

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE – FURG
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
OCEÂNICA

CONSTRUÇÃO DE UM CANAL CIRCULAR ROTATIVO PARA
ENSAIOS HIDRODINÂMICOS

Claudemar Rodrigues Arpino

Dissertação apresentada à Comissão de
Curso de Pós-Graduação em engenharia
Oceânica da Fundação Universidade
Federal do Rio Grande, Como requisito
parcial à obtenção do título de Mestre
em Engenharia Oceânica.

Orientador: Waldir Terra Pinto, Ph.D.

Rio Grande, agosto de 2014.

À minha família, em especial aos meus filhos,
que são a razão de minha vida, e particularmente
ao meu filho Vinícius e a Luciana que me deram
um grande apoio durante a execução deste
trabalho.

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Waldir Terra Pinto, pela orientação, apoio e pela confiança depositada no meu trabalho.

Aos funcionários da FURG, Jairo e Jesus, pelo apoio dado durante a execução deste trabalho.

A todos que, de alguma forma, colaboraram com sugestões, críticas e incentivos.

RESUMO

O estudo da hidrodinâmica de estruturas esbeltas se constitui em um problema complexo de interação fluido e estrutura. A complexidade do problema aumenta significativamente para o caso de estruturas rombudas submetidas aos regimes de escoamento para os quais há a separação da camada limite. Nestes casos, o problema pode ser abordado a partir do emprego combinado de técnicas analíticas, numéricas e de experimentais. Os estudos experimentais sobre a hidrodinâmica de estruturas rombudas com alta razão de aspecto λ , consiste em expor a estrutura a um escoamento que produza velocidade relativa entre o fluido e a estrutura. Esta velocidade relativa é controlada durante a observação e pode ser obtida a partir do escoamento de um fluido sobre uma estrutura estacionária ou pela movimentação da estrutura em um fluido em repouso. O ideal, então, seria o desenvolvimento de um dispositivo de produção de escoamento relativo que combinasse as vantagens de baixa intensidade de turbulência, ocupasse pouco espaço físico, para o qual a instrumentação possa ser fixada e que não haja limitação de tempo para realização do ensaio. Na busca de uma solução com a maioria das vantagens mencionadas, este trabalho apresenta um estudo da utilização de um canal circular no qual a velocidade relativa entre o fluido e a estrutura é produzida pela rotação uniforme do canal e manutenção da posição dos modelos da estrutura e da instrumentação de teste. O princípio de funcionamento do canal baseia-se no efeito difusivo das forças viscosas que produzirá um regime permanente segundo o qual o escoamento corresponde ao movimento de corpo rígido do fluido. A viabilidade do dispositivo foi avaliada, mediante a construção de um modelo físico. Os resultados indicam a viabilidade do dispositivo para ensaios hidrodinâmicos.

PALAVRAS CHAVE: Estudo experimental, estruturas rombudas, tanque circular, regime permanente.

ABSTRACT

The study of hydromechanical of slender structures is a complex problem of fluid-structure interaction. The complexity of the problem increases significantly in the case of structures subjected to blunt-flow regimes for which the separation of the boundary layer. In these cases, the problem must be approached from the combined use of analytical techniques, numerical techniques and experimental techniques. The experimental studies of hydrodynamics blunt structures with high aspect ratio λ , defined as the ratio between the length of the structure and the characteristic dimension of its cross section, l / D involves exposing the structure to produce a flow velocity relative between the fluid and the structure. This relative velocity is controlled during the observation and can be obtained from flow of a fluid on a stationary structure or frame for movement in a fluid at rest. The ideal would then be the development of a flow producing device for combining the benefits of low turbulence intensity, occupying little space, for which the instrumentation to be anchored and that there is no time limitation to testing. In seeking a solution to most of the advantages mentioned, this paper presents a study of using a circular in which the relative velocity between the fluid and the channel structure is produced by the uniform rotation of the channel and maintaining the position of the models of the structure and the test instrumentation. The operating principle of the channel based on the diffusive effect of viscous forces which eventually produce a steady state whereby the flow corresponds to the rigid body motion of the fluid. The device viability was assessed by constructing a physical model. The results indicate the feasibility of the apparatus for hydro testing.

