

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**DAUT DE JESUS NOGUEIRA PEIXOTO COURAS**

**DESENVOLVIMENTO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UM MODELO  
DE TURBINA TESLA APLICADO À GERAÇÃO DESCENTRALIZADA  
POR FONTES RENOVÁVEIS**

**Fortaleza**

**2009**

DAUT DE JESUS NOGUEIRA PEIXOTO COURAS

**DESENVOLVIMENTO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UM MODELO  
DE TURBINA TESLA APLICADO À GERAÇÃO DESCENTRALIZADA  
POR FONTES RENOVÁVEIS**

Dissertação apresentada à Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica na Universidade Federal do Ceará, com área de concentração em Energias Renováveis, como requisito para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. William Magalhães Barcellos – UFC

Co-Orientador: Prof. Dr. Roberto de Araújo Bezerra - UFC

**Fortaleza**

**2009**

C893d Couras, Daut de Jesus Nogueira Peixoto  
Desenvolvimento teórico-experimental de um modelo de turbina tesla aplicado à geração descentralizada por fontes renováveis / Daut de Jesus Nogueira Peixoto Couras, 2009.  
148 f. ; il. color. enc.  
Orientador: Prof. Dr. William Magalhães Barcellos  
Co-orientador: Prof. Dr. Roberto de Araújo Bezerra  
Área de concentração: Energias renováveis  
Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia. Depto. de Engenharia Mecânica e de Produção, Fortaleza, 2009.  
1. Energia – Fontes alternativas 2. Turbina Tesla. 3. Recursos naturais renováveis. I. Barcellos, William Magalhães (Orient.). II. Bezerra, Roberto de Araújo. III. Universidade Federal do Ceará – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDD 620

DAUT DE JESUS NOGUEIRA PEIXOTO COURAS

**DESENVOLVIMENTO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UM MODELO  
DE TURBINA TESLA APLICADO À GERAÇÃO DESCENTRALIZADA  
POR FONTES RENOVÁVEIS**

Dissertação submetida à Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, com área de concentração em Energias Renováveis, como requisito para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Aprovada em: \_\_/\_\_/\_\_\_\_

**BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. Dr. William Magalhães Barcellos (Orientador)  
Universidade Federal do Ceará

---

Prof. Dr. Roberto Araújo Bezerra (Co-Orientador)  
Universidade Federal do Ceará

---

Prof. Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha  
Universidade Federal do Ceará

---

Prof. Dr. João Batista Furlan Duarte  
Universidade de Fortaleza

Dedico este trabalho:

A Deus por me dar o dom da sapiência e

A minha esposa pelo incentivo e amor  
incondicional.

## **AGRADECIMENTOS:**

A Deus pelo dom da vida que me permitiu executar esse trabalho;

Ao Prof. Dr. William M. Barcellos pela amizade, orientação e trabalho;

Ao Prof. Dr. Roberto Bezerra pelo apoio e orientação;

Ao Prof. Dr. Paulo Alexandre pela orientação nas simulações;

À minha mãe pelo exemplo de luta e perseverança;

Aos meus irmãos pelo incentivo;

À Professora Eugênia pela perseverança;

À Oficina Polares, em nome de Joacir, Marta e Mark, pelo trabalho realizado;

Aos Prof. Dr. Furlan e Prof. Menescal pela prontidão em ajudar;

Aos meus colegas Iraldo, Bruno, Samuel e George pela ajuda em todas as fases do trabalho.

“Digno és, Jeová, sim, nosso Deus, de receber a glória, e a honra, e o poder, porque criaste todas as coisas e porque elas existiram e foram criadas por tua vontade.”  
(Revelação 4:11 – Tradução do Novo Mundo das Escrituras Sagradas)

## RESUMO

A presente dissertação de mestrado trata do desenvolvimento teórico-experimental de um novo modelo da Turbina Tesla, também conhecida como turbina de discos, em que o foco da pesquisa foi estudar esse dispositivo de propulsão visando sua aplicação em sistemas de geração de energia distribuída a partir de fontes renováveis de biomassa. Um protótipo da turbina foi desenvolvido, em escala de laboratório, para determinar os parâmetros de projeto através de estudos teórico e experimental, a fim de interpretar os fenômenos presentes nos processos internos desse tipo de máquina de fluxo. A pesquisa foi direcionada à análise dos efeitos do espaçamento entre discos sobre o torque e a potência, como uma função da camada limite fluidodinâmica do escoamento, correlacionando os regimes de velocidades de escoamento às propriedades do fluido de trabalho. A metodologia para cálculo das eficiências isentrópicas e exergéticas é estabelecida a partir de dados experimentais e da análise teórica por simulação (apoiada pelo software ANSYS-CFX), a qual determina o perfil de distribuição de pressão dentro da câmara de expansão, caracterizando as linhas de escoamento e os gradientes de pressão. Complementarmente, uma análise modal dos sinais de vibração da turbina foi realizada, estudando o comportamento dinâmico da estrutura com o propósito de detectar as frequências naturais e investigando a influência do espaçamento dos discos sobre o nível de vibração desse dispositivo. Este estudo aponta a robustez e a versatilidade operacional desse tipo de turbina, pelo fato dela admitir ampla faixa de rotação e por sua fácil adaptação a geradores comerciais, sugerindo sua aplicação em sistemas de geração e co-geração tanto para o meio rural como para a indústria.

Palavras-Chaves: Turbina Tesla, Análise de Desempenho, Geração Distribuída, Energias Renováveis.



## **ABSTRACT**

The current master's dissertation treats the experimental and theoretical development of a new model of Tesla turbine, also known as disk turbine, in which the research focus was to study this propulsion device viewing its application in distributed energy generation systems from biomass renewable resources. A turbine's prototype was developed, in laboratory scale, to determine the design parameters through the theoretical and experimental studies in order to interpret the phenomena present in the internal processes of this kind of flux machine. The research was directed toward the effect analysis of the gap between disks on the torque and the power, as a function of the flow's fluidynamic boundary layer, correlating the flow velocity regimes with the working fluid properties. A methodology for isentropic and exergetic efficiency calculation is taken from experimental data and theoretical analyses through simulation (supported by the software ANSYS-CFX), which determines the pressure distribution profile inside the expansion chamber, characterizing flow lines and pressure gradients. Complementarily, a modal analysis of turbine's vibration signals is performed, studying the dynamic behavior of the structure with the purposes of detecting the natural frequencies and investigating the influence of the disk's gap on the vibration level of this device. This study points out the robustness and the operational versatility of this kind of turbine by the fact of it allows a wide rotation range and by its easy adaptation to commercial generators, suggesting its application into generation and co-generation systems for the rural area as well as for the industry.

**Keywords:** Tesla Turbine, Performance Analysis, Distributed Generation, Renewable Energies.

## **Organização da Dissertação**

O propósito desta seção é orientar o leitor a respeito do critério adotado na organização da presente Dissertação de Mestrado. O Capítulo 1 apresenta uma idéia geral da pesquisa, ressaltando o aspecto motivacional. O Capítulo 2 aponta os objetivos do trabalho de pesquisa. No Capítulo 3, são apresentadas algumas justificativas para desenvolvimento da pesquisa, citando alguns fatos históricos que envolvem o desenvolvimento da Turbina Tesla e, também, são citadas algumas das aplicações desse tipo de turbina, abordando alguns aspectos técnico-científicos, econômicos e ambientais. O Capítulo 4 consiste da metodologia adotada para o desenvolvimento do trabalho científico, apresentando os critérios norteadores para construção do protótipo e as metas de pesquisa, ressaltando as prioridades e objetivos das atividades realizadas. Nesse capítulo, também é detalhada a concepção básica de projeto da turbina associada aos aspectos construtivos e especificações de materiais que envolveram essa pesquisa, englobando todas as etapas do trabalho. São também apresentados nesse capítulo os critérios para os estudos teóricos e experimentais, incluindo os instrumentos e recursos de teste. No Capítulo 5, estão apresentadas as análises dos resultados, com o apoio de gráficos comparativos, sendo interpretados os resultados experimentais e teóricos (analítico e de simulação), bem como uma avaliação de eficiência da turbina. O Capítulo 6 é destinado às conclusões e sugestões para trabalhos futuros. Os Capítulos 7, 8 e 9 apresentam respectivamente, as referências bibliográficas, apêndices e anexos. Os apêndices e anexos contém detalhes do trabalho de construção do protótipo, com figuras, desenhos tridimensionais de construção e fotos de peças e sistemas de testes. Ainda nos apêndices, são apresentadas especificações dos instrumentos empregados na pesquisa.

## LISTA DE FIGURAS

DESCRIÇÃO	pg
Figura 3.1 – Turbina Tesla (desenho da patente original de 1913)	24
Figura 3.2 – Danos ocorridos na turbina	25
Figura 3.3 – Movimento do fluido	26
Figura 3.4 – Expansão do fluido	27
Figura 3.5 – Patentes baseadas na turbina Tesla	28
Figura 3.6 – Turbina tesla acionada por gases de exaustão, 2002 (Schmidt, 2002)	29
Figura 3.7 – Planta-Piloto da Mini-Termelétrica do LACER equipada com a Turbina Tesla	33
Figura 4.1 – Vista frontal da turbina	37
Figura 4.2 – Vista em corte da turbina montada	38
Figura 4.3 – Disco central e exaustão de 140mm	39
Figura 4.4 – Carcaças 01 e 03	40
Figura 4.5 – Carcaças 4 e 5	41
Figura 4.6 – Detalhe do eixo para variação da quantidade de discos e espaçamento	43
Figura 4.7 – Discos e anéis espaçadores	44
Figura 4.8 – Área resistente do disco	46
Figura 4.9 – Ordem de montagem dos discos para configuração de três discos	47
Figura 4.10 - Carcaça alterada	48
Figura 4.11 – Alteração na exaustão	49
Figura 4.12 – Sistema de Arrefecimento	50
Figura 4.13 – Desenho do desenvolvimento da Camada Limite	51
Figura 4.14 – Escoamento do fluido de trabalho entre os discos da turbina	52
Figura 4.15 – Esquema que ilustra área e raio para força centrífuga	53
Figura 4.16 – Número de Reynolds segundo o modelo de Schlichting(1968)	57
Figura 4.17 – Número de Reynolds segundo modelo de Couto et al. (2006)	62
Figura 4.18 – Gráfico das espessuras da camada limite turbulenta	62
Figura 4.19 – Modelamento do escoamento	64
Figura 4.20 – Modelamento do escoamento tridimensional	65
Figura 4.21 – Malhas geradas no <i>Salome</i>	66
Figura 4.22 – Malha no ANSYS-CFX	69
Figura 4.23 – Volumes tetraédricos da malha	69
Figura 4.24 – Geometria da Malha	70
Figura 4.25 – Vistas da malha no ANSYS-CFX	70
Figura 4.26 – Gráficos do Solver-CFX	71
Figura 4.27 – Gráfico Solver-CFX	71
Figura 4.28 – Linhas de Corrente tridimensionais	72
Figura 4.29 – Linhas de Corrente bidimensionais a 1000 rpm	72
Figura 4.30 – Linhas de Corrente bidimensionais a 6000 rpm	73
Figura 4.31 – Linhas de Corrente bidimensionais a 15000 rpm	74
Figura 4.32 – Perfil de distribuição de pressão a 5000 rpm	75
Figura 4.33 – Resultados obtidos no arquivo *.out	75
Figura 4.34 – Gráfico Espaçamento(mm) x Torque(N.m) para as faixas de rotação (resultados das simulações computacionais)	76
Figura 4.35 – Gráfico Rotação (rpm) x Torque (N.m) para cada espaçamento(resultados das simulações computacionais)	76
Figura 4.36 – Gráfico p-v	80
Figura 4.37 – Gráfico h-s (Diagrama de Mollier) para determinação da eficiência	83

isentrópica	
Figura 4.38 – Posição dos transdutores de pressão na carcaça da turbina	85
Figura 4.39 – Furação para montagem do sensor de pressão	86
Figura 4.40 – Esquema para verificação do sensor de pressão	87
Figura 4.41 – Desenho das medições no mapeamento da pressão na câmara de expansão	87
Figura 4.42 – Sensor de pressão piezorresistivo	87
Figura 4.43 – Gráfico da variação de pressão circunferencial	88
Figura 4.44 – Desenho do <i>layout</i> das medições de vazão na turbina	89
Figura 4.45 – Sensor de Vazão tipo turbina e painel digital	90
Figura 4.46 – Tacômetro digital a laser	90
Figura 4.47 – Gráfico Vazão(m <sup>3</sup> /h) x Rotação(rpm)	91
Figura 4.48 – Gráfico Pressão(bar) x Vazão(m <sup>3</sup> /h)	92
Figura 4.49 – Gráfico Espaçamento(mm) x Rotação(rpm) (resultados experimentais)	92
Figura 4.50 – Desenho para os testes dinamométricos	93
Figura 4.51 – Bancada de teste dinamométrico	94
Figura 4.52 – Desenho para calibração do dinamômetro	95
Figura 4.53 – Montagem para calibração do dinamômetro	95
Figura 4.54 – Eficiência Isentrópica para as situações analisadas	98
Figura 4.55 – Desenho da bancada para as análises de vibrações	101
Figura 4.56 – Equipamentos para as análises de vibrações	101
Figura 4.57 – Sinal obtido e a FFT do sinal sem filtragem para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 5700 rpm	102
Figura 4.58 – FFT do sinal sem filtragem com os picos de frequência para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 5700rpm	103
Figura 4.59 – Sinal bruto e FFT do sinal filtrado para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 5700rpm	104
Figura 4.60 – Sinal obtido e a FFT do sinal sem filtragem para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 10300rpm	105
Figura 4.61 – FFT do sinal sem filtragem com os picos de frequência para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 10300rpm	106
Figura 4.62 – Sinal bruto e FFT do sinal filtrado para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 10300rpm	106
Figura 4.63 – Sinal obtido e a FFT do sinal sem filtragem para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 11000rpm	107
Figura 4.64 – FFT do sinal sem filtragem com os picos de frequência para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 11000rpm	107
Figura 4.65 – Sinal filtrado e FFT do sinal filtrado para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 11000rpm	108
Figura 4.66 – FFT do sinal filtrado para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 11000rpm	109
Figura 4.67 – Sinal obtido e a FFT do sinal sem filtragem para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 8800rpm	109
Figura 4.68 – FFT do sinal sem filtragem com os picos de frequência para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 8800rpm	110
Figura 4.69 – Sinal filtrado e FFT do sinal filtrado para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 8800rpm	110

Figura 4.70 – FFT do sinal filtrado com os picos de frequência para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 8800rpm	111
Figura 4.71 – Sinal obtido e a FFT do sinal sem filtragem para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 1,5mm com rotação 8800rpm	112
Figura 4.72 – FFT do sinal sem filtragem com os picos de frequência para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 1,5mm com rotação 8800rpm	112
Figura 4.73 – Sinal filtrado e FFT do sinal filtrado para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 1,5mm com rotação 8800rpm	113
Figura 4.74 – FFT do sinal filtrado com os picos de frequência para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 1,5mm com rotação 8800rpm	113
Figura 5.1 – Comparativo do modelo de torque por Schlichting	116
Figura 5.2 – Gráfico comparativo dos modelos de torque pelas simulações computacionais, resultados experimentais e Schlichting	116
Figura 5.3 – Comparativo de gráficos de eficiência de turbinas	118
Figura 8.1 – Pêndulo simples	124
Figura 8.2 – Relação entre os domínios do tempo e da frequência	127
Figura 8.3 – Sistema Linear	128
Figura 8.4 – Função de transferência ou função de resposta em frequência	129
Figura 8.5 – Sistema massa-mola-amortecedor	129
Figura 8.6 – Resposta de um sistema linear a excitação senoidal	130
Figura 8.7 – Função de transferência de um sistema linear	130
Figura 8.8 – (a) filtro passa-baixa, (b) filtro passa-alta, (c) filtro passa-banda	131
Figura 8.9 – Filtro passa-baixa real	132
Figura 8.10 – Distorção do sinal de entrada devido à periodização	134
Figura 8.11 – Erros de amplitude devido a utilização das várias janelas	135
Figura 9.1 – Desenho tridimensional carcaças	138
Figura 9.2 – Desenho tridimensional carcaças	138
Figura 9.3 – Disco de exaustão	139
Figura 9.3 – Porca de fechamento do rotor	139
Figura 9.4 – Espaçadores de Alumínio para as carcaças	140
Figura 9.5 – Carcaça dos rolamentos	140
Figura 9.6 – Carcaça de exaustão	141
Figura 9.7 – Eixo do rotor	141
Figura 9.8 – Bancada para testes da turbina	142
Figura 9.9 – Fonte de alimentação contínua	142
Figura 9.10 – Equipamentos para as análises de vibração	143
Figura 9.11 – Turbina Desmontada	143

## LISTA DE SÍMBOLOS

### CARACTERES LATINOS

A – área [m<sup>2</sup>]

C<sub>M</sub> – coeficiente de momentum [adimensional]

D, d – diâmetro [mm]

E – exergia [w]

e – espaçamento [mm]

g – gravidade [m/s<sup>2</sup>]

h – entalpia [kJ/kg]

K – coeficiente de concentração de tensão [adimensional]

M – momento máximo [N.m]

m – vazão mássica [m<sup>3</sup>/h]

N – coeficiente de segurança [adimensional]

n – expoente politrópico [adimensional]

P, p – pressão [bar]

Q – calor transferido [w]

R, r – raio [mm]

R – constantes dos gases [kJ/kg K]

R<sub>d</sub> – número de Reynolds [adimensional]

s – entropia [kJ/kg K]

S<sub>f</sub> – tensão de fadiga [Pa]

S<sub>y</sub> – tensão de escoamento [Pa]

T – torque [N.m]

T – temperatura [°C]

U – velocidade de escoamento [m/s]

u – energia interna [kJ/kg]

V – volume [m<sup>3</sup>]

W – trabalho [w]

#### CARACTERES GREGOS

$\delta$  – espessura da camada limite [mm]

$\varepsilon$  – eficiência exergetica [adimensional]

$\eta$  – coeficiente de viscosidade dinâmica, eficiência isentrópica [adimensional]

$\theta$  – ângulo [°]

$\mu$  – viscosidade dinâmica [N s/m<sup>2</sup>]

$\nu$  – volume específico [m<sup>3</sup>/kg]

$\nu$  – viscosidade cinemática [m<sup>2</sup>/s]

$\rho$  – densidade [kg/m<sup>3</sup>]

$\omega$  – rotação, velocidade angular [RPM]

$\tau$  – tensão cisalhante [Pa]

$\sigma$  – irreversibilidades [kJ/kg]

## **LISTA DE TABELAS**

	<b>DESCRIÇÃO</b>	<b>pg</b>
Tabela 3.1	– Potências, Rotações e Eficiências encontradas na literatura.	28
Tabela 4.1	– Características das malhas geradas para a configuração de dois discos com diâmetro de 140mm.	66
Tabela 4.2	– Valores obtidos dos testes com dinamômetro.	95
Tabela 4.3	– Valores obtidos com testes de calibração do dinamômetro com o motor elétrico.	96
Tabela 8.1	– Características Técnicas sensor de pressão Kistler Tipo 4005B.	136



# SUMÁRIO

	pg
AGRADECIMENTOS	4
RESUMO	6
ABSTRACT	7
ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO	8
LISTA DE FIGURAS	9
LISTA DE SÍMBOLOS	12
LISTA DE TABELAS	14
SUMÁRIO	15
CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO	17
CAPÍTULO 2 – OBJETIVOS	20
CAPÍTULO 3 - ASPECTOS DA TECNOLOGIA DE BASE	21
3.1 – HISTÓRICO DA TURBINA TESLA	21
3.1.1 – TURBINA TESLA ORIGINAL	21
3.1.2 – PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DA TURBINA TESLA	24
3.1.3 - MODELOS DECORRENTES DE TESLA	26
3.1.4 – CITAÇÕES BIBLIOGRÁFICAS SOBRE A TURBINA TESLA	27
3.2 – APLICAÇÕES DA TURBINA TESLA	28
3.2.1 – INSTALAÇÕES DE GERAÇÃO DISTRIBUÍDA	28
3.2.2 – ÁREAS DE INTERESSE PARA ENGENHARIA	31
CAPÍTULO 4 – METODOLOGIA DE PESQUISA	32
4.1 – CRITÉRIOS DE METODOLOGIA	32
4.2 – DESENVOLVIMENTO DO PROTÓTIPO	34
4.2.1 – PROJETO BÁSICO E ESPECIFICAÇÕES	34
4.2.2 – PROJETO CONSTRUTIVO	43
4.2.3 – FABRICAÇÃO E MONTAGEM	45
4.2.4 – ALTERAÇÕES DE PROJETO	46
4.3 – ESTUDO TEÓRICO DA TURBINA	49
4.3.1 – ANÁLISE FLUIDODINÂMICA	49
4.3.1.1 - ESTUDO ANALÍTICO	49
4.3.1.2 - ESTUDO NUMÉRICO	61
4.3.2 – ANÁLISE TERMODINÂMICA	75
4.3.2.1 – MODELAMENTO PELO GÁS IDEAL	75
4.3.2.2 – BALANÇO DE MASSA	77
4.3.2.3 – BALANÇO DE ENERGIA	79
4.3.2.4 – EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA	80
4.3.2.5 – BALANÇO DE EXERGIA	82
4.4 – ESTUDO EXPERIMENTAL DA TURBINA	83
4.4.1 – MEDIÇÃO DE PRESSÃO	83
4.4.2 – MEDIÇÃO DE VAZÃO E ROTAÇÃO	87
4.4.3 – MEDIÇÃO DE TORQUE E EFICIÊNCIA	91
4.4.4 – MEDIÇÃO DE VIBRAÇÃO	97
4.4.4.1 – FUNDAMENTAÇÃO DO PROCEDIMENTO DE ANÁLISE DE VIBRAÇÃO	97
4.4.4.2 - RESULTADOS DE ANÁLISE EXPERIMENTAL DE VIBRAÇÃO	100
CAPÍTULO 5 – ANÁLISE DE RESULTADOS	112

5.1 – ANÁLISE FLUIDODINAMICA	112
5.2 – ANÁLISE DE DESEMPENHO	115
5.3 – ANÁLISE DE VIBRAÇÃO	117
CAPÍTULO 6 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES	117
CAPÍTULO 7 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	119
CAPÍTULO 8 – APÊNDICES	122
8.1 – FUNDAMENTOS DA TÉCNICA DE ANÁLISE POR VIBRAÇÃO	122
8.2 – ESPECIFICAÇÕES DOS INSTRUMENTOS	134
CAPÍTULO 9 – ANEXOS	136
9.1 – DESENHOS E FOTOS DA TURBINA TESLA	136
9.2 –US’ TESLA PATENT	142

## CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

Uma das preocupações da sociedade como um todo, no momento atual, consiste do problema da produção de energia, das mais variadas formas possíveis, de modo sustentável econômica e ecologicamente, podendo ser classificada em três grandes grupos: i) “Formas de Energia para Geração de Eletricidade” – sem comprometer a biodiversidade e a vida humana, garantindo os recursos de alimentação e uma atmosfera respirável; ii) “Formas de Energia para Movimentar Sistemas Produtivos” – propiciando o desenvolvimento sócio-econômico e minimizando os impactos ambientais; e iii) “Formas de Energia para Mobilidade – representando um desafio empregar tecnologias mais limpas, em termos de combustível, pelo comprometimento do sistema de transporte com a hegemonia econômica.

No entanto, as formas de energia que em grande parte vêm sendo utilizadas, têm advindo de recursos escassos, não-renováveis, que são gradativamente mitigados com o tempo e com o uso, e, acima de tudo, têm impactado de maneira drástica o meio ambiente, sob risco de comprometer, de forma irreversível, o equilíbrio ecológico do planeta. Conseqüentemente, um processo de mudanças na sociedade tem sido desencadeado em sentido às alternativas energéticas mais limpas, estimulando a pesquisa e o desenvolvimento de novas tecnologias, em particular, aquelas que privilegiam o aproveitamento eficiente e ecologicamente correto das fontes renováveis de energia: solar, eólica, marés, ondas, e bicombustíveis, dentre outras.

Especificamente, quanto às formas de energia para geração de eletricidade, a qual representa a maior demanda, observa-se certa complexidade nessa questão, porque os grandes sistemas supridores de energia ainda são: as hidroelétricas, as usinas nucleares e as termoelétricas de grande porte; embora recentemente tenham surgido usinas de energia solar e os grandes geradores de energia eólica. Pensando na geração distribuída (em pequena escala) para países de dimensões continentais, como é o caso do Brasil, um dos principais desafios é implementar a eletrificação auto-sustentável no meio rural, para estabelecer o desenvolvimento sócio-econômico regional equilibrado. Em primeira instância, as alternativas de engenharia para produção de energia a partir do aproveitamento das energias solar e eólica têm sido apontadas como as opções mais fáceis e adequadas, entretanto os efeitos da sazonalidade nesses tipos de sistemas de geração têm sido ainda um fator a ser trabalhado. Em contrapartida, a alta disponibilidade de biomassa no meio rural apresenta-se como uma das soluções mais promissoras para resolver a questão da “eletrificação no campo”.

Neste contexto, a exploração do potencial energético da biomassa é uma vocação natural das comunidades no interior do país, em termos de tecnologia apropriada. Entretanto, o maior obstáculo para implementar um sistema de geração de energia em áreas rurais é a dificuldade de encontrar tecnologias que conciliem robustez e simplicidade mecânica com baixo custo de operação e manutenção, onde um fator de complexidade é a falta de mão-de-obra qualificada.

Por essas razões, um sistema de potência consistido de turbina do tipo Tesla pode representar uma alternativa que responde satisfatoriamente aos requisitos da geração descentralizada, visando o meio rural. Sob essa ótica, o vapor saturado em baixas pressões de pequenas caldeiras de biocombustíveis ou os gases de combustão exauridos de queimadores simples e de baixo custo operando com biomassa, podem ser os fluidos de trabalho provenientes de energias renováveis apropriadas a sistemas de geração com turbina Tesla.

Uma turbina do tipo Tesla é diferente das convencionais pelo fato do eixo-rotor ser composto de discos paralelos co-rotacionais engastados, espaçados ao longo do eixo, mantendo uma excelente relação peso-potência, enquanto máquina. (Schmidt, 2002). Esse equipamento tem como princípio de operação a aderência do fluido de trabalho à parede dos discos. Sobre as superfícies dos discos, onde o fluido desliza, o fenômeno da formação da camada limite torna-se responsável por impelir o eixo, com a tendência de os discos assumirem a mesma velocidade do fluido. O escoamento que atravessa os discos ocasiona momento nos mesmos e, por conseguinte, produz torque e potência no eixo-rotor. Embora a turbina Tesla seja já um equipamento conhecido no meio acadêmico, ainda não é um produto desenvolvido a ponto de ser industrializado e, em verdade, pouco se sabe sobre os fenômenos que ocorrem no escoamento entre os discos (Davydov, 1980; Rao, 1998; Schmidt, 2002). Pouquíssima ou quase nenhuma literatura está disponível a respeito da turbina Tesla, sendo que os autores têm, em geral, trabalhado para obter resultados de potência e, a partir daí, vários protótipos têm sido desenvolvidos e patenteados, com geometrias diferentes, porém mantendo a concepção básica de projeto que caracteriza esse tipo de turbomáquina. Não foi encontrado qualquer trabalho experimental investigativo quanto ao espaçamento entre discos, muito embora alguns autores tenham tentado modelar analiticamente o processo de escoamento no interior da turbina.

No sentido de conhecer mais profundamente esse tipo de dispositivo de propulsão e seus processos internos, foi desenvolvido um protótipo da turbina no Laboratório de Combustão e Energias Renováveis (LACER) da Universidade Federal do Ceará (UFC), em escala de laboratório, para determinar os parâmetros de projeto através de estudos teóricos e

experimentais. O interesse em desenvolver este tipo de turbina está relacionado ao fato da turbina Tesla ser uma alternativa tecnológica vantajosa em relação às tecnologias convencionais, caracterizando-se por: i) um baixo custo de projeto – o que se traduz em baixo custo de produção; ii) um baixíssimo atrito nos componentes mecânicos – o que minimiza significativamente o custo de manutenção; iii) a capacidade de operar com inúmeros fluidos de trabalho, inclusive vapor saturado – o que lhe confere a multiplicidade de aplicações em sistemas de engenharia; e iv) uma ampla faixa de operação e rotação, com fácil adaptação a geradores comerciais – o que favorece a geração descentralizada na zona rural ou a co-geração na indústria.

O protótipo da turbina Tesla foi, então, o objeto de estudo dessa dissertação, o qual foi construído segundo uma metodologia de pesquisa que tomou em consideração critérios na investigação científica e os objetivos a serem alcançados com esse trabalho. O protótipo foi submetido a um estudo experimental para determinar as faixas de rotação e de torque, através de ensaio dinamométrico, e, também, para verificar os valores de pressão na câmara de expansão. Em ensaios específicos complementares, o protótipo foi avaliado quanto aos níveis de vibração. Todo esse estudo experimental foi suportado por uma investigação teórica paralela, composta de dois estudos: i) Estudo Analítico – sendo analisados modelos propostos por autores que correlacionam a camada limite do escoamento dentro da turbina ao regime de rotação; ii) Estudo Numérico – sendo realizado um trabalho de simulação a partir da análise do escoamento do fluido entre os discos, empregando o software ANSYS-CFX, que ajudou a prever os limites de espaçamento entre discos, segundo valores de torque e potência esperados, bem como, ajudou a caracterizar as linhas de escoamento no interior da máquina. A análise da turbina Tesla pôde ser integrada, conjugando os dados experimentais e os teóricos, para identificar as faixas seguras de operação e aprender sobre os fenômenos característicos desse tipo de máquina de fluxo.

## CAPÍTULO 2 – OBJETIVOS

O presente estudo teve como objetivo geral analisar teórica e experimentalmente um novo modelo de turbina não-convencional, a Turbina Tesla, onde o foco da pesquisa é o desenvolvimento de um protótipo voltado para aplicação em sistemas de geração de energia elétrica, que empregue fontes de energias renováveis a partir da biomassa.

Com relação aos objetivos específicos, que decorrem do desenvolvimento de um dispositivo de propulsão ainda pouco conhecido, técnica e cientificamente no campo da engenharia de máquinas térmicas, a pesquisa também possui o propósito de:

- Analisar alguns conceitos inerentes ao projeto da turbina Tesla, como por exemplo, o seu princípio de funcionamento, que envolve fenômenos de mecânica dos fluidos ainda não muito bem entendidos;
- Desenvolver um protótipo multi-potência e multi-fluido, justificando sua viabilidade técnica quanto à praticidade de manutenção e robustez, e sua viabilidade econômica quanto ao custo de fabricação e operação, asseguradas por um construtivo versátil;
- Analisar as possibilidades de inserção desse tipo de tecnologia em micro-instalações de geração de energia elétrica, que possam promover o desenvolvimento auto-sustentado, através da geração de energia descentralizada;
- Verificar a aplicabilidade de ferramentas computacionais de simulação numérica, como foi o caso do ANSY-CFX, o qual foi aplicado para interpretar os processos internos da Turbina e, através deste, os resultados dos testes de laboratório puderam ser correlacionados.

## **CAPÍTULO 3 - ASPECTOS DA TECNOLOGIA DE BASE**

### **3.1 – HISTÓRICO DA TURBINA TESLA**

Nikola Tesla nasceu na Croácia, até então uma parte da Áustria-Hungria, no dia nove de Julho de 1856 e faleceu em sete de Janeiro de 1943 (Penner, 1995). Ele era tanto engenheiro elétrico como, também, engenheiro mecânico. Durante a sua vida nos Estados Unidos (EUA) ele conseguiu trinta e seis patentes de motores elétricos e geradores, nove patentes sobre transmissão de energia elétrica, seis patentes sobre iluminação e sete patentes de turbinas e dispositivos similares (Rao, 1998). A lista completa das patentes de Tesla nos EUA está contida no Anexo 9.3.

Tesla não só descobriu os benefícios da eletricidade AC, mas ele também projetou geradores para produzi-la e motores elétricos para utilizá-la, o qual é praticamente o mesmo que está em uso hoje (Rao, 1998). Se a turbina Tesla tivesse um desenvolvimento maior, é possível que todo o sistema de geração de eletricidade hoje poderia ter sido um projeto de Nikola Tesla. Não é difícil ver porque ele é chamado, algumas vezes, como o primeiro engenheiro de potência. A biografia, "A Estranha Vida de Nikola Tesla" afirma: Nikola Tesla é na verdade um profeta dos tempos modernos, sem o qual o rádio, auto-ignição, telefone, transmissão e geração de corrente alternada, e a televisão, teriam sido impossível (Penner, 1995).

#### **3.1.1 – TURBINA TESLA ORIGINAL**

Nikola Tesla primeiro patenteou uma Bomba de Placas em 1909. A Turbina Tesla usava exatamente os mesmos princípios como anteriormente patenteado na bomba, mas com o sentido de fluxo invertido. A Turbina Tesla é denominada algumas vezes de Turbina de Sem Pá (Bladeless Turbine) ou a Turbina de Camada Limite (Boundary Layer Turbine), como então foi patenteada dois anos depois em 1911. Tesla procurou constantemente financiamento para o desenvolvimento da turbina, entretanto os dois maiores produtores de turbina na época da guerra a General Electric que desenvolveu a turbina Curtis e a Westinghouse Electric, a qual

desenvolveu a turbina Parsons já tinham investido muito tempo e dinheiro nos seus projetos e mostraram pouco interesse na turbina Tesla (Rao, 1998).

Como uma última tentativa, Tesla levou seu projeto para a Allis Chalmers Manufacturing Company que posteriormente produziu três diferentes modelos, dois com 200 HP e uma com 675 HP. Os primeiros dois atingiram as rotações de 12000 e 10000 rpm e a terceira com uma velocidade síncrona de 3600rpm (Rao, 1998). As eficiências destas unidades foram registradas como sendo 38% (Rao, 1998). Esta eficiência foi atingida com uma turbina de único estágio e sem vácuo na exaustão.

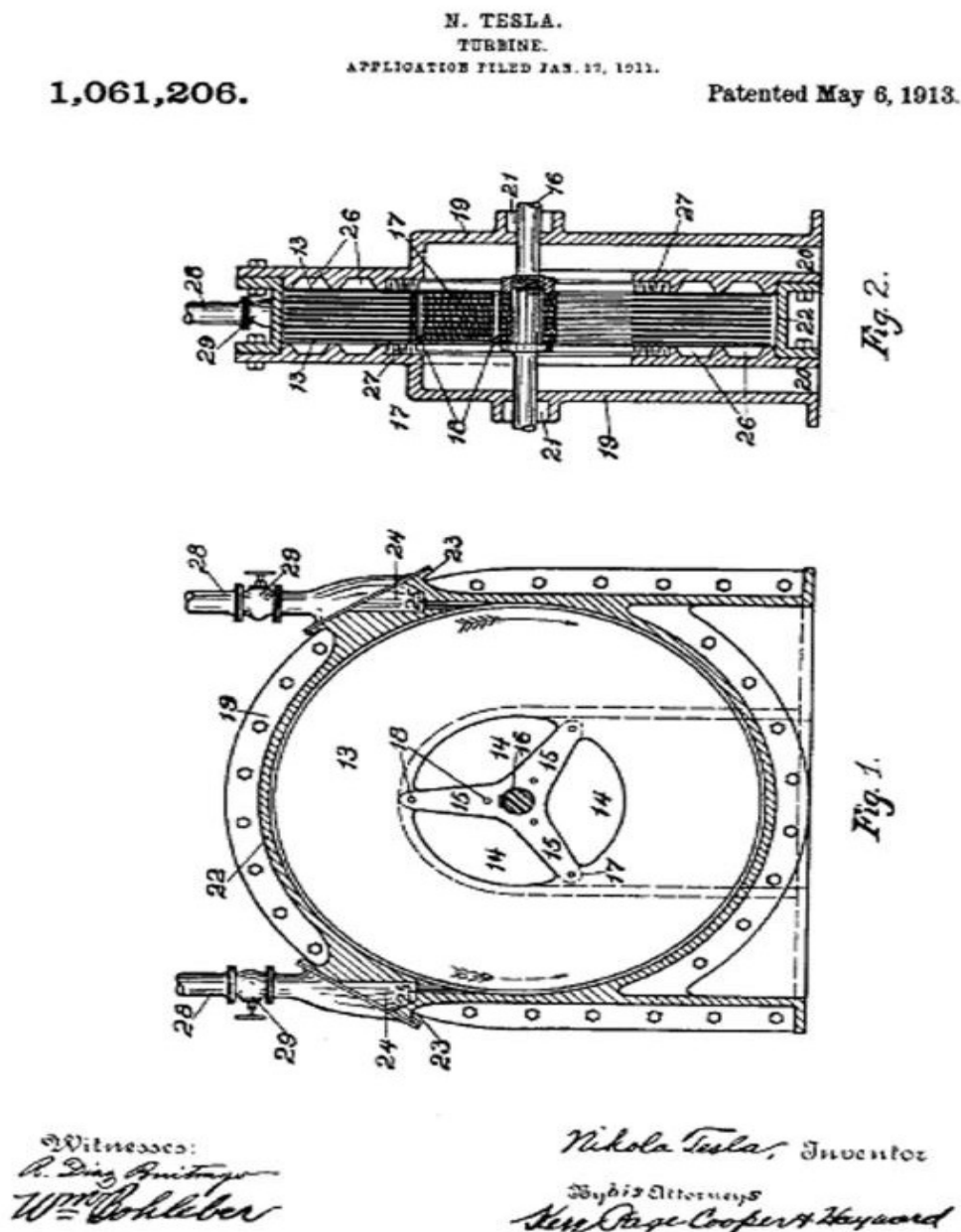
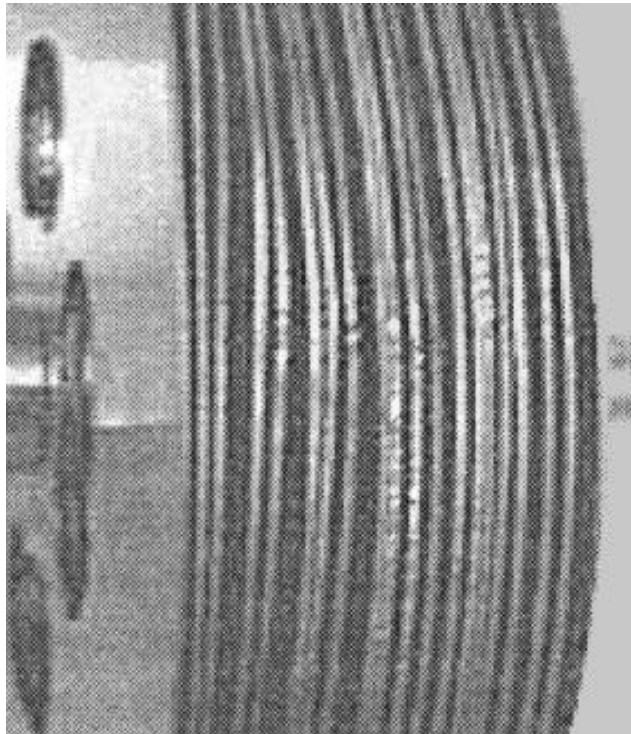


Figura 3.1 – Turbina Tesla (desenho da patente original de 1913)



Depois de muitos testes as turbinas foram desmontadas e examinadas, foi encontrado que muitos discos estavam distorcidos (Rao, 1998). Os outros engenheiros da Allis Chalmers Manufacturing Company denunciaram que os testes foram falhos. A qualidade do aço usado na época foi notavelmente pobre o qual poderia ter sido a razão para os danos.



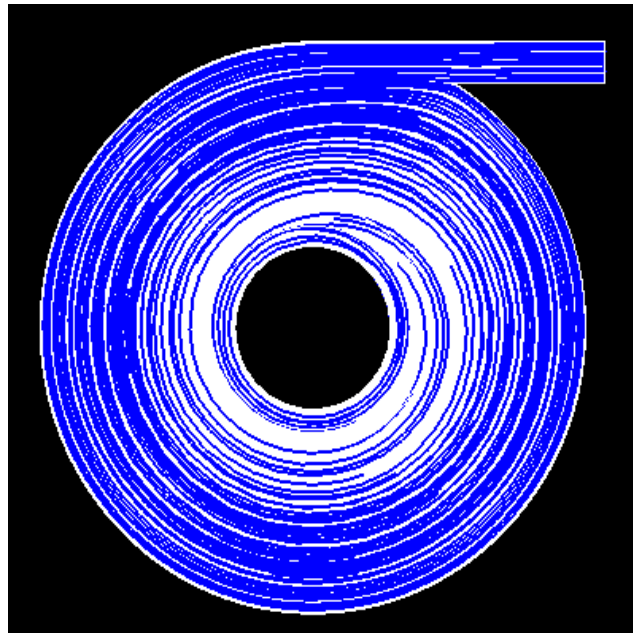
**Figura 3.2 – Danos ocorridos na turbina**

A Figura 3.2 foi retirada do Jornal TEBA de doze de Dezembro de 1997 página 6. Ela é uma representação dos danos que podem ter ocorrido. Interessante foi não ter nenhuma indicação externa dos danos (Rao, 1998). Isto sugere que embora os danos pudessem ter sido maiores não afetaram o funcionamento da turbina.

Devido aos os engenheiros da companhia não entenderem o projeto, o relacionamento entre Tesla e Allis Chalmers estremeceu, até finalmente sair da companhia (Rao, 1998). Este foi o último trabalho relatado por Tesla sobre sua turbina.

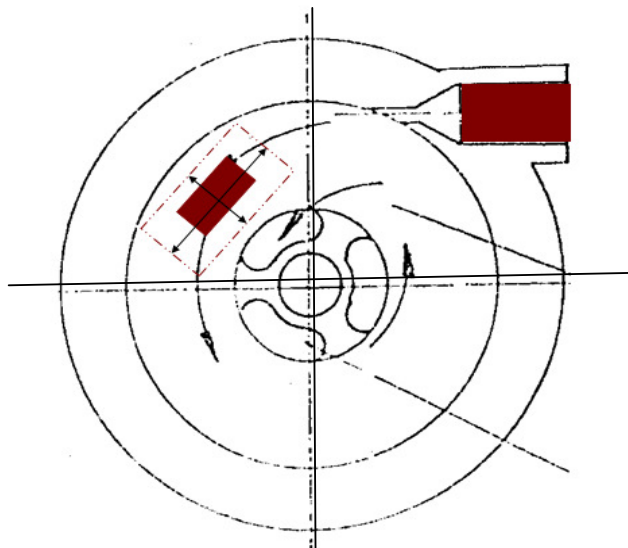
### 3.1.2 – PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DA TURBINA TESLA

O princípio de funcionamento da turbina Tesla é aquele da condição de aderência de um fluido à parede, ou seja, esta condição assume que um fluido adquire a velocidade da parede sobre a qual desliza, isto é, se a parede está parada a condição de contorno do fluido na parede é que sua velocidade é zero, e se a parede possui velocidade, a velocidade do fluido é igual à da parede, esta condição é chamada de “no slip condition”, ou condição de não escorregamento, ou de aderência à parede. O fluido é admitido e, num movimento espiral ao longo do raio do disco, atinge os rasgos próximos ao centro do disco sendo exaurido através dele. Conforme mostra a Figura 3.3.



