .

Para monitorar a rotação do motor também à distância desmebrou-se um tacômetro óptico, instalando o foto-diodo e o foto-transistor no eixo da hélice e conduzindo os sinais dos mesmos até o instrumento através de 4 vias de um segundo cabo de rede ethernet.

Para ajustar a velocidade desejada de rotação da hélice posiciona-se a plataforma de madeira em “L” do acelerador e do tacômetro, Figura K.10, na posição horizontal (acelerador “deitado”) conseguindo-se um ajuste da rotação exata e depois de estabilizada a rotação, não se necessita o manuseio. Colocaram-se dois

relés acionado por controle remoto para desligar os dois canais do acelerador em alguma eventualidade como curto-circuito que pode disparar a rotação do motor 1.6.

Figura K.10 – Acelerador veicular e tacômetro via dois cabos ethernet.



Fonte: Jinbo, 2016.

Considerando-se o limite seguro de operação da hélice especificada pelo fabricante de 540 RPM, a Tabela K.3 apresenta a relação da rotação do motor 1.6 e a rotação do eixo onde está acoplada a hélice.

Tabela K.3 – Relação da rotação do motor à combustão e o eixo da hélice.

Motor	Marcha	1	1	1	2	2	2	3	3	3	4	4
	[RPM]	900	3250	4000	900	3000	4000	900	3250	4000	900	3250
Hélice [RPM]		84	206	260	102	340	470	145	550	685	202	745

### Aspectos Qualitativos e Quantitativos dos Ventos Produzidos

Posicionando-se a máquina de fumaça profissional TecPort FZ 1500 que vaporiza uma solução composta de glicerina (33,3 %), água (33,3 %) e álcool etílico (33,3 %) a montante da hélice, pode-se constatar que as 8 pás da Multi-Wing proporcionam um vento retilíneo e não em “redemoinho” (vento em forma de espiral). Portanto, o torque produzido nos protótipos é decorrente do efeito Magnus e

e uma parcela desprezível proveniente de um vento em “redemoinho” quando em rotações na faixa de 400 RPM. No caso da “Caixa com Colméia” pode-se constatar que em seu interior principalmente na terça parte superior (30 cm), região onde se ensaiam os cilindros avulsos a fumaça apresentou visivelmente um fluxo laminar.

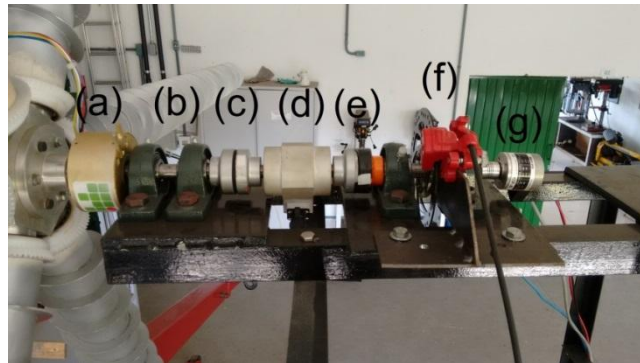
O duto de 3600 mm de comprimento e 2780 mm de diâmetro que foi projetado e construído para operar a hélice em seu interior objetivando o aumento da pressão dinâmica do fluxo de ar e conseqüentemente um aumento na velocidade não pode ser efetivamente utilizado. Necessita-se ainda construir um afastador radial da hélice para evitar contato da mesma com o duto devido a vibrações do duto com a passagem do ar. No entanto, a hélice da Multi-Wing é extremamente bem balanceada, pois se constatou com o uso de um pincel com tintas apoiado em um suporte metálico, que mesmo em rotações de 400 RPM estabilizada, o deslocamento da extremidade (pontas das pás) devido a eventuais vibrações é inferior a 5 mm.

### **Instrumentação - Medição da Potência Mecânica**

A potência mecânica em eixos rotativos é o produto do torque [N.m] pela velocidade angular [rad/s], portanto, necessita-se realizar a leitura dessas grandezas.