Keywords: Experimental study, blunt structures, circular tank, permanent regime.

SUMÁRIO

LISTA DE SÍMBOLOS	9
LISTA DE ABREVIATURAS	13
LISTA DE TABELAS	14
LISTA DE FIGURAS	15
1. INTRODUÇÃO	17
1.1 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA.....	17
1.2 MOTIVAÇÃO.....	17
1.3 ABORDAGEM GERAL.....	18
1.4 ESTRUTURAÇÃO DO TEXTO DA DISSERTAÇÃO.....	18
2. UMA BREVE REVISÃO DOS DISPOSITIVOS PARA PRODUÇÃO DE ESCOAMENTO.....	20
2.1 ASPECTOS RELEVANTES DOS ESTUDOS EXPERIMENTAIS EM HIDROMECAÂNICA.....	21
2.2 DISPOSITIVOS COM CIRCULAÇÃO FORÇADA DE FLUIDO.....	25
2.2.1 Túneis de vento de baixa velocidade.....	26
2.2.2 Túneis de água.....	28
2.2.3 Canais de água.....	29
2.2.4 Tubos em U.....	30
2.3 DISPOSITIVOS COM MOVIMENTO FORÇADO DO SÓLIDO.....	31
2.3.1 Canais de reboque.....	32
2.3.2 Tanques de manobra.....	32
2.4 INSTALAÇÕES EXPERIMENTAIS DO LIFE.....	32
2.4.1 O canal de reboque do LIFE.....	32
2.4.2 Túnel de vento.....	34
2.5 SUMÁRIO DO CAPÍTULO.....	35
3. DESENVOLVIMENTO DE UM CANAL CIRCULAR PARA TETES HIDROMECAÂNICOS.....	37
3.1 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO.....	38
3.2 ANÁLISE HIDRODINÂMICA.....	39
3.2.1 Análise cinemática.....	39
3.2.2 Campo de pressão.....	42
3.2.3 Superfície livre.....	44
3.2.4 A constante C.....	45
3.3. Seleção do tipo de transmissão entre motor e eixo do tanque.....	46
4. FABRICAÇÃO DE PROTÓTIPO DE CANAL CIRCULAR.....	48
4.1 O CANAL.....	48
4.1.1 Propriedades mecânicas do acrílico.....	49
4.1.2 Propriedades térmicas do acrílico.....	49
4.1.3 Dados comparativos entre o acrílico e o vidro.....	49
4.1.4 Propriedades químicas do acrílico.....	50
4.1.5 Normas para chapas acrílicas.....	50

4.2 PROJETO MECÂNICO EXECUTIVO.....	53
4.2.1 Eixo.....	53
4.2.2 Chaveta de ligação eixo polia conduzida.....	56
4.2.3 Estrutura metálica de suporte do canal.....	58
4.2.4 Nivelamento da estrutura do canal e amortecimento.....	59
4.2.5 Seleção do tipo de transmissão a ser utilizada entre motor e o eixo do canal..	61
4.2.6 Especificação do tipo de rolamento e mancal.....	65
4.3 PRODUÇÃO DE MOVIMENTO.....	66
4.3.1 Montagem do sistema.....	66
4.3.2 Especificação do motor elétrico.....	74
4.3.3 Sistema de controle do motor.....	76
4.3.4 Estrutura suporte do corpo de prova.....	78
4.4 TESTES EM VAZIO.....	79
5. ESTUDO DE VIABILIDADE.....	81
5.1 TESTES DIMENSIONAIS.....	81
5.1.1 Desvio da forma circular.....	81
5.1.2 Desvio da forma do fundo.....	82
5.2 TESTES NO CANAL CIRCULAR.....	83
5.2.1 Testes com sensor de filme quente.....	83
5.2.2 Testes com velocimetria por imagem da partícula.....	85
5.2.2.1 Testes com as câmeras montadas embaixo e laser na lateral do canal	86
5.2.2.2 Testes com as câmeras montadas na lateral e laser embaixo do canal	88
5.3 TESTES NO CANAL DE REBOQUE.....	91
5.4 ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	93
6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	94
6.1 CONCLUSÕES.....	94
6.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	96
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	98