**Figura 3.3 – Movimento do fluido**

Dessa forma, o disco tende a adquirir a velocidade do fluido sobre o qual ele passa, porém, para que a transferência de quantidade de movimento se dê de modo mais efetivo, é preferível que o escoamento do fluido seja laminar, considerando-se que o vetor velocidade tangencial é nulo para um sistema de referência que gira junto com o disco. A única velocidade que influencia o escoamento é a velocidade em direção ao centro do disco, que é por onde se dá o escoamento do fluido que entrou tangencialmente, fazendo com que o disco gire.



**Figura 3.4 – Expansão do fluido**

O fluido ao ser admitido no bocal sofre uma expansão na câmara e este processo continua de forma espiral na superfície do disco até atingir a região dos furos centrais do disco onde ocorre a exaustão. O processo é ilustrado na Figura 3.4.

### 3.1.3 - MODELOS DECORRENTES DE TESLA

Depois de Nikola Tesla, diversas outras patentes para a turbina foram desenvolvidas, tais como: i) 6973792 de 2005; ii) 6692232 de 2004; iii) 6726442 de 2002; iv) 6682077 de 2002; dentre outras. Todas essas turbinas patenteadas possuem o mesmo princípio de funcionamento da turbina, como mostra a Figura 3.5.

Basicamente, o que diferencia as patentes desenvolvidas é a aplicação da turbina Tesla, sua geometria, o número de discos empregados, a forma como o fluido entra na turbina, dentre outros. A Figura 3.5 mostra algumas das patentes baseadas na turbina. A primeira é a patente original feita por Nikola Tesla e a Patente 6973792 2005 é uma turbina de discos com três estágios de passagem do fluido.

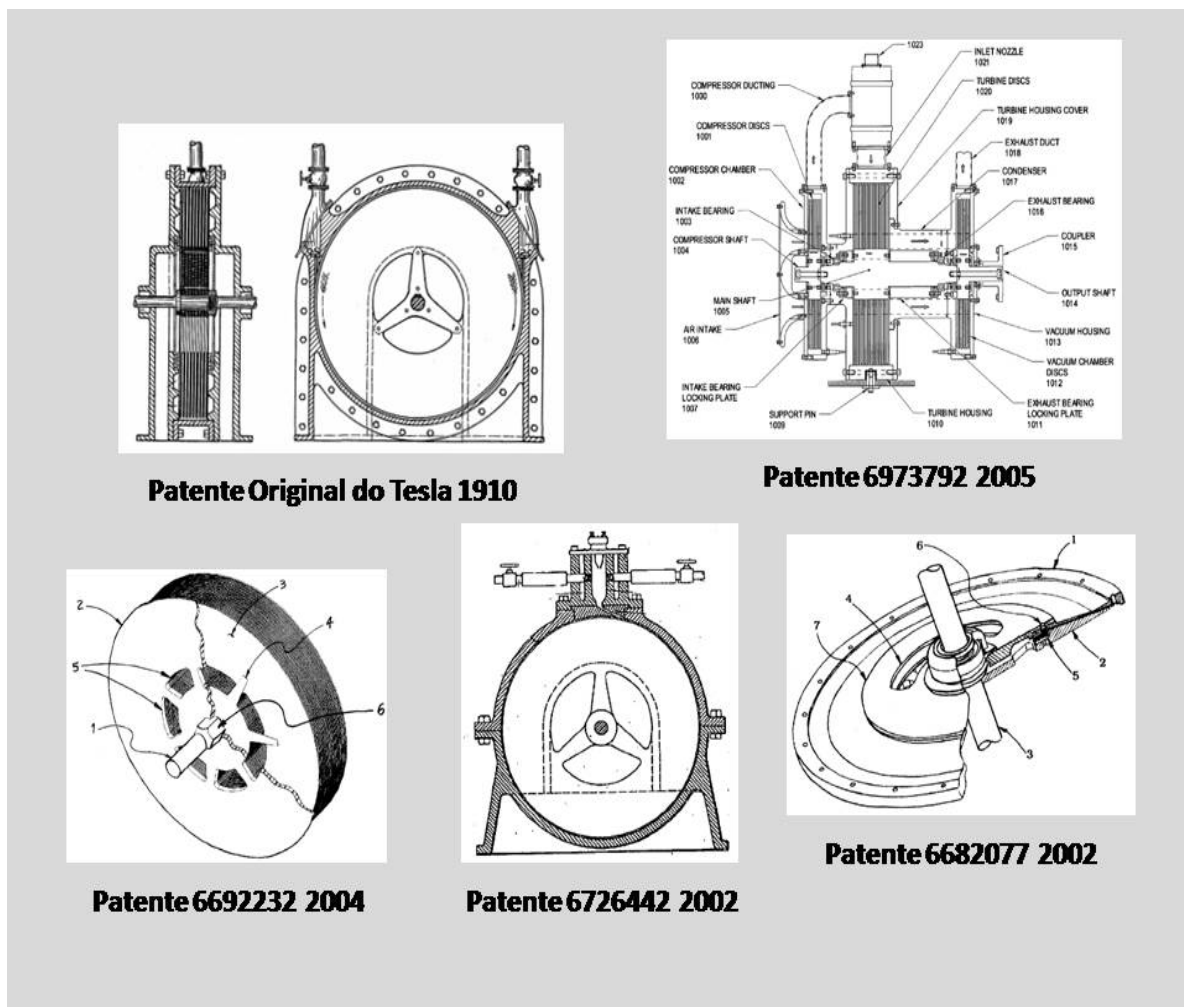


Figura 3.5 – Patentes baseadas na turbina Tesla

### 3.1.4 – CITAÇÕES BIBLIOGRÁFICAS SOBRE A TURBINA TESLA

Recentemente, diversos estudos foram feitos em modelos diferentes de turbina Tesla, inclusive outros fluidos de trabalho também têm sido experimentados. Por exemplo, a Figura 3.6 mostra uma turbina acionada por gases de exaustão, gerados pela queima de pó de madeira, a qual foi testada em 2002 em um trabalho para California Energy Commission (Schmidt, 2002). Essa turbina chegou à faixa de rotação entre 8.000-10.000 rpm e eficiência isentrópica máxima de 16%. Outras fontes bibliográficas citam outros resultados obtidos, como mostra a Tabela 3.1:

**Tabela 3.1 – Potências, Rotações e Eficiências encontradas na literatura**

POTÊNCIA (HP)	ROTAÇÃO MÁXIMA (RPM)	EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA (%)	AUTOR (ANO)
4	15000	32	Gruber (1960)
1.3	12000	24	Beans (1966)
2	12000	23	Rice (1965)
0.06	1000	21	North (1969)
2	120000	49	Davydov, Sherstyuk (1980)



**Figura 3.6 – Turbina tesla acionada por gases de exaustão, 2002 (Schmidt, 2002)**

O que se nota na evolução histórica da Turbina Tesla é que, nos últimos anos, devido à busca por alternativas tecnológicas para os equipamentos mais complexos, como é o caso das turbinas a vapor, a turbina tem se mostrado uma boa opção de pesquisa e desenvolvimento devido às suas vantagens para uma faixa de potência que as turbinas convencionais não poderiam atender devido ao alto custo da energia.

## **3.2 – APLICAÇÕES DA TURBINA TESLA**

### **3.2.1 – INSTALAÇÕES DE GERAÇÃO DISTRIBUÍDA**

As formas de aproveitamento da biomassa são tão variadas quanto as características físico-químicas dos diversos tipos de biomassa disponíveis para uso. Entretanto, estas podem ser agrupadas em duas formas principais de aproveitamento: térmica e elétrica. Um exemplo disso é o uso direto da biomassa para geração de trabalho mecânico, através aplicação do álcool ou de óleos vegetais em motores de combustão interna dos automóveis.

Os processos que utilizam a biomassa em aplicações térmicas e de geração de energia, em geral, são os seguintes (Montenegro, 2000):

- Aplicação Térmica
  - Queima Direta;
  - Gaseificação;
  - Digestão Anaeróbia.
  
- Geração de Eletricidade
  - Queima Direta em motores;
  - Gaseificação;
  - Ciclo a vapor;
  - Ciclo a gás.

Segundo Montenegro (2000), estima-se que com apenas um terço do resíduo agrícola que hoje é desperdiçado no mundo seria possível gerar aproximadamente 10% da demanda mundial de eletricidade. Com a introdução de tecnologias específicas para aproveitamento de biomassa, prevê-se que, até o ano 2050, a energia gerada com biomassa seja equivalente à gerada com hidrelétricas e com usinas nucleares. A atividade agrícola também poderá ser beneficiada, utilizando os resíduos como cascas de sementes, palhas, raízes ou outros resíduos. A biomassa poderá ser de grande valor para promover sistemas de eletrificação rural para comunidades que não têm acesso à rede pública de energia, porém têm possibilidade de produzir biomassa, devido às suas atividades em meio rural. O Brasil tem hoje uma demanda reprimida de aproximadamente 30 GW em comunidades rurais não atendidas, e a biomassa poderá suprir parte desta demanda.

A questão é como operacionalizar esse potencial energético, se as tecnologias difundidas e disponíveis para instalação de um sistema de geração, via de regra, dependem de equipamentos sofisticados e complexos, requerendo elevada qualificação técnica da mão-de-obra responsável pela operação e manutenção. As turbinas a vapor convencionais, por exemplo, tornam-se inadequadas e muito onerosas para sistemas de geração de energia descentralizada, quando se trata de sistemas que têm que ser constituídos de sistemas termodinâmicos apropriados à operação com biomassa. Devido ao seu grau de complexidade mecânica, as turbinas convencionais requerem para sua fabricação máquinas operatrizes de grande precisão, ocasionando um aumento do custo final do produto acabado. Operacionalmente, as turbinas a vapor convencionais requerem uma quantidade grande de vapor em qualidade e pressão elevadas, ou seja, é exigido vapor superaquecido produzido em caldeiras sofisticadas, o que é complexo em termos de projeto de caldeira, quando o combustível de queima é a biomassa, devido a seu baixo poder calorífico.

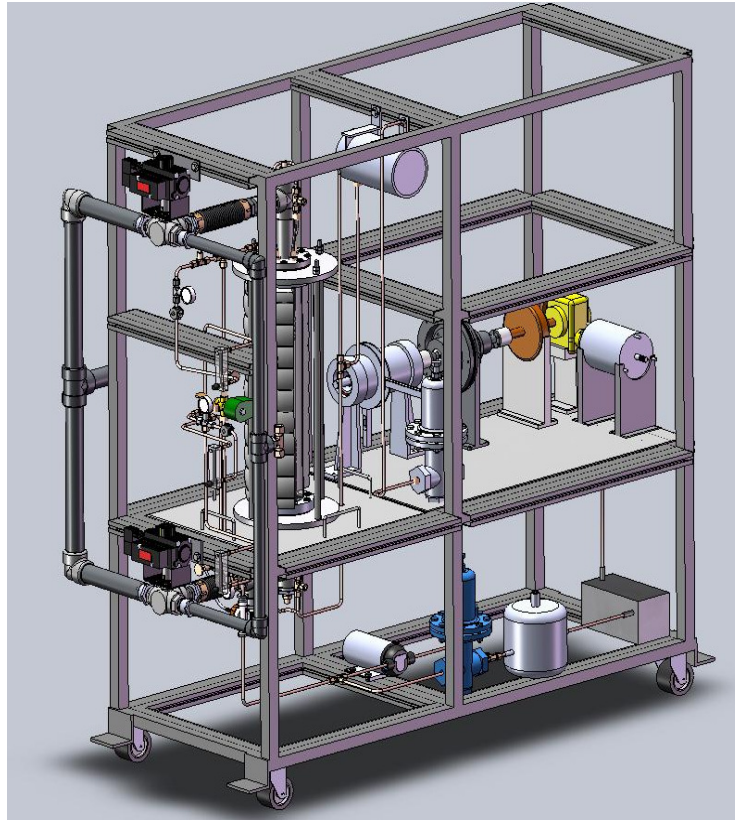
Considerando-se o alto potencial de biomassa disponível para uso, faz-se necessário o desenvolvimento de equipamentos que atendam esta demanda, com tecnologias mais robustas, simples e de menor custo global. A turbina Tesla (ou turbina de discos) pode ser uma boa alternativa para suprir essa demanda, tendo em vista suas vantagens em relação às turbinas convencionais. Por exemplo, na aplicação da biomassa na forma térmica, em que é mencionado o aproveitamento por queima direta, os gases de exaustão podem ser utilizados como um fluido de trabalho na turbina de discos, sem risco de comprometer a integridade física dos seus componentes mecânicos, o que não ocorreria com uma turbina convencional que é extremamente complexa e delicada.

Na aplicação da biomassa em sistemas de geração de eletricidade em ciclos termodinâmicos do tipo Rankine, a turbina Tesla pode ser uma boa solução para compor o sistema de potência, utilizando esse equipamento como o dispositivo de propulsão que deverá ser acoplado ao gerador de eletricidade. Neste contexto, a utilização da turbina de discos mostra-se extremamente vantajosa pelo fato de poder operar com vapor saturado em baixas pressões, comum em caldeiras de biomassa, porque o combustível originalmente é caracterizado por um baixo poder calorífico. A turbina Tesla operando com vapor saturado não corre risco de se danificar por um possível excesso de condensado na máquina, o que seria impossível em turbinas convencionais, as quais, em geral, operam com títulos muito elevados.

Como a turbina Tesla tem seu princípio de funcionamento baseado na ação de fluido de trabalho por atrito sobre a superfície dos discos, os quais tendem a adquirir a mesma velocidade tangencial do fluido, não há efetivamente necessidade de sistemas de vedação da câmara e folgas tão justas como o que ocorre nas turbinas convencionais. Torna-se, então, uma das principais características desse tipo de turbina a facilidade de manutenção, principalmente pela pequena probabilidade de avarias, pela rapidez de montagem e desmontagem do equipamento e pelo fato de não requerer mão de obra especializada. Essas características fazem com que esse tipo de turbina de disco transforme-se numa solução bastante eficaz para atender os projetos de sistema de geração descentralizada no campo, como uma mini-usina termoelétrica.

Objetivamente, essa dissertação está diretamente associada a essa aplicação, compondo um grupo de estudo no Laboratório de Combustão e Energias Renováveis (LACER) da Universidade Federal do Ceará que vem desenvolvendo nos últimos três anos o projeto de uma mini-termoelétrica, preparada para operar com um biogás obtido a partir do tratamento anaeróbico do líquido residual do processo de beneficiamento dos resíduos da casca do coco verde (projeto de pesquisa em parceria “EMBRAPA – UFC”). Esse biogás é tratado e queimado numa caldeira de queimador poroso integrando um sistema de geração junto com uma turbina Tesla, como pode ser observado na Figura 3.7. Nesse ciclo termodinâmico do tipo Rankine simplificado, o vapor gerado na caldeira passa pela turbina Tesla, e essa acoplada por um sistema de transmissão a um pequeno gerador de energia, produz energia em pequena escala, como uma planta-piloto de estudo em laboratório.





**Figura 3.7 – Planta-Piloto da Mini-Termelétrica do LACER equipada com a Turbina Tesla**

### **3.2.2 – ÁREAS DE INTERESSE PARA ENGENHARIA**

A priori, a turbina Tesla tem um vasto campo de aplicação em sistemas de geração de energia, em que a mesma pode ser utilizada para compor ciclos termodinâmicos conhecidos, a exemplo dos ciclos Rankine e Brayton. Entretanto, esse tipo de turbina pode atender diferentes áreas de interesse para a engenharia, que não seja as relacionadas com sistemas de geração, das quais algumas aplicações podem ser citadas: i) bombeamento de água; ii) compressor de ar/gases; iii) sistemas mecânicos de propulsão de máquinas de lixamento/polimento; e iv) sistemas mecânicos de máquinas operatrizes; dentre outras.

Enquanto máquina de fluxo, em que o princípio de funcionamento da turbina de discos é apenas a aderência do fluido de trabalho à parede, essa característica de simplicidade de projeto lhe confere inúmeras possibilidades de uso, pelo baixo custo e pela facilidade de

manutenção. As aplicações são resultado da necessidade, em que duas ou mais turbinas podem ser acopladas com funções opostas, por exemplo, compressor e expansor, bomba e compressor, dentre outras.

## **CAPÍTULO 4 – METODOLOGIA DE PESQUISA**

### **4.1 – CRITÉRIOS DE METODOLOGIA**

A ciência apresenta-se como um processo de investigação que procura atingir conhecimentos sistematizados e seguros. Para que se alcance esse objetivo é necessário que se planeje o processo de investigação. Planejar significa traçar o curso de ação que deve ser seguido no processo da investigação científica. Planejar subentende prever as possíveis alternativas existentes para se executar algo. Não existe método científico no sentido de código normativo do comportamento científico estabelecido previamente. O que existe são critérios gerais orientadores que, no depoimento dos investigadores, facilitam o processo de investigação.

O tipo de pesquisa que se apresenta aqui pode ser basicamente classificado como experimental, muito embora tenha sido consubstanciada por um estudo teórico. Neste caso, o pesquisador tem que analisar o problema, construir suas hipóteses e trabalhar manipulando os possíveis fatores, as variáveis, que se referem aos fenômenos observados, para avaliar como se dão suas relações preditas pelas hipóteses. Nesse tipo de pesquisa a manipulação na quantidade e qualidade das variáveis proporciona o estudo da relação entre causas e efeitos de um determinado fenômeno, podendo o investigador controlar e avaliar os resultados dessas relações.

Com respeito ao projeto em questão, o problema a ser analisado (o escoamento) é o que afeta o fenômeno, porque ocorre dentro da turbina Tesla e, como isso, afeta no seu desempenho.

Com essa premissa e segundo uma visão macroscópica da pesquisa, os critérios adotados para construir a metodologia de trabalho foram pautados, então, nas seguintes metas:

- i) Conhecer a turbina Tesla, fazendo um estudo experimental operando com diferentes espaçamentos entre discos;

- ii) Estabelecer as mesmas condições de operação para analisar torque, potência, vibração e perfil de distribuição de pressão na câmara de expansão;
- iii) Fazer um estudo analítico dos fenômenos internos e comparar com os resultados experimentais;
- iv) Fazer um estudo de simulação numérica para caracterizar o escoamento e obter alguns parâmetros de projeto, para confrontar com resultados experimentais;
- v) Conjuguar todas as informações obtidas em testes experimentais e em estudos teóricos para ter uma visão mais abrangente sobre a turbina, enquanto projeto de máquina.

A partir dessas metas previamente estabelecidas, o planejamento de experimentos pode ser delineado para dar prosseguimento no projeto de pesquisa, partindo de hipóteses de referência necessárias ao dimensionamento preliminar de alguns componentes mecânicos e determinação de parâmetros iniciais para o projeto construtivo da turbina.

Como hipótese de base, sugeriu-se que o espaçamento entre os discos influencia de forma considerável no desempenho da turbina, portanto, essa foi a variável independente, ou seja, o objeto de estudo. Essa deve, então, ser alterada de forma que se permita avaliar a influência no desempenho da turbina e, para tanto foi arbitrado por ocasião do início da pesquisa, o valor do diâmetro para os discos: 140 mm; e valores de espaçamento entre discos: de 0,5 a 5,5 mm. Consequentemente, a variável dependente tornou-se o desempenho da turbina, avaliado por valores de torque, rotação, potência e níveis de vibração.

Para alcançar esses objetivos foram utilizadas ferramentas computacionais de predição (ANSYS-CFX) e instrumentos para medir o comportamento real da turbina (por exemplo, manômetro, sensor de pressão, dinamômetro, tacômetro, sensor de vazão, acelerômetros, dentre outros). No caso da simulação computacional, foram delimitados os valores de rotação 0 a 30.000 rpm.

Sob o ponto de vista da análise de vibração, as variáveis independentes seriam a rotação, a quantidade de discos e o espaçamento entre eles. As rotações escolhidas foram baseadas no testes de vazão e rotação. Os espaçamentos entre os discos foram os mesmos citados anteriormente.

Após a fase de planejamento de pesquisa e também delimitados os valores a serem avaliados, iniciou-se as fases de projeto conceptivo e construtivo (explanada a seguir) do protótipo de estudo.

## **4.2 – DESENVOLVIMENTO DO PROTÓTIPO**

### **4.2.1 – PROJETO BÁSICO E ESPECIFICAÇÕES**

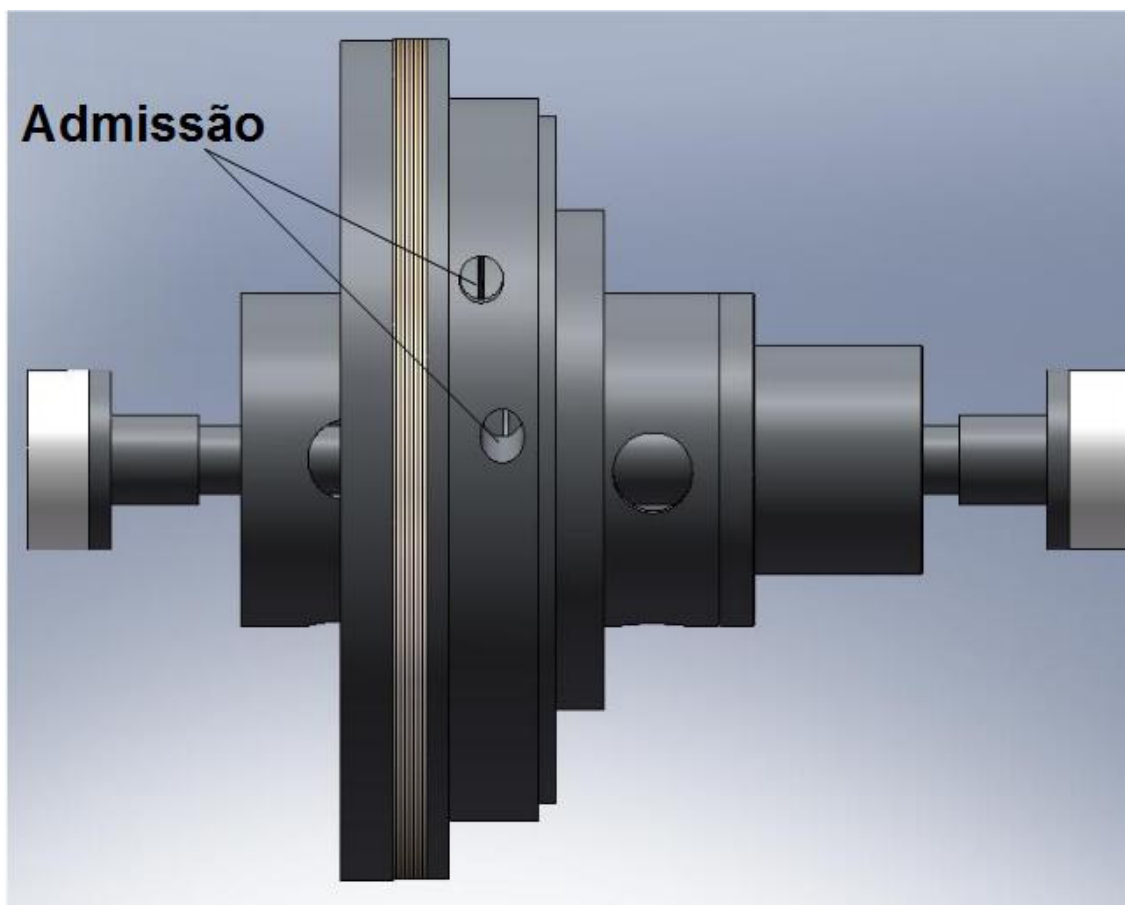
O projeto básico representa a concepção da idéia, e de desenvolvimento do protótipo e, como tal, é nessa fase que todas as metas de pesquisa e critérios de análise metodológica devem ser inseridos. Mantendo esse princípio, o desenvolvimento do projeto básico tornou-se uma tarefa árdua e bastante demorada, com idas e vindas, num processo de pequenos avanços e muitos retrocessos, muitas vezes abandonando todo um trabalho de desenvolvimento de componentes, em desenhos realizados durante meses.

Contudo, deve-se ressaltar que o objetivo da pesquisa não foi desenvolver um protótipo para se chegar a um produto de engenharia, mas sim desenvolver um objeto de estudo, com algumas características especiais que, muito provavelmente, seriam desnecessárias à construção de um produto industrial. Assim, a concepção do protótipo da turbina Tesla foi sendo realizada, com a preocupação constante desse objeto de estudo ter algumas propriedades importantes para permitir uma investigação criteriosa dos fenômenos presentes nos processos internos da turbina. Logo, desejou-se um protótipo versátil, prático, de fácil e rápida montagem e desmontagem, e que possibilitasse uma fácil adaptação dos componentes, em caso de ser necessário investigar outro aspecto que anteriormente passou despercebido.

Em princípio, idealizou-se uma turbina que pudesse ser desmontada para inspeção sistemática durante os testes, sem comprometer a estruturação do protótipo, ou seja, sem alterar folgas, ajustes e condições de montagem. Por essa razão pensou-se em estruturar a turbina de forma que apenas um dos lados da mesma ficasse responsável em garantir a base de sustentação do eixo-rotor, permitindo assim um livre acesso por um dos lados da turbina para as investigações. Assim, o projeto dos mancais foi definido, em que um dos lados contém dois rolamentos rígidos, suportando o eixo-rotor e o outro lado da turbina tem um rolamento de agulha, de fácil deslizamento sobre o eixo, o que facilita a desmontagem, como pode ser observado na Figura 4.2.

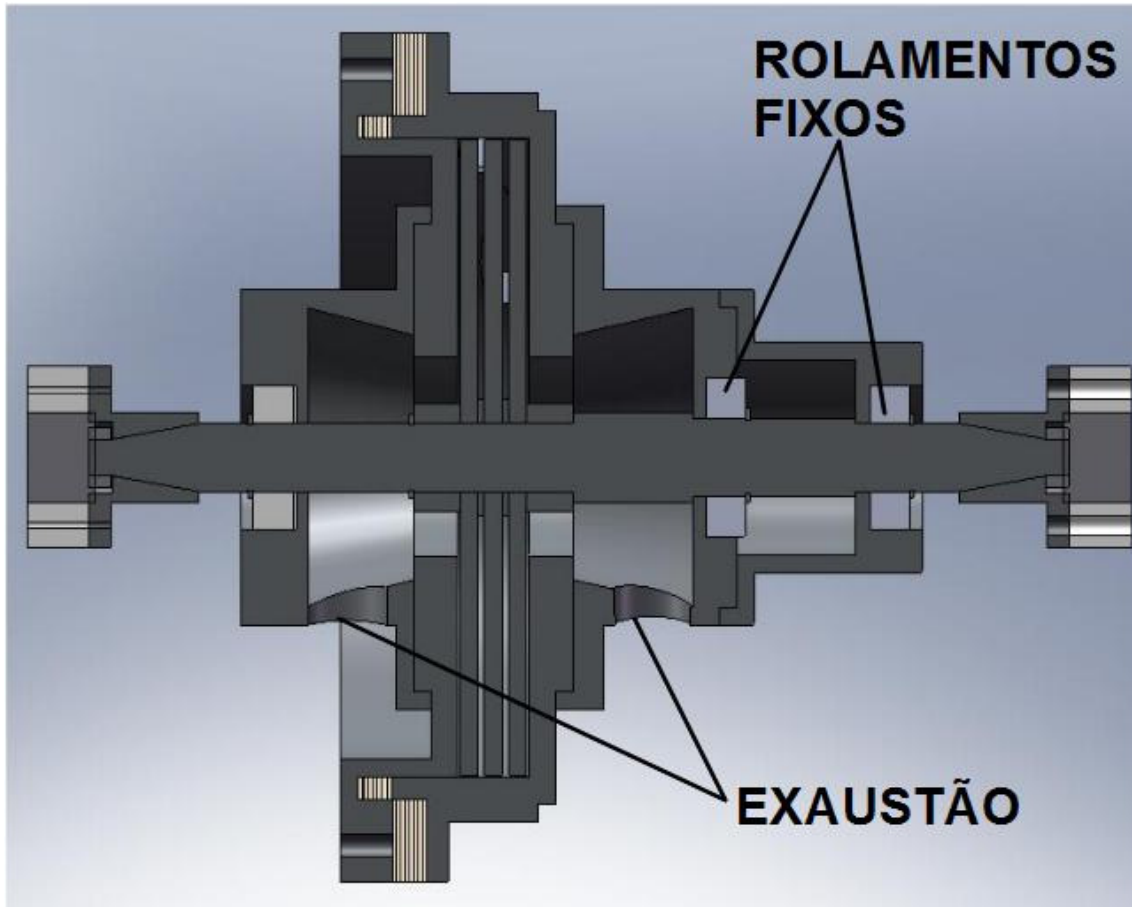
Essa figura mostra também outras características do projeto básico do protótipo da turbina Tesla desenvolvida para essa pesquisa. O número de discos pode ser alterado quantas vezes forem necessárias pela simples substituição de anéis espaçadores, tanto entre discos

como entre carcaças. Por essa razão, foram feitos anéis para instalação no eixo-rotor e nos flanges das carcaças, com várias espessuras que permitem fazer uma composição de medidas para se chegar aos espaçamentos desejados entre discos para estudo do escoamento.



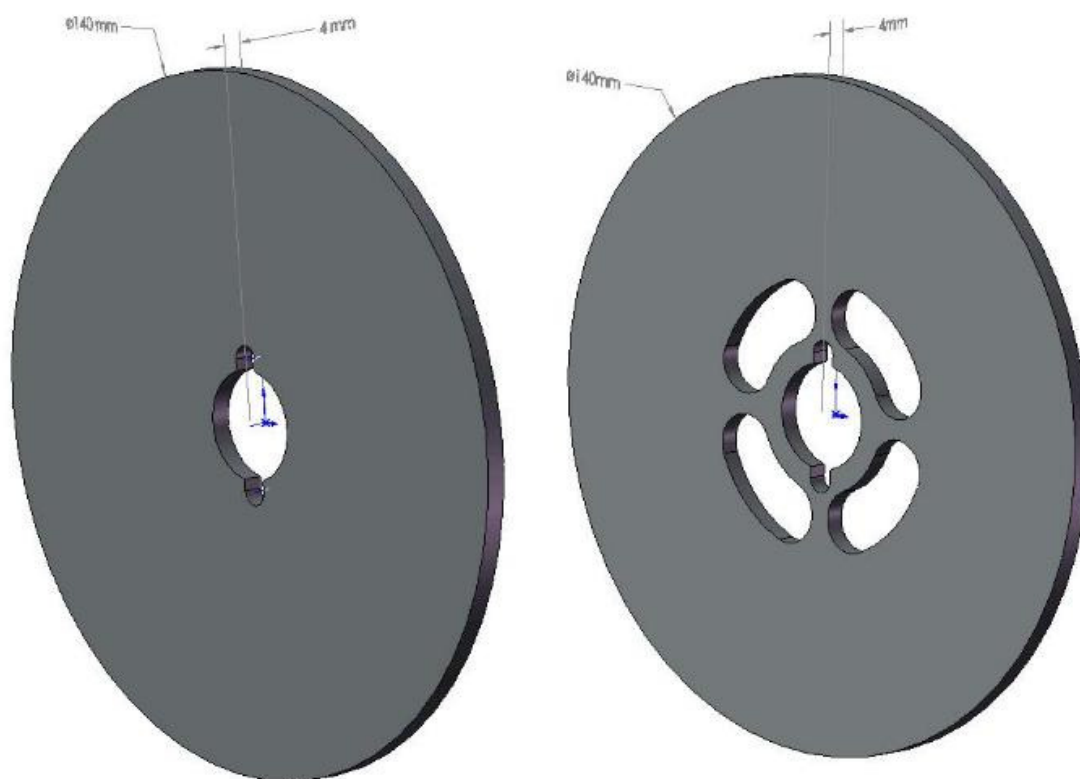
**Figura 4.1 – Vista frontal da turbina**

A alteração dos diâmetros dos discos é possível com a inclusão de um anel de preenchimento da câmara, complementando o espaço deixado com a redução da dimensão dos discos. A Figura 4.2 também mostra que há duas saídas para o fluido de trabalho, uma em cada lado da turbina. O objetivo foi a de que o fluido poderia ter melhor escoamento se o seu curso dentro da turbina para escapar da câmara de expansão pudesse ser reduzido. Dessa forma, o fluido ao entrar nos discos terá liberdade para escoar tanto por um lado como por outro.



**Figura 4.2– Vista em corte da turbina montada**

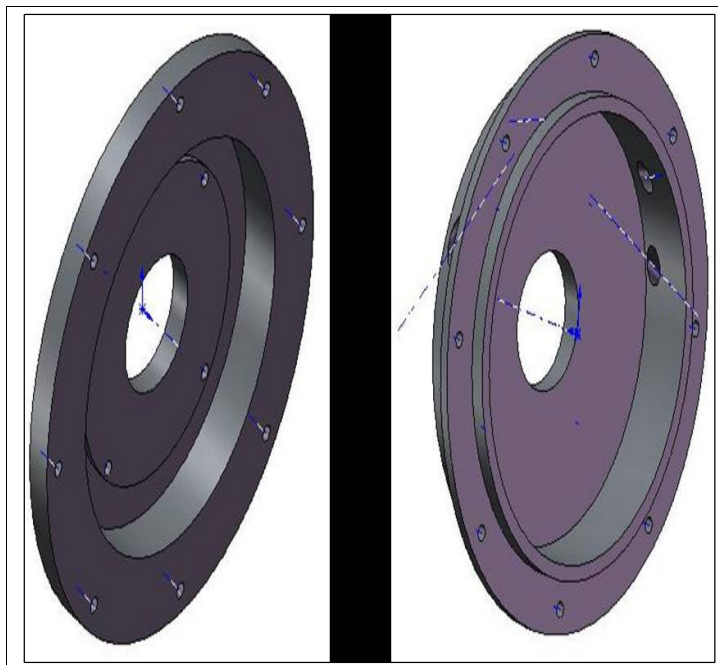
Objetivamente, projetou-se o protótipo para comportar três discos apenas, embora o conjunto de carcaças permitisse incluir mais discos. Entretanto, o objetivo não foi desenvolver um protótipo para chegar a um determinado valor de potência, mas sim ter o número de discos que permitisse entender os fenômenos presentes no processo. Com base nisso, a idéia foi utilizar apenas três discos, sendo dois com aberturas de escape do fluido e um central “cego” (sem aberturas), como mostra a Figura 4.3. O critério de projeto foi o de que, se necessário, a turbina seria aumentada apenas com os discos vazados, mantendo apenas o disco central sem orifícios. Nessa figura, pode-se observar que os discos são relativamente espessos em relação aos diâmetros especificados. Essa definição parte do princípio que o objetivo foi desenvolver um protótipo para geração de energia e, por essa razão, é importante que os discos tenham maior inércia para manter uma maior estabilidade na condição de alteração de carga.



**Figura 4.3 – Disco central e exaustão de 140mm**

Mantendo os objetivos iniciais de projeto, idealizou-se também o desenvolvimento da carcaça do protótipo, que permitisse servir de estrutura de todo o conjunto de suportes do eixo-rotor e canais necessários ao escoamento do fluido de trabalho, para manter um funcionamento regular da turbina. No protótipo, existem duas carcaças principais que integram a câmara de expansão da máquina, onde ficam contidos o eixo-rotor e os discos e onde o fluido de trabalho aloja-se e escoar, denominadas de carcaça 01 e 03, como mostra a Figura 4.4. Essas devem ter algumas características importantes, por exemplo, a robustez, estanqueidade, etc. Na carcaça 03 a geometria foi estabelecida de tal forma que o fluido encontrasse resistência para escapar, por outro lado, também foi projetada de tal forma que o fluido de trabalho não tivesse impedimentos para ser exaurido. Na carcaça 01, além dos critérios estabelecidos para a carcaça 03, incluem-se outras, devido esta possuir as tomadas de admissão do fluido. Para cada configuração da turbina, o ângulo de entrada do fluido é específico em função do sentido de giro e em função do diâmetro dos discos, razão pela qual foram feitas quatro admissões com angulações adequadas a cada condição de operação. Além

disso, as tomadas foram posicionadas de tal forma que o jato de fluido fosse direcionado para o espaço entre os discos.



**Figura 4.4 – Carcaças 01 e 03**

Outras carcaças que mereceram atenção foram as carcaças de exaustão (denominadas 04 e 05) apresentadas na Figura 4.5. Estas possuem algumas características importantes que permitem que o fluxo não tenha resistência para o escoamento. Por exemplo, os compartimentos internos destas carcaças possuem um corte angular para evitar o acúmulo de líquidos na carcaça, devido algum tipo de condensação do fluido. A premissa de projeto foi de que o volume da carcaça 04 fosse o mais próximo possível igual ao da carcaça 05 (a outra carcaça de exaustão), pois se houvesse alguma diferença brusca em termos de área livre para escape do fluido, haveria uma tendência em ele sair preferencialmente por uma das saídas e isso poderia interferir no processo de escoamento entre os discos. Houve também a preocupação em que as aberturas para saída fossem bem extensas e com inclinação para que o condensado pudesse escoar em sentido externo a máquina, logo foram previstos drenos na parte mais inferior de cada uma dessas carcaças.

Como os parâmetros mais importantes nesse estudo a serem avaliados foram a quantidade de discos, o espaçamento entre eles e diâmetro dos discos; foi feita uma busca detalhada a respeito de uma literatura apropriada para consubstanciar a pesquisa, entretanto,



essas variáveis que influenciam no desempenho têm sido pouco estudadas, ou pelo menos pouco divulgadas em meios formais de registro científico.



**Figura 4.5 – Carcaças 4 e 5**

O desenvolvimento do projeto básico partiu da definição dessas variáveis. Com respeito à quantidade de discos pensou-se em avaliar o desempenho de dois e três discos, como mencionado anteriormente. Para que isso fosse possível o eixo-rotor foi idealizado de tal forma que permitisse a montagem das configurações de discos desejados. Utilizando-se de uma porca, os discos são fixos como pacotes, formando o rotor. Apesar da quantidade de discos ser pequena em relação aos projetos encontrados em literatura disponível, para efeito de projeto básico, a quantidade definida tornou-se suficiente para as investigações que se desejava realizar.

No assentamento dos discos nos anéis espaçadores, as tolerâncias de montagem quanto à folga entre discos são garantidas por uma porca que aperta axialmente todo o

conjunto de discos sobre o eixo-rotor. Deve-se ressaltar que para evitar também o problema de deformações nos discos por conta da montagem conjunta, mantendo todos prensados entre si, os mesmos foram projetados com uma espessura de quatro milímetros e com um material que resiste bem a deformação. Embora, isso traga benefícios quanto à inércia do eixo-rotor (como mencionado anteriormente), segundo a estratégia de manter a estabilidade de geração de energia, a maior espessura dos discos requer um maior torque de partida do que seria com discos finos. Essa característica de projeto resulta, no início, em uma baixa aceleração o que ocasiona em retardo para a turbina atingir rotações maiores, devido a essa inércia, por outro lado o armazenamento de energia em todo conjunto eixo-rotor, por possuir mais massa, por vezes prejudicava na investigação porque a turbina ficou robusta em demasia, para efeito de pesquisa.

Consecutivamente, o projeto do eixo-rotor foi também motivo para estudos e, algumas vezes descartes de desenhos e, às vezes, peças fabricadas, até chegar uma condição considerada satisfatória em termos de sistema mecânico. O eixo-rotor possui algumas características relevantes. Por exemplo, a chaveta para transmissão de torque tem um comprimento que se consegue montar três discos com um espaçamento entre eles de até cinco milímetros e meio. Para o fechamento do pacote tornou-se necessária a fabricação de uma rosca no eixo na qual uma porca de ajuste de montagem fixa todo o pacote de discos e espaçadores, conjuntamente. O eixo possui uma parte mais robusta que cumpre dois objetivos; i) assentar de forma adequada o primeiro disco do pacote; e ii) com uma massa maior nessa região dificulta a transferência de calor para outras regiões do eixo; como mostra a Figura 4.6.



**Figura 4.6 – Detalhe do eixo mostrando a possibilidade de variação da quantidade de discos e espaçamentos**

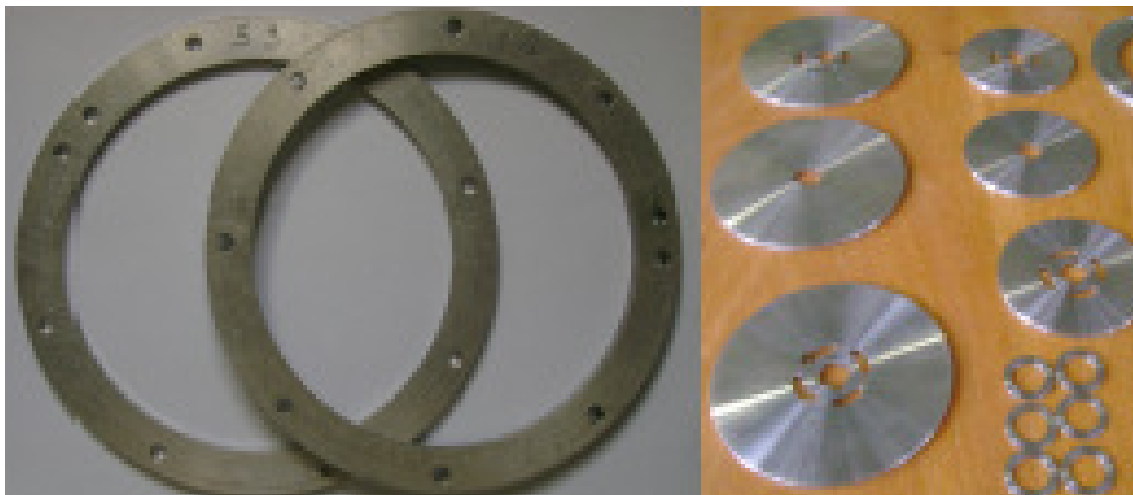
Para estudar criteriosamente a influência do espaçamento entre os discos, especial atenção foi dada no projeto dos anéis espaçadores, quando foram estabelecidas diversas espessuras para estudo. A faixa escolhida de espessuras para fabricação dos anéis foi de 0,5 a 3,5 mm, entretanto, o espaçamento entre discos é o resultado da junção de anéis acoplados de forma que, através da soma das espessuras dos anéis fabricados, pode-se compor as medidas desejadas (afastamento dos discos). Por exemplo, para averiguarr um espaçamento entre os discos de 4,0 mm, utiliza-se um anel de 3,5 mm mais um de 0,5mm, ou, então, dois anéis espaçadores de 2,0 mm.