A Figura K.11 apresenta o sistema de medição de potência mecânica no eixo da turbina eólica em teste. O sistema está instalado no suporte da turbina eólica a 2,53 m de altura e possui três mancais para eixo 17 mm, sendo dois para suportar a turbina, conforme detalhe (b). Os outros itens identificados na Figura K.11 são: (a) o anel coletor da turbina Magnus; (c) e (e) acoplamentos flexíveis de eixos; (d) o sensor de torque da MK Controle com fundo de escala 20 N.m; (f) o freio mecânico para proporcionar o torque de reação; (g) o encoder relativo com 100 pulsos/rotação da TNS.

Figura K.11 – Sistema de medição de potência mecânica.  
Sensor de torque e encoder relativo.



Fonte: Jinbo, 2016.

O sensor de torque e o seu display MMK-3050 foram calibrados no INMETRO e os valores de torque são transferidos diretamente do display por uma comunicação RS232 pelo microcontrolador PIC 18F2550.

Elaborou-se um programa para o PIC que realiza a leitura dos dois sensores e faz a comunicação via USB entre o microcontrolador PIC e um computador e transfere os dados para o monitor serial do aplicativo do ARDUINO<sup>R</sup>, versão 1.6.6. Assim foram adquiridos os valores de torque e velocidade angular gerando-se arquivos na extensão (.txt) facilmente manipuláveis com qualquer editor de texto.

Na Figura K.12 apresenta-se o quadro de comando para aquisição de dados (potência mecânica no eixo da turbina) bem como o controle dos protótipos de turbina Magnus. Pode-se observar na parte superior do quadro de comando o display do sensor de torque MMK-3050, em seguida a placa microcontrolada e uma fonte de alimentação CC (24V/15A). Ao lado direito o filtro de linha e a fonte de alimentação do display MMK-3050.

Figura K.12 – Quadro elétrico para leitura da potência mecânica de turbinas em testes.



Fonte: Jinbo, 2016.

### **Instrumentação - Medição da Velocidade do Vento**

As medições e os registros das velocidades dos ventos nos ensaios com o “Túnel de Vento 2” com a hélice da Multi-Wing foram realizados com os anemômetros instalados em um suporte tubular de aproximadamente 2 m de altura e posicionados a montante da turbina Magnus. No caso dos ensaios dos cilindros avulsos no interior da “Caixa de Colméia” foi utilizado um pequeno suporte de 70 cm de altura onde se instalou o anemômetro.

### **Anemômetro de Hélices**

A Figura K.13 apresenta o anemômetro portátil de hélices da MINIPA modelo MDA-20 com *data logger* utilizado na totalidade dos ensaios para as medições e registros de velocidade dos ventos. Os dados podem ser armazenados em sua memória interna ou transferidos para um computador com o aplicativo *Interface Program* versão 2.02, através de comunicação serial, via USB. Esses dados são armazenados em arquivos de extensão (\*.txt / \*.xls) texto ou planilha. A frequência

de registro de dados pode ser alterada no aplicativo. Além das velocidades dos ventos o equipamento registra a temperatura ambiente.

Figura K.13 – Anemômetro Minipa MDA-20.



Fonte: Jinbo, 2016

Tabela K.4 – Especificações do anemômetro Minipa MDA-20.

Medição de Velocidade de Vento	Precisão
2~10 m/s	$\pm (3\% \text{ leitura} + 0,5 \text{ Décimos})$
10~30 m/s	$\pm (3\% \text{ leitura} + 0,8 \text{ D})$
Taxa de Amostragem	200 vezes/s
Comunicação	Serial via USB
Período de registro ajustável	0,5 ~ 255 seg

### Anemômetro de Conchas

Utilizou-se também um anemômetro de conchas de precisão da marca alemã THIES modelo Compact ilustrado na Figura K.14 juntamente com o *data logger*. O *data logger* foi desenvolvido com PIC 18F4550 e realiza a leitura da velocidade do vento [m/s], direção do vento [°], temperatura [C°] e humidade relativa [%], mas pode ser utilizado para a leitura de outras grandezas, bastando para isso utilizar o sensor apropriado. Os dados são armazenados em cartão micro SD (*Secure Digital*) em arquivo de extensão (.csv).