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área
A_c	Área de contato da chaveta
a	Distância entre a linha neutra e a fibra externa do cilindro
C_D	Coeficiente de arrasto
C_{ij}	Índice do valor de referência
C_L	Coeficiente de sustentação
Ca	Número de Cauchy
c	Distância entre a linha neutra e a fibra mais afastada para o momento fletor
D	Dimensão da seção transversal característica da estrutura, no caso corpo de prova ou diâmetro do cubo
d	Diâmetro do eixo necessário para uma vida de N ciclos ou diâmetro do eixo da chaveta
E	Módulo de elasticidade
E_u	Número de Euler
F_c	Força no cubo
F_D	Força de arrasto
F_e	Força no eixo
F_L	Força de sustentação
F_1	Força em um ponto
F_p	Força de contenção à deformação no canal
F_R	Fator de redução de polias
F_s	Taxa de amostragem
f_g	Vetor de cargas nodais referido ao sistema global
f_s	Frequência de desprendimento de vórtices
f_r	Frequência da redução
f_t	Carga axial distribuída ao longo do elemento
g	Aceleração da gravidade
h	Altura da seção analisada

I	Momento de inércia
J	Momento de inércia polar
K_f	Fator de concentração a fadiga para flexão alternada
K_{tr}	Fator de concentração de tensões cisalhante teórico para o rasgo de chaveta
$\mathbf{k}$	Matriz de rigidez
$\mathbf{k}_g$	Matriz de rigidez em termos do sistema de coordenadas global
L	Unidade primária de comprimento
L_c	Comprimento útil do canal
l	Comprimento da chaveta
l_a	Distância entre apoios
l_b	Distância de aplicação da força de contenção do canal
l_c	Distância de aplicação da força total
l_e	Comprimento do elemento
M	Unidade primária de massa
M_f	Momento fletor
M_a	Momento fletor alternado ($M_a = M_{m\acute{a}x.}$, para o caso completamente alternado)
M_2	Moto-redutor de corrente contínua do movimento transversal da estrutura
M_3	Moto-redutor de corrente contínua do movimento transversal da estrutura
M_4	Moto-redutor de corrente contínua do movimento longitudinal relativo da estrutura
N_j	Função de interpolação
n_d	Fator de segurança selecionado
n_p	Número de períodos
P	Pressão
p	Campo de pressão
$\tilde{p}$	Pressão da estrutura adimensional
q	Carga aplicada distribuída
$\mathbf{R}$	Matriz de rotação para o elemento
Re	Número de Reynolds
re	Raio externo do cilindro interno do tanque de acrílico
ri	Raio interno do cilindro externo do acrílico
R	Raio da posição do corpo de prova
S_N	Resistência à fadiga para uma vida de projeto de N ciclos ($S_N = S_f$ para uma vida infinita)

St	Número de Strouhal
T_m	Momento torsor constante ($T_m = T_{m\acute{a}x.}$, para o caso constante)
T_e	Tração no elemento de barra
T	Momento torsor entre eixo cubo
t	Tempo
U	Velocidade linear na posição do corpo de prova
$\mathbf{u}$	Campo de velocidade
$\hat{u}$	Velocidade do fluido adimensional
u_j	Deslocamentos nas extremidades do elemento
W_i	Função de ponderação
$\mathbf{w}$	Largura da chaveta
w	Deformação dos nós da estrutura
$\mathbf{w}_g$	Vetor de deslocamentos nodais referido ao sistema global de coordenadas
w_j	Deslocamento dos elementos da treliça
x	Eixo horizontal
$\mathbf{x}$	Vetor posição
y	Distância entre linha neutra e posição de cálculo da tensão
y_D	Deformação da estrutura lateral do canal
Γ_f	Contorno de domínio do fluido
Γ_{fs}	Interface entre fluido e estrutura
Γ_s	Contorno de domínio da estrutura
Δt	Intervalo de tempo
ε	Deformação do elemento estrutural
μ	Coeficiente de viscosidade dinâmica
ν	Coeficiente de viscosidade cinemática
ρ	Massa específica do fluido
ρ_s	Massa específica do material sólido
σ_c	Tensão normal compressiva no plano de contato da chaveta
ν	Coeficiente de Poisson
τ	Tensão tangencial (cisalhamento)
τ_c	Tensão tangencial (cisalhamento), no plano de corte da chaveta
$\tau_{dchaveta}$	Tensão de cisalhamento admissível de projeto da chaveta (conforme modo de falha)