Outro ponto importante para análise destes parâmetros que deve ser ressaltado é a facilidade de manutenção e troca dos espaçadores. Esse objetivo foi alcançado colocando-se os dois mancais fixos depois da câmara, não sendo necessária a desmontagem destes para a retirada dos discos. Esta forma de montagem, com uma distância relativamente grande dos rolamentos em relação à posição dos discos, minimiza o risco de danificar os rolamentos, pelo aspecto térmico. Portanto o eixo da turbina fica praticamente em balanço e, a carga total sobre o eixo-rotor fica distribuída com o terceiro mancal na carcaça desmontável (carcaça 3), com rolamento de agulhas (na outra extremidade do eixo). O rolamento de agulha foi selecionado

com uma folga adequada para desmontagens regulares da turbina. Certamente, este tipo de montagem com o eixo em balanço torna-se um diferencial em relação outras turbinas do tipo Tesla já desenvolvidas até então.

Com respeito ao diâmetro dos discos, foram projetados e fabricados com dois diâmetros, três de 100 mm e três de 140 mm. Como mencionado anteriormente, com a redução do diâmetro do disco, o diâmetro da câmara também varia, para manter as folgas iguais nos dois casos, razão pela qual foi projetado um anel redutor de câmara. As folgas existentes entre as carcaças e os discos são, respectivamente, cinco décimos de milímetro radialmente e dois décimos de milímetro lateralmente. Entretanto, nas carcaças foram introduzidos dois anéis de teflon que tocam levemente nos discos, com o objetivo do fluido de trabalho encontrar certa dificuldade em escoar pelos lados do disco, forçando-o a escoar preferencialmente na passagem deixada entre os discos. A Figura 4.7 mostra o conjunto de discos e anéis espaçadores que se utiliza no eixo-rotor, como também os anéis espaçadores utilizados nos flanges das carcaças.

É importante que seja ressaltado que a concepção do projeto básico também sofreu influência da preocupação em se atenuar os efeitos de vibração no desempenho do protótipo e, por essa razão, ele foi idealizado levando em consideração as possíveis frequências naturais que poderiam interferir no funcionamento. Por isso as carcaças ganharam uma massa adicional, até porque todos os mancais são apoiados sobre elas. Elas também funcionam como amortecedores de vibração, originada com o movimento rotatório dos discos e com a passagem do fluido de trabalho.



**Figura 4.7 – Discos e anéis espaçadores**

#### 4.2.2 – PROJETO CONSTRUTIVO

Para os testes da turbina Tesla foi necessário o projeto de vários componentes e sistemas mecânicos importantes, para que fosse garantida a robustez mecânica necessária à turbina, de forma a não se ter outros aspectos a serem estudados que não aqueles especificados por ocasião do planejamento inicial da pesquisa.

A turbina projetada para esse trabalho é composta por vários componentes mecânicos que necessitaram da teoria de mecânica dos sólidos e sistemas mecânicos para seu projeto construtivo. Um componente que mereceu atenção especial foi o eixo-rotor. Este sofre uma tensão cíclica, ou de fadiga, provocada por cargas combinadas de flexão e torção que devem transmitir ou suportar. Além dessas cargas, existem concentrações de tensão no eixo devido à chavetas, acoplamentos e transições bruscas na área de sua seção transversal. Logo, a fim de projetar o eixo adequadamente foi necessário levar em consideração todos esses fatores.

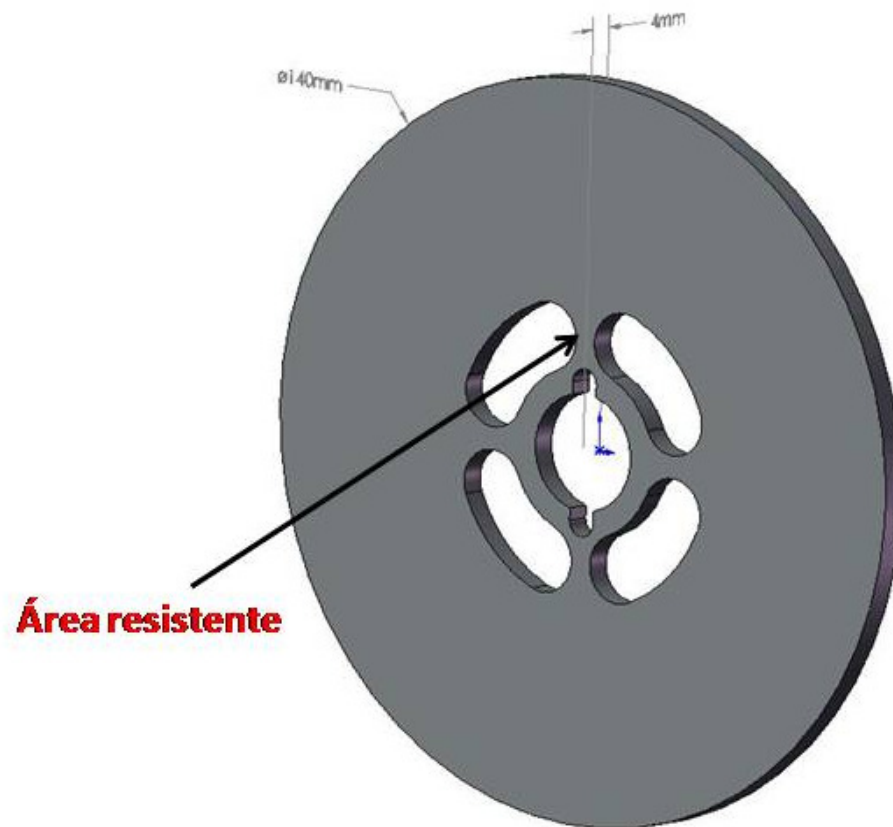
Norton (2004) sugere a seguinte equação para cálculo do diâmetro do eixo,

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[ \left( K_f \frac{Ma}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( K_{fsm} \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (4.1)$$

Neste contexto, são levados em consideração os parâmetros necessários para definir a resistência do eixo, como: torque, momento máximo, coeficientes de concentração de tensão, etc. Aplicando essa metodologia de cálculo ao caso em estudo, concluiu-se que um eixo com um diâmetro de 15 mm era suficiente para os esforços previstos.

Outros componentes que necessitaram de atenção especial foram os rolamentos. Com os esforços do eixo sobre os rolamentos e projetando para funcionar o dia todo 365 dias por ano, os rolamentos selecionados foram o 6002 e o 6003 da SKF. Para evitar qualquer tipo de contaminação os rolamentos selecionados foram do tipo ZZ, ou seja, fechados nas laterais com placas. Estes mostraram ser adequados com uma vida útil bem acima do necessário para os testes.

Os discos são os componentes que recebem as tensões causadas pela força do escoamento. A área resistente do disco é o material que resta dos furos de exaustão, conforme ilustra a Figura 4.8.



**Figura 4.8 – Área resistente do disco**

A principal tensão do disco da turbina Tesla é tensão inercial causada pela velocidade de rotação. Esta tensão é função da força centrípeta gerada, considerando que o disco tem a rotação igual ao eixo. (Saintrain, 2005)

O aço utilizado na construção da turbina foi o aço inoxidável austenítico ABNT 304. Esse aço foi escolhido devido as suas características mecânicas e construtivas, tais como: alta resistência a corrosão se comparada com os aços comuns; resistência mecânica adequada para a aplicação do projeto; facilidade de conformação; facilidade de união; resistência às altas temperaturas; resistência a variação brusca de temperatura; bom acabamento superficial; a melhor relação custo benefício para o projeto.

A tensão de escoamento do aço selecionado( $S_y$ ) é igual 215 Mpa. Com a escolha desse aço a tensão sobre o disco não supera o limite de resistência do material mostrando-se adequado. Também, a espessura escolhida foi acima do usual o que garante uma boa resistência.

### 4.2.3 – FABRICAÇÃO E MONTAGEM

Os processos de fabricação utilizados para construção da turbina foram: a soldagem, torneamento, furação e estampagem mecânica. Devido à forma relativamente complexa da turbina, a carcaça 01 teve que ser soldada para evitar um projeto de moldagem por fundição, considerando que o material constituinte é inox. Certamente, esse processo de soldagem não é o ideal para a produção em grande escala desse tipo de turbina Tesla, entretanto, considerando os aspectos de custo e de tempo, foi vantajoso optar por essa solução, embora se perdesse um pouco em qualidade de acabamento superficial no corpo das carcaças da turbina. A maior parte dos componentes dessa turbina foi construída com tarugos e chapas de aço inox, com exceção dos anéis espaçadores dos flanges das carcaças que foram em alumínio.

Como todo projeto inovador, o projeto dessa turbina Tesla teve diversas dificuldades de fabricação, tais como: garantir o espaçamento correto entre os discos, o acabamento superficial dos discos, garantir o balanceamento correto dos discos, dentre outros. A Figura 4.9 apresenta a disposição dos discos numa sequência lógica de montagem, já como todo conjunto dimensionado adequadamente e balanceado.



**Figura 4.9 – Ordem de montagem dos discos para configuração de três discos**

#### 4.2.4 – ALTERAÇÕES DE PROJETO

Ao término da fabricação da turbina foram feitos testes preliminares e devido alguns problemas foram necessárias alterações no projeto original. No testes iniciais, notou-se a necessidade em evitar que o escoamento passasse preferencialmente pelos espaços entre o disco e a carcaça. Como mencionado anteriormente, a estratégia foi forçar o fluido a passar preferencialmente entre os discos e, por essa razão, foram feitas cavidades circunferenciais nas carcaças da câmara para produzir uma zona de turbulência e, dessa forma, criar um bloqueio para o fluido nessa região. E, para corroborar com o processo de induzir o escoamento do fluido entre discos, foi criado um bloqueio físico com anéis de teflon colocados nas carcaças, como pode ser visto na Figura 4.10.



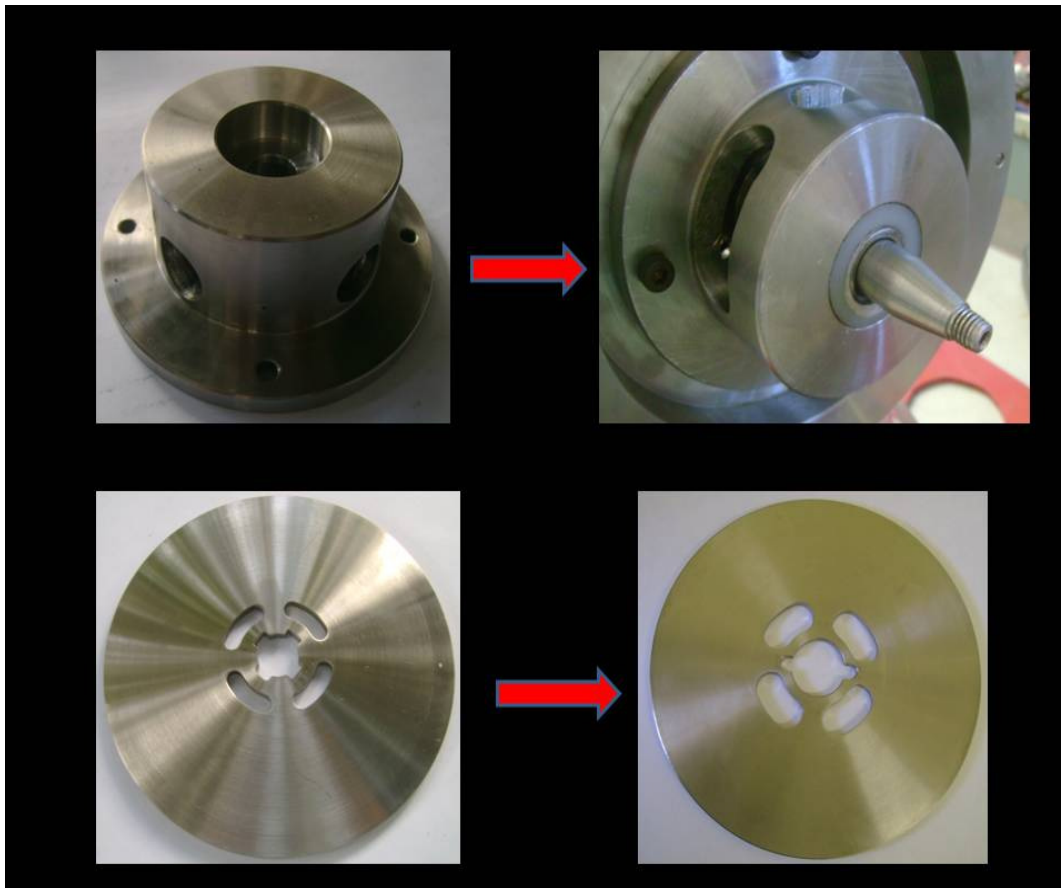
**Figura 4.10 - Carcaça alterada**

Outro fator importante é a exaustão. Percebeu-se que a furação feita nas carcaças para a exaustão não era suficiente. Por isso, os furos das carcaças foram aumentados, com o objetivo de não haver impedimento à exaustão. Ainda, foram aumentados os raios dos orifícios dos discos para facilitar a exaustão do fluido de trabalho, como mostra a Figura 4.11.

Ocorreram, também, alguns ajustes mecânicos para melhor funcionamento da turbina. Por exemplo, notou-se que com o eixo entalhado (conforme projeto original), não havia um bom assentamento do disco no encosto do eixo, devido à saída da ferramenta no



processo de fabricação. Portanto, optou-se por outra forma de transmissão de torque dos discos para o eixo. Mudou-se, então, para um sistema de transmissão de potência por duas chavetas radialmente opostas.



Figur

#### a 4.11 – Alteração na exaustão

Um incremento de projeto que foi a instalação de um trocador de calor envolvendo o mancais que realmente suportam o eixo-rotor. Esse trocador de calor, feito em alumínio e operando a água envolve o mancal com os dois rolamentos reduzindo a temperatura de funcionamento desses componentes. Em verdade, esse trocador tornou-se necessário quando dos testes da turbina sem carga, em que era atingida uma rotação próxima de 20.000 rpm, acima das especificações dos rolamentos. Entretanto, na condição de teste com carga, esse trocador não se faz tão necessário, muito embora tenha tornado a turbina mais

robusta. A Figura 4.12 mostra a foto do trocador de calor envolvendo o mancal principal da turbina.



**Figura 4.12 – Sistema de Arrefecimento**

## 4.3 – ESTUDO TEÓRICO DA TURBINA

### 4.3.1 – ANÁLISE FLUIDODINÂMICA

#### 4.3.1.1 - ESTUDO ANALÍTICO

O princípio básico de funcionamento da Turbina Tesla pode ser explicado a partir do conceito de que a viscosidade de um fluido real é decorrente da aderência de suas moléculas que estão em contato com uma superfície de referência. Quando um fluido escoar paralelamente em relação a uma placa, assume-se que a velocidade relativa fluido-placa, “ $u(y)$ ”, sobre a superfície da placa é zero, ou seja, quando  $y=0$ .

Na Figura 4.13 é apresentado um esquema representativo do perfil de velocidades para um escoamento paralelo a uma placa em repouso. As moléculas do fluido aderidas à superfície exercem sobre as demais um efeito de frenagem no escoamento, que diminui à medida que “ $y$ ” aumenta, até atingir uma posição distante da placa o suficiente para que a velocidade do escoamento seja uniforme e igual “ $u_\infty$ ”, isto é, a velocidade do fluido antes de passar pela placa. Como mostra a Figura 4.13, “I” é a região do escoamento em que a velocidade varia com “ $y$ ”, onde ocorrem gradientes de velocidades, região essa chamada de “camada limite fluidodinâmica”, com sua espessura representada por “ $\delta$ ”, sendo que na região externa à camada limite ( $y > \delta$ ) “ $u$ ” não varia mais com “ $y$ ”, ou seja, a região “II” (Corrente Livre).

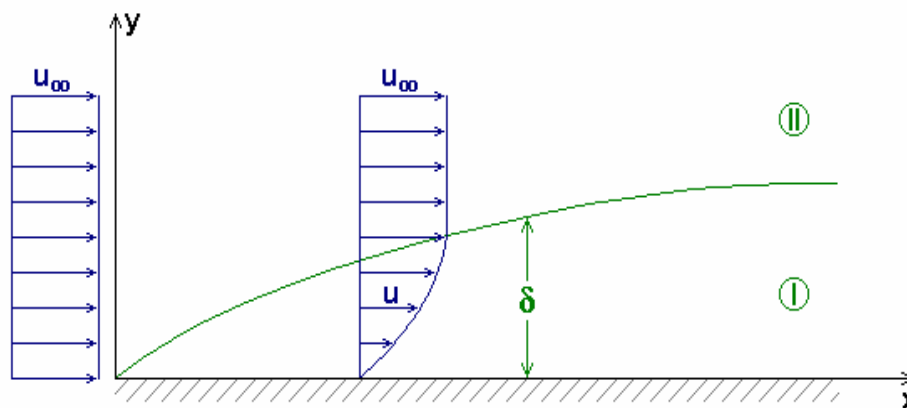
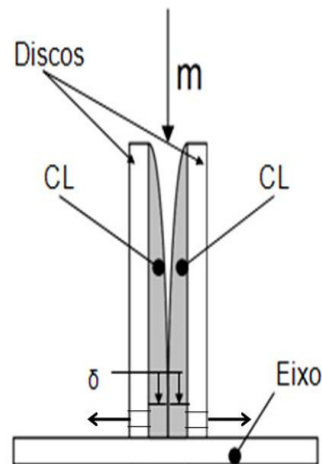


Figura 4.13 – Desenho do desenvolvimento da Camada Limite

No intuito de interpretar o funcionamento da Turbina Tesla, admite-se que sobre a parede do disco rotativo esse princípio pode ser aplicado da mesma forma. Considerando que as moléculas do fluido em contato com a parede em movimento tendem a adquirir a mesma velocidade, Mazza (2002) sugere que o efeito da rotação acelera o fluido próximo da parede, de tal modo que a força centrífuga é equilibrada pelas tensões cisalhantes e pelo gradiente de pressão. A Figura 4.14 apresenta um desenho hipotético do que seria o escoamento do fluido de trabalho por entre os discos rotativos da turbina.



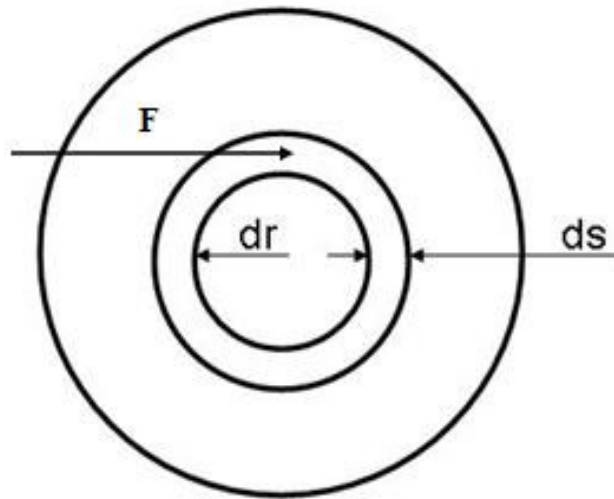
**Figura 4.14 – Escoamento do fluido de trabalho entre os discos da turbina**

O estudo analítico do escoamento na Turbina Tesla teve como fundamentação teórica os trabalhos de dois autores que têm tentado modelar esse processo, Schlichting (1968) e Couto et al. (2006), que tratam do escoamento entre os discos rotativos de um expensor hipotético e daquele entre discos rotativos da Turbina Tesla, respectivamente. Ambos modelamentos são aqui apresentados para uma análise comparativa.

### **ANÁLISE DE ESCOAMENTO SEGUNDO SCHLICHTING ET AL. (1968)**

No estudo do escoamento na Turbina Tesla, o que interessa estimar é a espessura “ $\delta$ ” da camada limite do fluido de trabalho que escoia sobre a superfície do disco. Schlichting invoca as equações de Navier-Stokes para determinar essa espessura, considerando que a camada próxima ao disco é arrastada pelas forças cisalhantes e pela própria ação da força centrífuga, assumindo-se que há uma simetria rotacional no sistema.

Como comentado anteriormente, considera-se que a espessura da camada de fluido, que rotaciona com o disco, devido ao atrito, diminui conforme a viscosidade é reduzida. As forças centrífugas por unidade de volume, que atuam sobre uma partícula de fluido na camada rotacional, a uma distância “r” do eixo é igual a “ $\rho\omega^2$ ”. Conseqüentemente, para um volume de fluido de trabalho constituído do produto da área  $dr.ds$  pela altura “ $\delta$ ” a força centrífuga é dado por “ $\rho\omega^2\delta drds$ ”. Conforme exemplificado pela Figura 4.15.



**Figura 4.15 – Esquema que ilustra área e raio para força centrífuga**

O mesmo elemento de fluido é influenciado por uma tensão cisalhante “ $\tau_\omega$ ”, apontada para a direção em que o fluido está escorregando, e formando um ângulo, chamado  $\theta$ , com a velocidade circunferencial. A componente radial da tensão cisalhante deve ser igual à força centrífuga, e então

$$\tau_\omega \text{sen} \theta dr ds = \rho \omega^2 \delta dr ds \quad (4.2)$$

ou

$$\tau_\omega \text{sen} \theta = \rho \omega^2 \delta. \quad (4.3)$$

Em outras palavras, a componente circunferencial da tensão cisalhante deve ser proporcional ao gradiente da velocidade circunferencial na parede. Esta condição provê a seguinte relação

$$\tau_{\omega} \cos \theta \sim \mu r \omega / \delta \quad (4.4)$$

Eliminando  $\tau_{\omega}$  destas duas equações obtêm-se

$$\delta^2 \sim \frac{\nu}{\omega} \tan \theta. \quad (4.5)$$

Se for considerada que a direção do escorregamento do fluido vizinho à parede é independente do raio, Schlichting conclui que a espessura da camada limite arrastada pelo disco é:

$$\delta \sim \sqrt{\frac{\nu}{\omega}}. \quad (4.6)$$

Ele assume também que a tensão cisalhante na parede é

$$\tau_{\omega} \sim \rho r \omega^2 \delta \sim \rho r \omega \sqrt{\nu \omega} \quad (4.7)$$

E que o torque é o produto da tensão cisalhante na parede, área e a distância,

$$M \sim \tau_{\omega} R^3 \sim \rho R^4 \omega \sqrt{\nu \omega}, \quad (4.8)$$

onde, “ $R$ ” denota o raio do disco.

Estes cálculos são aplicados para um disco infinito, mas pode-se utilizar os mesmos resultados para um disco finito, desde que este raio seja muito maior que a espessura da camada de fluido arrastada pelo disco. Quanto ao momento girante de cada disco, a contribuição de um elemento anular com largura  $dr$  sobre o raio “ $r$ ” é  $dM = -2\pi dr \cdot r \tau_{z\phi}$ , e consequentemente o momento para um disco molhado em ambos os lados torna-se

$$M = -2\pi \int_0^R r^2 \tau_{z\phi} dr \quad (4.9)$$

Schlichting define o número de Reynolds baseado no raio e na velocidade, resultando em

$$R_d = \frac{R^2 \omega}{\nu} \quad (4.10)$$

Onde “R” é o raio do disco (comprimento característico), “ $\omega$ ” é a velocidade angular e “ $\nu$ ” a viscosidade cinemática, considerando que a camada limite é turbulenta quando  $R_d > 3 \times 10^5$ . Observa-se que o número de Reynolds depende da rotação ( $\omega$ ) do disco. Mantendo-se constante o raio e a viscosidade cinemática, os valores de Reynolds podem ser calculados. Os resultados obtidos serão discutidos posteriormente.

Schlichting sugere um coeficiente de momento adimensional para um disco rotacionando livre, com escoamento nos dois lados, em regime laminar, com a seguinte expressão

$$C_M = \frac{3,87}{\sqrt{R_d}} \quad (\text{laminar}), \quad (4.11)$$

onde, “ $R_d$ ” é o número de Reynolds.

Para o caso turbulento, Schlichting sugere uma estimativa, partindo da determinação da força centrífuga por unidade de volume para uma superfície plana, em que a tensão cisalhante por unidade de volume pode ser calculada através da seguinte equação:

$$\frac{\tau_0}{\rho U_\infty^2} = 0.0225 \left( \frac{\nu}{U_\infty \delta} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (4.12)$$

No caso turbulento, Schlichting assume que a camada limite aumenta diretamente proporcional a  $r^{3/5}$  e não permanece constante como é no caso laminar. Além disso, o torque torna-se  $M \sim \tau_0 R^3 \sim \rho R \omega^2 (\nu/\omega)^{1/5} R^{3/5} R^3$ .

Von Kármán (pud Schlichting, 1968) investigou a camada limite turbulenta sobre um disco rotacionando com o auxílio de um método aproximado, baseado na equação de momento, similar à aplicada ao caso de uma superfície plana. O torque viscoso para um disco com escoamento em ambos os lados mostrou ser igual a

$$T = 0,073 \rho \omega^2 R^5 \left( \frac{\nu}{\omega R^2} \right)^{\frac{1}{5}} \quad (4.13)$$

Segundo Schlichting, o coeficiente de momentun (número adimensional costumeiramente usado com objetivo de avaliar o potencial de torque) para regime turbulento pode ser definido por

$$C_M = 0,146R_d^{1/5} \text{ (turbulento)} \quad (4.14)$$

Esta equação mostrou-se uma boa aproximação com os resultados experimentais de von Kármán para um escoamento turbulento. Com o resultado experimental determinou-se o fator numérico para a espessura da camada limite,

$$\delta = 0,526R \left( \frac{\nu}{R^2 \omega} \right)^{1/5} \quad (4.15)$$

A teoria citada aplica-se ao caso de um disco rotacionando livre, mas para o caso da Turbina Tesla, em que os discos rotacionam dentro de uma carcaça, torna-se necessário determinar os parâmetros de momento para o caso do disco encapsulado. Neste caso, a folga que existe entre a carcaça e o disco é muito menor comparada com o raio do disco, “R”. Schliting também cita uma análise para um disco rotacionando encapsulado. Nesta situação, podem ocorrer, também, dois regimes de escoamento, laminar ou turbulento.

As relações tornam-se particularmente simples quando o escoamento é laminar, ou seja, com  $R_d < 10^5$ , e quando a folga é muito pequena. Se a folga é menor que a espessura da camada limite a variação da velocidade tangencial, através da folga, torna-se linear. Conseqüentemente, a tensão cisalhante a uma distância do eixo é igual a  $\tau = r\omega\mu/s$ , e o momento das forças viscosas sobre um lado do disco é dado por

$$M = 2\pi \int_0^R \tau r^2 dr = \frac{\pi \omega \mu R^4}{2s}. \quad (4.16)$$

Conseqüentemente, considerando os dois lados tem-se:

$$2M = \pi \omega R^4 \mu / s \quad (4.17)$$

E o coeficiente de momento torna-se

$$C_M = 2\pi \frac{R}{s} \frac{1}{R_d} \text{ (laminar)}. \quad (4.18)$$



Para escoamentos com número de Reynolds  $R_d > 3 \times 10^5$  o fluxo em torno do disco torna-se turbulento. Este caso foi resolvido por F. Schutz-Grunow (apud Schlichting, 1968). O coeficiente de momento mostrou-se igual a

$$C_M = 0,0622(R_d)^{-1/5} \quad (4.19)$$

Schlichting comenta que é particularmente notável que, fora o caso de aberturas muito pequenas, o momento de forças viscosas é completamente independente da largura do espaçamento. Comparando o momento devido ao atrito sobre um disco livre (sem carcaça) e um rotacionando dentro de uma carcaça, o momento sobre um disco livre é maior do que um sobre um disco em carcaça. Este fato pode ser explicado pela existência de um núcleo que se desloca com a metade da velocidade angular.

A Figura 4.16 apresenta os valores, através de um gráfico, do número de Reynolds calculado baseado na Equação 4.10. Percebe-se que o escoamento ou é completamente, ou iminentemente turbulento.

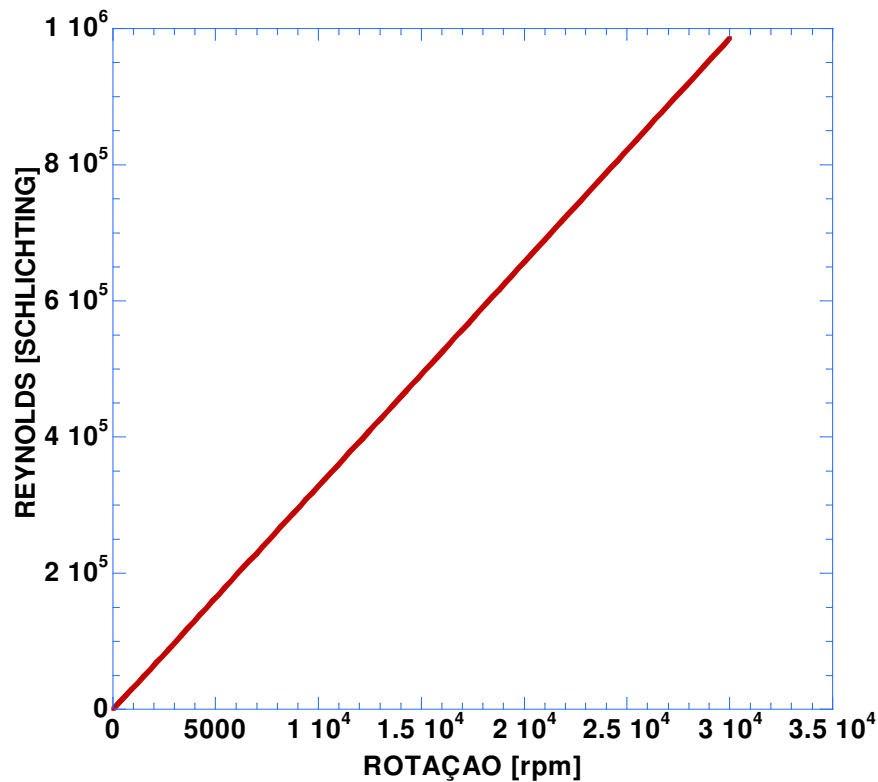


Figura 4.16 – Número de Reynolds segundo o modelo de Schlichting(1968)

**ANÁLISE DE ESCOAMENTO SEGUNDO COUTO ET AL. (2006)**

Couto et al. interpretam o caso da Turbina Tesla, assumindo que o fluido de trabalho tende a adquirir a velocidade da parede do disco e vice-versa. Ele assume que se este fluido é injetado tangencialmente à superfície do disco, então, a componente do vetor velocidade é zero, para um sistema de referência fixado na superfície do disco, movendo-se com ele. Baseado nisso, a única componente da velocidade que influencia no escoamento é a que está direcionada para o centro do disco, onde se encontram os orifícios de exaustão. Supondo que o disco tende a adquirir a velocidade do fluido, então, uma transferência de momento seria mais efetiva se o escoamento fosse laminar. Logo, sabendo-se o fluxo médio de velocidade na entrada da turbina, e, também, que em teoria o rotor iniciará a rotação, acelerando até atingir a velocidade tangencial do fluido, a velocidade relativa disco-fluido será zero. Deste momento em diante, a velocidade relativa diferente de zero será a velocidade de penetração do fluido entre os discos consecutivos, e esta é a velocidade que deve ser levada em conta para calcular o número de Reynolds de projeto. A teoria estabelecida produz o fator de atrito de Darcy para escoamento laminar em dutos, dado pela equação:

$$f_{\text{lam}} = \frac{64\mu}{\rho V_d} \quad (4.20)$$

Onde, “ $\rho$ ” é densidade do escoamento, “ $V$ ” a velocidade relativa do escoamento e “ $\mu$ ” o coeficiente de viscosidade dinâmica do escoamento. Sob outra forma, esse fator pode ser representado como

$$f_{\text{lam}} = \frac{64}{R_d} \quad (4.21)$$

onde, “ $R_d$ ” é o número de Reynolds baseado em um duto de diâmetro com o comprimento característico.

A distância característica apropriada para o escoamento entre os discos consecutivos pode ser escolhida como

$$D_h = \frac{4S}{P} \quad (4.22)$$

onde, “ $D_h$ ” é o diâmetro hidráulico, “ $S$ ” é a área da seção transversal do escoamento e “ $P$ ” é o perímetro molhado. O diâmetro efetivo, “ $D_{eff}$ ”, é proposto ser:

$$D_{eff} = \frac{2}{3} D_h \quad (4.23)$$

Segundo Couto et al., a teoria oferece uma precisão razoável quando se faz uso do diâmetro hidráulico, sendo bastante precisa se o diâmetro efetivo é usado. Usando os discos separados por uma distância, “ $e$ ”, (isto é, a folga entre eles), o diâmetro hidráulico torna-se

$$D_h = \frac{4\pi D e}{2(\pi D + e)} \quad (4.24)$$

onde “ $D$ ” é o diâmetro externo do disco. Como  $e \ll D$ ,

$$D_h = 2e \quad (4.25)$$

e

$$D_{eff} = \frac{4}{3} e. \quad (4.26)$$

Portanto, o número de Reynolds pode ser escrito como

$$R_d = \frac{4}{3} \frac{\rho V e}{\eta}. \quad (4.27)$$

Couto et al. também fazem uma avaliação diferenciada para as espessuras da camada limite no escoamento laminar e turbulento. Para o escoamento turbulento a espessura da camada limite pode ser estimada utilizando a seguinte correlação

$$\delta = 0,526 R \left( \frac{v}{R^2 \omega} \right)^{1/5} \quad (4.28)$$

percebe-se que é idêntica à equação sugerida por Schlichting(1968).

Couto ainda observa que a componente na direção radial do escoamento na periferia do disco é laminar, o mesmo acontecendo para o escoamento na saída interna, ou seja, na exaustão. Ele afirma que, a partir do momento que os discos alcançam uma velocidade angular e então, a única velocidade relativa diferente de zero é a que existe entre os discos, o escoamento interno passa entre os discos consecutivos e segue em direção ao centro até atingir os furos de exaustão.

Neste caso, os autores sugerem que o número de Reynolds deveria ser calculado levando em consideração o escoamento das áreas entre os discos consecutivos, isto é, a área externa, “ $S_{ext}$ ”,

$$S_{ext} = \pi D_{ext} \quad (4.29)$$

e a área interna entre eles, “ $S_{int}$ ”,

$$S_{int} = \pi D_{int} \quad (4.30)$$

onde “ $D_{int}$ ” é o diâmetro do disco que leva em conta as furações de saída.

Estabelecendo-se o escoamento laminar, conforme Couto et al., deve-se utilizar a seguinte estimativa para a espessura da camada limite laminar de modo que, a partir deste valor é possível estimar a separação adequada entre discos,

$$\delta = 5 \sqrt{\frac{\nu R_{int}}{U}} \quad (4.31)$$

onde, “ $\nu$ ” é viscosidade cinemática do fluido de trabalho, e “ $R_{int}$ ” é raio externo menos o raio interno do disco e “ $U$ ” é a velocidade do escoamento de entrada. Nota-se que, deve-se usar a separação entre discos que garanta haver um regime laminar desde a extremidade do disco. A velocidade, “ $U_{int}$ ”, na ponta do disco no escoamento interno pode ser escrito como:

$$U_{int} = \omega R_{int} = \frac{U}{R_{ext}} R_{int} \quad (4.32)$$

Como o escoamento ocorre entre os discos, uma camada limite é formada ao longo de cada um deles, então, segundo os autores, o espaçamento entre discos consecutivos deve garantir um escoamento laminar em toda a região, para isso, deve possuir um espaçamento maior que a espessura de ambas as camadas limites.

Couto et al. também sugerem um procedimento de cálculo para estimativa de torque na Turbina Tesla para o caso de escoamento laminar e turbulento.

Para o caso de regime laminar o torque  $2T$ , transmitido por um disco com escoamento nos dois lados pode ser estimado como:

$$C_M = \frac{2M}{\frac{1}{2}\rho\omega^2 R^5} \quad (4.33)$$

onde

$$C_M = 3,87R_d^{1/2} \quad (4.34)$$

e

$$R_d = \frac{R^2\omega}{\nu} \quad (4.35)$$

Desta forma o torque total pode ser escrito como

$$T_0 = 2(n-1)T \quad (4.36)$$

Para um disco livre sob regime turbulento, o torque viscoso (teoria desenvolvida por Von Kármán para um disco molhado em ambos os lados), Couto et al. afirmam ser igual a:

$$T_0 = 0,073\rho^2 R^5 \left( \frac{\nu}{\omega R^2} \right)^{1/2} \quad (4.37)$$

Com o valor de torque a potência gerada será

$$P_0 = \omega T_0 \quad (4.38)$$

Comparando as duas teorias apresentadas percebe-se que a diferença principal entre os autores é o cálculo do torque viscoso, nas equações 4.37 e 4.13.

A Figura 4.17 apresenta os valores para o número de Reynolds conforme sugerido por Couto et al. (2006). Percebe-se que o escoamento está basicamente em regime turbulento. Por esse motivo, o cálculo da espessura da camada limite foi para regime turbulento. Os resultados para essa espessura, conforme as equações 4.28 e 4.15, são apresentadas graficamente na Figura 4.18.

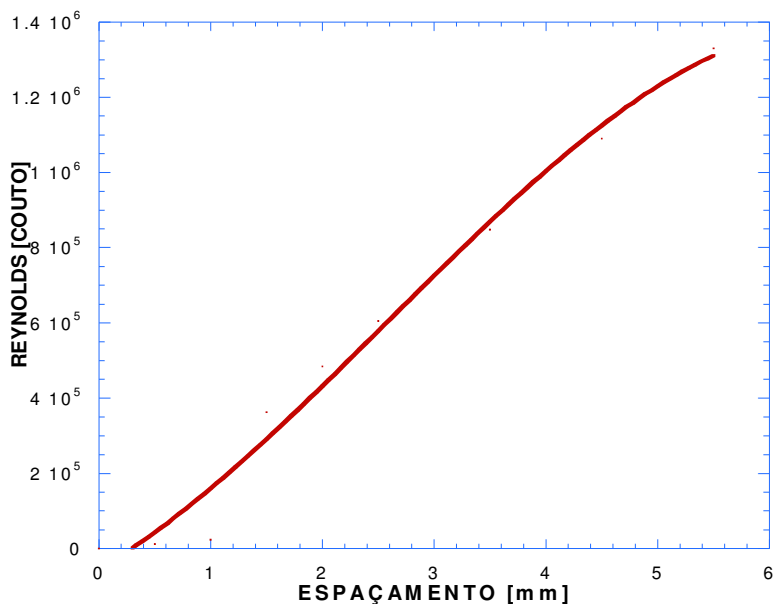


Figura 4.17 – Número de Reynolds segundo modelo de Couto et al. (2006)

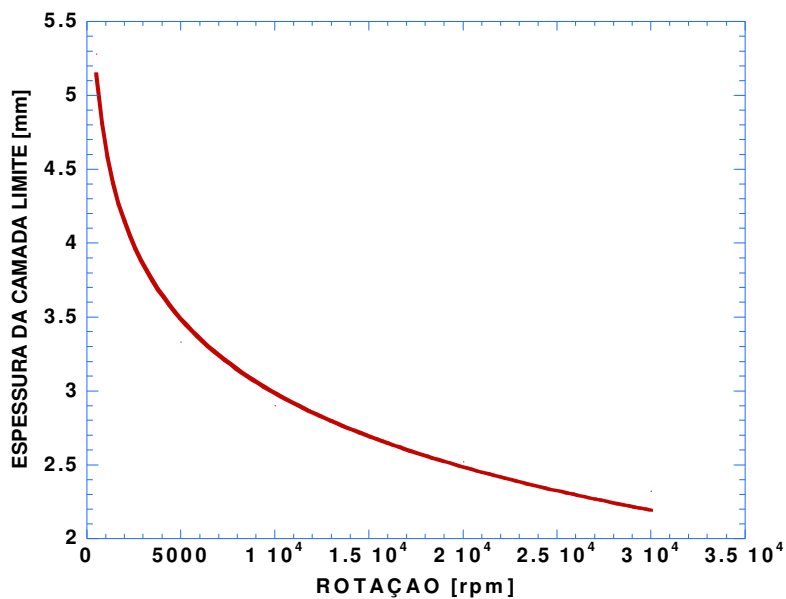


Figura 4.18 – Gráfico das espessuras da camada limite turbulenta

#### 4.3.1.2 - ESTUDO NUMÉRICO

Para análise e modelamento computacional do escoamento no interior da Turbina Tesla, foi utilizado o programa ANSYS-CFX com licença adquirida para o Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará. Este possui características importantes que ajudaram significativamente o trabalho de desenvolvimento da turbina e são consideradas a seguir.

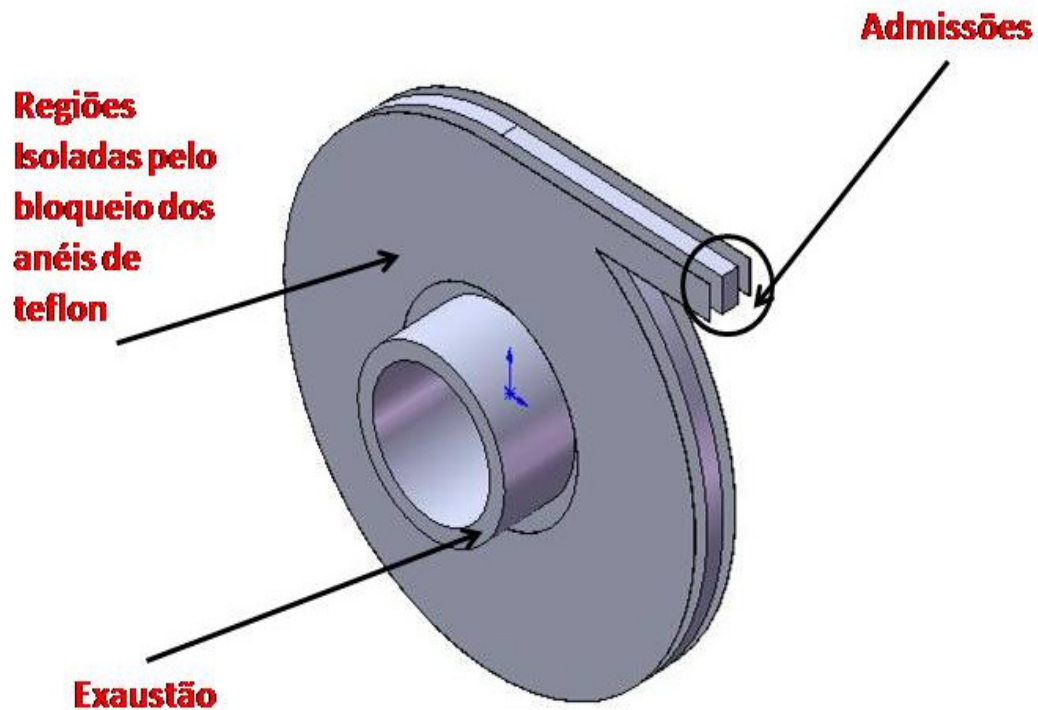
O conjunto de equações que descreve o processo de transferência de momento, calor e massa são conhecidas como as equações de Navier-Stokes. Estas equações diferenciais parciais foram derivadas no início do século 19 e não têm solução analítica, mas podem ser discretizadas e resolvidas numericamente.