Figura K.14 – Anemômetro THIES Compact e o Data Logger desenvolvido.



Fonte: Jinbo, 2015.

O código elaborado para o PIC utiliza a Equação **Erro! Fonte de referência não encontrada.**) para transformar a frequência [Hz] da saída do anemômetro em velocidade do vento [m/s] com os valores de *slope* e *offset* da Tabela K.5.

$$\text{Velocidade do vento [m/s]} = \text{slope [m]} \times f \text{ [Hz]} + \text{offset [m/s]} \quad (\text{K.1})$$

Tabela K.5 – Especificações Thies Compact

Descrição	Valor
Faixa de vento	0,5 ~50 m/s (2~630 Hz)
Resolução	0,1 m/s
Precisão	± (3% leitura); > 0,5 m/s
Velocidade de partida	0,5 m/s
<i>slope</i>	0,07881 m
<i>offset</i>	0,32 m/s

### Instrumentação - Medição da Força de Sustentação e de Arrasto

Nesta tese não se realizaram simulações numéricas com cilindros girantes para estudo do efeito Magnus, pois já existem trabalhos anteriores que tratam disso. Optou-se por ensaios experimentais em túnel de vento com cilindros avulsos

variando-se as características como diâmetro, a altura das barbatanas e o número de entradas. Mediu-se a força de sustentação e a de arrasto nestes cilindros ensaiados utilizando-se 1 dinamômetro da marca Técnica Industrial Osvaldo Filizola Ltda. modelo Crown DBC 50 N cujas especificações estão na Tabela K.6.

Tabela K.6 – Características do Crown DBC 50 N.

Especificações	
Forças	Tração e compressão
Célula de carga	Tipo S
Display LCD	6 dígitos (20 mm)
Saída	Serial via USB para pc
Sobrecarga máx. recom.	20%
Modelo	20 N
Divisões	0,02 N

Este dinamômetro vem com o *software DynaView* para possibilitar a aquisição de dados no computador através de uma comunicação serial via USB. O Crown DBC 50 N vem com célula de carga da BERMAN LOAD CELLS modelo BTS 20 Kg, Figura K.15.

Figura K.15 – Dinamômetro Crown DBC 50 N.



Fonte: Filizola, 2016.



## APÊNDICE L – Links para Vídeos Demonstrativos

- **Protótipo 1 – Turbina Eólica de Efeito Magnus de 1 m de diâmetro**

Local: Provisório – Chapecó – S.C.

<https://youtu.be/e133RqWtxc4>

- **Protótipo 2 – Turbina Eólica de Efeito Magnus de 3 m de diâmetro**

Local: IFSC Instituto Federal de SC Campus Chapecó.

Bloco: F

Sala: F23

<https://youtu.be/W9LuwX6mWFg>

- **Ensaio de Cilindro Isolado – Medições de Forças de Sustentação e Arrasto**

Diâmetro do cilindro: 150 mm

Comprimento do cilindro: 1400 mm

Rotação: >2000 RPM

Local: IFSC Instituto Federal de SC Campus Chapecó.

Bloco: F

Sala: F23

<https://youtu.be/aAMBXI0o2bk>

## APÊNDICE M – Publicações

[1] *IET Events - Renewable Power Generation Conference™ 2014*

Data: 24-25 September 2014

Local: Ramada Naples, Italy

Título: **Magnus WECS with MPPT, boost converter and DC servo drive to the cylinders.**

Autores: M Jinbo, G Cardoso Junior, F A Farret, Federal University of Santa Maria, Brazil, D L Hoss, M F Lorensetti, IFSC - Federal Institute of Santa Catarina, Brazil

[2] *IET Events - Renewable Power Generation Conference™ 2014*

Data: 24-25 September 2014

Local: Ramada Naples, Italy

Título: **Fixed and adaptive step HCC algorithms for MPPT of the cylinders of magnus wind turbines.**