$\tau_{\text{d-eixo}}$	Tensão de cisalhamento admissível de projeto do eixo (conforme modo de falha)
ξ_0	Deslocamento de referência inicial
Ω_f	Domínio do fluido
ω	Velocidade angular

LISTA DE ABREVIATURAS

CNPq	Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico
COPPE	Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós-Graduação e Pesquisa de Engenharia
DPS	Densidade de energia espectral
FURG	Fundação Universidade Federal do Rio Grande
CTA	Anemometria de temperatura constante (do inglês: Constant Temperature Anemometers)
LIFE	Laboratório de Interação Fluido Estrutura (Escola de Engenharia-FURG)
MCT	Ministério da Ciência e Tecnologia
PIV	Velocimetria por Imagem de Partículas (do inglês: Particle Image Velocimetry)
rpm _m	Rotações por minuto do motor
rpm _c	Rotações por minuto do canal circular

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1	Comparação de materiais.....	49
Tabela 4.2	Temperaturas máximas.....	50
Tabela 4.3	Características do vibra stop mini.....	60
Tabela 4.4	Dados técnicos do motor elétrico.....	75
Tabela 4.5	Dimensões do motor.....	75
Tabela 4.6	Drive controlador de potência.....	77
Tabela 5.1	Dados do teste do canal circular.....	84
Tabela 5.2	Dados de teste do canal de reboque.....	91

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Túnel vento de baixa velocidade.....	27
Figura 2.2	Túnel de água da Kempf & Rammers.....	28
Figura 2.3	Esquema de um canal experimental de recirculação de água.....	30
Figura 2.4	Esquema de um tubo em U.....	31
Figura 2.5	Canal de reboque do LIFE.....	33
Figura 2.6	Sistema de geração de ondas.....	34
Figura 2.7	Túnel de vento.....	35
Figura 3.1	Perfil superfície livre do fluido.....	40
Figura 3.2	Vista superior do tanque.....	40
Figura 3.3	Perfil da superfície livre.....	46
Figura 3.4	Seções transversais do fluido.....	47
Figura 4.1	Comparação entre chapas de acrílico fundidas e extrusadas.....	52
Figura 4.2	Tamanhos e pesos de chapas acrílicas.....	52
Figura 4.3	Projeto do eixo do canal rotativo.....	53
Figura 4.4	Perfil correia em V.....	62
Figura 4.5	Características rolamento NSK.....	66
Figura 4.6	Vista frontal e lateral esquerda do motor elétrico.....	76
Figura 4.7	Tela de interface de controle do motor.....	77
Figura 4.8	Console de controle do motor.....	78
Figura 4.9	Suporte do corpo de prova.....	79
Figura 4.10	Estrutura do canal circular.....	72
Figura 5.1	Medição do desvio do valor do raio devido a fabricação.....	82
Figura 5.2	Medição do desvio de posição do fundo do tanque.....	83
Figura 5.3	Montagem do sensor de filme quente cilindro vertical no canal circular	84
Figura 5.4	Configuração do ensaio corpo de prova na vertical.....	85
Figura 5.5	Calibração do sistema PIV.....	86
Figura 5.6	Vista do corpo de prova na vertical câmeras embaixo a 5 rpm.....	87
Figura 5.7	Vista do corpo de prova na vertical câmeras embaixo a 10 rpm.....	87