Existem vários métodos de soluções que são usadas nos códigos CFD. O mais comum, e no qual o ANSYS-CFX é baseado, é conhecido como a técnica dos volumes finitos. Nesta técnica, a região de interesse é dividida internamente em pequenas sub-regiões chamadas volumes de controle. As equações são discretizadas e resolvidas interativamente para cada volume de controle. Como resultado, uma aproximação dos valores de cada variável nos pontos específicos ao longo do domínio pode ser obtida.

O procedimento adotado nas análises computacionais seguiu os seguintes passos:

- i) Definição das medidas reais do escoamento do fluido dentro da turbina, ou seja, os espaços vazios;
- ii) Criação da geometria em três dimensões utilizando pacotes computacionais de desenho tridimensional(SolidWorks);
- iii) Transformação da geometria tridimensional para o formato “\*.step” para utilização no programa gerador de malhas;
- iv) Criação de geometria “\*.hdf” utilizando pacote computacional, no módulo “*Geometry*”, *Salome* que utiliza o sistema operacional “*Linux*”;
- v) Criação de malha utilizando, também, o pacote *Salome* no módulo “*Mesh*”;
- vi) Exportar a malha para extensão “\*.unv”;
- vii) Importar a malha para o módulo *Pré-CFX* do pacote *ANSYS-CFX* para a configuração da geometria;
- viii) Seleção das regiões na geometria delimitando a função de cada uma;
- ix) Determinação das condições de contorno;
- x) Definição dos critérios e controle de convergência;

- xi) No módulo de resolução *Solver-CFX* importar as configurações e simular;
- xii) Obter os resultados nos arquivos de saída.



**Figura 4.19 – Modelamento do escoamento**

Conforme citado anteriormente o primeiro passo foi definir as medidas reais do escoamento dentro da turbina. Com a ajuda do projeto básico definimos os espaçamentos entre os discos e as carcaças. Entre os discos os espaçamentos utilizados foram de 0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4,5 e 5,5mm. Com isso desenhou-se uma geometria para cada caso de espaçamento. Com respeito o espaçamento entre as carcaças e o disco foi mantido em 0,2mm.

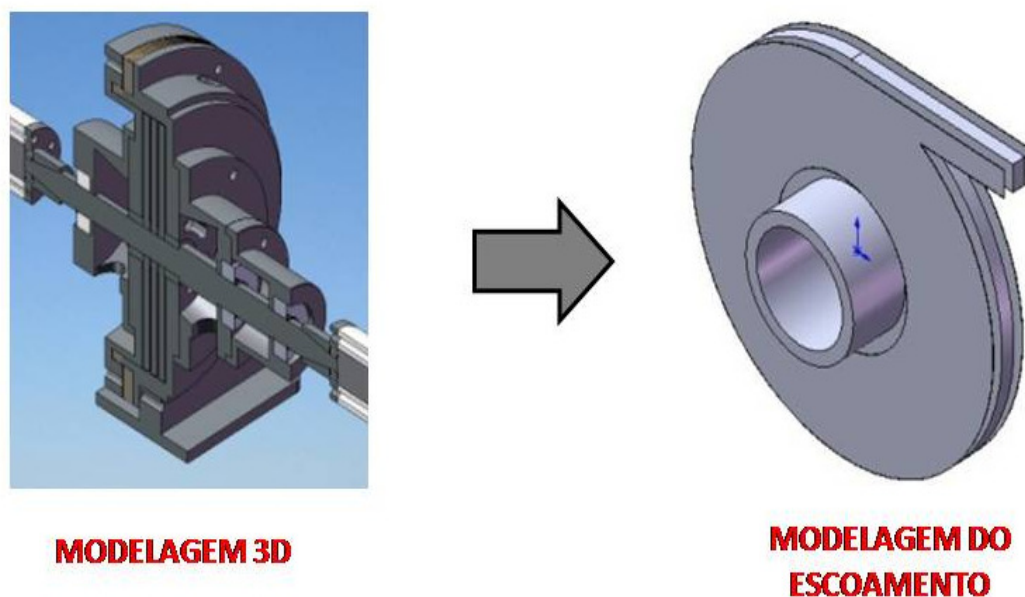
O segundo passo foi criar uma geometria tridimensional em software de desenhos e modelagem gráfica. Essa é a representação geométrica do escoamento dentro da turbina. Mas devido à complexidade da geometria interna da turbina, foram necessárias algumas adaptações no desenho tridimensional. A entrada do fluido na turbina acontece através de uma conexão com diâmetro interno de 4,15 mm, no caso da modelagem computacional foi



desenhada uma entrada para cada espaçamento do fluido, com geometria retangular, com a largura do espaçamento de entrada, altura de 10 mm e comprimento de 75 mm.

Outra adaptação foi a exaustão do fluido. Como aproximação, foi calculada a área da seção dos rasgos de exaustão no centro do disco e com esse valor adaptou-se uma coroa circular com área igual à calculada, com diâmetro externo de 50 mm e interno de 40 mm.

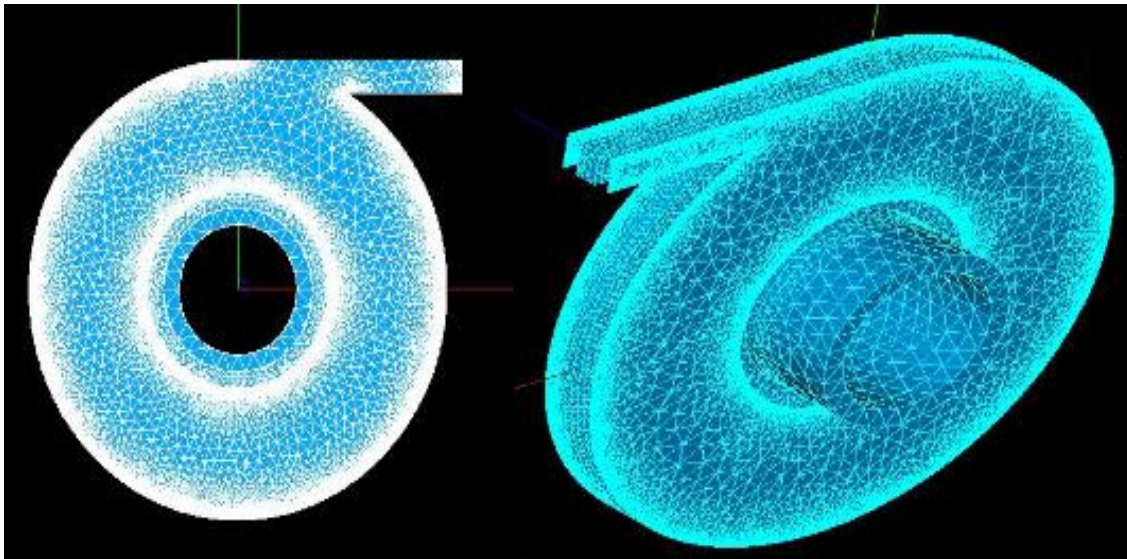
O diâmetro utilizado foi 140 mm. Outra característica importante é a presença dos anéis de teflon existentes nas carcaças que vedam a câmara de exaustão. Conforme Figura 4.9., estes anéis, de forma ideal, têm a função de criar um bloqueio físico para o fluxo através da folga que existe entre as carcaças da câmara e os discos. Por isso, nas laterais do modelo de escoamento criaram-se regiões isoladas que possuem entrada de fluido, mas que não se conectam com as saídas, devido ao bloqueio criado. Sendo duas regiões, uma em cada lado dos discos. Conforme ilustrado pela Figura 4.19 e Figura 4.20.



**Figura 4.20 – Modelamento do escoamento tridimensional**

Depois de encerrados os passos de desenho tridimensional o próximo foi a geração da malha utilizando-se do software computacional *Salome* que utiliza como sistema operacional o *Linux (Kubuntu)*, que é um software livre. Depois da criação da geometria necessária para a utilização do programa, no módulo *Geometry*, utiliza-se o segundo módulo

que é o *Mesh*, que fica responsável pela criação da Malha. A malha foi gerada utilizando o algoritmo *Netgen* (Schöberl, 1997). O ideal seria que a malha fosse a mais refinada possível, mas devido à necessidade de um grande esforço computacional o refinamento utilizado nas malhas da simulação foi moderado. Inicialmente foram utilizadas malhas com grande refinamento, mas não foi possível a utilização delas devido à falta de recursos computacionais necessários. A Figura 4.21 ilustra as malhas geradas.



**Figura 4.21 – Malhas geradas no *Salome***

As malhas geradas foram caracterizadas pelas seguintes propriedades: quantidade de nós, quantidade de elementos tetraédricos e razão de aspecto. Segue uma tabela resumindo os resultados para cada espaçamento e diâmetro de disco. Para a geração das malhas foi utilizado o algoritmo NETGEN.(SCHÖBERL, 1997)

**Tabela 4.1 – Características das malhas geradas para a configuração de dois discos com diâmetro de 140mm.**

<b>Espaçamento entre os discos</b>	<b>Quantidades de Nós</b>	<b>Quantidade de elementos tetraédricos</b>	<b>Razão de Aspecto Máxima</b>
0,5	82.978	235.144	30,5
1,0	62.791	172.151	31,6
1,5	57.874	156.841	31,9
2,0	61.062	166.501	35
2,5	57.348	155.369	32,7
3,0	61.172	166.523	38,1
3,5	64.362	177.132	36,9
4,5	60.724	167.345	36,8
5,5	60.945	167.269	32,7

Após a geração da malha iniciou-se o procedimento de configuração do CFX para a simulação. A malha foi dividida em dez regiões de contorno: Inlet 1, 2, 3 (admissões), Outlet (exaustão), Wall 1, 2, 3 (paredes), Rotor 1, 2, 3.

As condições de contorno aplicadas foram:

- **Inlet:** regime de fluxo subsônico; Pressão estática de 8bar; Turbulência: gradiente zero e temperatura estática de 25° C.
- **Outlet:** regime de fluxo subsônico; Pressão estática de 0bar; Direção do fluxo normal a área; Gradiente zero de turbulência e temperatura de 25° C.
- **Rotor 1,2,3:** Parede sem escorregamento; com velocidades rotativas de 0, 10000, 20000 e 30000rpm; sem rugosidade e adiabática.
- **Wall:** Parede sem escorregamento; sem velocidade; sem rugosidade e adiabática.

As características do critério de convergência e controle foram:

- **Esquema de Adveção:** Alta resolução;
- **Máximo número de interações:** 1000;
- **Critério de convergência:** Tipo: RMS e Objetivo residual de  $1 \times 10^{-5}$ .

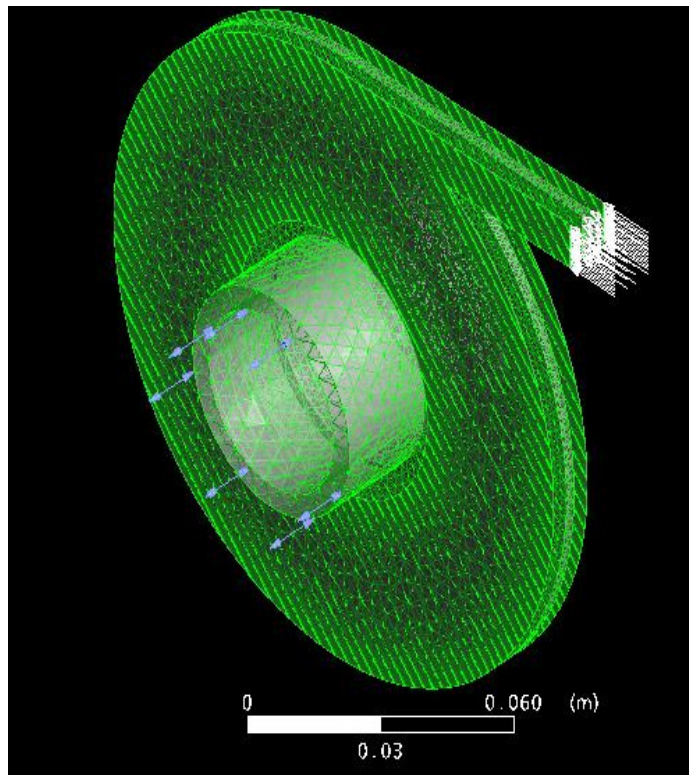
O domínio foi configurado desta forma:

- **Tipo de domínio:** domínio fluido;
- **Fluido:** ar a 25° C;
- **Pressão de referencia:** 1 atm;
- **Transferência de calor:** Energia total;
- **Modelo de turbulência:** k-ε com função de parede escalável.

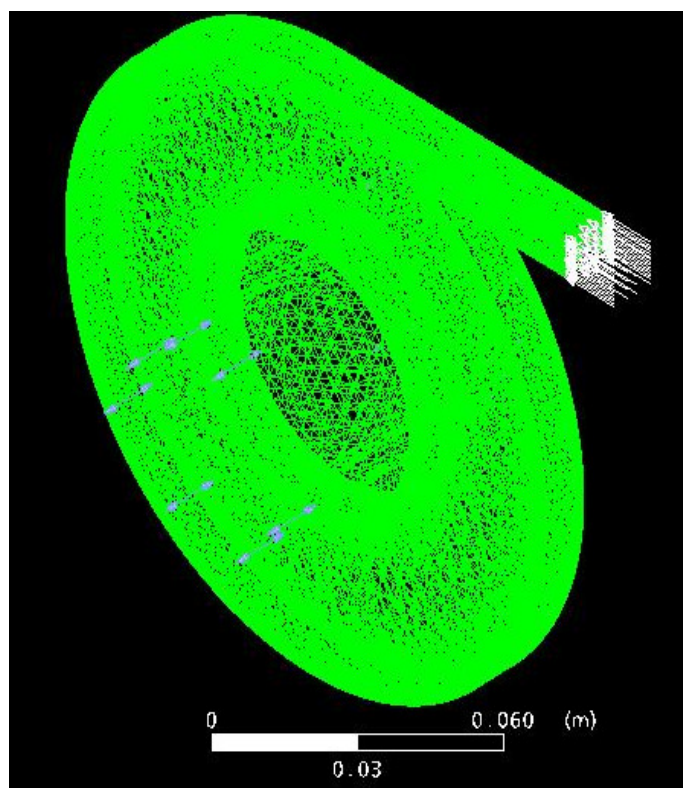
Nas primeiras simulações com as malhas geradas o *Solver* retornou um aviso de regiões isoladas que existem no domínio. O que é verídico devido às regiões que foram isoladas com os anéis de teflon. Para evitar a não resolução, foi acrescentado um parâmetro avançado, na própria linha de comando, que solicitava a não checagem das regiões isoladas no domínio.

Concluída a configuração do CFX é gerado um arquivo de definições de resolução o qual é utilizado no *Solver-CFX* para as iterações. Ao término das iterações são gerados dois tipos de arquivo: um de resposta (“\*.res”) para o CFX e outro com as saídas em formato “\*.txt”, tipo OUT. a partir destes arquivos de saída é que podemos obter os valores aproximados e utilizá-los para gerar gráficos e tabelas. Em média o tempo decorrido para completar as iterações foi de 6 a 7 horas. Seguem abaixo figuras representativas das fases do *ANSYS-CFX*.

As Figuras 4.22, 4.23 e 4.24 representam a geometria utilizada na preparação e configuração do CFX para a solução. A Figura 4.22 ilustra a malha com os volumes e a geometria do escoamento. A Figura 4.23 representa apenas os volumes tetraédricos gerados na malha. A Figura 4.24 ilustra apenas a geometria usada para a geração dos volumes tetraédricos. Na Figura 4.25 mostra a geometria em três vistas.



**Figura 4.22 – Malha no ANSYS-CFX**



**Figura 4.23 – Volumes tetraédricos da malha**

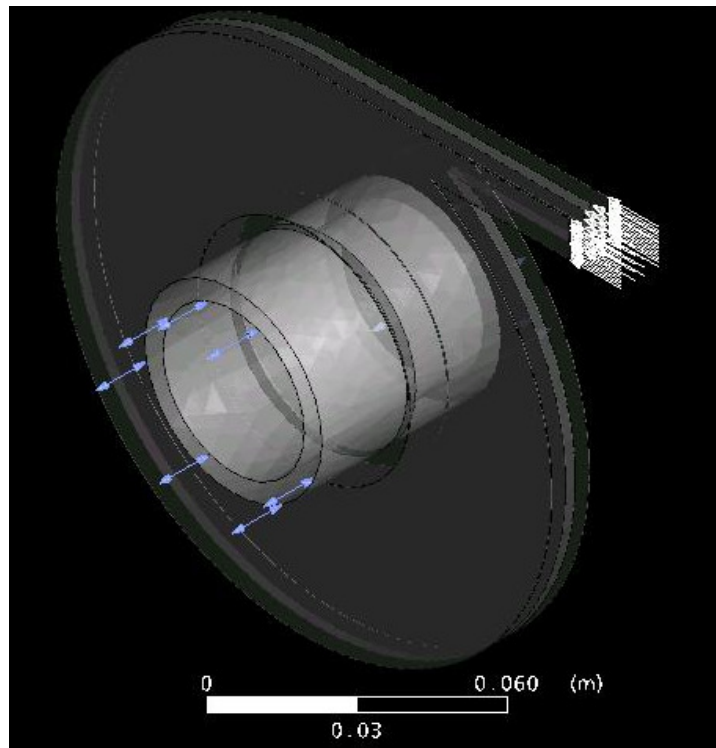


Figura 4.24 – Geometria da Malha

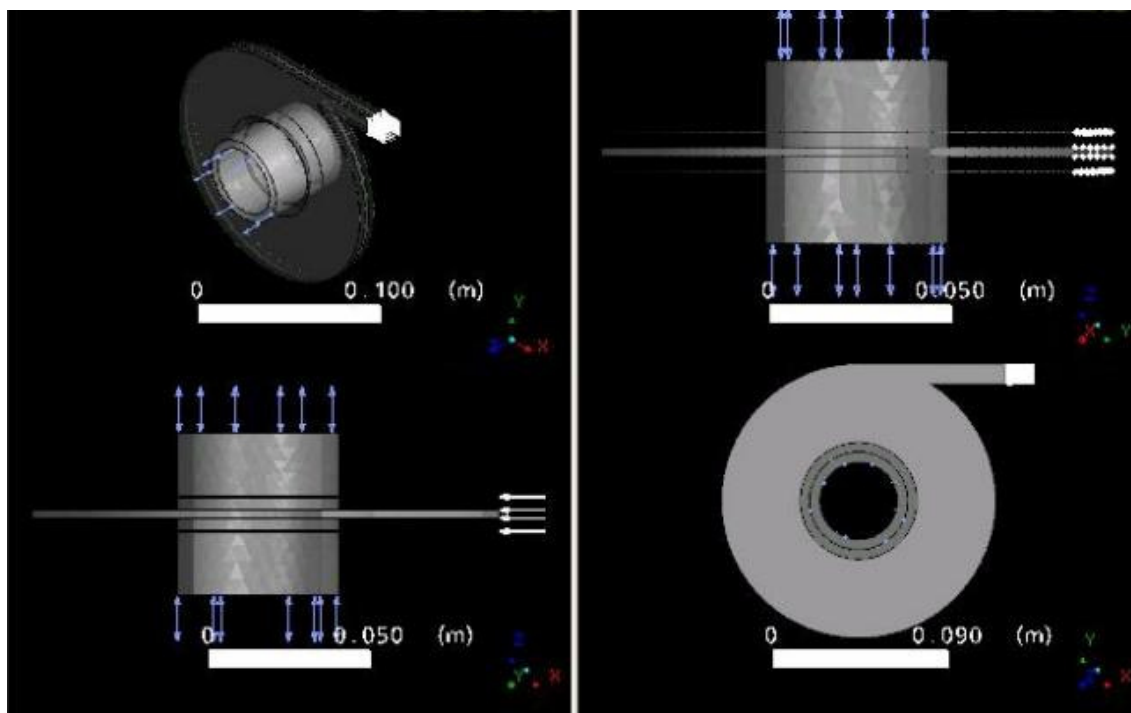
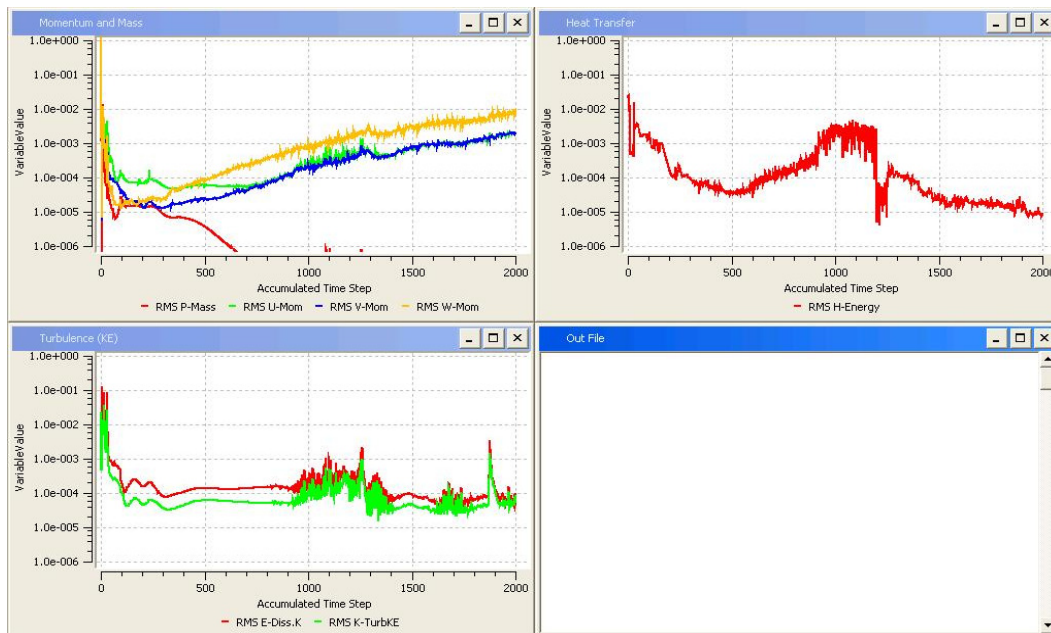


Figura 4.25 – Vistas da malha no ANSYS-CFX

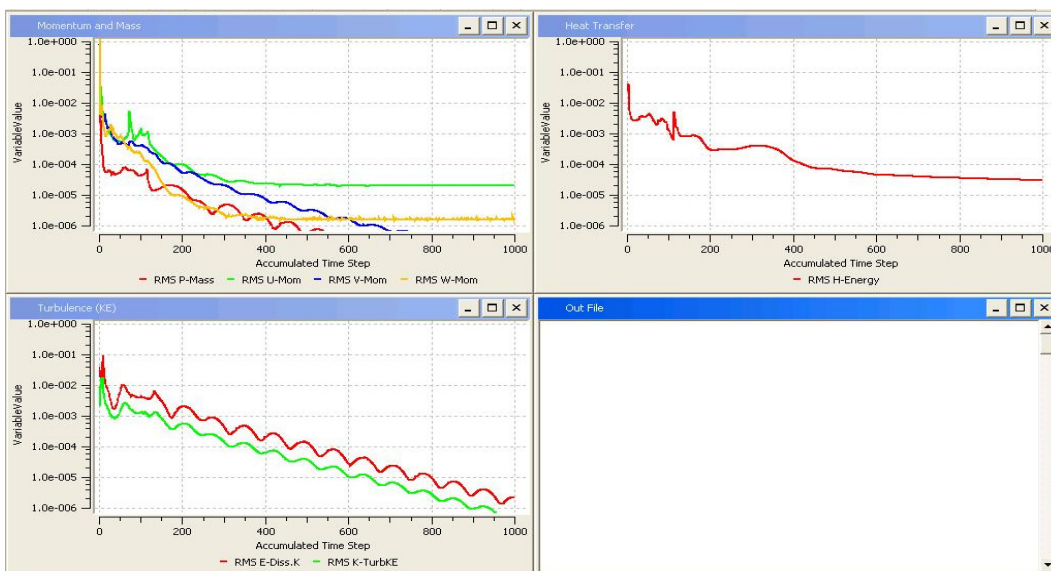


## RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES

Como relatado anteriormente os cálculos feitos no CFX são por métodos numéricos e iterações. As Figuras 4.26 e 4.27 mostram a evolução das interações no tempo de solução. A Figura 4.26 ilustra os gráficos com 2000 iterações. Na Figura 4.27 demonstra um com 1000 iterações.



**Figura 4.26 – Gráficos do Solver-CFX**



**Figura 4.27 – Gráfico Solver-CFX**

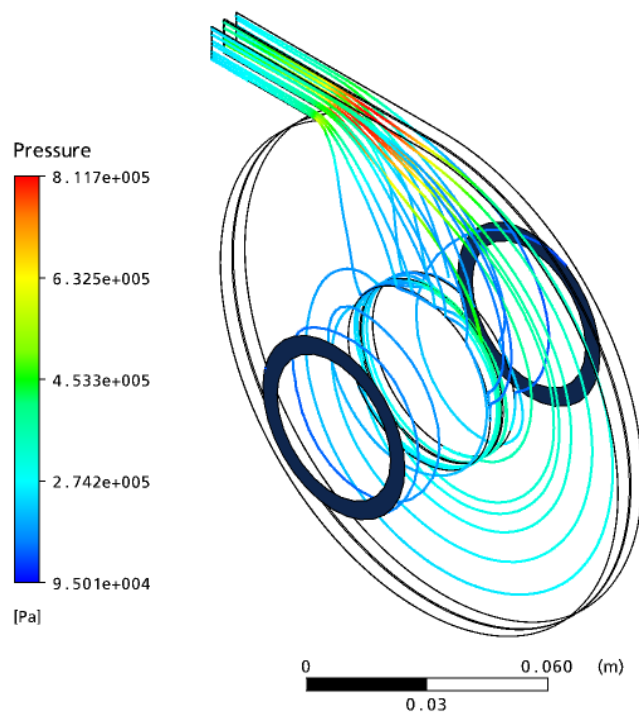


Figura 4.28 – Linhas de Corrente tridimensionais

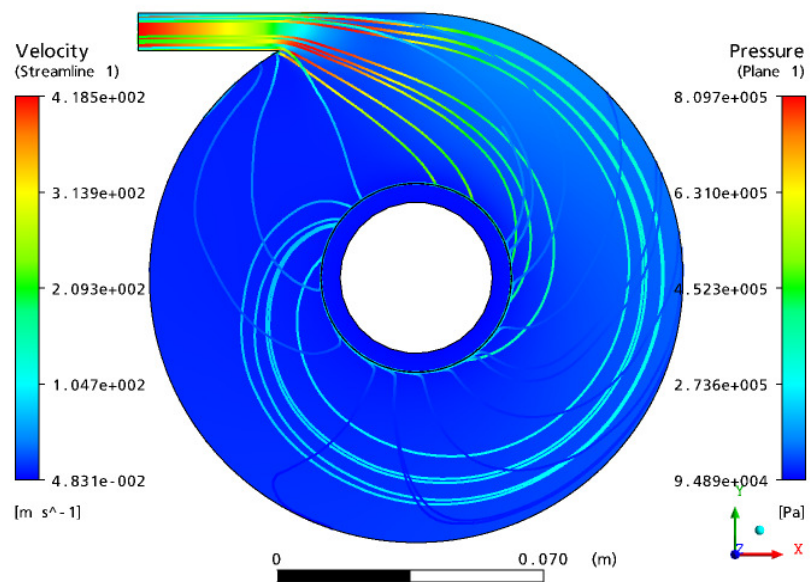
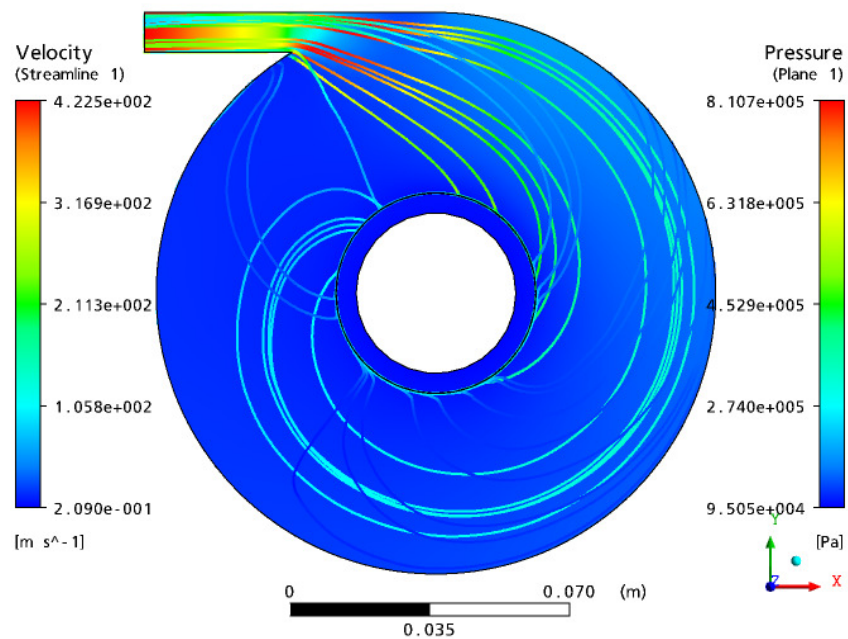


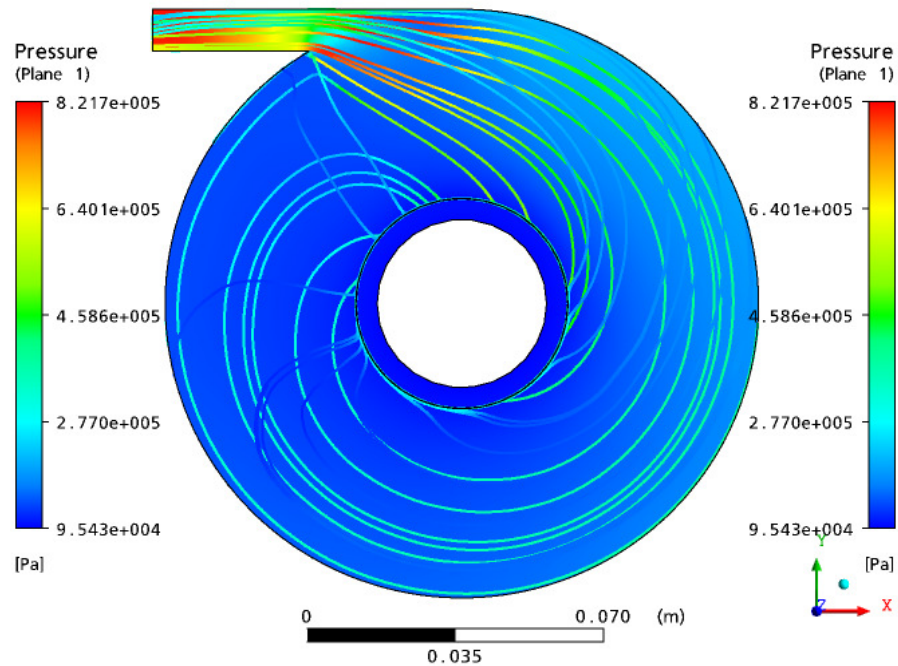
Figura 4.29 – Linhas de Corrente bidimensionais a 1000 rpm





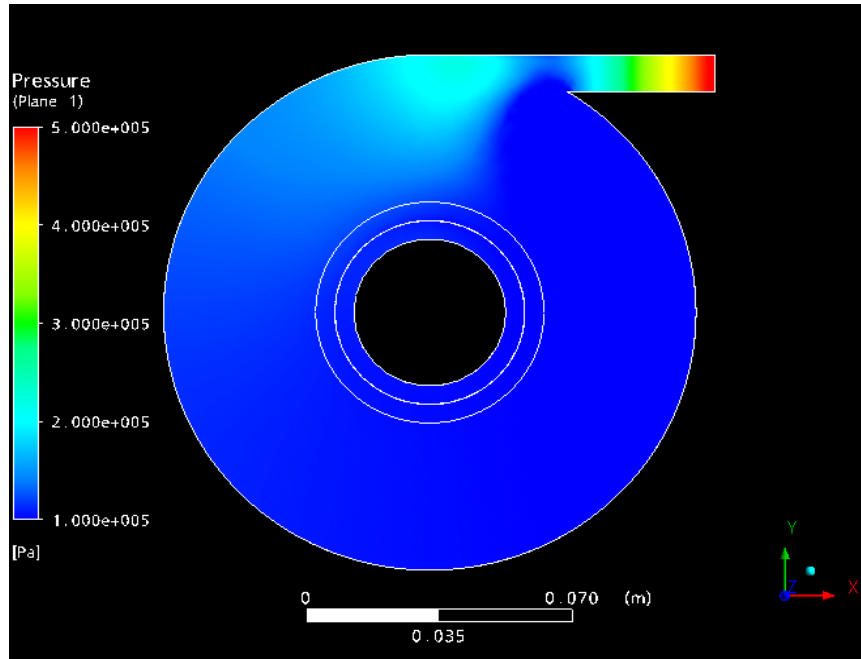
**Figura 4.30 – Linhas de Corrente bidimensionais a 6000 rpm**

As Figuras 4.28 a 4.31 ilustram os tipos de resultados obtidos com as análises no CFX. Para obter essas respostas utiliza-se o arquivo “\*.res”. A Figura 4.28 ilustra as linhas de corrente tridimensionais com a variação de pressão ao longo da mesma. As Figuras 4.29, 4.30 e 4.31 mostram os resultados para linhas de corrente bidimensionais e as variações de pressão e velocidade no escoamento para três níveis de rotação 1000, 6000 e 15000rpm, respectivamente.



**Figura 4.31 – Linhas de Corrente bidimensionais a 15000 rpm**

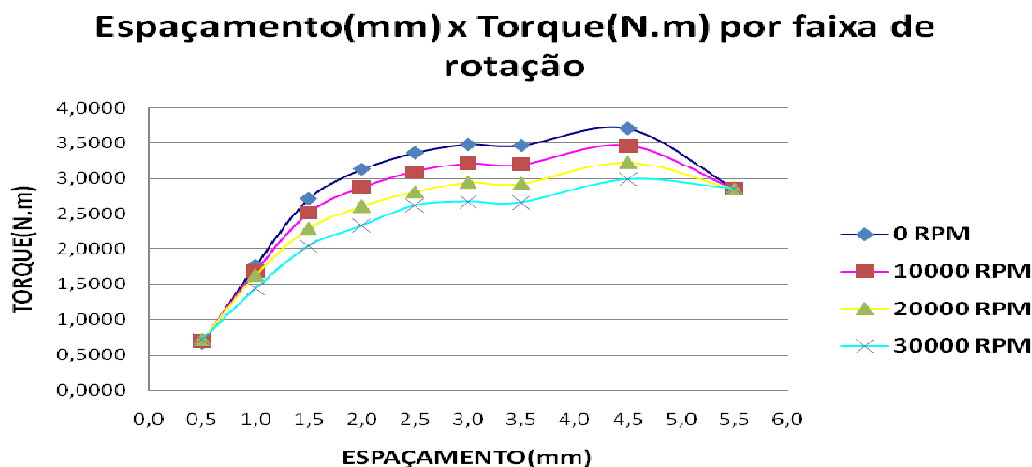
A Figura 4.32 ilustra o mapeamento da pressão a 5000 rpm no escoamento interno da turbina, desde a admissão até a exaustão no sentido radial. O plano apresentado foi localizado na parte central da geometria do escoamento, ou seja, no espaçamento entre os discos. Percebe-se que existe uma variação de pressão no bocal de entrada e uma queda brusca na câmara de expansão. Esses resultados guiaram a pesquisa experimental no mapeamento da pressão.



**Figura 4.32 – Perfil de distribuição de pressão a 5000 rpm**

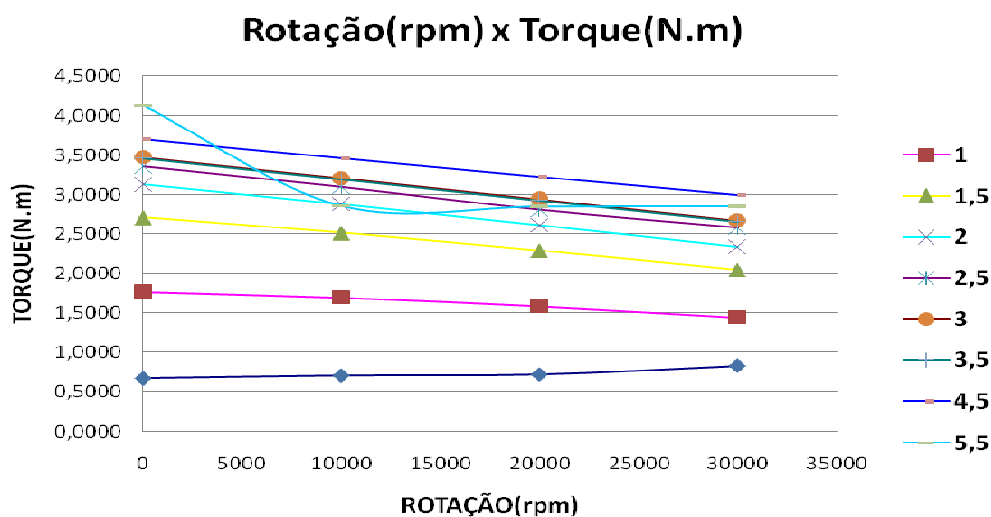
-----+-----			
Pressure Moment On Walls			
-----+-----			
	X-Comp.	Y-Comp.	Z-Comp.
Domain Group: Default Domain			
Default Domain Default	1.2611E+00	-1.9901E+00	2.3607E-01
Rotor 1	-2.9720E+01	2.2111E+01	0.0000E+00
Rotor 2	2.8505E+01	-2.0115E+01	0.0000E+00
Rotor 3	-1.6929E-02	2.3519E-02	1.2311E+00
-----+-----			
Domain Group Totals :	2.9655E-02	2.9418E-02	1.4672E+00
-----+-----			
Viscous Moment On Walls			
-----+-----			
	X-Comp.	Y-Comp.	Z-Comp.
Domain Group: Default Domain			
Default Domain Default	-5.7913E-04	5.9918E-05	1.8545E-01
Rotor 1	2.3842E-04	3.4875E-04	-2.4808E-02
Rotor 2	-3.5667E-04	-5.8341E-04	-2.5803E-02
Rotor 3	1.5428E-04	-5.8651E-05	1.7618E+00
-----+-----			
Domain Group Totals :	-5.4310E-04	-2.3340E-04	1.8967E+00

**Figura 4.33 – Resultados obtidos no arquivo \*.out**



**Figura 4.34 – Gráfico Espaçamento(mm) x Torque(N.m) para as faixas de rotação (resultados das simulações computacionais)**

A figura 4.33 ilustra os resultados no arquivo “\*.out” para o torque por diferença de pressão e viscosidade. Os valores utilizados são no eixo “z” porque é em torno deste que ocorre a rotação. As Figuras 4.34 e 4.35 são gráficos confeccionados com os resultados obtidos dos arquivos “\*.out”. A Figura 4.33 mostra um gráfico Espaçamento (mm) x Torque (N.m), em cada faixa de rotação simulada. A Figura 4.35 mostra os resultados do torque por rotação para espaçamento utilizado entre os discos.



**Figura 4.35 – Gráfico Rotação (rpm) x Torque (N.m) para cada espaçamento(resultados das simulações computacionais)**

## 4.3.2 – ANÁLISE TERMODINÂMICA

### 4.3.2.1 – MODELAMENTO PELO GÁS IDEAL

A Turbina Tesla foi desenvolvida nesse projeto de pesquisa para operar como um dispositivo de propulsão a ser aplicado em um sistema de geração descentralizada de energia, onde o fluido de trabalho é o resultado do aproveitamento da biomassa de forma direta ou indireta, ou seja, respectivamente, através de um queimador que gera produtos de combustão ou através da queima da biomassa em caldeira que produz vapor saturado, para acionar a turbina. Em ambas as situações, o projeto de pesquisa prevê a utilização de um fluido de trabalho em baixas pressões, na faixa 500 a 1000 kPa.

Entretanto, os fenômenos do escoamento não são ainda bem entendidos fisicamente e, por essa razão, seria prematuro, em termos de desenvolvimento da turbina, utilizar um desses dois fluidos (gases de combustão ou vapor saturado) para conhecer e interpretar os processos internos desse dispositivo, principalmente quando se deseja identificar a natureza do escoamento, no sentido de caracterizar se ele é laminar ou turbulento.

Com base nessa premissa, o estudo foi calcado na investigação da turbina utilizando o ar comprimido, em faixa de pressão especificada para uso, por ser um fluido que tem comportamento próximo ao do gás ideal, o que facilita o modelamento, a comparação com os dados experimentais e, conseqüentemente, uma melhor interpretação dos fenômenos do escoamento. A partir desse raciocínio, o modelamento do escoamento dentro da turbina e os estudos experimentais foram desenvolvidos, gerando dados simulados e experimentais, permitindo estabelecer correlações entre os resultados.

Considerando, então, o fluido de trabalho sendo ar comprimido, assumiram-se as relações clássicas do gás perfeito para compor as equações de governo no modelamento da turbina:

#### **Equação de Estado:**

$$pv = RT \quad (4.38)$$

**Entalpia do Processo:**

$$h = u + pv \quad (4.39)$$

Substituindo a equação 4.38 na 4.39, obtém-se a expressão:

$$h = u + RT \quad (4.40)$$

**Trabalho Produzido:**

Para determinar o trabalho produzido pela turbina, algumas metodologias de cálculo foram utilizadas, em que para definir a potência e eficiência teóricas e reais, assumiu-se que o escoamento ocorre segundo um processo politrópico. Nesse caso, a expansão do fluido de trabalho obedece à seguinte relação funcional:

$$pV^n = cte \quad (4.41)$$

onde,  $1 < n \leq 1,4$ . Obtendo-se os valores do trabalho produzido, “n” pode ser determinado.