Autores: M Jinbo, G Cardoso Junior, F A Farret, Federal University of Santa Maria, Brazil, D Senter, M C Moreira, IFSC - Federal Institute of Santa Catarina, Brazil

[3] CNMAI – Congresso Nacional de Matemática Aplicada à Indústria 2014

Data: 18-21 Novembro de 2014

Local: Caldas Novas – GO

Título: **Comparativo entre Modelos Matemáticos de Tubina Eólica de Efeito Magnus e Convencional.**

Autores: Maro Jinbo, Daniel Senter. IFSC

Felix Alberto Farret, Ghendy Cardoso Junior. UFSM

Edson Ribeiro dos Santos. UFFS

Jawilson Pereira Machado. Uceff

[4] CNMAI – Congresso Nacional de Matemática Aplicada à Indústria 2014

Data: 18-21 Novembro de 2014

Local: Caldas Novas – GO

Título: **Sistema Eólica de Velocidade Variável com PMSG Conectado à Rede Elétrica**

Autores: Maro Jinbo. IFSC

Jordan Gustavo Trapp. IFSul

Felix Alberto Farret, Ghendy Cardoso Junior. UFSM

Edson Ribeiro dos Santos. UFFS

Jawilson Pereira Machado. Uceff

[5] Journal of Wind Energy

Volume 2015 (2015), Article ID 148680, 10 pages

<http://dx.doi.org/10.1155/2015/148680>

Título: **MPPT of Magnus Wind System with DC Servo Drive for the Cylinders and Boost Converter**

Autores: Maro Jinbo, Daniel Senter. IFSC

Felix Alberto Farret, Ghendy Cardoso Junior. UFSM

Marcelo Franklin Loressnetti. UnoChapecó

[6] Induscon 2016. 12th IEEE/IAS International Conference on Industry Applications.  
Data: 20 a 23 de novembro de 2016.

Local: Curitiba – P.R.

Título: ***Low Cost Data Aquisition System to Prospect Wind***

Autores: André Andreola, Daniel Senter, Eduardo Todero, Maro Jinbo. IFSC

[7] Capítulo de Livro – Editora Blucher

Título: **Turbina Eólica de Efeito Magnus: Modelagem, Protótipo e MPPT.**

Data: Na editora aguardando a publicação.

Autores: Maro Jinbo, Daniel Senter. IFSC

Felix Alberto Farret, Ghendy Cardoso Junior. UFSM

Edson Ribeiro dos Santos. UFFS

ANEXO A – Especificações do Motor *Brushless*Tabela AA.1 – Especificações de Motores *Brushless* CC.

No.	Parâmetros	BLM57025	BLM57050	BLM57090	BLM57130	BLM57180	57BL180
1	Tensão Nominal (VDC)	24	24	36	36	36	36
2	Potência Nominal (W)	25	50	90	130	180	180
3	Torque Nominal (N.m)	0.08	0.16	0.29	0.41	0.57	0.43
4	Torque de Pico (N.m)	0.24	0.48	0.87	1.23	1.71	1.27
5	Rotação Nominal (RPM)	3000	3000	3000	3000	3000	4000
6	Corrente Nominal (A)	1.6	3	3.45	5.3	6.7	7
7	Corrente de Pico (A)	4.8	9	10.35	15.9	20	20.5
8	Const.Torque (N.m/A)	0.05	0.053	0.084	0.078	0.085	0.063
9	Back EMF Const (V/RPM)	5.2	5.55	8.8	8.2	8.9	6.6
10	Resistência (Ohms)	1.73	0.88	1.35	0.63	0.9	0.35
11	Indutância (mH)	3.36	2.2	4.1	2.17	2	1
12	Inertia (Kgm <sup>3</sup> x10 <sup>4</sup> )	30	75	119	173	230	230
13	Motor Length L (mm)	70	80	100	120	140	140
14	Mass (Kg)	0.25	0.5	0.75	1	1.25	1.25

Fonte: Leadshine.