Figura 5.8	Vista do corpo de prova na vertical câmeras embaixo a 20 rpm.....	88
Figura 5.9	Imagem do PIV sem processamento.....	89
Figura 5.10	Vista do corpo de prova na vertical câmeras na lateral a 5 rpm.....	89
Figura 5.11	Vista do corpo de prova na vertical câmeras na lateral a 10 rpm.....	90
Figura 5.12	Vista do corpo de prova na vertical câmeras na lateral a 20 rpm.....	90
Figura 5.13	Espectro de frequência de um sinal.....	92
Figura 5.14	Frequências obtidas no tanque circular e canal.....	92

1. INTRODUÇÃO

1.1 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

Como vários sistemas de estruturas subaquáticas reais não apresentam um comportamento de velocidade relativa perfeitamente constante em módulo ao longo da seção da estrutura e como o canal linear de reboque do LIFE não proporciona uma versatilidade de estudarmos esse problema devido a impedimentos de concepção construtiva, através desse projeto visamos, aprimorar o sistema de como fazer análises do comportamento da interação do fluido com estruturas submersas, com uma visão mais realista do que se vinha fazendo até agora, visto as limitações de estrutura para ensaios. A matéria deste trabalho consiste em criar um sistema em que o fluido esteja em movimento e o corpo de prova e o sistema de aquisição de dados possam ficar parados o que acarreta em não termos um tempo restrito para aquisição de dados, e também seja um sistema compacto, de baixo consumo de energia e com a menor geração de turbulência no fluido possível, e que conforme revisão bibliográfica, ainda não exista no mercado. Sistema este que seria um instrumento de grande valia nos laboratórios de interação fluido estrutura, como ajuda na determinação do comportamento da relação entre um fluido e um sólido.

1.2 MOTIVAÇÃO

O objetivo é de projetar, construir e validar um sistema que não possua alguns impedimentos de ordem construtiva, para a realização de experimentos entre fluido e estrutura, como possui um canal de reboque, no que diz respeito ao tempo de aquisição de dados e a outras desvantagens como já citadas anteriormente dos instrumentos existentes hoje disponíveis para laboratórios, ou seja, que possa ser uma inovação para estes tipos de estudos que hoje em dia, são fundamentais para o entendimento de certos fenômenos e consequentemente a partir daí o desenvolvimento de novas tecnologias

1.3 ABORDAGEM GERAL

A abordagem deste trabalho será através da construção de um tanque circular rotativo, com um sistema de controle de velocidade, no qual possamos fazer simulações do comportamento em diferentes velocidades de corrente de um fluido, agindo ao redor de um corpo de prova circular analogamente como uma estrutura submersa sujeita à correntes de fluido passando entorno da mesma, sistema este que possamos utilizar vários tipos de sistema de aquisição de dados, como CTA, PIV, etc...

Então este sistema um tanque translúcido para o sistema de aquisição de dados por imagem, também queremos que este sistema possa fazer com que o fluido se comporte o mais próximo possível de um corpo rígido possuindo assim o mínimo de turbulência possível.

1.4 ESTRUTURAÇÃO DO TEXTO DA DISSERTAÇÃO

Inicialmente, o capítulo 2 apresenta alguns tipos de aparatos para produção de velocidade relativa, neste contexto estão inseridos aspectos relevantes dos estudos experimentais em hidromecânica e também os dispositivos com circulação forçada como túneis de vento de baixa velocidade, túneis de água, canais de água e tubos em U, também estão descritos dispositivos com movimento forçado do sólido, como canais de reboque e tanques de manobra. O capítulo 3 mostra o desenvolvimento de um canal circular para testes hidrostáticos, mostrando o princípio de funcionamento, análise cinemática, campo de pressão, superfície livre e a constante C , também trás uma estimativa teórica dos parâmetros de escoamento. No capítulo 4 temos a fabricação do protótipo do canal circular dentro do qual é mostrado as propriedades mecânicas do acrílico, propriedades térmicas do acrílico, dados comparativos do acrílico e vidro, propriedades químicas do acrílico e normas para chapas acrílicas, consta também deste capítulo o projeto mecânico executivo do qual faz parte o eixo, chaveta de ligação eixo