Nessa condição a equação para determinação do trabalho produzido por unidade de massa pôde ser expressa do seguinte modo:

$${}_1w_2 = \int_1^2 p dv = \frac{p_2 v_2 - p_1 v_1}{1 - n} \quad (4.42)$$

O trabalho produzido pela turbina por unidade de tempo “ $\dot{W}$ ” pode ser calculado multiplicando-se o trabalho específico pela vazão mássica, que pode ser expressa pela equação:

$$\dot{W} = \dot{m}({}_1w_2)$$

Outra expressão para cálculo do trabalho por unidade de tempo pode ser definida a partir das diferenças de entalpias entre a entrada e a saída da turbina, conforme equação abaixo:

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot (h_e - h_s) \quad (4.43)$$

#### 4.3.2.2 – BALANÇO DE MASSA

A equação da conservação de massa para um volume de controle delimitado pelos bocais de entrada e saída da turbina pôde ser expressa da seguinte forma,

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \dot{m}_e - \dot{m}_s \quad (4.44)$$

Considerando em regime permanente, a equação 4.44 torna-se

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s \quad (4.45)$$

Como a exaustão da turbina ocorre através das duas laterais, a equação 4.45 transforma-se em

$$\dot{m}_e = 2 \dot{m}_s \quad (4.46)$$

Sabendo que a equação da vazão mássica,

$$\dot{m} = \rho AV \quad (4.47)$$

Aplicando para entrada e saída tem-se,

$$\text{Entrada: } \dot{m}_e = \rho_e AV = \rho_e Q_e = \frac{Q_e}{v_e} \quad (4.48)$$

Onde “ $Q$ ” é a vazão volumétrica e “ $v$ ” é o volume específico na pressão de referência.

$$\text{Saída: } \dot{m}_s = 2\rho_s n A_s V = 2\rho n \dot{Q}_s = \frac{2nQ_s}{v_s} \quad (4.49)$$

onde,  $n$  é o número de orifícios de exaustão do disco, que no caso são 4 (quatro).

### Velocidade do Escoamento:

Para calcular as velocidades de escoamento na turbina, aplicou-se a equação de Bernoulli:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gh = cte \quad (4.50)$$

Desprezando os efeitos da força gravitacional, tem-se

$$\frac{p_0}{\rho_0} = \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} \quad (4.51)$$

onde, " $p_0$ " e " $\rho_0$ " são respectivamente a pressão de estagnação e densidade nessa pressão.

A pressão reduzida " $p_r$ " foi necessária para determinação do trabalho produzido no estudo do processo da turbina, formulada através da razão de expansão como segue:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_{r2}}{p_{r1}} \quad (4.52)$$

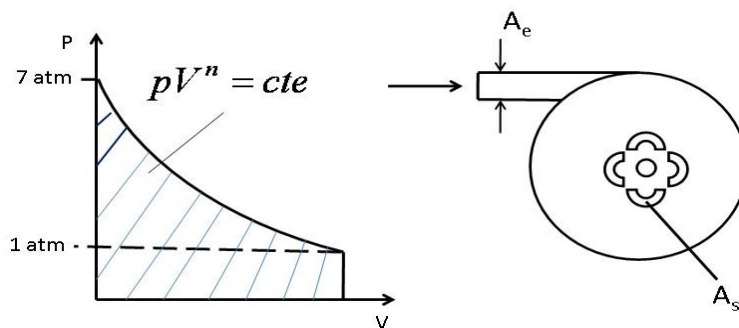


Figura 4.36 – Gráfico p-v



### 4.3.2.3 – BALANÇO DE ENERGIA

Realizando uma análise termodinâmica, segundo um balanço de energia com base na primeira lei da termodinâmica para um volume de controle em torno dos limites da turbina, tem-se a seguinte expressão:

$$\dot{Q} + \dot{m}_e \left( h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e \right) = \left( \frac{dE}{dt} \right)_{\text{VC}} + \dot{m}_s \left( h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + gZ_s \right) + \dot{W} \quad (4.53)$$

Considerando que a turbina funciona em regime permanente, a parcela  $\left( \frac{dE}{dt} \right)_{\text{VC}}$  é igual a “0”, e desprezando a influência da gravidade devido às diferenças de cotas entre a entrada e a saída da turbina, a equação da 1ª lei pode ser rearranjada para a seguinte forma:

$$\dot{Q} + \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} \right) = \dot{m}_s \left( h_s + \frac{V_s^2}{2} \right) + \dot{W} \quad (4.54)$$

Complementarmente, um balanço de entropia para esse volume de controle de referência na turbina pode ser realizado utilizando a seguinte equação:

$$\frac{dS}{dt} = \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{m}_e s_e - \dot{m}_s s_s + \dot{\sigma} \quad (4.55)$$

Considerando, também, a operação em regime permanente a formulação para o balanço de entropia torna-se

$$\dot{\sigma} = -\frac{\dot{Q}}{T} + \dot{m}(s_s - s_e) \quad (4.56)$$

O modelo para a variação de entropia para um gás ideal, considerando que a turbina foi testada com ar comprimido, é

$$s_s - s_e = s^0(T_s) - s^0(T_e) + R \ln \left( \frac{p_2}{p_1} \right) \quad (4.57)$$

#### 4.3.2.4 – EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA

O cálculo da eficiência isentrópica da turbina envolve a comparação entre o seu desempenho teórico e o real, para valores de pressão e temperatura de referência na entrada e na saída do equipamento. A transferência de calor entre a turbina e sua vizinhança é considerada, pelo fato de não estar isolada, como também são levados em conta efeitos de energia cinética, entretanto, a variação da energia potencial entre a entrada e a saída da turbina é desprezada.

Conforme a equação 4.43, o trabalho produzido pela turbina por unidade de massa que atravessa a turbina a

$$\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} = h_e - h_s \quad (4.58)$$

O valor do trabalho específico depende da entalpia específica “ $h_s$ ” e aumenta à medida que ela é reduzida, ou seja, o valor máximo para o trabalho da turbina corresponde ao menor valor possível para a entalpia específica na saída da turbina.

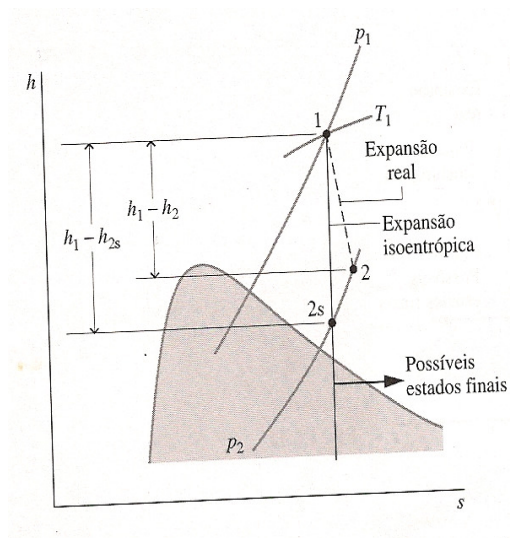
Tomando como referência a posição “1” na entrada da turbina e a saída sendo a posição “2”, o estado indicado por 2s (expansão isentrópica) seria atingido somente no limite de ausência de irreversibilidades internas. Para uma pressão de saída fixa, a entalpia específica  $h_2$  diminui à medida que a entropia específica  $s_2$  diminui. Então, o menor valor possível para  $h_2$  corresponde ao estado 2s e o valor máximo do trabalho da turbina é

$$\left( \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}} \right)_s = h_1 - h_{2s} \quad (4.59)$$

Em uma expansão real através de uma turbina ocorre que  $h_2 > h_{2s}$ , e então menos trabalho que o máximo seria produzido. Essa diferença pode ser pela eficiência isentrópica da turbina definida por

$$\eta_{isentr} = \frac{\left(\frac{\dot{W}}{\dot{m}}\right)_{real}}{\left(\frac{\dot{W}}{\dot{m}}\right)_{isentr}} = \frac{(h_e - h_s)_{real}}{(h_e - h_s)_{isentr}}$$

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{vc}/\dot{m}}{\left(\dot{W}_{vc}/\dot{m}\right)_s} \quad (4.60)$$



**Figura 4.37 – Gráfico h-s (Diagrama de Mollier) para determinação da eficiência isentrópica**

### 4.3.2.5 – BALANÇO DE EXERGIA

O balanço de exergia sob a forma de taxa para volume de controle é

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = -\left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right) \dot{Q} - \left(\dot{W} - p_0 \frac{dV}{dt}\right) + \dot{m}_e e_e - \dot{m}_s e_s - \dot{E}_d, \quad (4.61)$$

como a turbina pode ser considerada funcionando em regime permanente e sabendo-se que  $T_0 \dot{\sigma} = \dot{E}_d$  e resolvendo o balanço para o trabalho tem-se,

$$\dot{W} = \dot{m}(e_e - e_s) - \dot{Q}\left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right) - \dot{E}_d \quad (4.62)$$

O termo  $(e_e - e_s)$  que representa o fluxo de exergia pode ser avaliado da seguinte forma

$$e_e - e_s = (h_e - h_s) + \frac{V_e^2 - V_s^2}{2} \quad (4.63)$$

Para o caso das turbinas a eficiência exérgica que algumas vezes é conhecida como efetividade da turbina é calculada como,

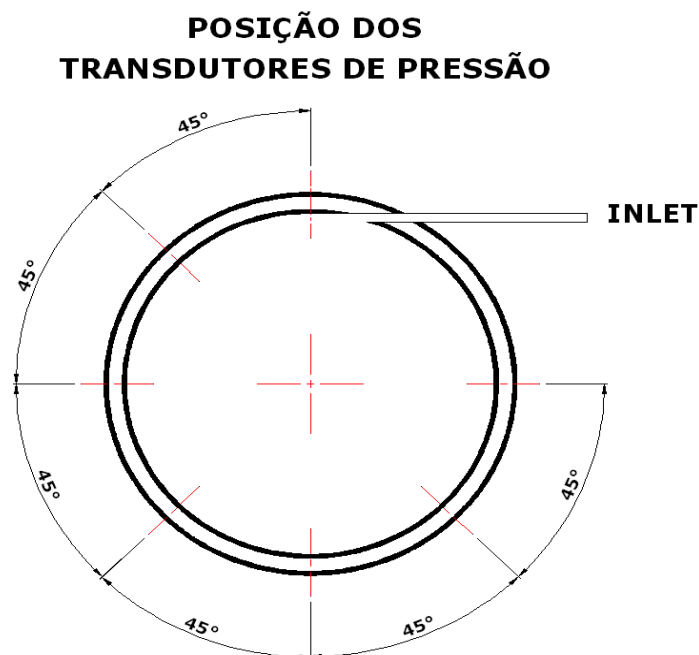
$$\varepsilon = \frac{\dot{W} / \dot{m}}{e_e - e_s} \quad (4.64)$$

## 4.4 – ESTUDO EXPERIMENTAL DA TURBINA

### 4.4.1 – MEDIÇÃO DE PRESSÃO

Partindo dos resultados do CFX (Figura 4.31) de variação de pressão foram planejados os estudos experimentais do mapear a pressão na periferia da câmara de exaustão. Segundo o resultado mostrado na Figura 4.31, a pressão na câmara de expansão é quase atmosférica. O sensor de pressão adquirido foi adequado para a faixa de pressão esperada 0 a 10 bar. A principal função do sensor é transformar a medida de pressão em um sinal elétrico padronizado, adequado para transmissão.

Como explanado anteriormente, o objetivo é o mapeamento da pressão na periferia da turbina, para isso, foram feitas várias furações defasadas em  $45^\circ$ , conforme Figura 4.38. A Figura 4.39 mostra as furações prontas na carcaça da turbina com os bujões para vedação.



**Figura 4.38 – Posição dos transdutores de pressão na carcaça da turbina**

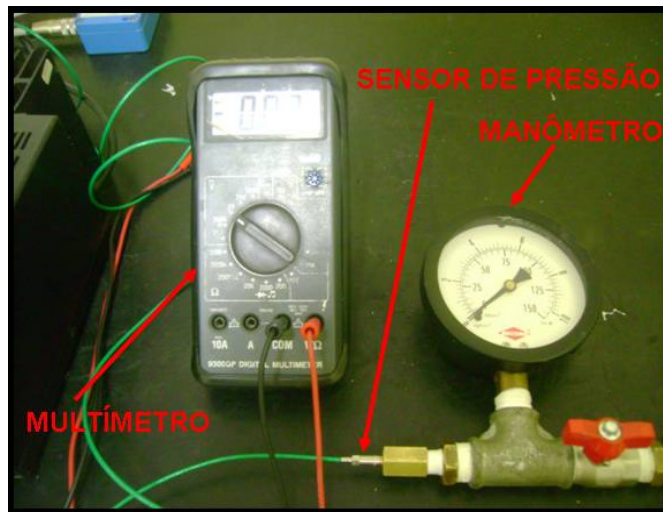


**Figura 4.39 – Furação para montagem do sensor de pressão**

Para a verificação do comportamento das medições do sensor foi realizada uma verificação do instrumento. Instalou-se uma conexão num “T”, no qual de um lado entrava ar comprimido, na outra conexão um manômetro calibrado e na outra o sensor de pressão piezoresistivo, conforme ilustra a Figura 4.40. Através desta verificação percebeu-se que o sensor emite um sinal de voltagem na faixa de 0-10V que é proporcional à pressão no sensor, ou seja, a 0V a pressão é 0bar. Então ao verificar-se o valor da voltagem em determinada pressão pode-se comparar com o valor do manômetro. Na verificação realizada percebeu-se que o sensor de pressão mede a pressão absoluta enquanto o manômetro mede a pressão relativa.

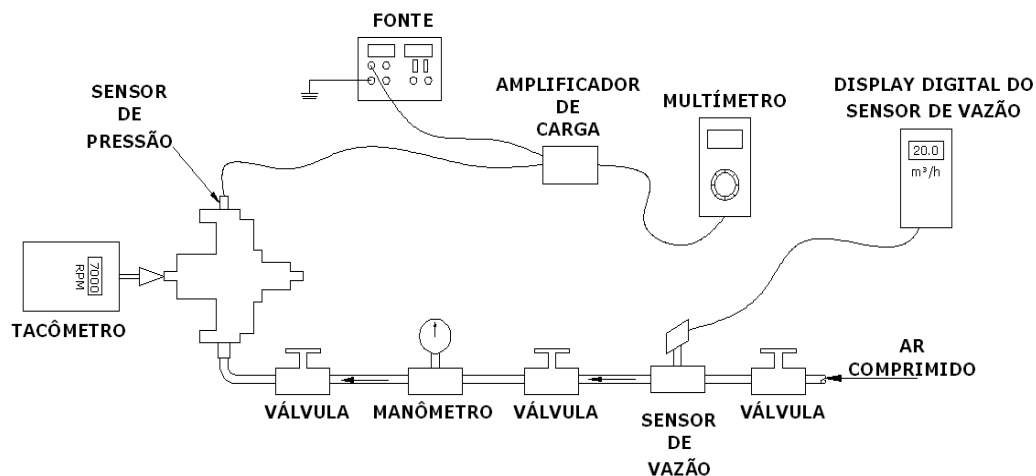
As medições de pressão foram realizadas em diversos níveis de rotação e com diferentes espaçamentos entre os discos. As vazões utilizadas foram as mesmas para os testes de rotação (0, 5, 10, 15, 20m<sup>3</sup>/h).

Os resultados dos testes comprovaram a expectativa da simulação numérica, a pressão máxima foi 1,3 bar (1,28 atm) próximo ao bocal de admissão. Nos outros alojamentos a pressão ficou bem próxima da atmosférica em torno de 1,1 a 1,15bar.



**Figura 4.40 – Esquema para verificação do sensor de pressão**

A Figura 4.41 ilustra um esquema dos testes de pressão na turbina utilizando os equipamentos necessários. A Figura 4.42 mostra o sensor utilizado nos experimentos.



**Figura 4.41 – Desenho das medições no mapeamento da pressão na câmara de expansão**



**Figura 4.42 – Sensor de pressão piezorresistivo**

## RESULTADOS OBTIDOS

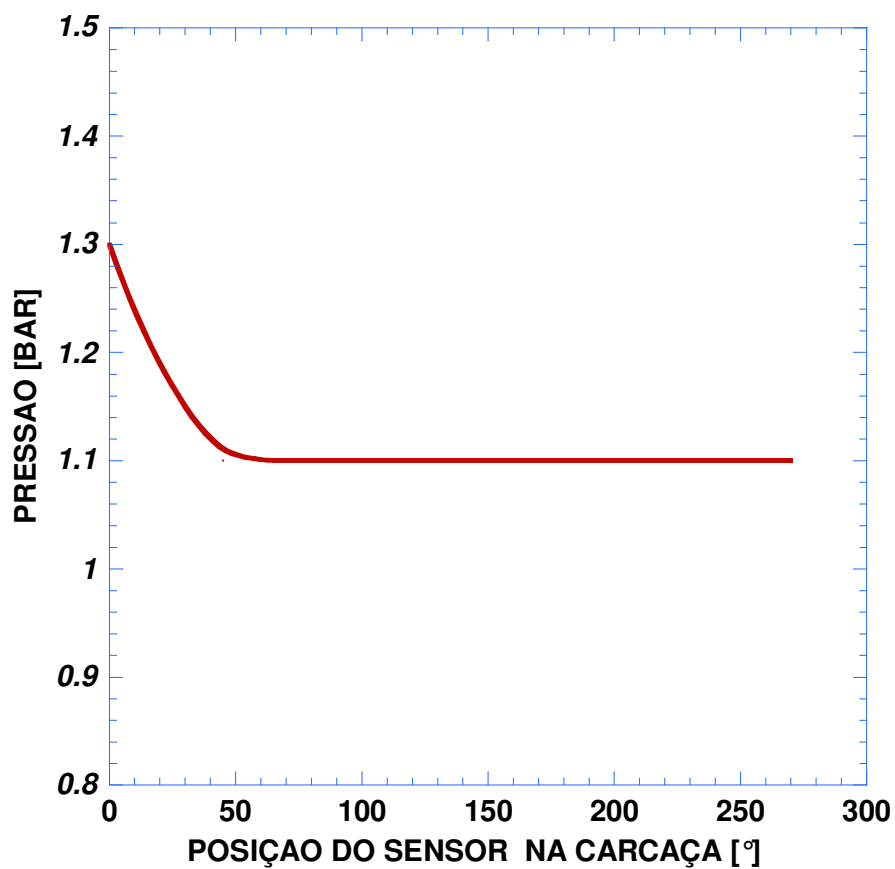


Figura 4.43 – Gráfico da variação de pressão circunferencial

A Figura 4.43 mostra como ocorre a variação da pressão circunferencial conforme as posições dos alojamentos dos transdutores de pressão. O que se percebe é que após a admissão a pressão cai bruscamente para a ambiente.



#### 4.4.2 – MEDIÇÃO DE VAZÃO E ROTAÇÃO

A vazão é um parâmetro importante que influencia no desempenho da turbina Tesla. O objetivo das medições de vazão é estabelecer as curvas de consumo da turbina para cada espaçamento entre discos. A configuração da turbina escolhida para as medições de vazão foram dois discos de 140 mm com os espaçamentos entre eles de 0,5; 1,5; 2,5; 3,0; 3,5 e 4,5mm.

Para tanto foi necessário dois instrumentos um sensor de vazão e um tacômetro. O sensor utilizado foi o do tipo turbina. Os medidores de vazão tipo turbina são acoplados diretamente na tubulação do processo. O fluido que escoar através do medidor aciona um rotor montado axialmente no interno do mesmo. A rotação deste rotor é proporcional a velocidade do fluido que está escoando. Um sensor acoplado ao medidor tem seu campo magnético alterado a cada vez que uma pá do rotor passa por ele provocando um pulso elétrico, que processado, possibilitará saídas de corrente, tensão ou outros tipos de sinais que fornecerão dados para os indicadores de vazão digitais. Também foi utilizado um tacômetro digital a laser. Que possui uma faixa de rotação de 0 a 99999 rpm com resolução de 0,1rpm. A Figura 4.44 e a Figura 4.45 mostra os dois instrumentos necessários para as medições de vazão e rotação.

Os testes foram conduzidos variando a vazão de 0 a 20m<sup>3</sup>/h. As vazões analisadas foram de 5, 10, 15, 20 m<sup>3</sup>/h. Para cada valor de vazão eram apontados os valores de pressão e rotação da turbina. A limitação dos valores de vazão foi o fornecimento de ar comprimido do compressor. Na Figura 4.44 mostra um esquemático do *layout* utilizado nas medições de vazão.

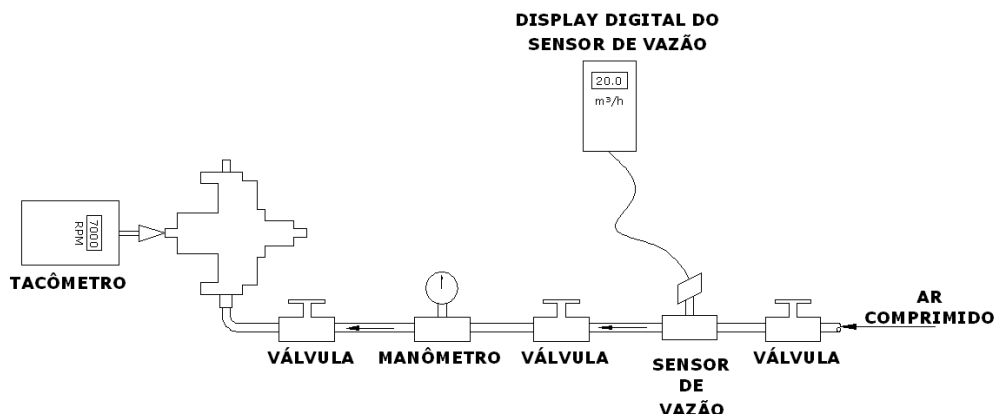


Figura 4.44 – Desenho do *layout* das medições de vazão na turbina.



**Figura 4.45 – Sensor de Vazão tipo turbina e painel digital**



**Figura 4.46 – Tacômetro digital a laser**

## RESULTADOS OBTIDOS

Os resultados obtidos são ilustrados na Figura 4.47, que mostra um gráfico de Vazão( $m^3/h$ ) x Rotação(rpm) para os espaçamentos entre os discos selecionados sem carga.

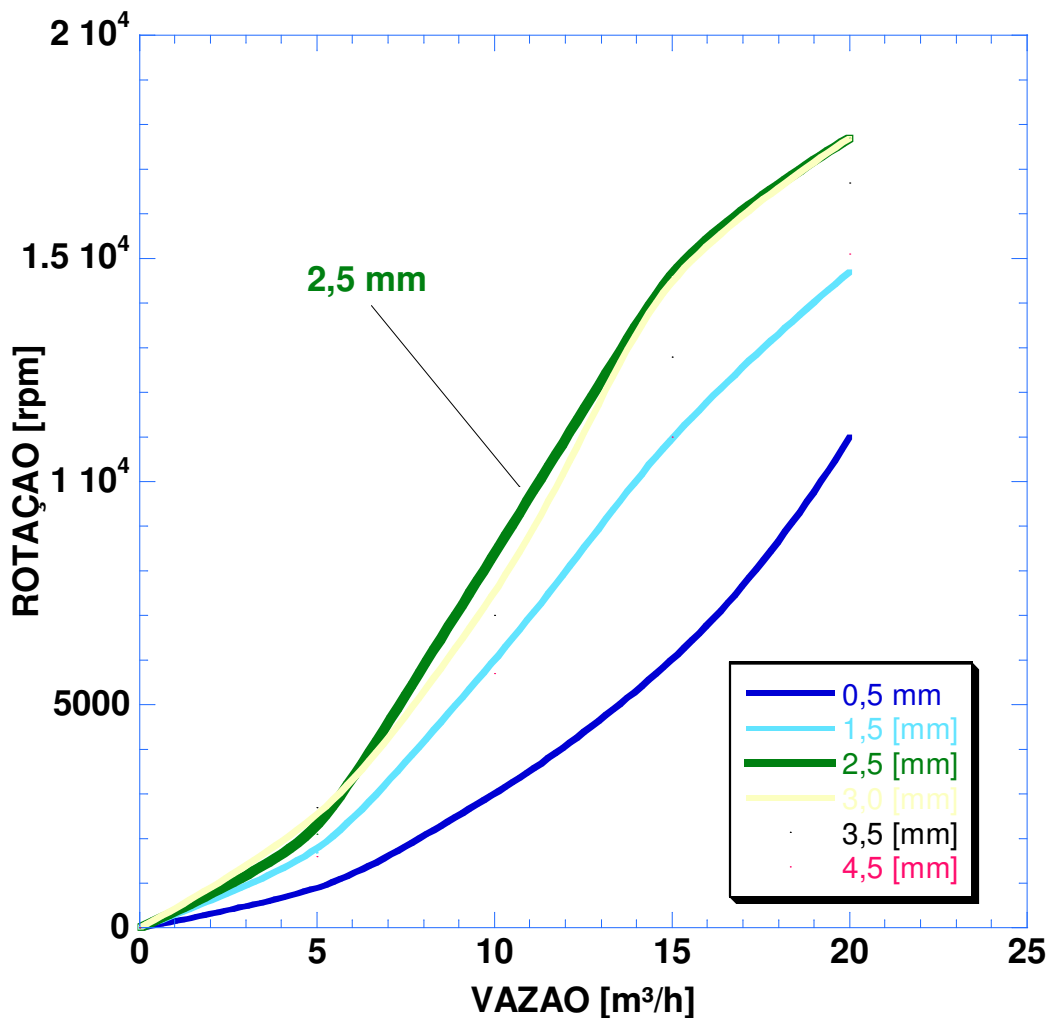


Figura 4.47 – Gráfico Vazão( $m^3/h$ ) x Rotação(rpm)

A Figura 4.48 mostra a variação de pressão de acordo com a vazão utilizada. A Figura 4.49 mostra a variação de rotação para cada espaçamento utilizado nos valores de pressão atingidos com as vazões. Percebe-se que o desempenho muda de acordo com o espaçamento utilizado.

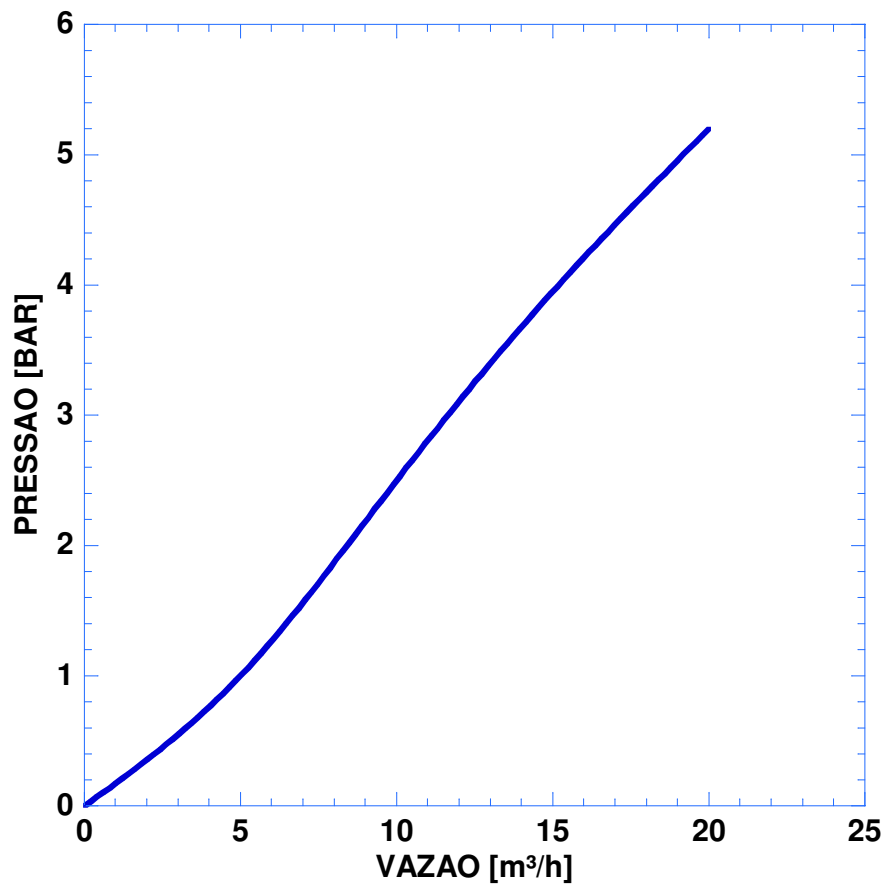


Figura 4.48 – Gráfico Pressão(bar) x Vazão(m³/h)

### Espaçamento (mm) x Rotação (rpm) por linha de Pressão (bar)

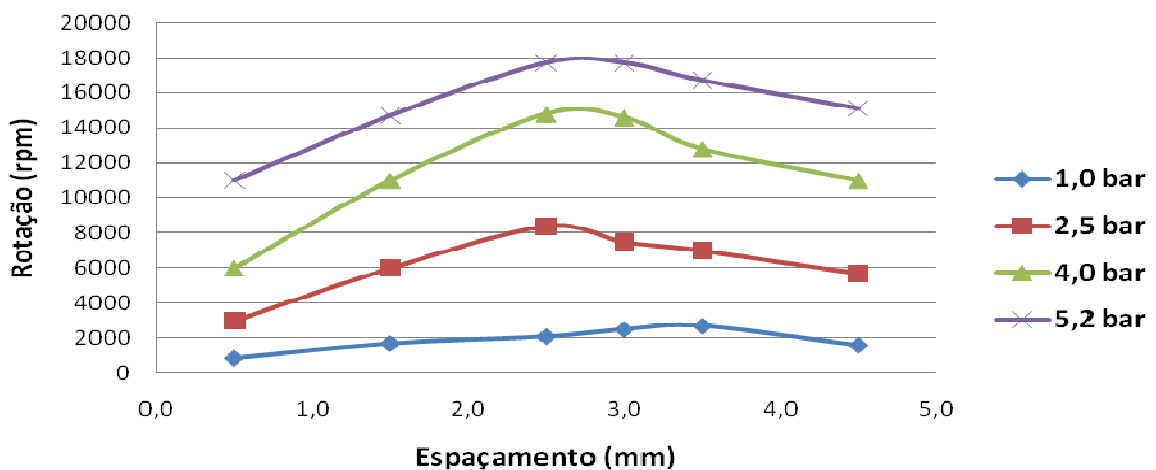
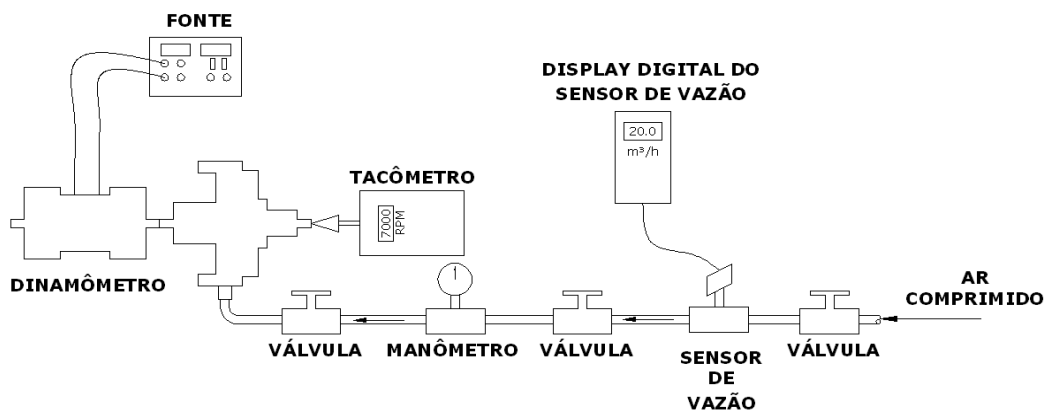


Figura 4.49 – Gráfico Espaçamento(mm) x Rotação(rpm) (resultados experimentais)

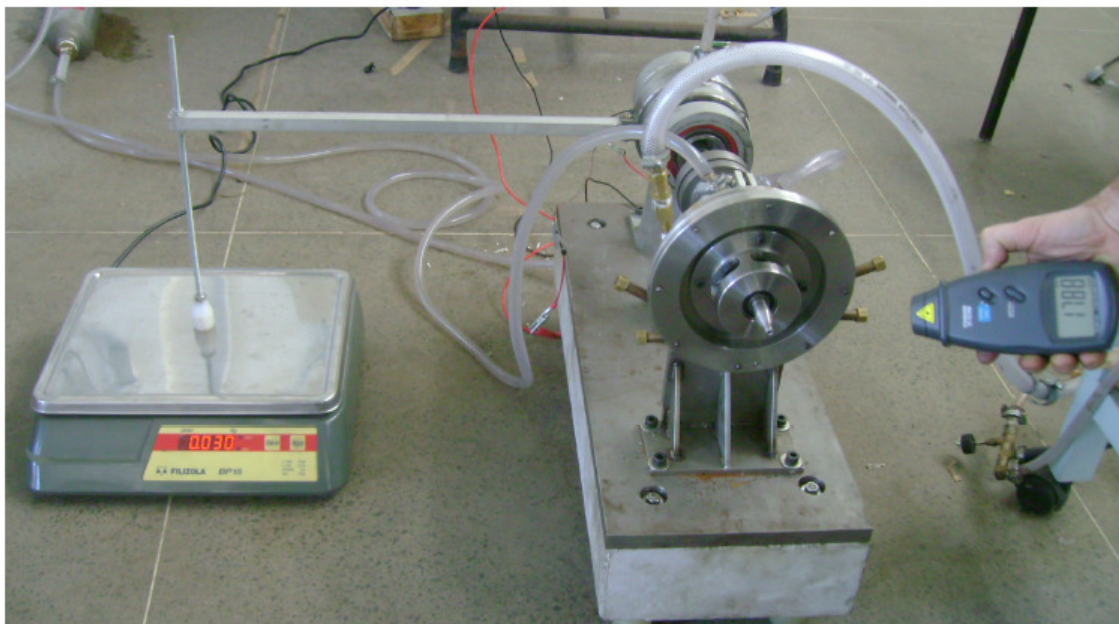
#### 4.4.3 – MEDIÇÃO DE TORQUE E EFICIÊNCIA

Para a verificação do desempenho do protótipo o esquema mostrado na Figura 4.49 foi montado para o teste dinamométrico. Nesse intuito no LACER foi desenvolvido um dinamômetro de corrente parasita. Este é constituído por um rotor acionado pela máquina em prova, girando imerso em um campo magnético. A intensidade do campo é controlada através de uma bobina alimentada por corrente contínua (fonte), podendo-se, assim, variar a carga aplicada. Um circuito de arrefecimento a água dissipa o calor gerado pelas correntes parasitas. Como nos demais dinamômetros, o esforço que tende transmitir movimento à carcaça é medido e, assim, conhecidos os valores de potência e torque. A necessidade de conhecer o valor de potência é para os cálculos de eficiência da turbina.



**Figura 4.50 – Desenho para os testes dinamométricos**

Na carcaça do dinamômetro, foi fixada uma haste de alumínio de 500 mm de comprimento. Na sua extremidade estava localizada uma barra roscada que entra em contato com uma balança digital. À medida que era aumentada a corrente e a voltagem o dinamômetro freava a turbina e com o freio a carcaça do dinamômetro empurrava a haste contra a balança e esta, por sua vez, marcava o valor da força (peso). Como sabíamos a distância do centro do dinamômetro até a ponta da haste onde se encontrava a barra roscada, multiplicando o peso (kg) pela distância (m) pode-se encontrar o torque de frenagem, como é mostrado na Figura 4.51. A balança utilizada foi devidamente calibrada por órgão competente.

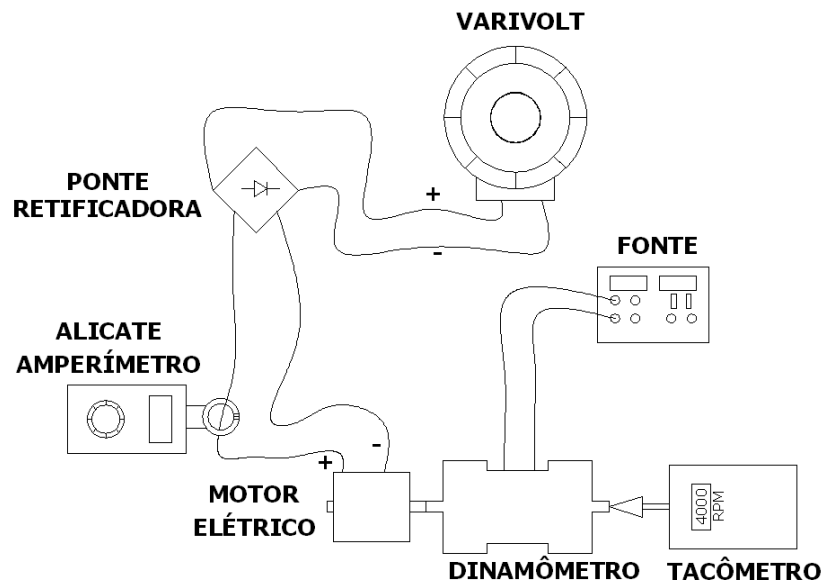


**Figura 4.51 – Bancada de teste dinamométrico**

Mas, devido à vibração excessiva da haste, não foi possível obter valores confiáveis para os cálculos. Porém foram anotados os valores de carga máxima atingida. No entanto, devido à precisão da fonte utilizada para acionamento da bobina do dinamômetro os valores de corrente e tensão foram anotados corretamente para previsão de maior potência elétrica necessária para frenagem da turbina. Com esses dados planejou-se um novo teste, agora sem a turbina, com objetivo de calibrar o dinamômetro.

A Figura 4.52 ilustra a bancada utilizada para o segundo teste. A bancada era formada por dinamômetro e um motor elétrico. O objetivo deste novo teste era saber qual potência ( $P = V.I$ ) gasta pelo motor para manter o seu nível de rotação no momento em que o dinamômetro era acionado na corrente e voltagem dos testes com a balança. A voltagem foi obtida utilizando-se um voltímetro e a amperagem um alicate amperímetro no fio fase de ligação do motor. O motor utilizado foi um moto-gerador da Bosch com as curvas de amperagem, potência e torque bem definidas. A voltagem do motor era controlada por um Varivolt, com uma faixa de 0-240V. Como a corrente que é fornecida pela linha era alternada houve a necessidade transformá-la em contínua, isso foi possível com uso de uma ponte retificadora de diodos. Dos testes preliminares foram obtidos os valores descritos na Tabela 4.2. A Figura 4.53 mostra a montagem real para o teste com o motor elétrico.

Percebe-se nos valores da tabela que os valores maiores de voltagem e amperagem e por conseqüência potência foram no espaçamento de 2,5mm. Alguns destes valores foram selecionados para o segundo teste.



**Figura 4.52 – Desenho para calibração do dinamômetro**



**Figura 4.53 – Montagem para calibração do dinamômetro**

**RESULTADOS OBTIDOS****Tabela 4.2 – Valores obtidos dos testes com dinamômetro.**

$\delta = 1,0 \text{ mm}$			$\delta = 3,0 \text{ mm}$		
ROTAÇÃO(RPM)	CORRENTE(A)	VOLTAGEM(V)	ROTAÇÃO(RPM)	CORRENTE(A)	VOLTAGEM(V)
3300	0,00	0,00	5500	0,00	0,00
3000	0,12	0,50	5000	0,18	0,80
2500	0,28	1,30	4500	0,30	1,25
2000	0,37	1,60	4000	0,35	1,50
1500	0,43	1,80	3500	0,40	1,70
1000	0,52	2,30	3000	0,43	1,80
Carga máxima inicial na balança = 0,060kg			2500	0,50	2,10
$\delta = 2,0 \text{ mm}$			2000	0,53	2,30
ROTAÇÃO(RPM)	CORRENTE(A)	VOLTAGEM(V)	1500	0,64	2,70
6300	0,00	0,00	1000	0,72	3,10
6000	0,12	0,50	Carga máxima inicial na balança = 0,050kg		
5500	0,26	1,10	$\delta = 4,0 \text{ mm}$		
5000	0,29	1,20	ROTAÇÃO(RPM)	CORRENTE(A)	VOLTAGEM(V)
4500	0,32	1,40	5000	0,00	0,00
4000	0,41	1,80	4500	0,15	0,70
3500	0,40	1,70	4000	0,23	1,00
3000	0,47	2,00	3500	0,28	1,20
2500	0,53	2,30	3000	0,36	1,50
2000	0,60	2,60	2500	0,43	1,80
1500	0,68	2,90	2000	0,49	2,10
1000	0,78	3,30	1500	0,57	2,40
Carga máxima inicial na balança = 0,025kg			1000	0,67	2,80
$\delta = 2,5 \text{ mm}$			Carga máxima inicial na balança = 0,050kg		
ROTAÇÃO(RPM)	CORRENTE(A)	VOLTAGEM(V)			
6600	0,00	0,00			
6500	0,19	0,80			
6000	0,29	1,30			
5500	0,35	1,50			
5000	0,41	1,80			
4500	0,45	2,00			
4000	0,49	2,10			



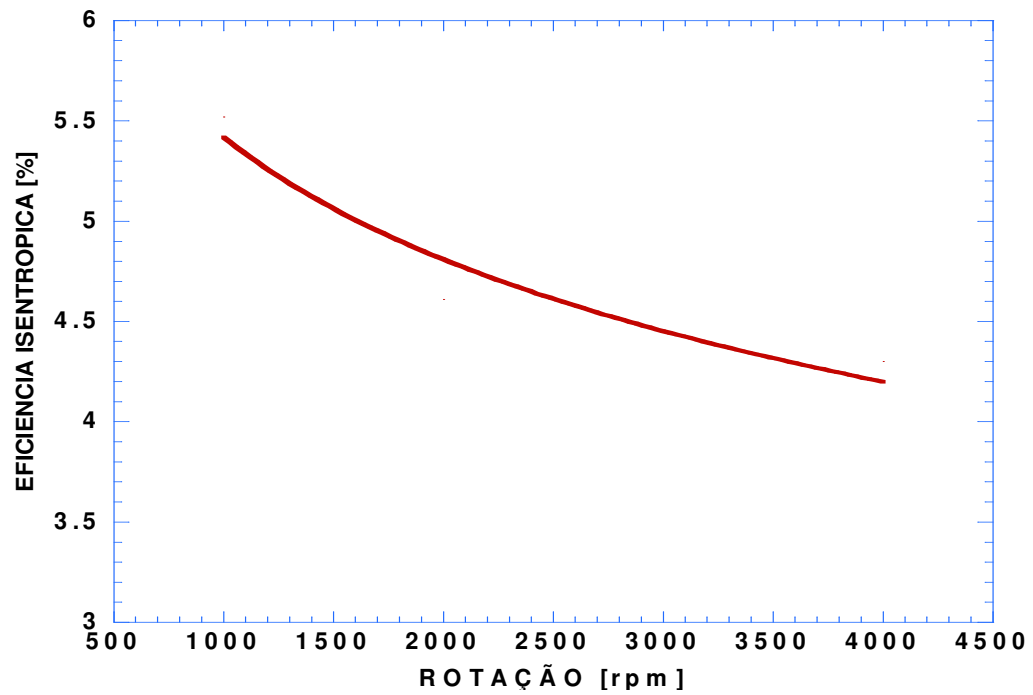
3500	0,50	2,20
3000	0,52	2,30
2500	0,59	2,60
2000	0,64	2,80
1500	0,72	3,20
1000	0,81	3,60
<b>Carga máxima inicial na balança = 0,095kg</b>		

Os valores obtidos com os testes citados anteriormente estão descritos na Tabela 4.3. Foram escolhidos três valores de corrente e amperagem no dinamômetro para a estimação da potência do motor.

**Tabela 4.3 – Valores obtidos com testes de calibração do dinamômetro com o motor elétrico.**

DINAMÔMETRO		PESO (Kg)	MOTOR-GERADOR		
CORRENTE(V)	VOLTAGEM(V)		CORRENTE(V)	VOLTAGEM(V)	ROTAÇÃO (RPM)
0,5	2,1	0,045	7,3	24,4	4000
0,64	2,8	0,06	7,9	24,4	4200
0,83	3,6	0,075	9,6	24	4000

As potências reais ( $P=V.I$ ) para os três casos foram 0,178; 0,192; 0,230 kW, respectivamente. Estes valores serão usados para os cálculos de eficiência da turbina.



**Figura 4.54 – Eficiência Isentrópica para as situações analisadas.**

#### **4.4.4 – MEDIÇÃO DE VIBRAÇÃO**

##### **4.4.4.1 – FUNDAMENTAÇÃO DO PROCEDIMENTO DE ANÁLISE DE VIBRAÇÃO**

Projetos de máquinas (motores, turbinas, bombas, compressores, geradores, dentre outros), na maioria dos casos, demandam análises criteriosas quanto às vibrações de componentes e estruturas, em que os diagnósticos são prioritariamente motivados por problemas de desbalanceamento e/ou de desalinhamento em eixos-rotore, mecanismos rotativos ou alternativos e sistemas oscilatórios, de um modo geral. Os fenômenos de vibração podem ser originados tanto por deficiência de projeto, como por falhas de fabricação e montagem. Em turbinas convencionais (a vapor ou a gás), grande parte dos problemas originados em pás e rotores já são bem conhecidos, sendo as estruturas desse tipo de máquina projetadas para suportar solicitações severas em operação, sujeitas à vibração, com possibilidade de sofrerem fadiga devido à variação cíclica de tensões. A vibração também resulta em desgastes de mancais e engrenagens, provocando ruído excessivo, e pode provocar o afrouxamento de parafusos e folgas nos componentes mecânicos fundamentais.

Cada vez mais, têm surgido novas técnicas e procedimentos que buscam possibilitar uma detecção rápida e confiável das falhas de componentes, diminuindo o tempo de hora parada dos equipamentos. As máquinas que operam em altas velocidades, em geral, têm diversos componentes que são submetidos a condições severas de funcionamento, que resultam em paradas não planejadas, quando as falhas não são detectadas a tempo.

Muitas vezes, as estruturas sujeitas a vibrações podem ser ocasionadas pela contribuição de outras solicitações mecânicas causadas pelo próprio funcionamento dos equipamentos acoplados a essas estruturas, ou por fatores externos que comprometem a integridade das mesmas. Uma maneira de preservar a integridade destas estruturas é conhecer o comportamento dinâmico das mesmas, possibilitando uma verificação e acompanhamento do seu desempenho e, em algumas situações, detectando falhas antes que se tornem catastróficas. Sempre que a frequência natural de vibração de uma máquina ou estrutura coincide com a frequência da força externa atuante, ocorre um fenômeno conhecido como ressonância, que leva a grandes deformações e falhas mecânicas.

Dentre as diversas técnicas de detecção de falhas em máquinas e equipamentos, as que conseguem um alto nível de confiabilidade têm sido aquelas que utilizam a análise de

sinais vibratórios das estruturas. Essas técnicas estão, atualmente, em franca difusão quanto à aplicação prática para projeto e desenvolvimento de máquinas e sistemas mecânicos complexos, como também, na manutenção preditiva. Os sinais vibratórios adquiridos no domínio do tempo apresentam um somatório dos sinais de cada componente do sistema mecânico. Estes sinais, quando submetidos a técnicas de análise de sinais possibilitam verificar o comportamento de alguns componentes do sistema.

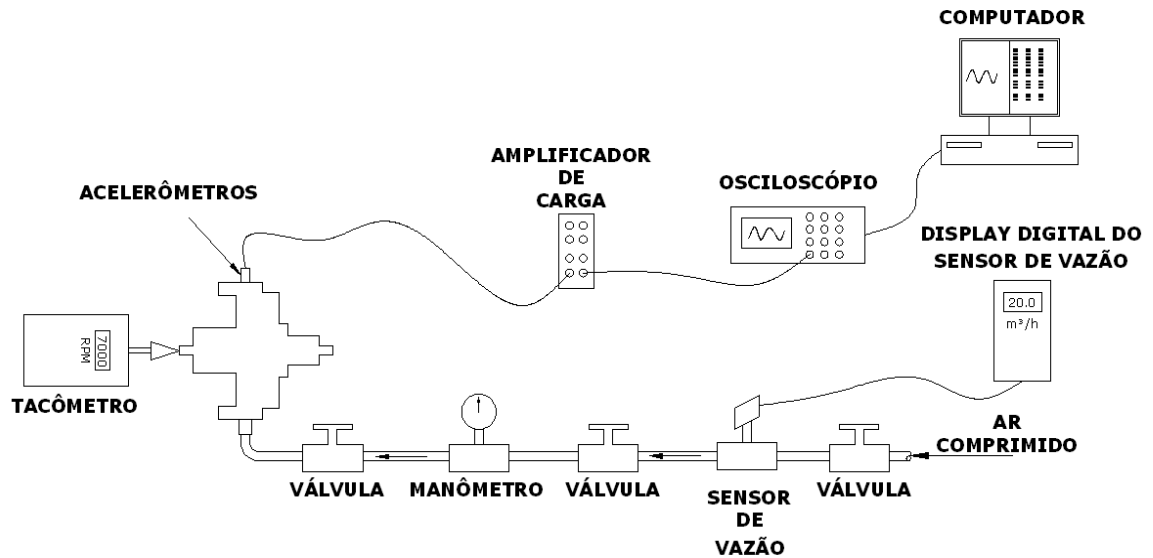
Especificamente na presente dissertação de mestrado, o protótipo da Turbina Tesla foi estudado segundo um plano de diagnóstico tipicamente experimental para conhecer suas frequências naturais e os fenômenos inerentes ao funcionamento, partindo do princípio que não há registros a respeito de estudos nessa área voltados para o desenvolvimento desse tipo de turbina. A análise experimental foi realizada através da fixação de acelerômetros na máquina, para aquisição dos sinais vibratórios em pontos que possibilitam a obtenção de sinais, tanto no sentido axial como radial. Com o objetivo, então, de encontrar as faixas de rotação em que há certa criticidade operacional, devido aos níveis de vibração. Estes níveis de vibração podem chegar a comprometer não só o seu desempenho, mas, sobretudo, a integridade física dos seus componentes mecânicos.

O diagnóstico no protótipo da turbina foi realizado segundo um “Procedimento de Análise de Sinais Vibratórios”, onde a turbina foi submetida a uma variação gradativa de rotação, chegando a valores superiores a 17.000 rpm. Apoiada por um embasamento teórico, a investigação teve o foco voltado para a detecção das frequências naturais desse dispositivo mecânico, e sua estrutura como um todo, com o objetivo de determinar as faixas seguras de operação. Neste contexto, o procedimento foi elaborado a luz de consultas a certos autores, mais especificamente com base em alguns conceitos apresentados por Mitchell, J.S. (1993) em seu livro “Machinery Analysis and Monitoring”, que fundamentaram essa investigação experimental, ajudando na interpretação dos fenômenos presentes no funcionamento da Turbina.

Conforme Mitchell (1993) trata em um de seus capítulos de frequências características de falhas em turbinas tais com: desalinhamento, desbalanceamento e vibração das pás ou discos. O desbalanceamento é caracterizado pelo surgimento no domínio de frequência (FFT) de múltiplos da frequência de rotação, e os picos de maior amplitudes são os primeiros múltiplos da rotação  $1x$ ,  $2x$ ,  $3x$ , ...,  $nx$ . Na ocorrência de desalinhamento as frequências obtidas através da FFT são múltiplos da frequência de rotação, onde o pico de maior amplitude é o segundo. Quando o disco tem uma vibração lateral, as frequências

obtidas são múltiplos da frequência de rotação e ocorrem em  $2 \times \text{FreqRot.}$ ,  $4 \times \text{FreqRot.}$  e assim, sucessivamente.

A seguinte bancada mostrada na Figura 4.55 foi montada para as análises de vibração. A Figura 4.56 mostra a montagem da bancada.



**Figura 4.55 – Desenho da bancada para as análises de vibrações**



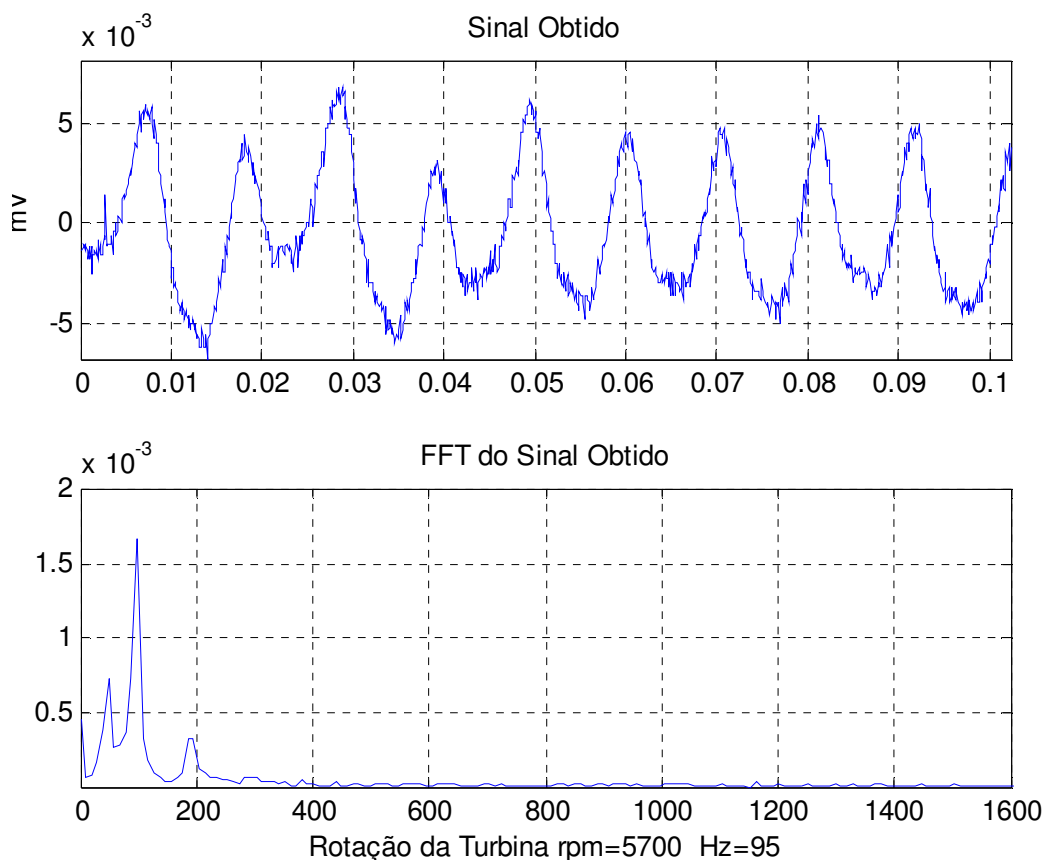
**Figura 4.56 – Equipamentos para as análises de vibrações**

#### 4.4.4.2 - RESULTADOS DE ANÁLISE EXPERIMENTAL DE VIBRAÇÃO

Durante o processo de aquisição dos sinais foram utilizados acelerômetros dispostos na posição axial e radial. Os acelerômetros utilizados, durante o ensaio, são acoplados a um condicionador de sinais que envia os sinais obtidos pelo acelerômetro para um osciloscópio e em seguida os dados são convertidos em arquivo de texto para posterior análise no MATLAB.

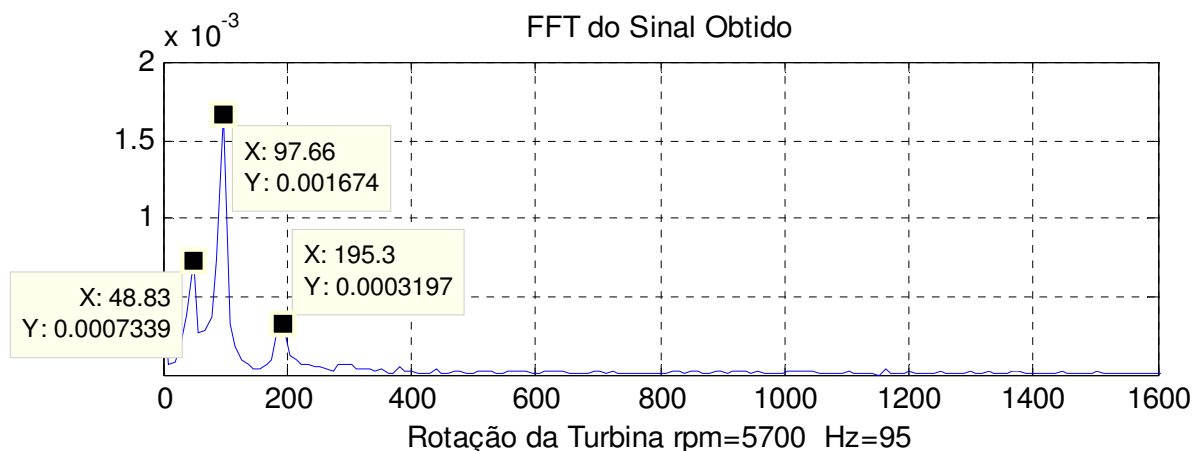
Vale salientar, que os sinais foram filtrados, a fim de evitar o erro “aliasing”. Abaixo serão apresentados os resultados obtidos durante o processo de análise de sinais vibratórios.

**1) Condição de Teste:** 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento entre eles de 3,0 mm com rotação de 5700 rpm.



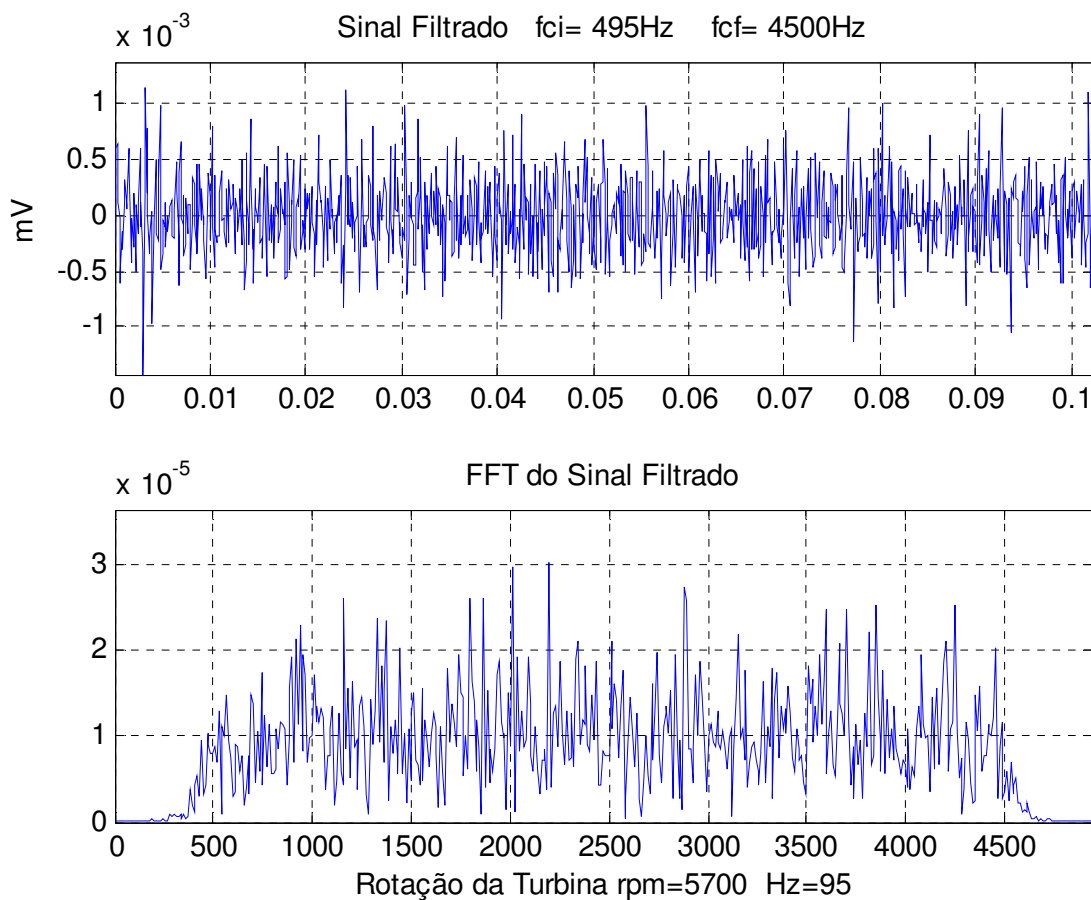
**Figura 4.57 – Sinal obtido e a FFT do sinal sem filtragem para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 5700 rpm**

A Figura 4.58 é idêntica ao segundo gráfico da figura anterior, porém os pontos mais salientes da FFT são indicados para análise dos resultados obtidos durante o experimento. O acelerômetro foi posicionado radialmente ao eixo da turbina.



**Figura 4.58 – FFT do sinal sem filtragem com os picos de frequência para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 5700rpm**

Conforme a Figura 4.58 os picos dos valores de frequência são múltiplos da rotação, o que caracteriza desbalanceamento do rotor, conforme Mitchell (1993). A diferença da frequência de rotação e do pico de frequência, 95 Hz e 97.66 Hz, respectivamente, é devida ao erro do tacômetro digital, instrumento de leitura de rotação, que tem certa imprecisão por depender da posição relativa do operador em relação ao eixo-rotor. Além disso, há também uma diferença de tempo entre a leitura do conjunto acelerômetro-osciloscópio e do tacômetro.

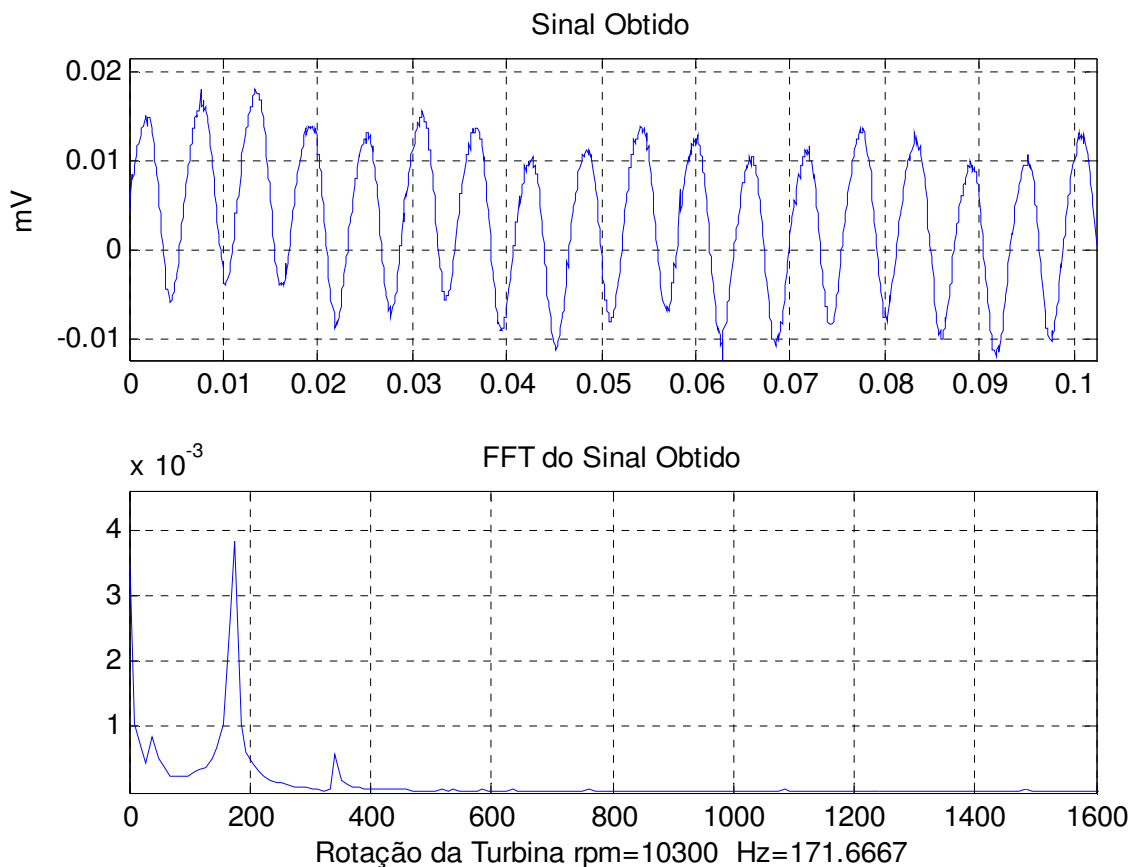


**Figura 4.59 – Sinal bruto e FFT do sinal filtrado para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 5700rpm**

Percebe-se que, pela Figura 4.59, com o sinal filtrado os valores são muito fora das faixas de rotação de operação da turbina. Além disso, os valores possuem baixa energia de amplitude. Logo, pode-se afirmar que a turbina pode operar nesta faixa de frequência. O acelerômetro foi posicionado radialmente ao eixo da turbina.

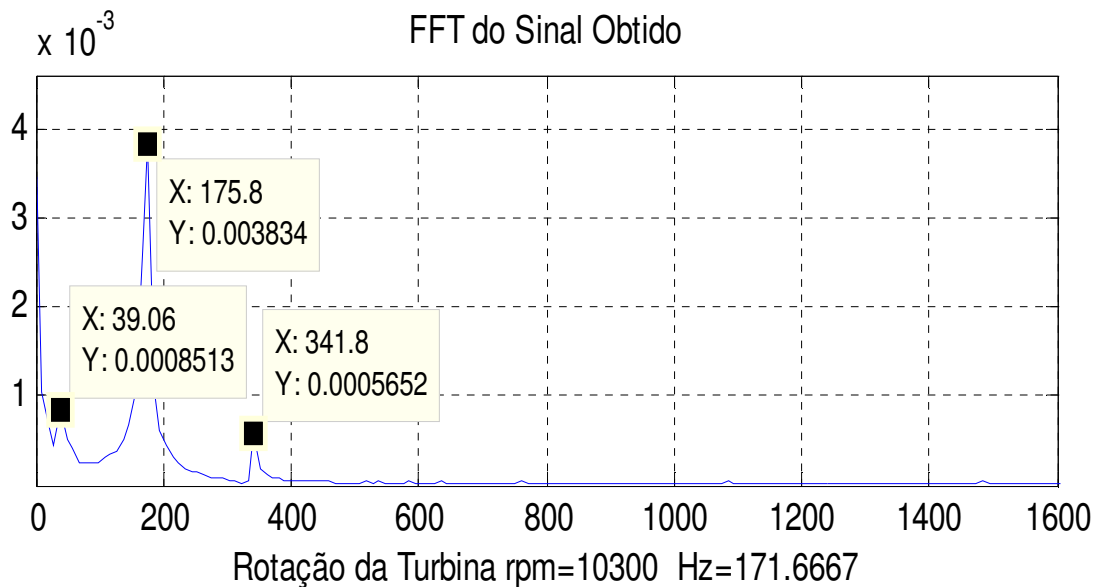


- 2) **Condição de Teste:** 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento entre eles de 3,0mm com rotação de 10300 rpm.

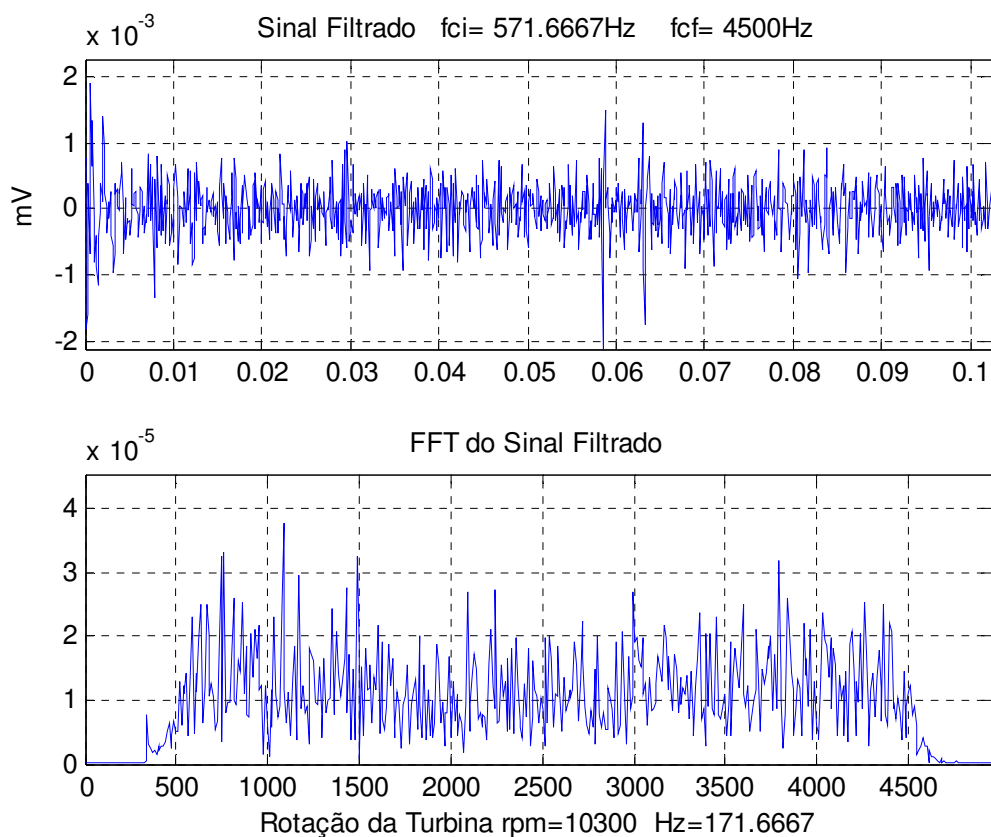


**Figura 4.60 – Sinal obtido e a FFT do sinal sem filtragem para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 10300rpm**

Conforme a Figura 4.61 os picos dos valores de frequência são múltiplos da rotação, o que caracteriza desbalanceamento do rotor, conforme Mitchell (1993). A diferença da frequência de rotação e do pico de frequência (171.6667 Hz e 175.8 Hz) é devida ao erro do instrumento e, também, a diferença de tempo entre a leitura do conjunto acelerômetro-osciloscópio e do tacômetro. O acelerômetro foi posicionado radialmente ao eixo da turbina.



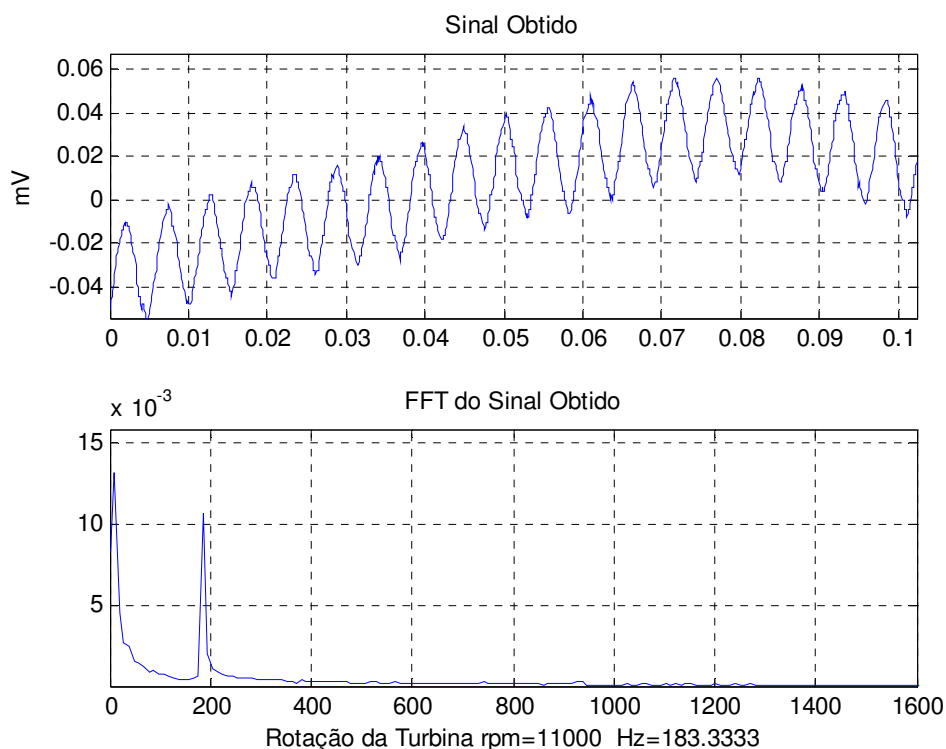
**Figura 4.61 – FFT do sinal sem filtragem com os picos de frequência para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 10300rpm**



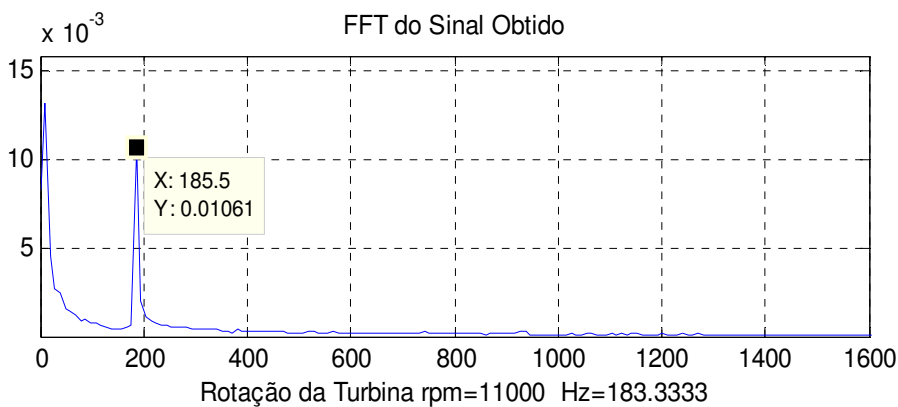
**Figura 4.62 – Sinal bruto e FFT do sinal filtrado para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 10300rpm**

Percebe-se que com o sinal filtrado os valores são muito fora das faixas de rotação de operação da turbina. Além disso, os valores possuem baixa energia de amplitude.

3) **Condição de Teste:** 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento entre eles de 3,0mm com rotação de 11000 rpm.

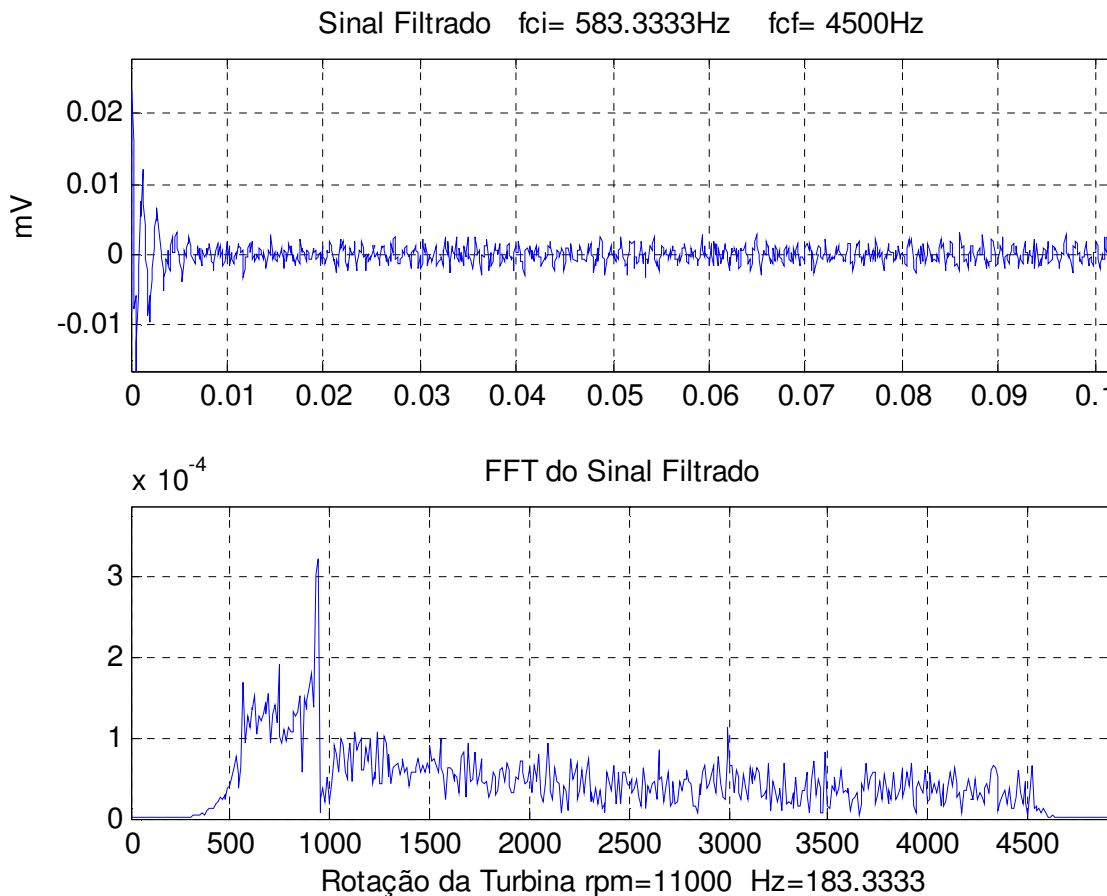


**Figura 4.63 – Sinal obtido e a FFT do sinal sem filtragem para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 11000rpm**



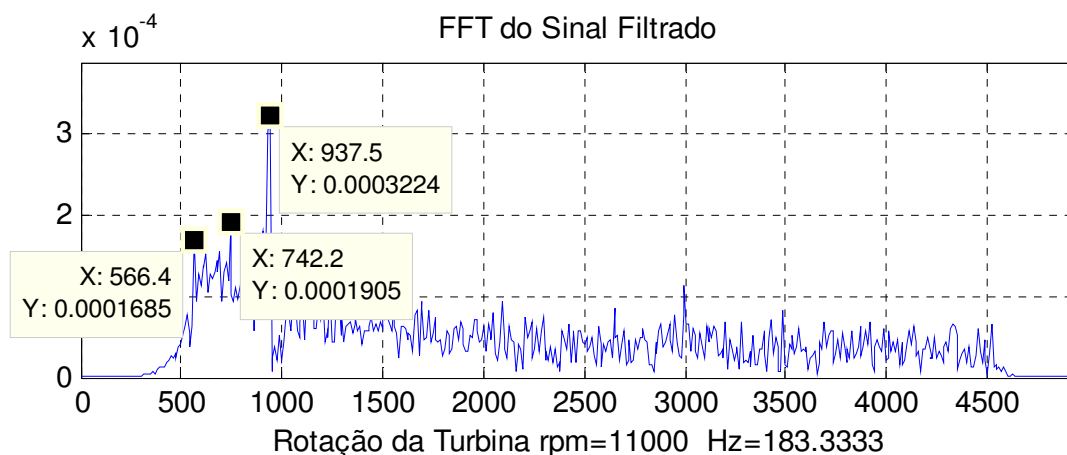
**Figura 4.64 – FFT do sinal sem filtragem com os picos de frequência para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 11000rpm**

Conforme a Figura 4.64, o pico do valor de frequência é múltiplo da rotação de operação o que caracteriza desbalanceamento do rotor, conforme Mitchell (1993). A diferença da frequência de rotação e do pico de frequência (183.3333 Hz e 185.5.8 Hz) é devida ao erro do instrumento e, também, a diferença de tempo entre a leitura do conjunto acelerômetro-osciloscópio e do tacômetro.



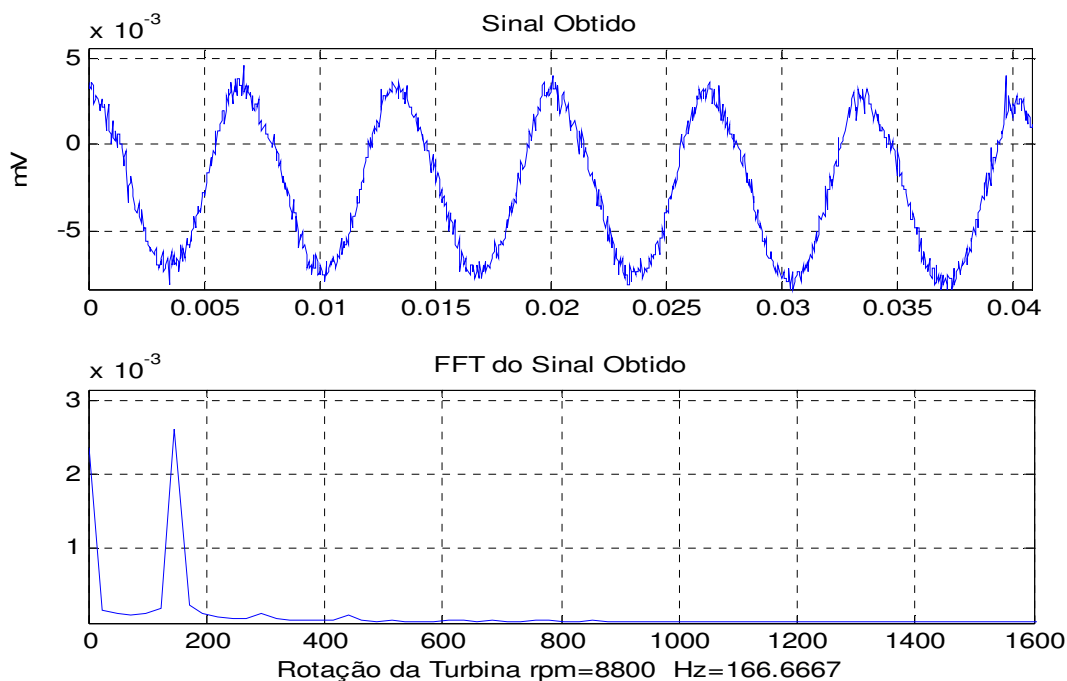
**Figura 4.65 – Sinal filtrado e FFT do sinal filtrado para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 11000rpm**

Percebe-se que, pela Figura 4.65, com o sinal filtrado os valores são muito fora das faixas de rotação de operação da turbina. Além disso, os valores possuem baixa energia de amplitude. Observa-se que em rotações elevadas, o primeiro pico de rotação tem o valor muito superior aos demais múltiplos da frequência de rotação.

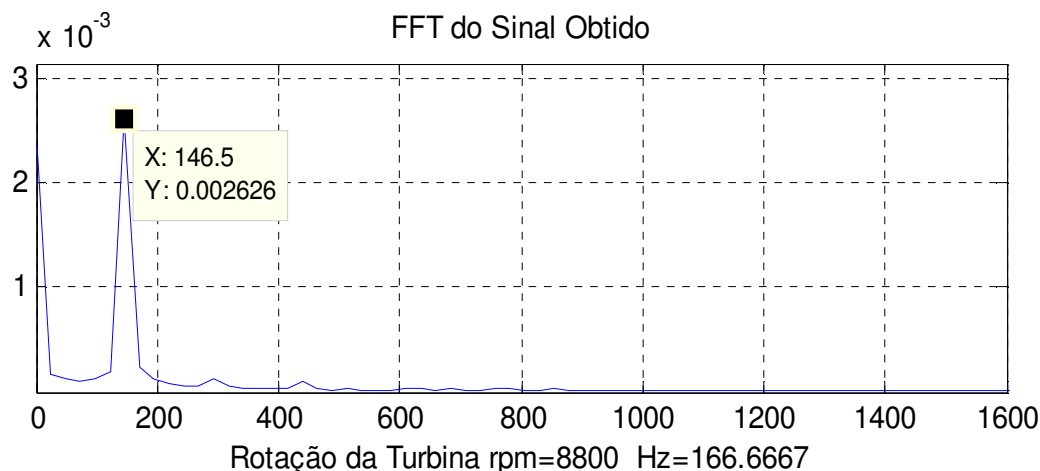


**Figura 4.66 – FFT do sinal filtrado para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 11000rpm**

- 4) **Condição de Teste:** 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento entre eles de 3,0mm com rotação de 8800 rpm.

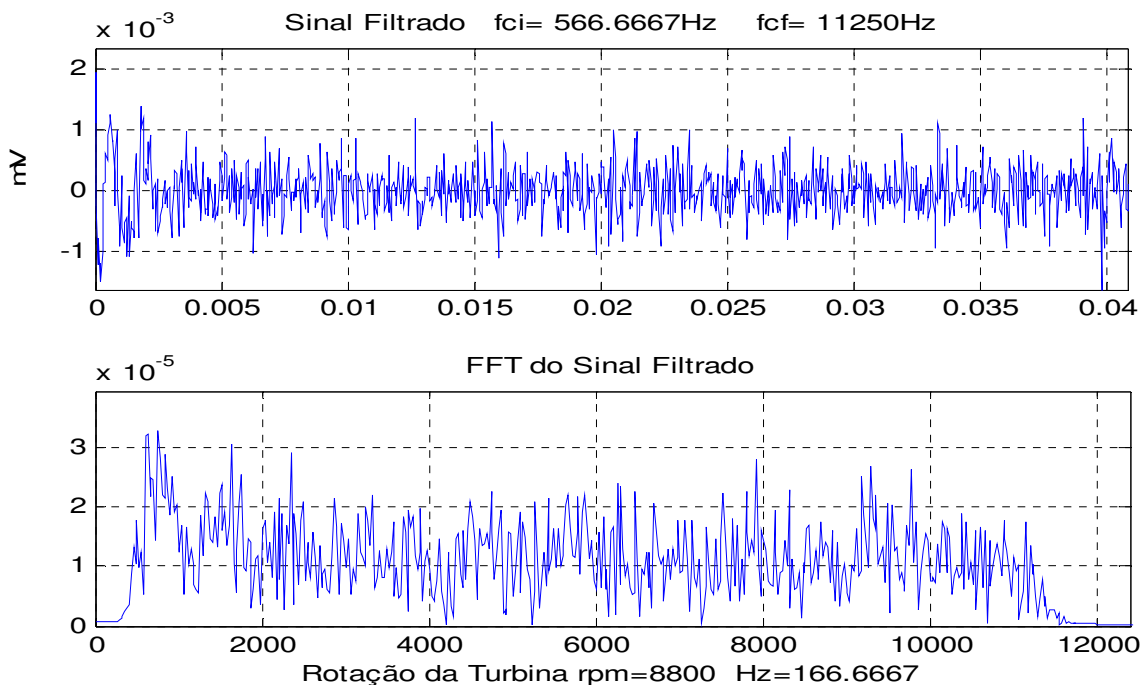


**Figura 4.67 – Sinal obtido e a FFT do sinal sem filtragem para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 8800rpm**

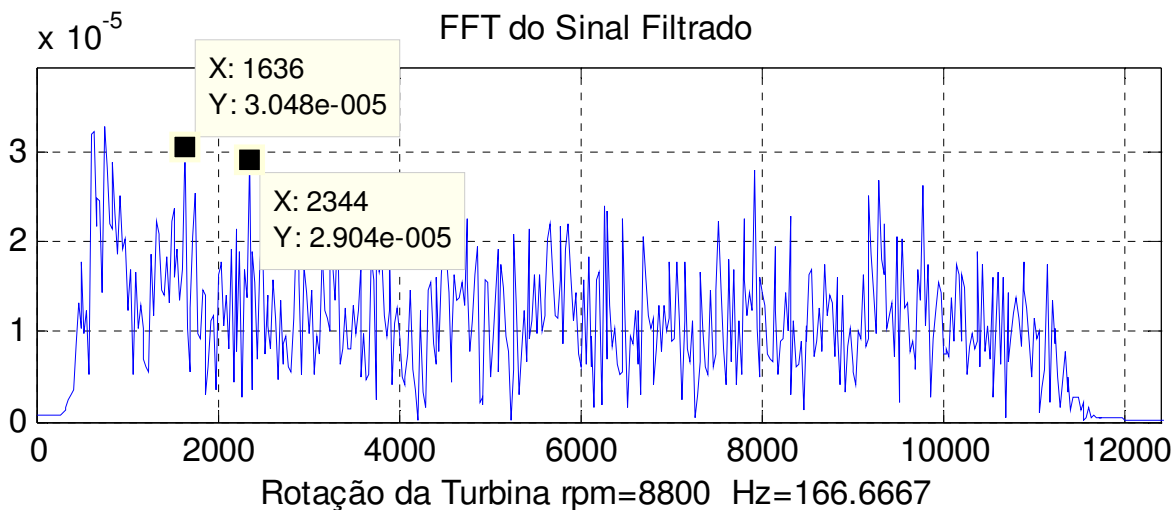


**Figura 4.68 – FFT do sinal sem filtragem com os picos de frequência para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 8800rpm**

Conforme a Figura 4.68, o pico do valor de frequência é múltiplo da rotação de operação o que caracteriza desbalanceamento do rotor, conforme Mitchell (1993). A diferença da frequência de rotação e do pico de frequência (166.6667 Hz e 146.5 Hz) é devida ao erro do instrumento e, também, a diferença de tempo entre a leitura do conjunto acelerômetro-osciloscópio e do tacômetro.



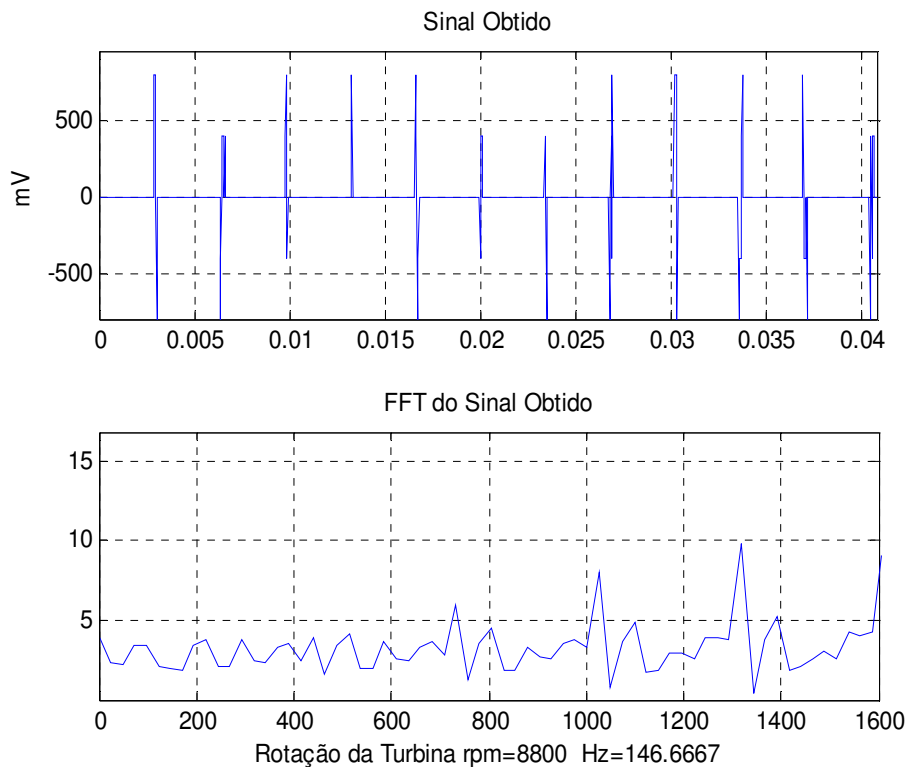
**Figura 4.69 – Sinal filtrado e FFT do sinal filtrado para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 8800rpm.**



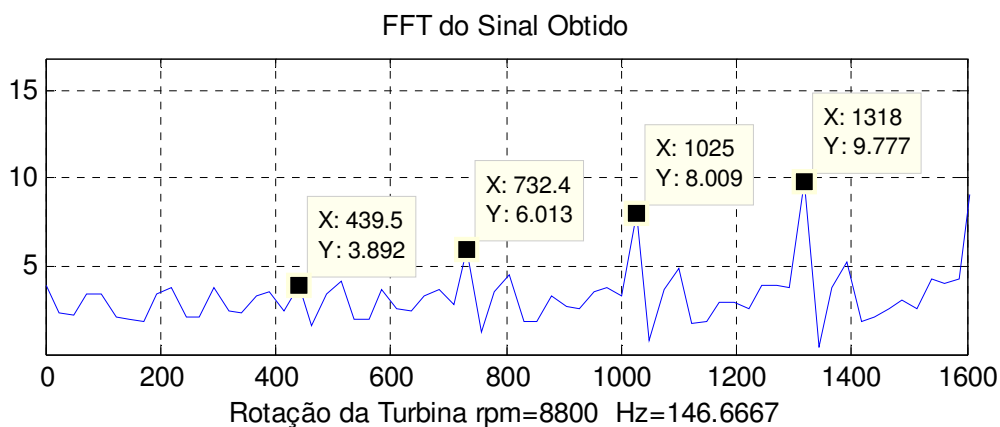
**Figura 4.70 – FFT do sinal filtrado com os picos de frequência para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 3,0mm com rotação 8800rpm**

Percebe-se que, pela Figura 4.70, com o sinal filtrado os valores são muito fora das faixas de rotação de operação da turbina. Além disso, os valores possuem baixa energia de amplitude. Observa-se que em rotações elevadas, o primeiro pico de rotação tem o valor muito superior aos demais múltiplos da frequência de rotação. O acelerômetro foi posicionado axialmente ao eixo da turbina.

- 5) **Condição de Teste:** Configuração: 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento entre eles de 1,5mm com rotação de 8800rpm.



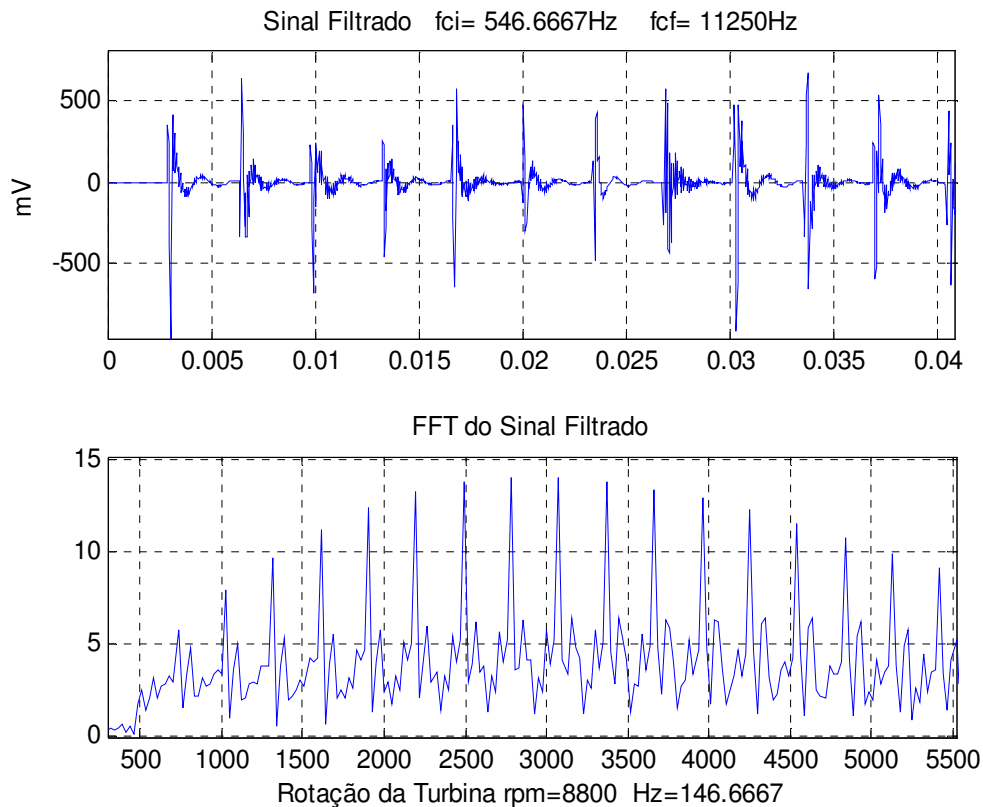
**Figura 4.71 – Sinal obtido e a FFT do sinal sem filtragem para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 1,5mm com rotação 8800rpm**



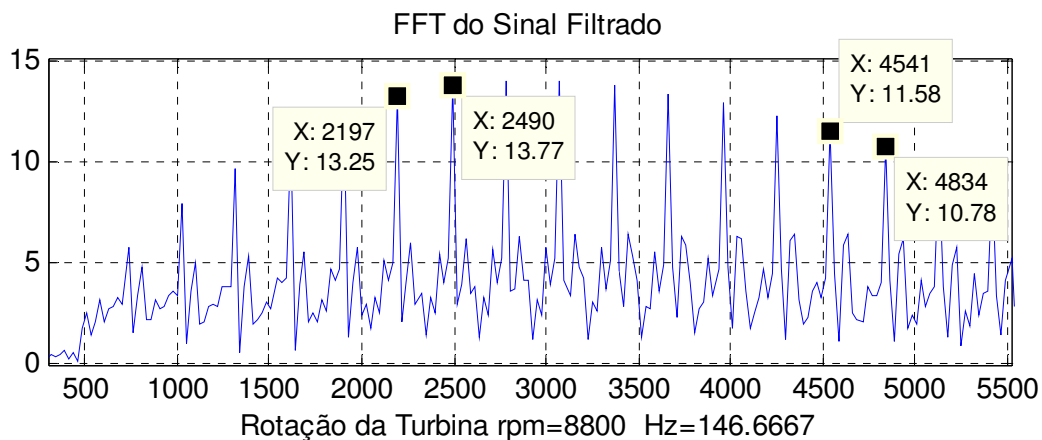
**Figura 4.72 – FFT do sinal sem filtragem com os picos de frequência para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 1,5mm com rotação 8800rpm**



Conforme a Figura 4.72, os picos dos valores das frequências são múltiplos da rotação de operação o que caracteriza desbalanceamento do rotor, conforme Mitchell (1993).



**Figura 4.73 – Sinal filtrado e FFT do sinal filtrado para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 1,5mm com rotação 8800rpm**



**Figura 4.74 – FFT do sinal filtrado com os picos de frequência para a configuração de 2 discos de diâmetro de 140mm com espaçamento de 1,5mm com rotação 8800rpm**

Percebe-se que, pela Figura 4.74, com o sinal filtrado os valores são muito fora das faixas de rotação de operação da turbina. Observa-se que em rotações elevadas, o primeiro pico de rotação tem o valor muito superior aos demais múltiplos da frequência de rotação. O acelerômetro foi posicionado axialmente ao eixo da turbina.

## **CAPÍTULO 5 – ANÁLISE DE RESULTADOS**

### **5.1 – ANÁLISE FLUIDODINAMICA**

O estudo teórico do processo de funcionamento da Turbina Tesla, a partir da aplicação de modelos analíticos e numérico, trouxe algumas informações interessantes que colocam certas questões sobre os fenômenos termodinâmicos presentes no processo de escoamento do fluido de trabalho entre os discos rotativos.

Fazendo-se, em primeira instância, uma análise comparativa entre o modelo de Schlichting (1968) e o modelo de Couto et al. (2006) percebe-se que há muita semelhança no desenvolvimento construtivo desses modelos, com equações semelhantes, diferenciando apenas na determinação do torque, basicamente quanto ao expoente de uma das variáveis da equação (o raio do disco).

Embora muito parecida com a equação de torque de Schlichting, a equação de torque definida por Couto et al. (2006) apresenta uma certa inconsistência quanto à análise dimensional, razão pela qual não foi utilizada neste trabalho para construção de gráficos demonstrativos, para servir de base de estudo. Dessa forma, apenas o modelo de Schlichting foi utilizado para análise comparativa entre um estudo teórico em composição com uma análise numérica, em relação à investigação experimental.

A análise numérica do processo através do software ANSYS-CFX auxiliou significativamente na realização do trabalho, em particular, no desenvolvimento do projeto construtivo da turbina. O modelamento numérico do processo numericamente apresentou uma informação que se contrapõe ao modelo de Schlichting, pelo fato de apresentar diferentes tendências com relação aos perfis das curvas de torque. Pelo modelo de Schlichting, há uma

tendência de o torque aumentar com o crescimento da rotação, ao passo que pelo modelo numérico do ANSYS-CFX o torque tende a ser reduzido gradativamente com o aumento da rotação.

Os resultados experimentais obtidos com a Turbina Tesla em ensaio dinamométrico confirmaram a previsão do modelo numérico do ANSYS-CFX, ou seja, mantém a mesma tendência de redução do torque com o aumento da rotação. Entretanto, os resultados experimentais, demonstraram uma queda brusca no torque com o aumento da rotação, diferente dos resultados obtidos com a simulação numérica. Os gráficos que compõem as Figuras 5.1 e 5.2 foram concebidos a partir da montagem da turbina com espaçamento entre discos de 2,5mm, sendo esse escolhido por estar dentro da faixa de valores maiores de torque obtidos experimentalmente. Os perfis das curvas de torque em função da rotação para as três avaliações (analítica, numérica e experimental) realizadas são apresentados na Figuras 5.1 e 5.2.

Tomando-se como base os testes experimentais realizados e o que o modelo numérico revelou com as simulações, algumas hipóteses podem ser sugeridas para tentar explicar o processo de escoamento entre os discos e o torque gerado como resultante da ação do fluido de trabalho sobre os discos. Supõe-se que quando o fluido de trabalho entra no bocal da turbina, a velocidade é relativamente alta (supersônica, em torno de 400 m/s) e o jato de fluido penetra entre os discos gerando uma camada limite em cada um dos discos, o que resulta em torque sobre o eixo-rotor. A partir do momento que o fluido começa a penetrar na máquina há uma queda súbita da pressão porque o volume de expansão é relativamente grande para a vazão de fluido que entra, tendendo a cair para uma pressão bem próxima a da atmosfera. Conforme os discos começam a girar, tendendo a igualar sua velocidade com a do escoamento (vindo do bocal), o efeito de superfície das paredes dos discos sobre o escoamento passa a ser reduzido, minimizando a camada limite sobre os mesmos. Em princípio, quando a velocidade do disco for igual a velocidade do escoamento, espera-se que não haja qualquer efeito da parede sobre o escoamento e, nessa condição o torque seria praticamente nulo, como indica o modelo numérico do software ANSYS-CFX. Experimentalmente, a turbina pode ser estudada sem carga (livre) e com carga e, nesse caso, somente foi possível testar com a rotação máxima de 6500 rpm, pela condição de pressão de alimentação da turbina e também pela condição de carga, já que o dinamômetro por si só já introduzia uma carga natural para turbina, pelos atritos em seus rolamentos.

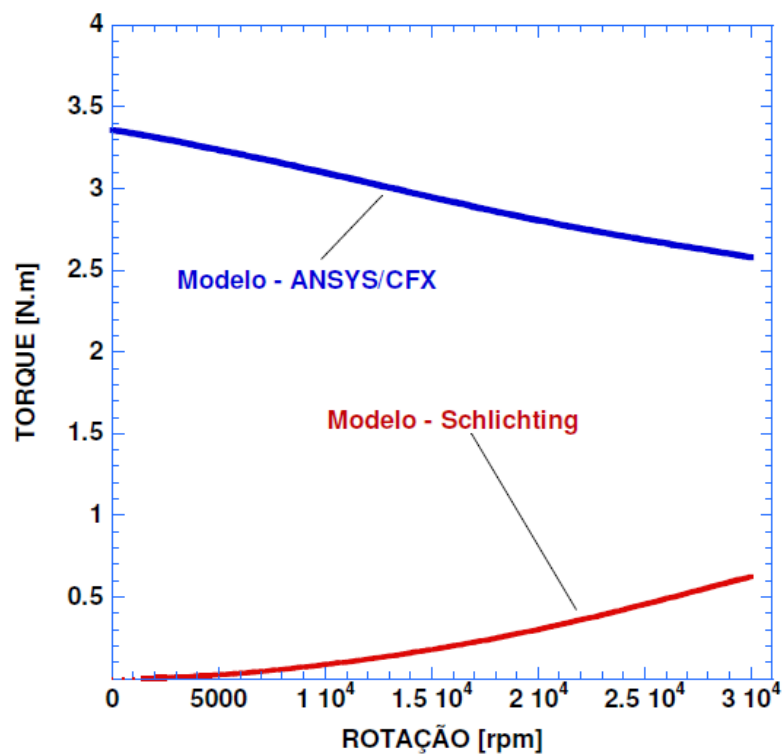


Figura 5.1 – Comparativo do modelo de torque por Schlichting

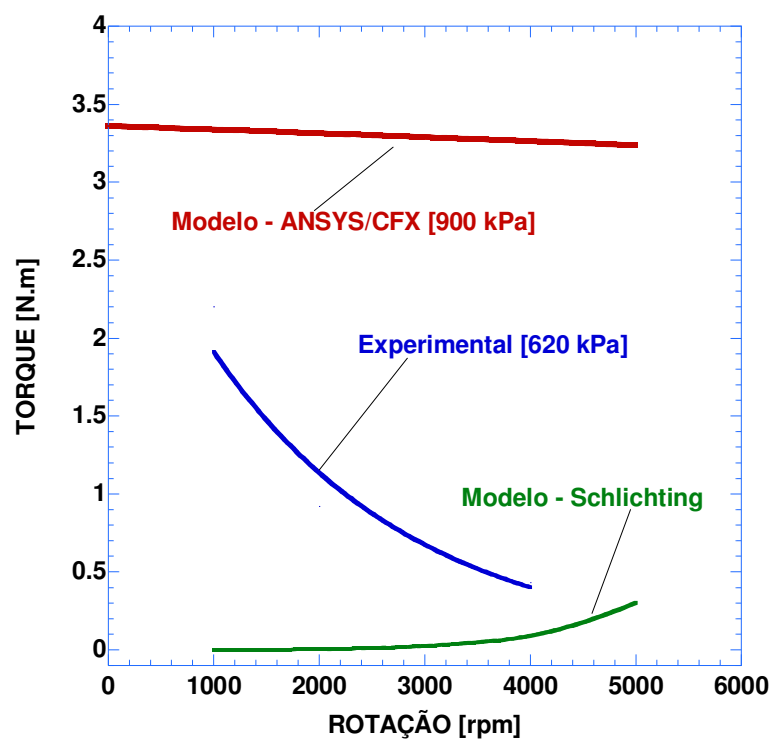


Figura 5.2 – Gráfico comparativo dos modelos de torque pelas simulações computacionais, resultados experimentais e Schlichting

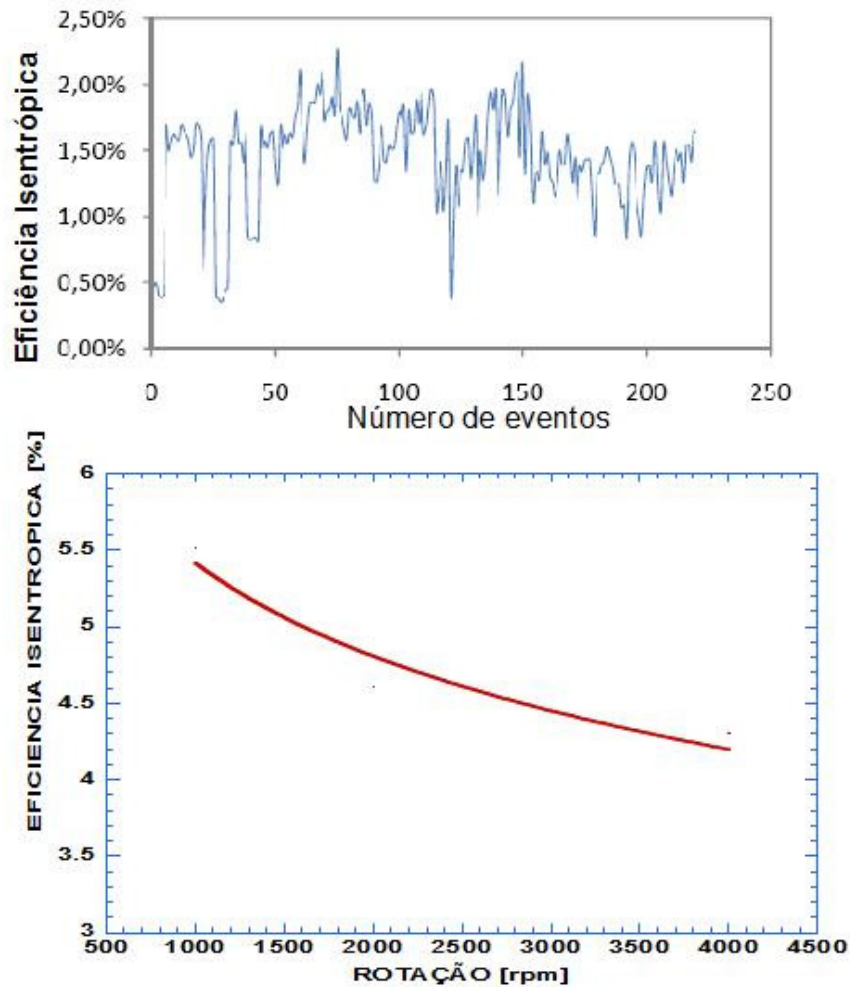
## 5.2 – ANÁLISE DE DESEMPENHO

Os ensaios experimentais realizados com a turbina demonstraram uma tendência de redução de torque conforme a rotação é aumentada. Os testes dinamométricos apontaram uma redução drástica desse torque a partir de 2000 rpm. Os valores de torque encontrados nessa faixa de rotação foram um pouco prejudicados pelos efeitos de vibração, logo se supõe que os valores de torque poderiam ter sido maiores.

Embora os testes realizados com a turbina em vazio tenham atingido níveis de rotação superiores a 17000 rpm, a expectativa foi testar a turbina em faixa de rotação próxima a do gerador de energia que é de 3350 rpm. O maior interesse foi verificar o comportamento da turbina em faixa de rotação inferior a 7000 rpm, para não ser necessário adotar uma relação de transmissão maior que 2 ou 3, pensando-se em adequar a turbina a um gerador comercial.

Os ensaios dinamométricos realizados com o dinamômetro de corrente parasita foram razoavelmente precisos, quanto aos valores de amperagem e voltagem aplicados, a partir da fonte de alimentação (corrente contínua) aplicada para promover o campo magnético reativo. A dificuldade de leitura de torque foi devida à barra de apoio na balança ser relativamente flexível e leve, sujeita a vibrações, o que dificultou a pesagem correta. A forma de lidar com essa questão foi submeter o dinamômetro a um teste de calibração com um motor elétrico de corrente contínua, para servir de referência. Esse motor foi acoplado ao dinamômetro e conforme a carga foi sendo aplicada, a amperagem e a voltagem foram sendo registradas, para calcular a potência consumida pelo motor. Nesse teste de calibração do dinamômetro com o motor, os valores de amperagem e voltagem da fonte de alimentação, aplicados no teste da turbina, foram cuidadosamente repetidos no teste do dinamômetro com o motor, em condições de laboratório, onde os efeitos de vibração foram minimizados e a balança pode ser utilizada mais adequadamente.

Apesar da turbina apresentar um valor de torque relativamente baixo, a carcaça foi projetada para operar com três discos, o que certamente aumentaria a potência produzida e, provavelmente, a eficiência, considerando uma mesma vazão máxima de alimentação de fluido de trabalho (20 m<sup>3</sup>/h). O que deve ser ressaltado é que o objetivo principal dessa pesquisa foi estudar o escoamento entre os discos e analisar a eficácia dos modelos disponíveis (analíticos e numéricos), para conhecer os fenômenos característicos desse tipo de máquina.



**Figura 5.3 – Comparativo de gráficos de eficiência de turbinas**

Os valores de eficiência isentrópica e exergética encontrados foram igualmente baixos, entretanto outros autores (Santos, 2008), que têm experimentado turbinas comerciais de pequeno porte, têm registrado baixas eficiências (inferior a 5 %). A Figura 5.3 apresenta um estudo de eficiência de uma turbina a vapor, em que sua eficiência não ultrapassou os 2,5 por cento.

Devido a falta de tempo hábil e recursos não realizou-se uma análise de incertezas baseada nos resultados.

### 5.3 – ANÁLISE DE VIBRAÇÃO

Pode-se concluir que a turbina pode operar na maioria das faixas analisadas, porém quando a mesma atinge uma rotação de 8800rpm com o espaçamento entre disco de 1,5mm a mesma excita o disco lateralmente. A excitação observada pode levar ao colapso algum componente da turbina.

Outro fato importante a ser verificado, é que com a mesma rotação de 8800rpm com espaçamentos diferentes desse valor, a turbina pode operar sem problema.

## CAPÍTULO 6 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES

### CONCLUSÕES

Fazendo-se um balanço do trabalho realizado, com base nos objetivos definidos por ocasião do planejamento da pesquisa, cabe destacar algumas conclusões que puderam ser obtidas no decorrer dessa pesquisa:

- O estudo teórico-experimental da Turbina Tesla, que caracteriza a presente dissertação de mestrado, pôde evidenciar importantes aspectos fenomenológicos que contribuíram para um melhor conhecimento desse tipo de dispositivo mecânico de propulsão e, ainda, forneceram elementos para sua otimização, em termos de projeto de engenharia;
- O protótipo da turbina desenvolvido atendeu plenamente aos objetivos da pesquisa, que foi conhecer os fenômenos do escoamento e obter algumas relações de projeto, particularmente com respeito ao espaçamento entre discos, variação de pressão na câmara de expansão, faixas de velocidade de operação, faixas de vazão, rotações indicadas com base nos níveis de vibração, dentre outros;
- Essa pesquisa possibilitou confrontar metodologias de cálculo com base em modelos analíticos clássicos e modelos numéricos a partir do emprego de um software utilitário (ANSYS-CFX) com dados experimentais, que evidenciaram tendências de processo. O modelamento numérico apresentou bastante coerência entre os resultados de simulação e os resultados obtidos experimentalmente. A partir dessa compatibilidade de dados, algumas relações de projeto podem ser estabelecidas;
- A análise dos sinais de vibração mostrou-se uma importante ferramenta para diagnosticar o protótipo da Turbina Tesla e indicar as faixas mais seguras de rotação,

com base nos fenômenos observados. Os ensaios em diferentes níveis de velocidade puderam identificar as frequências naturais e a ocorrência de fenômenos de ressonância em certas condições de funcionamento. Também percebeu-se que os fenômenos observados na turbina testada são coerentes com bibliografia adequada o que pode-se ampliar para turbinas de mesmo modelo. Porém, os valores de amplitude e frequência irão variar de acordo com as geometrias particulares de cada modelos;

- Os instrumentos empregados conseguiram diagnosticar adequadamente os fenômenos do processo e, no caso dos ensaios dinamométricos, o seu dimensionamento, para servir como instrumento de ensaio, mostrou-se bastante ajustado às proporções e potências produzidas pela turbina;
- Ao final da pesquisa obteve-se um equipamento com um elevado grau de robustez e simplicidade, que proporciona baixos custos de fabricação, operação e manutenção. A turbina desenvolvida mostrou-se extremamente versátil e prática, permitindo sua montagem e desmontagem em alguns minutos sem a necessidade de ferramentas especiais e mão-de-obra de alta qualificação técnica.
- Com a oportunidade de submeter a turbina ao teste de carga, com diferentes regimes de velocidade, pôde-se constatar a eficácia desse dispositivo de propulsão para resolver algumas questões que têm impedido a difusão de sistemas de geração de energia descentralizada, em particular no meio rural.

### **SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS**

Para trabalhos futuros sugeres-se:

- Melhorias nas geometrias de simulação do ANSYS-CFX;
- Simular numericamente conforme condições iguais de experimentos;
- Estudar e identificar melhor os fenômenos relacionados a vibração;
- Estudar a influência do diâmetro dos discos no desempenho da turbina;
- Investigar o desempenho da turbina com vapor d'água como fluido de trabalho.



## CAPÍTULO 7 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BALBINOT, A.; BRUSAMARELLO, V. J. Instrumentação e fundamentos de medidas, v.2. Rio de Janeiro: LTC, 2007.

BEANS, W.E., “Investigation Into the Performance Characteristics of a Friction Turbine.” Journal of Spacecraft, January 1966, pp. 131-134.

COUTO, H. S.; DUARTE, J. B. F.; BASTOS-NETTO, D. The Tesla Turbine Revisited.

DAVYDOV, A. B., and SHERSTYUK, A.N., “Experimental Research on a Disc Microturbine.” Russian Engineering Journal, Issue 8, 1980.

GRUBER, E. L., “An Investigation of a Turbine with a Multiple Disc Rotor” Thesis, Arizona State University, Tempe, Arizona, 1960.

HIBELLER, R. C. Resistência dos Materiais. 5ª Edição. Tradução Joaquim Pinheiro Nunes. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2004.

MAZZA, R. A., Estudo do escoamento turbulento em um canal formado por dois discos paralelos em rotação, Tese de Doutorado, Campinas SP, 2002.

MITCHELL, J.S.; Introduction to Machinery Analysis and Monitoring. 2ª Edição. PennWell Books, 1993.

MONTENEGRO, A. A.; Universidade Federal de Santa Catarina. Fontes não-convencionais de energia: as tecnologias solar, eólica e de biomassa . 3.ed. rev. mod. e ampl. Florianópolis, SC: UFSC; LABSOLAR, 2000. 208p. ISBN 8587583034 (broch.)

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. Princípios de termodinâmica para engenharia. 4. ed. Rio de Janeiro, RJ: Livros Técnicos e Científicos, 2002.

MUNSON, B. R., Fundamentos da Mecânica dos Fluidos, tradução da quarta edição americana, Edgar Blucher, São Paulo, 2004.

NORTON, R. L. Projeto de máquinas uma abordagem integrada. TRad. João Batista de Aguiar, José Manoel de Aguiar...[et al.]. 2ª ed. – Porto Alegre: Bookman, 2004.

PECKNER, D., BERNSTEIN, I. M.. Handbook of Stainless Steels. McGraw-Hill Book Company. New York, NY, 1977.

PENNER, J. (1995) The Strange Life Of Nikola Tesla, St.Catharines: Kolmogorov-Smirnov. A biography of Nikola Tesla.

RAO, B. (1999) “TEBA Member Experiments With Bladeless Turbine”, Tesla Engine Builders Association News, vol 5, pp9-10.Gives design and testing details on a Tesla Turbine.

RAO, S. Vibrações Mecânicas. 4. ed. Pearson, 2009.

RICE, W., “An Analytical and Experimental Investigation of Multiple-Disk Turbines.” Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, January 1965 pp. 29-36.

SAINTRAIN, P. V.; Couto, Heraldo da Silva.; Furlan, João Batista Duarte. Análise de tensões em discos de turbina do tipo Tesla. Revista Tecnologia, Fortaleza, v. 26, n. 2, p. 179-185, dez. 2005.

SANTOS, R. J. Turbine and boiler efficiency evaluation of a steam cycle micro thermal power plant using biomass. 12<sup>o</sup> Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences, Belo Horizonte, Nov., 2008.

SCHLICHTING, H., Boundary Layer Theory, McGraw-Hill Book Co., New York, NY, sixth Ed., 1968.

SCHMIDT, D. D., "Biomass Boundary Layer Turbine Power System", California Energy Commission, State of California, 2002.

SCHÖBERL, 1997, "NETGEN An advancing front 2D/tridimensional-mesh generator based on abstract rules", Computing and Visualization in Science, Volume 1, No. 1, pp 41-52, Springer Berlin/Heidelberg.

SONNTAG, R. E.; BORGNAKE, C.; VAN WYLEN, G.; Fundamentos da Termodinâmica. Tradução da sexta edição inglesa: Euryale de Jesus Zerbini. – São Paulo: Edgard Blücher, 2003.

## CAPÍTULO 8 – APÊNDICES

### 8.1 – FUNDAMENTOS DA TÉCNICA DE ANÁLISE POR VIBRAÇÃO

Qualquer movimento que se repete depois de certo intervalo de tempo é denominado movimento oscilatório. A vibração, portanto, é o estudo do movimento de oscilação de um corpo em torno de uma posição de equilíbrio, bem como das forças e/ou momentos a ele associadas.

Em um sistema vibratório podemos classificar os elementos que o compõem segundo a forma com que manipulam a energia mecânica:

- Massas ou inércias: armazenam energia potencial gravitacional (associada à posição em relação a um referencial) e energia cinética (associada à velocidade), sendo que esta última pode ser de translação e/ou de rotação; em muitos casos a energia potencial gravitacional pode ser desprezada em comparação com a energia cinética;
- Molas: armazenam energia potencial elástica, associada à deformação elástica que o corpo sofre;
- Amortecedores: dissipam energia mecânica sob forma de calor e/ou som.

A vibração de um sistema envolve a conversão de energia potencial em energia cinética e vice-versa. Se o sistema for amortecido, alguma energia é dissipada em cada ciclo de vibração, a qual deve ser repostada por uma fonte externa se um estado de vibração permanente deva ser mantido.

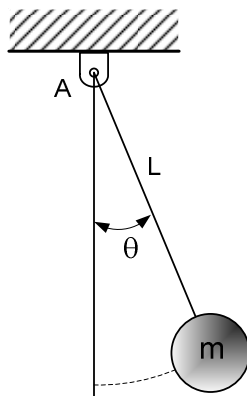


Figura 8.1 – Pêndulo simples

Como um exemplo de vibração sem amortecimento, considere um pêndulo simples (Figura 8.1) de massa  $m$  e comprimento  $l$ , em que é desprezado o atrito com o ar.

Ao se dar ao pêndulo um ângulo inicial, sua massa adquire uma energia potencial gravitacional máxima igual a  $mgl(1 - \cos\theta)$ , sendo nula a sua energia cinética nesse momento. Ao ser solto, o pêndulo entra em movimento, tendendo a retornar à posição de equilíbrio estático inicial. Ao passar pela posição mais inferior, o movimento não se interrompe porque a energia potencial gravitacional transformou-se totalmente em energia

cinética máxima igual a  $\frac{1}{2}ml^2\dot{\theta}^2$ , sendo nula nesse momento a sua energia potencial gravitacional. Prosseguindo o movimento, essa energia cinética vai se transformando em energia potencial gravitacional, até atingir a posição mais alta no sentido oposto, quando terá energia cinética nula e energia potencial gravitacional máxima. Não havendo amortecimento, não há retirada de energia do sistema e a oscilação repete-se indefinidamente. Na prática, entretanto, sempre existirá um amortecimento causado pelo atrito com o ar e na articulação, fazendo com que a amplitude da oscilação (o ângulo  $\theta$ ) decresça até ocorrer à parada do sistema na posição de equilíbrio estático, situação em que o sistema não terá nem energia cinética e nem energia potencial gravitacional.

Um conceito importante em vibração é o de Graus de Liberdade (GDL), que é o número mínimo de coordenadas independentes (denominadas coordenadas generalizadas) que descrevem completamente o movimento de todos os elementos do sistema. Portanto, o Número de GDL do sistema é igual ao Número de massas do sistema multiplicado pelo Número de GDL de cada massa.

As vibrações podem ser classificadas das seguintes formas:

Quanto à existência ou não de forçamento:

- Vibrações livres (ou naturais): causadas por condições iniciais (deslocamento inicial e/ou velocidade inicial.
- Vibrações forçadas: causadas por forças e/ou torques externos; as oscilações persistem durante a aplicação dos mesmos e uma vez cessadas essas solicitações o sistema entra em vibração livre.

Quanto à existência ou não de amortecimento:

- Vibrações sem amortecimento: não há perda de energia por atrito. Se a vibração for livre, não haverá diminuição da amplitude da vibração e o sistema vibrará

indefinidamente. Se a vibração for forçada, a excitação reporá energia no sistema, podendo ocorrer até aumento da amplitude da vibração.

- Vibrações com amortecimento: há perda de energia por atrito. Se a vibração for livre, haverá sempre diminuição da amplitude da vibração e o sistema tenderá a parar na posição de equilíbrio estático. Se a vibração for forçada, poderá haver ou não diminuição da amplitude da vibração, porque a excitação repõe energia no sistema.

Dentro da engenharia existe uma vasta gama de problemas que, para poderem ser analisados, é necessário que se transforme os parâmetros básicos de interesse em outra espécie de grandeza como, por exemplo, um sinal elétrico. Os acelerômetros e células de carga, os termopares e microfones são alguns exemplos de instrumentos que transformam uma grandeza física em um sinal elétrico. Estes instrumentos são chamados transdutores.

Estes sinais elétricos, através de calibração adequada, representam exatamente os parâmetros de interesse. Estes são registrados em um osciloscópio e analisados através do computador.

Pode-se dividir a análise de sinais em dois grandes grupos, em função dos domínios em que elas são realizadas, a saber:

Análise no domínio do tempo e

Análise no domínio da frequência.

O domínio do tempo é o âmbito tradicional de se observar um sinal. Contudo, existe outro domínio, o da frequência, que é tão importante quanto o primeiro. Vale a pena ressaltar que a passagem de um domínio para outro de um sinal é feita sem que haja qualquer perda de informação. Geralmente, em áreas como as relacionadas com a engenharia mecânica, a análise nos dois domínios são necessárias e complementares.

As informações contidas em um sinal podem tanto serem obtidas com uma análise no domínio do tempo como no da frequência.

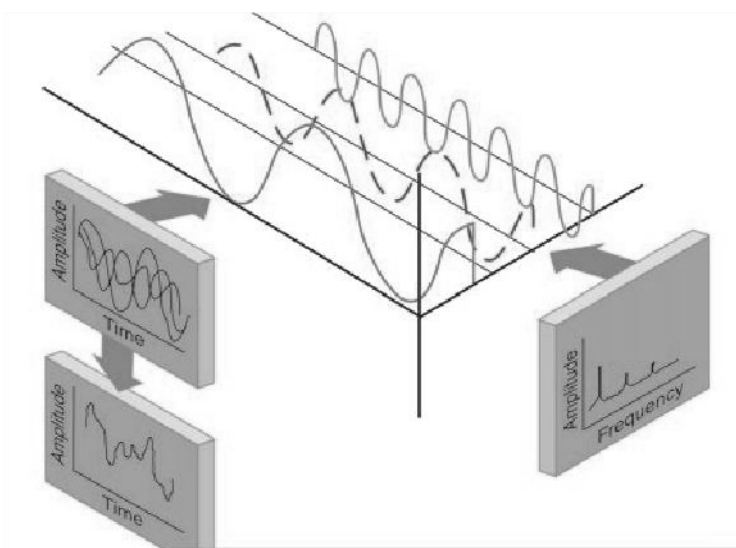
O Barão Jean Baptiste Fourier provou que qualquer sinal existente pode ser gerado através da soma de ondas senoidais. Inversamente, pode-se quebrar o sinal existente nessas mesmas ondas senoidais e ainda mais, esta combinação é única.

A transformada de Fourier refere-se à transformada para funções contínuas, que representa qualquer função integrável  $f(t)$  como a soma de exponenciais complexas com frequência angular  $\omega$  e amplitude complexa  $F(\omega)$ :

$$F(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t)e^{-i\omega t} dt \quad (8.1)$$

$$f(t) = \text{Fourier}^{-1}(F(\omega)) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} F(\omega) e^{i\omega t} dt \quad (8.2)$$

Na Figura 8.2 tem-se um gráfico tridimensional mostrando a decomposição do sinal. Olhando ao longo do eixo da frequência tem-se um gráfico no domínio do tempo e olhando ao longo do eixo do tempo vê-se as componentes senoidais (amplitude e frequência) do sinal real. Este sinal é a soma, em cada instante, das duas componentes do espectro. É importante observar que não se ganhou nem se perdeu informação nesta transformação. Trata-se somente uma representação diferente.



**Figura 8.2 – Relação entre os domínios do tempo e da frequência.**

Outra subdivisão dos sinais que diferenciam sobremaneira a forma de análise, ou seja:

- Sinais determinísticos e
- Sinais aleatórios ou estocásticos.

Os sinais determinísticos são aqueles que, conhecidos em um dado instante, pode-se prever o seu valor em qualquer instante futuro, pois podem ser expressos analiticamente. Neste grupo se enquadra as funções como seno, cosseno e uma gama de outras que têm por característica se repetirem após certo intervalo de tempo. Estes são chamados periódicos.

Entre os determinísticos encontram-se ainda sinais como os transientes, pulso, impulsos que são chamados aperiódicos.

Os sinais aleatórios, ou estocásticos, são aqueles que não podem prever o seu valor exato em qualquer instante futuro. Nestes casos utilizam-se conceitos estatísticos de média e variância que diz o valor provável do sinal com certa porcentagem de erro. Este grupo tem considerável importância, pois grande parte dos sinais obtidos de sistemas reais são aleatórios ou tem sua parcela aleatória como, por exemplo, o ruído presente em toda medição prática.

Como visto anteriormente, na transformação de um sinal de domínio do tempo para o da frequência, não há perda de informações e que esta mudança é baseada na afirmação do Fourier que diz que todo sinal real pode ser decomposto em uma somatória de senos, de amplitudes e frequências diferentes. Para passar do domínio do tempo para a frequência utiliza-se a Transformada de Fourier.

Assim a Transformada de Fourier transforma um sinal no domínio do tempo em outro no domínio da frequência.

$$x(t) \xrightarrow{F} X(\omega) \quad (8.3)$$

Suponha agora um sistema físico qualquer com uma entrada (chamada excitação) e uma saída (que será chamada resposta). Podem-se classificar os sistemas de muitas formas diferentes. Uma delas é baseada em uma das características mais importantes em um sistema, e se chama linearidade. Diz-se que um sistema é linear se ele se comporta como ilustra a Figura 8.3.

$$\begin{aligned} a(t) &\rightarrow [Network] \rightarrow A(t) \\ b(t) &\rightarrow [Network] \rightarrow B(t) \\ a(t) + b(t) &\rightarrow [Network] \rightarrow A(t) + B(t) \end{aligned}$$

**Figura 8.3 – Sistema Linear**

Ou seja, suponha que uma excitação  $a(t)$  provoque uma resposta  $A(t)$  em um sistema e uma excitação  $b(t)$  provoque uma resposta  $B(t)$ . Se o sistema é linear, então a aplicação da excitação  $a(t) + b(t)$  provoca uma resposta do sistema que será  $A(t) + B(t)$ .

Infelizmente, nenhum sistema real é completamente linear. Contudo, para a grande parte dos problemas de engenharia pode-se dizer que eles se comportam como se fossem lineares. Assim, toda a teoria desenvolvida aqui leva em consideração o fato de que o sistema é linear.



Portanto, seja o sistema real linear com uma entrada  $f(t)$  e uma saída  $y(t)$  como na Figura 8.4. fazendo-se a Transformada de Fourier da excitação e da resposta, ter-se-á:

$$\begin{aligned} f(t) &\rightarrow [h(t)] \rightarrow y(t) \\ F(w) &\rightarrow [H(w)] \rightarrow Y(w) \end{aligned}$$

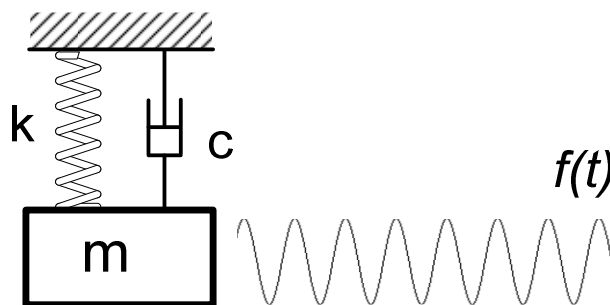
**Figura 8.4 – Função de transferência ou função de resposta em frequência.**

A razão entre a transformada da saída e a transformada da entrada recebe um nome especial: função de transferência (função de resposta em frequência) e é designada por  $H(f)$ , ou seja:

$$H(w) = Y(w) / F(w) \quad (8.5)$$

É importante salientar que esta função é uma propriedade do sistema linear e não depende da excitação. Logo, seja qual for o estímulo aplicado a um sistema, a resposta deste será tal que a razão entre as transformadas as saída e da entrada seja sempre a mesma  $H(w)$ .

Para entender melhor este conceito, estudemos o caso do sistema massa-mola-amortecedor excitado por uma força senoidal, conforme a Figura 8.5. A resposta deste sistema (linear) a uma entrada senoidal é um seno de mesma frequência. Como mostrado na Figura 8.6, a amplitude de saída é proporcional à amplitude da entrada. Conforme se varia a frequência do seno de entrada, tanto o fator de proporcionalidade das amplitudes como a diferença de fase entre os sinais de entrada e saída mudam. Na Figura 8.6 pode-se ver como se comporta a razão de amplitude e a diferença de fase para um caso genérico da massa, rigidez e amortecimento do sistema.



**Figura 8.5 – Sistema massa-mola-amortecedor.**

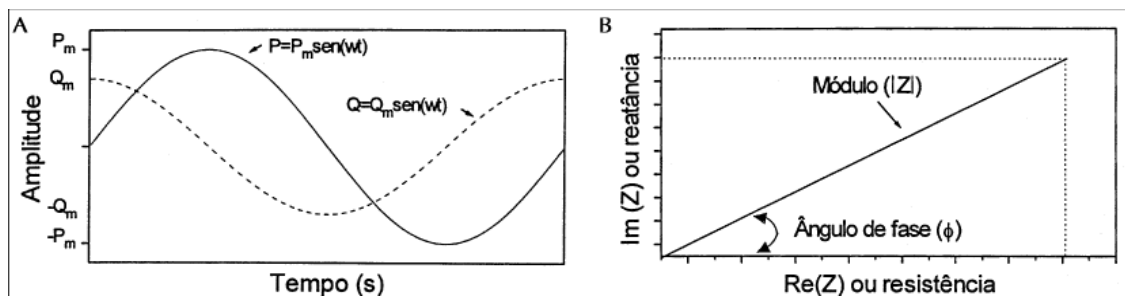


Figura 8.6 – Resposta de um sistema linear a excitação senoidal.

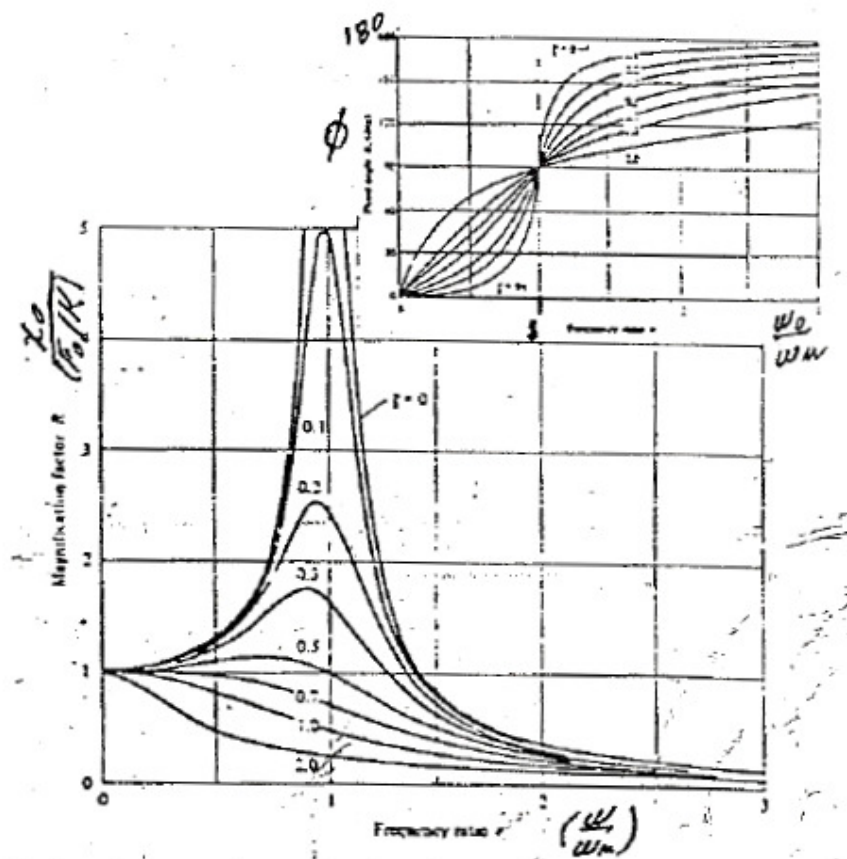


Figura 8.7 – Função de transferência de um sistema linear.

Estes dois gráficos juntos compõem a função de transferência do sistema. Uma vez conhecida a função de resposta em frequência do sistema, que é uma característica própria deste, pode-se prever a resposta do sistema  $Y(\omega)$  a qualquer entrada, através da expressão,

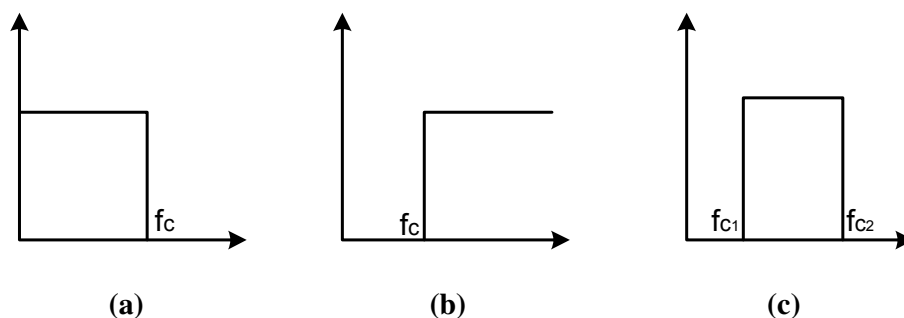
$Y(w) = H(w).F(w)$  e depois, através da anti-transferência de Fourier (inversa) da transformada), obter a resposta no tempo, ou seja,  $Y(w) \xrightarrow{F^{-1}} y(t)$ .

Analisando fisicamente a função de resposta em frequência da Figura 8.7, vê-se que quando é aplicada uma força senoidal de baixa frequência, existe um ganho (ou atenuação) desta excitação e o ângulo de fase entre a entrada e a saída é praticamente nulo. Aumentando-se a frequência de excitação, o ganho da saída aumenta (amplitudes de oscilação cada vez maiores) bem como o ângulo de fase. Em uma determinada frequência de excitação o fator de amplificação atinge um valor máximo e o ângulo de fase atinge valores mais próximos de  $180^\circ$ . A partir deste ponto a amplitude da resposta tende a zero e o ângulo de fase para  $180^\circ$ .

Percebe-se, então, que há uma banda de frequência que o sistema deixa passar da entrada para a saída e, em outra faixa, o sistema simplesmente absorve a excitação, deixando a resposta próxima de zero. Este processo realizado pelo sistema de seleção da faixa de frequência que passa da entrada para a saída se chama filtragem e o sistema que o realiza se chama filtro.

O conceito de filtro é bastante abrangente, não se restringindo somente a sistemas físicos reais. Pode-se afirmar que qualquer sistema linear é um filtro.

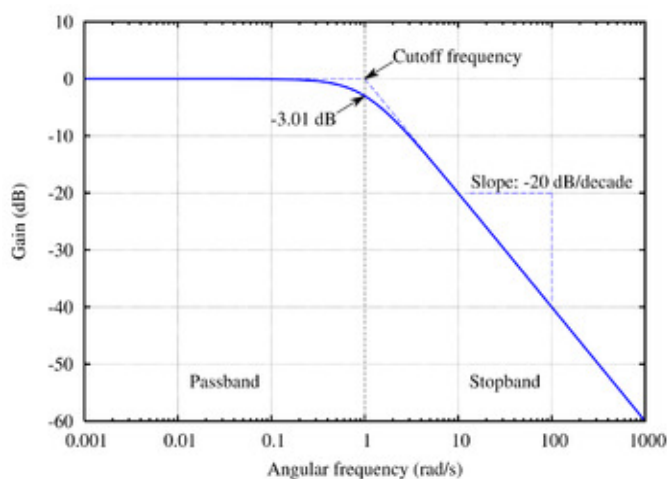
Este elemento é muito utilizado na prática para eliminar ou ao menos atenuar o sinal de entrada em determinadas faixas de frequência. Estes filtros podem ser divididos em três categorias básicas: passa-baixa, passa-alta e passa-banda. Qualquer função de resposta em frequência se enquadra em uma destas três categorias ou é uma combinação delas. A Figura 8.8 apresenta estes três tipos de filtros na forma ideal.



**Figura 8.8 – (a) filtro passa-baixa, (b) filtro passa-alta, (c) filtro passa-banda.**

A frequência  $f_c$  é chamada frequência de corte e é a característica mais importante do filtro.

Os filtros da Figura 8.8 foram chamados ideais porque, na prática, estes filtros são irrealizáveis. A Figura 8.9 mostra um filtro passa baixa real. Nota-se que não há mais uma frequência limitante, entre o que é deixado passar pelo filtro e o que não é. Existe uma atenuação a partir de certa frequência até que se chegue à zero. Os dois parâmetros básicos para se caracterizar um filtro são a frequência de corte  $f_c$  e a atenuação.



**Figura 8.9 – Filtro passa-baixa real.**

Defini-se frequência de corte  $f_c$  de um filtro real como a frequência correspondente a uma atenuação de tridimensionalB.

A peça mais importante desta formulação é a Transformada de Fourier. Esta transformação de domínios envolve uma série de cálculos matemáticos, em geral, bastante complicados. Contudo, não é possível transformar esses dados de maneira contínua, mas, ao contrário, é preciso primeiramente discretizar e digitalizar o sinal de entrada para que se possa manipular os dados no computador. Esta discretização do sinal analógico introduz algumas modificações no processo de transformação que precisam ser estabelecidas. Para transformações de dados discretos no domínio do tempo para o da frequência, o algoritmo que se usa é chamado de Transformada de Fourier Rápida (FFT).

A discretização consiste em adquirir uma parte do sinal analógico em certos intervalos de tempo normalmente iguais. Nesta etapa tem-se o valor de amplitude contínuo dentro de cada intervalo discreto de tempo. Na digitalização, o valor da amplitude também é discretizado. Vale ressaltar que o algoritmo também fornecerá sinais discretos em frequência. O problema agora é saber quantos pontos ou qual o espaçamento entre eles são necessários para se ter a precisão desejada, uma vez que nenhum dos dois domínios discretizados têm uma representação exata.

Chama-se registro uma seqüência de  $N$  pontos igualmente espaçados da entrada. Devido a estrutura do algoritmo da FFT,  $N$  só poderá assumir valores de potência de 2, ou seja:

$$N = 2^n \quad (8.6)$$

Onde  $n$  é um inteiro maior que 1.

Uma das propriedades do algoritmo da FFT é que este transforma  $N$  pontos no tempo em  $N/2$  pontos em frequência.

Para formar o sinal do registro, deve haver um componente no espectro que tenha o mesmo período que o tempo de registro ( $T_R$ ), e sua frequência será exatamente  $1/T_R$ . A frequência máxima que se pode medir é dada por:

$$f_{máx} = \frac{N}{2} \frac{1}{T_R} \quad (8.7)$$

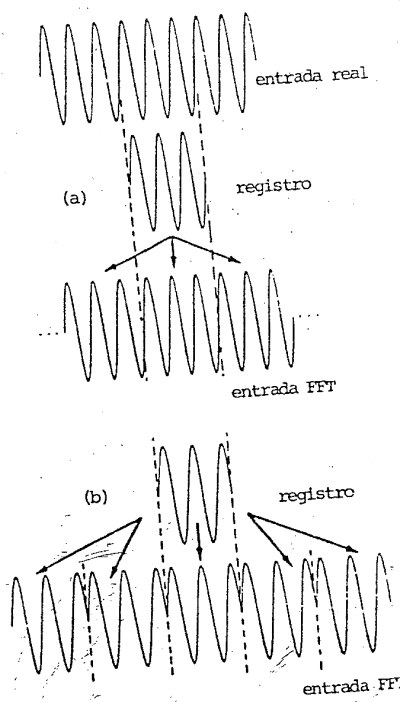
Uma vez que se têm  $N/2$  pontos espaçados de  $1/T_R$ . Portanto, para variar a faixa de análise do sinal deve-se variar  $N$  ou  $T_R$ . Normalmente, varia-se o tempo de registro. Assim para cobrir uma faixa maior de frequências deve-se amostrar mais rápido.

O algoritmo da FFT calcula o espectro do sinal de entrada usando o registro como um bloco de dados amostrados. Além disso, este algoritmo é baseado na suposição de que o sinal de entrada é formado pela periodização do registro. Este tipo de efeito não chega a provocar problemas com um sinal transiente, mas pode ocorrer numa onda senoidal.

Na Figura 8.10, apresentam-se dois casos: no primeiro, o registro contém um número inteiro de períodos do sinal de entrada e, no segundo isto não acontece. Neste último devido à distorção provocada periodização, há uma grande diferença entre o que o algoritmo da FFT supõe ser o sinal real e aquilo que ele realmente é.

Esse problema pode ocasionar numa dispersão do resultado real provocando um erro no valor da amplitude do espectro e dificultando a leitura do valor exato da frequência do sinal senoidal. No caso de se ter duas componentes do sinal de entrada com frequências

próximas este efeito torna simplesmente impossível de distingui-las. Esta dispersão ao longo do domínio da frequência é um fenômeno conhecido como “leakage”.



**Figura 8.10 – Distorção do sinal de entrada devido à periodização.**

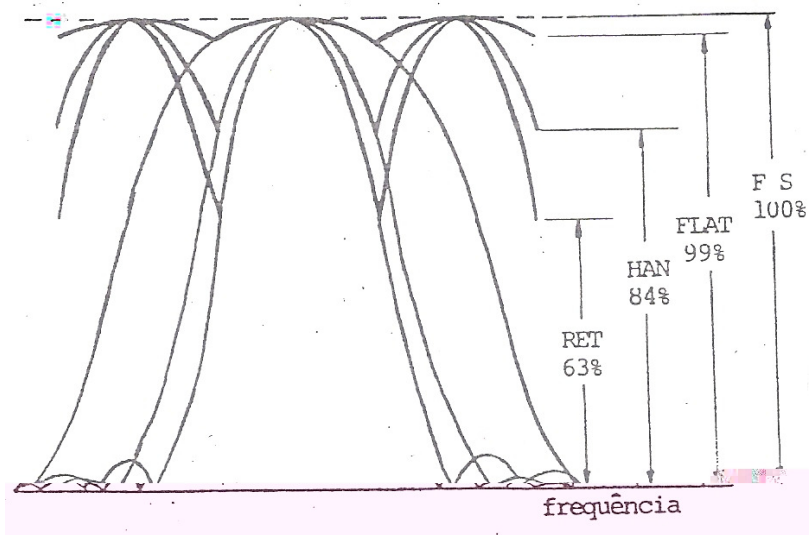
A solução deste problema se faz através do uso de janelas de observação. Intuitivamente, é de se esperar que, uma vez que o registro é o produto de dois sinais – a senóide e o pulso – o espectro deste registro seja uma composição dos espectros de cada um dos sinais separadamente. Se isso é verdade, então, o que se deve fazer é procurar uma janela que minimize o problema de dispersão. Propõe-se então que se multiplique o sinal analisado por uma função que vale zero nas extremidades e tem um valor grande no centro. Chama-se essa função de janela. Procedendo-se desta maneira, o sinal de entrada (depois da multiplicação pela janela) possui uma grande diminuição da dispersão, mas ainda não se obteve os valores corretos.

A janela mais usada na prática é a Hanning e esta é especialmente usada para sinais aleatórios. Uma de suas características mais importantes é fato de que ela possibilita uma grande resolução em frequência. Mas, contudo, pode atenuar uma componente do espectro em até 1,5 db, ou seja, 16%.

A janela tipo retangular pondera todo o registro com o mesmo valor. Mas, o transiente tem a propriedade de valer zero no começo como no fim. Porém, o conceito de janela foi introduzido com o objetivo de gerar um novo sinal com zero nas extremidades. Assim, estes transientes não precisam de janelas e não produzem dispersão na transformação da FFT.

Essa característica de funções como o impulso, transiente, sinal pseudo-aleatório faz com que estas sejam amplamente utilizadas como excitação quando se deseja obter a resposta em frequência de um sistema. O efeito de leakage pode levar a resultados bastante errôneos quando se estuda uma função de transferência.

Outro tipo de janela que tenta corrigir a grande imprecisão que pode ocorrer na amplitude quando do uso da Hanning é janela flattop. Neste caso o erro máximo é de 0,1 db (1%) no valor da amplitude da componente. Contudo, esta janela tem o inconveniente de reduzir a resolução do espectro, ficando difícil de distinguir uma componente pequena situada perto de uma grande.



**Figura 8.11 – Erros de amplitude devido a utilização das várias janelas**

## 8.2 – ESPECIFICAÇÕES DOS INSTRUMENTOS

**Acelerômetros:** O transdutor que é usado quase que universalmente para medir a vibração é o Acelerômetro Piezoelétrico. Esse aparelho apresenta características gerais superiores às de qualquer outro tipo de transdutor de vibração. Possui gamas dinâmicas e de frequência muito amplas, com boa linearidade em todas as faixas. É relativamente robusto e de confiança, de modo que suas características se mantêm estáveis por muito tempo. Além disso, o Acelerômetro Piezoelétrico é auto-gerador, de modo que não necessita de uma fonte de energia externa. Não tem peças móveis, que se desgastem e, finalmente, sua saída proporcional à aceleração pode ser integrada de modo a fornecer sinais proporcionais à velocidade e ao deslocamento. O segredo de um acelerômetro piezoelétrico é uma pastilha de material piezoelétrico, geralmente um pedaço de cerâmica artificialmente polarizado, que apresenta o efeito piezoelétrico típico. Quando submetido à pressão mecânica, quer por tensão, compressão ou cisalhamento, gera uma carga elétrica nas faces, a qual é proporcional à força aplicada. Na configuração prática de um acelerômetro, o elemento piezoelétrico é disposto de tal forma que, quando o conjunto sofre vibração a massa aplica uma força ao elemento piezoelétrico, a qual é proporcional à aceleração vibratória. Esse fenômeno pode ser explicado pela Lei da Física:  $\text{Força} = \text{Massa} \times \text{Aceleração}$ . Para as frequências situadas bem abaixo da faixa de ressonância do sistema completo de mola-massa, a aceleração da massa será a mesma que a aceleração da base, e a magnitude do sinal de saída será proporcional à aceleração à qual o transdutor for submetido. Foram utilizados acelerômetros B&K.

**Amplificador de carga:** a principal característica deste equipamento é sua faixa de operação variando de 0,1kHz a 200kHz, além de uma impedância de entrada de 10GΩ. O amplificador de carga utilizado foi o tipo 2635 da B&K.

**Osciloscópio:** instrumento que permite observar numa tela plana uma diferença de potencial (ddp) em função do tempo, ou em função de uma outra ddp. O elemento sensor é um feixe de elétrons que, devido ao baixo valor da sua massa e por



serem partículas carregadas, podem ser facilmente aceleradas e defletidas pela ação de um campo elétrico ou magnético. A diferença de potencial é lida a partir da posição de uma mancha luminosa numa tela retangular graduada. A mancha resulta do impacto do feixe de elétrons num alvo revestido de um material fluorescente. Como muitas grandezas físicas são medidas através de um sinal elétrico, o osciloscópio é um instrumento indispensável em qualquer tipo de laboratório e em situações tão diversas como o diagnóstico médico, mecânica de automóveis, prospecção mineral, etc. O osciloscópio permite obter os valores instantâneos de sinais elétricos rápidos, a medição de tensões e correntes elétricas, e ainda frequências e diferenças de fase de oscilações. O fabricante do osciloscópio é a Tektronix TDS1002.

**Transdutor de pressão piezoressesitivo:** As características técnicas conforme fabricante segue na tabela abaixo:

Tabela 8.1 – Características Técnicas sensor de pressão Kistler Tipo 4005B

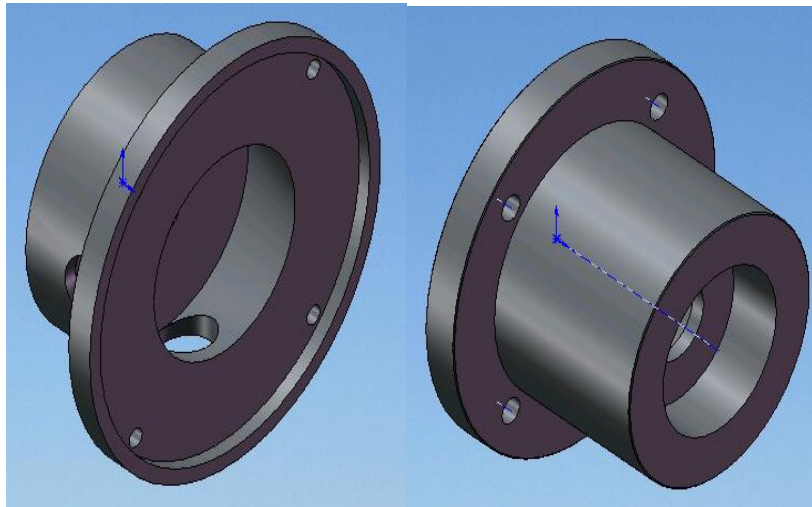
Característica	Unidades	Valores
Faixa de Medição	Bar	0...10
Sobrecarga	Bar	30
Excitação	mA	1
Sinal de Saída(FSO@1mA)	mV	100(nominal)
Histereses	%FSO	<0,2
Linearidade	± %FSO	<0,2
Temperatura Min./Max.	°C	-40/125
Frequência Natural	kHz	>100
Sensibilidade de Aceleração	mbar/g	<0,1
Volume morto	mm <sup>3</sup>	40
Torque de Montagem	N.m	1,5...2,5
Meio Compatível		Líquidos e gases compatíveis com parilene e 17-4PH aço inoxidável
Peso (incluindo o conector)	g	50
Sinal de Saída	V ou mA	0...10 ou 4...20mA

## CAPÍTULO 9 – ANEXOS

### 9.1 – DESENHOS E FOTOS DA TURBINA TESLA



**Figura 9.1 – Desenho tridimensional carcaças.**



**Figura 9.2 – Desenho tridimensional carcaças.**



**Figura 9.3 – Disco de exaustão.**



**Figura 9.3 – Porca de fechamento do rotor.**



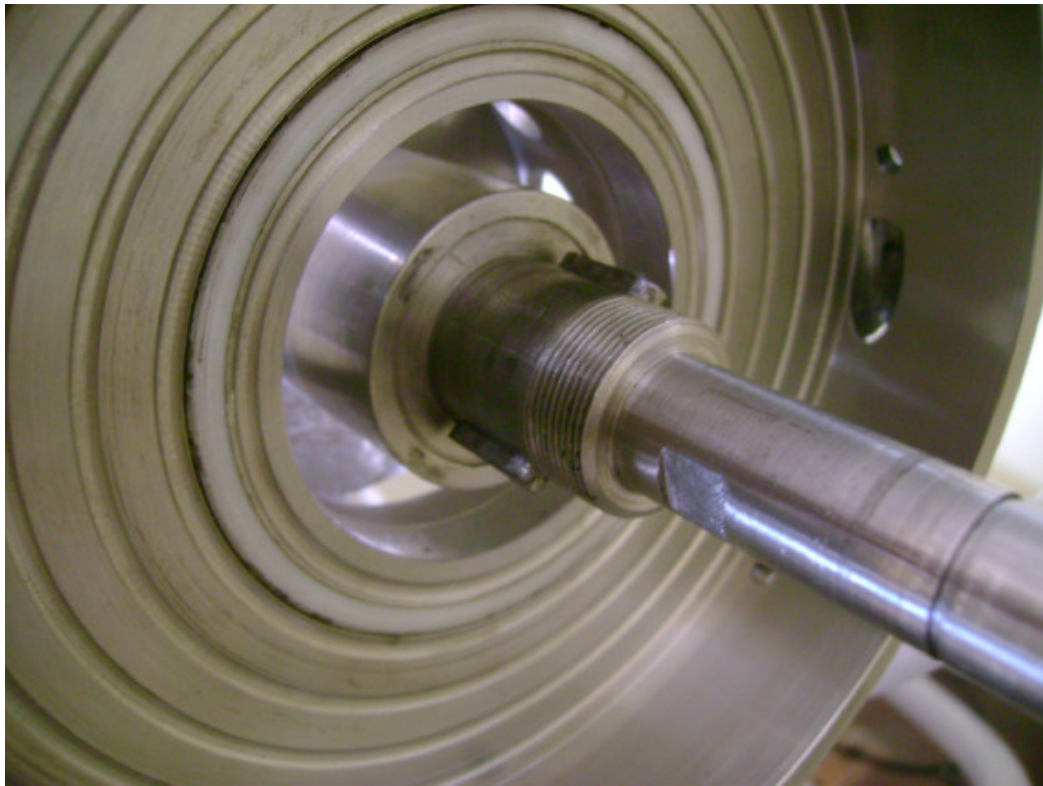
**Figura 9.4 – Espaçadores de Alumínio para as carcaças.**



**Figura 9.5 – Carcaça dos rolamentos.**

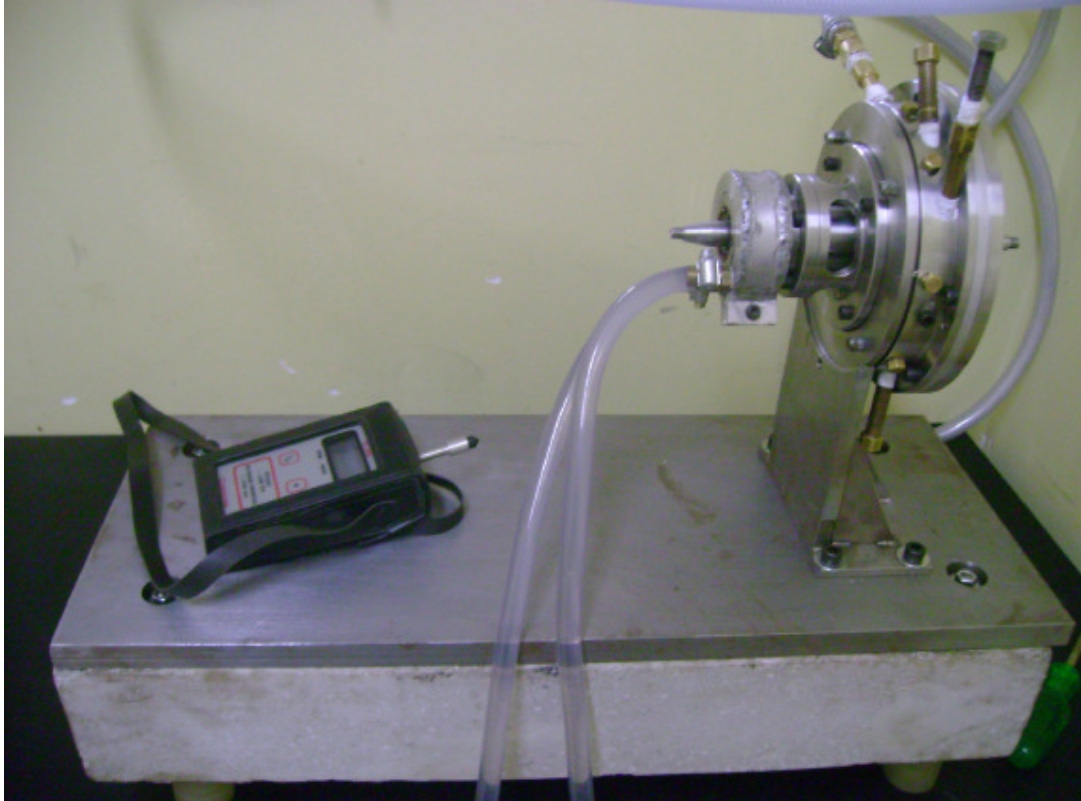


**Figura 9.6 – Carcaça de exaustão.**



**Figura 9.7 – Eixo do rotor.**

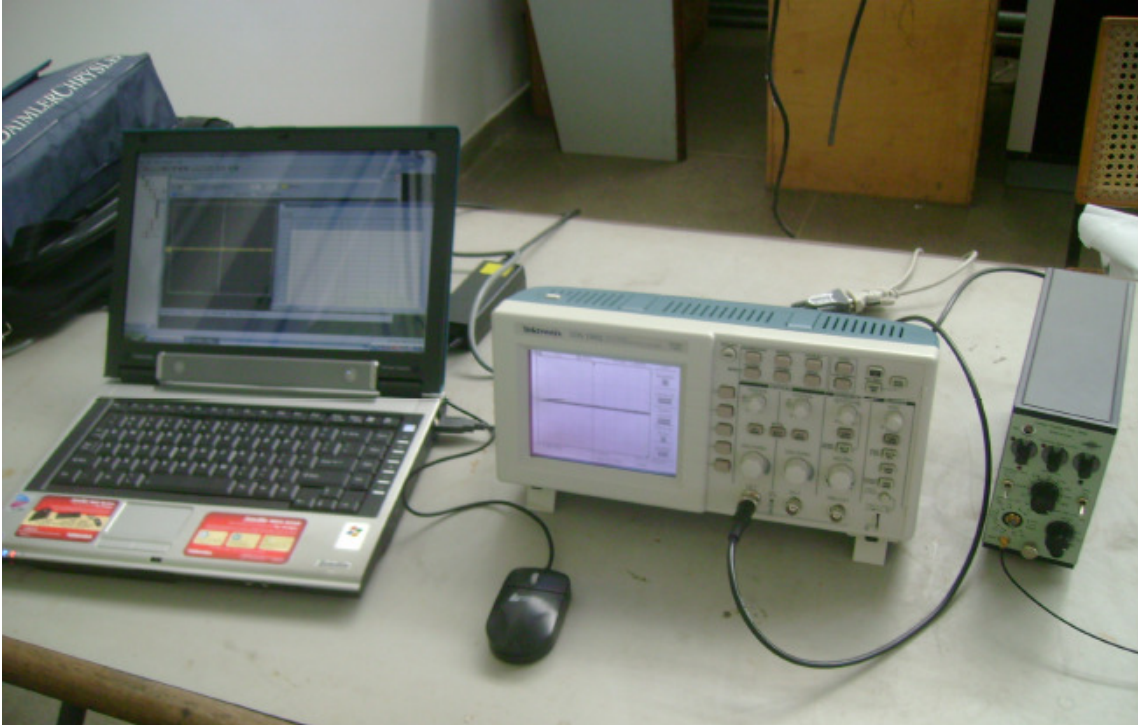




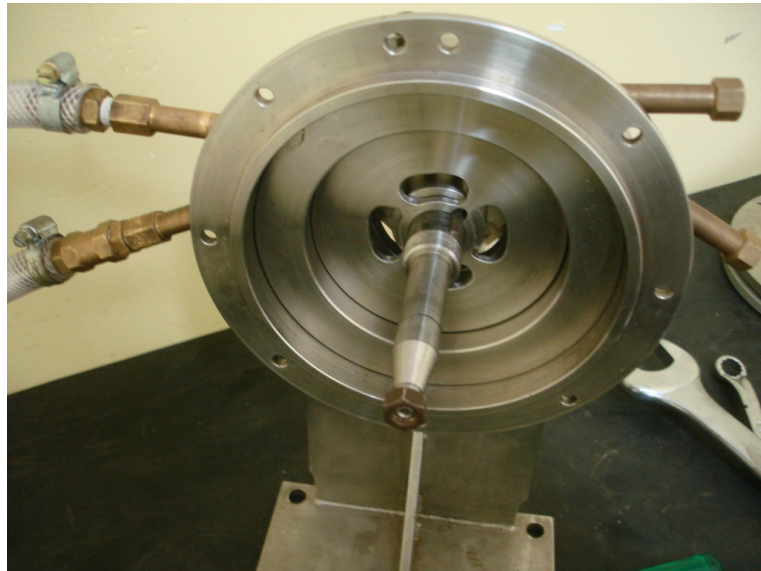
**Figura 9.8 – Bancada para testes da turbina.**



**Figura 9.9 – Fonte de alimentação contínua.**



**Figura 9.10 – Equipamentos para as análises de vibração.**



**Figura 9.11 – Turbina Desmontada.**

## 9.2 – TESLA US PATENT COLLECTION

Patentes organizadas cronologicamente:

Número Patente Ano Mês Dia Título

1. 334,823 1886 January 26 Commutator for Dynamo Electric Machines
2. 335,786 1886 February 9 Electric Arc Lamp
3. 335,787 1886 February 9 Electric Arc Lamp
4. 336,961 1886 March 2 Regulator for Dynamo Electric Machines
5. 336,962 1886 March 2 Regulator for Dynamo Electric Machines
6. 350,954 1886 October 19 Regulator for Dynamo Electric Machines
7. 359,748 1887 March 22 Dynamo Electric Machine
8. 381,968 1888 May 1 Electro Magnetic Motor
9. 381,969 1888 May 1 Electro Magnetic Motor
10. 381,970 1888 May 1 System of Electrical Distribution
11. 382,279 1888 May 1 Electro Magnetic Motor
12. 382,280 1888 May 1 Electrical Transmission of Power
13. 382,281 1888 May 1 Electrical Transmission of Power
14. 382,282 1888 May 1 Method of Converting and Distributing Electric Currents
15. 382,845 1888 May 15 Commutator for Dynamo Electric Machines
16. 390,413 1888 October 2 System of Electrical Distribution
17. 390,414 1888 October 2 Dynamo Electric Machine
18. 390,415 1888 October 2 Dynamo Electric Machine or Motor
19. 390,721 1888 October 9 Dynamo Electric Machine
20. 390,820 1888 October 9 Regulator for Alternate Current Motors
21. 396,121 1889 January 15 Thermo Magnetic Motor
22. 401,520 1889 April 16 Method of Operating Electro Magnetic Motors
23. 405,858 1889 June 25 Electro Magnetic Motor
24. 405,859 1889 June 25 Method of Electrical Power Transmission
25. 406,968 1889 July 16 Dynamo Electric Machine
26. 413,353 1889 October 22 Method of Obtaining Direct from Alternating Currents
27. 416,191 1889 December 3 Electro Magnetic Motor
28. 416,192 1889 December 3 Method of Operating Electro Magnetic Motors
29. 416,193 1889 December 3 Electro Magnetic Motor
30. 416,194 1889 December 3 Electric Motor
31. 416,195 1889 December 3 Electro Magnetic Motor
32. 417,794 1889 December 24 Armature for Electric Machines (A. Schmid & N. Tesla)
33. 418,248 1889 December 31 Electro Magnetic Motor
34. 424,036 1890 March 25 Electro Magnetic Motor
35. 428,057 1890 May 13 Pyromagneto Electric Generator
36. 433,700 1890 August 5 Alternating Current Electro Magnetic Motor
37. 433,701 1890 August 5 Alternating Current Motor
38. 433,702 1890 August 5 Electrical Transformer or Induction Device
39. 433,703 1890 August 5 Electro Magnetic Motor
40. 445,207 1891 January 27 Electro Magnetic Motor
41. 447,920 1891 March 10 Method of Operating Arc Lamps
42. 447,921 1891 March 10 Alternating Electric Current Generator
43. 454,622 1891 June 23 System of Electric Lighting
44. 455,067 1891 June 30 Electro Magnetic Motor
45. 455,068 1891 June 30 Electrical Meter
46. 455,069 1891 June 30 Electric Incandescent Lamp
47. 459,772 1891 September 22 Electro Magnetic Motor



48. 462,418 1891 November 3 Method of and Apparatus for Electrical Conversion and Distribution
49. 464,666 1891 December 8 Electro Magnetic Motor
50. 464,667 1891 December 8 Electrical Condenser
51. 487,796 1892 December 13 System of Electrical Transmission of Power
52. 511,559 1893 December 26 Electrical Transmission of Power
53. 511,560 1893 December 26 System of Electrical Power Transmission
54. 511,915 1894 January 2 Electrical Transmission of Power
55. 511,916 1894 January 2 Electric Generator
56. 512,340 1894 January 9 Coil for Electro Magnets
57. 514,167 1894 February 6 Electrical Conductor
58. 514,168 1894 February 6 Means for Generating Electric Currents
59. 514,169 1894 February 6 Reciprocating Engine
60. 514,170 1894 February 6 Incandescent Electric Light
61. 514,972 1894 February 20 Electric Railway System
62. 514,973 1894 February 20 Electrical Meter
63. 517,900 1894 April 10 Steam Engine
64. 524,426 1894 August 14 Electromagnetic Motor
65. 555,190 1896 February 25 Alternating Motor
66. 567,818 1896 September 15 Electrical Condenser
67. 568,176 1896 September 22 Apparatus for Producing Electric Currents of High Frequency and Potential
68. 568,177 1896 September 22 Apparatus for Producing Ozone
69. 568,178 1896 September 22 Method of Regulating Apparatus for Producing Currents of High Frequency
70. 568,179 1896 September 22 Method of and Apparatus for Producing Currents of High Frequency
71. 568,180 1896 September 22 Apparatus for Producing Electrical Currents of High Frequency
72. 577,670 1897 February 23 Apparatus for Producing Electric Currents of High Frequency
73. 577,671 1897 February 23 Manufacture of Electrical Condensers, Coils, &c
74. 583,953 1897 June 8 Apparatus for Producing Currents of High Frequency
75. 593,138 1897 November 2 Electrical Transformer
76. 609,245 1898 August 16 Electrical Circuit Controller
77. 609,246 1898 August 16 Electric Circuit Controller
78. 609,247 1898 August 16 Electric Circuit Controller
79. 609,248 1898 August 16 Electric Circuit Controller
80. 609,249 1898 August 16 Electric Circuit Controller
81. 609,250 1898 August 16 Electrical Igniter for Gas Engines
82. 609,251 1898 August 16 Electric Circuit Controller
83. 611,719 1898 October 4 Electrical Circuit Controller
84. 613,735 1898 November 8 Electric Circuit Controller
85. 613,809 1898 November 8 Method of and Apparatus for Controlling Mechanism of Moving Vessels or Vehicles
86. 645,576 1900 March 20 System of Transmission of Electrical Energy
87. 649,621 1900 May 15 Apparatus for Transmission of Electrical Energy
88. 655,838 1900 August 14 Method of Insulating Electric Conductors
89. 11,865 1900 October 23 Method of Insulating Electric Conductors
90. 685,012 1901 October 22 Means for Increasing the Intensity of Electrical Oscillations
91. 685,953 1901 November 5 Method of Intensifying and Utilizing Effects Transmitted Through Natural Media
92. 685,954 1901 November 5 Method of Utilizing Effects Transmitted Through Natural Media
93. 685,955 1901 November 5 Apparatus for Utilizing Effects Transmitted From a Distance to a Receiving Device Through Natural Media
94. 685,956 1901 November 5 Apparatus for Utilizing Effects Transmitted Through Natural Media

95. 685,957 1901 November 5 Apparatus for the Utilization of Radiant Energy
96. 685,958 1901 November 5 Method of Utilizing Radiant Energy
97. 723,188 1903 March 17 Method of Signalling
98. 725,605 1903 April 14 System of Signalling
99. 787,412 1905 April 18 Art of Transmitting Electrical Energy Through the Natural Mediums
100. 1,061,142 1913 April 29 Fluid Propulsion
101. 1,061,206 1913 May 6 Turbine
102. 1,113,716 1914 October 13 Fountain
103. 1,119,732 1914 December 1 Apparatus for Transmitting Electrical Energy
104. 1,209,359 1916 December 19 Speed Indicator
105. 1,266,175 1918 May 14 Lightning Protector
106. 1,274,816 1918 August 6 Speed Indicator
107. 1,314,718 1919 September 2 Ship's Log
108. 1,329,559 1920 February 3 Valvular Conduit
109. 1,365,547 1921 January 11 Flow Meter
110. 1,402,025 1922 January 3 Frequency Meter
111. 1,655,113 1928 January 3 Method of Aerial Transportation
112. 1,655,114 1928 January 3 Apparatus for Aerial Transportation

Patent # 382,280 (item # 12) includes a Disclaimer

Patent # 511,560 (item # 53) includes a Correction

Patent # 11,865 (item # 89) is a reissued patent for # 655,838 (item #88)

Patent # 1,655,114 (item # 112) includes a Correction

Reproduced from [http://www.mall-usa.com/BPCS/grant\\_tesla.html](http://www.mall-usa.com/BPCS/grant_tesla.html) with permission of Jim Bieberich.