polia conduzida, estrutura metálica de suporte do canal, nivelamento da estrutura do canal e amortecimento, seleção do tipo de transmissão a ser utilizado entre motor e o eixo do canal e as especificações do tipo de rolamento e mancal dentro deste capítulo também está descrita o sistema de produção de movimento no qual está inserido a montagem do sistema, especificações do motor elétrico, sistema de controle do motor e a estrutura de suporte do corpo de prova faz parte deste capítulo também os testes em vazio. O capítulo 5 trata do estudo de viabilidade onde faz parte os testes dimensionais, como desvio da forma circular e desvio da forma do fundo neste capítulo também consta os testes no canal circular como testes com CTA, testes com PIV o qual está dividido em testes com as câmeras montadas embaixo e o laser na lateral do canal circular e câmeras montadas na lateral e o laser embaixo do canal circular, ainda neste capítulo estão os testes no canal de reboque e as análises dos resultados. O capítulo 6 apresenta as conclusões e as sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2. UMA BREVE REVISÃO DOS DISPOSITIVOS PARA PRODUÇÃO DE ESCOAMENTO

Estudos experimentais dos fenômenos envolvidos na interação entre um fluido e um sólido são feitos a partir da observação do escoamento em torno do sólido. Este escoamento pode ser produzido mediante a movimentação do fluido sobre um sólido estacionário ou mediante a movimentação do sólido em um fluido em repouso. Obviamente que é possível produzir o movimento relativo mediante a combinação dessas alternativas, porém instalações experimentais com dispositivos capazes de movimentar o fluido e, simultaneamente, movimentar o sólido não são frequentes. Neste contexto, este capítulo apresenta uma breve revisão dos principais dispositivos utilizados para a produção de movimento relativo entre um fluido e um sólido, de agora em diante, referidos como dispositivos para produção do escoamento. A primeira parte da revisão é referida aos dispositivos que produzem escoamento a partir da movimentação do fluido nos quais o sólido a ser experimentado permanece fixo em uma seção de teste. Túneis de vento, túneis de água, canais com circulação e tubos em forma de U, são exemplos destes dispositivos. A segunda seção do capítulo aborda alguns dispositivos que produzem escoamento através da movimentação do sólido em um meio fluido em repouso. Canais de reboque e tanques de manobras são exemplos desta classe de dispositivos. A terceira seção do capítulo apresenta uma breve descrição dos dispositivos disponíveis no Laboratório de Interação Fluido Estrutura (LIFE), da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande – FURG.

A descrição apresentada aqui não deve ser encarada como uma revisão bibliográfica completa. Os pontos relevantes abordados nesta dissertação dizem respeito ao princípio de funcionamento dos principais dispositivos para o estudo experimental em hidromecânica. A bibliografia sobre métodos experimentais é, razoavelmente, abundante como nos livros publicados por [4, 10, 16, 17, 18, 30] entre outros. Entretanto, este capítulo adota como referência o relatório interno do Laboratório de Interação Fluido Estrutura por [29], que apresenta uma ampla revisão dos métodos experimentais para produção de movimento relativo entre um fluido e um sólido, com ênfase maior aos relevantes estudos de interação fluido estrutura. Em [29] apresenta

detalhes técnicos, princípios de funcionamento, projetos básicos de túneis de vento e de canais de onda e corrente, além de extensa pesquisa bibliográfica realizada durante o desenvolvimento da pesquisa no LIFE.

2.1 ASPECTOS RELEVANTES DOS ESTUDOS EXPERIMENTAIS EM HIDROMECÂNICA

A escolha de um dispositivo para realização de investigações experimentais em interação entre um fluido e um sólido depende fundamentalmente dos fenômenos que se pretende investigar e do contexto em que estes experimentos podem ser conduzidos. Na maioria das vezes os estudos experimentais sobre interação entre fluido e sólido são conduzidos em instalações de laboratório pré-existentes. Nestes casos, o planejamento dos experimentos deve considerar as limitações impostas pelos aparatos disponíveis para realização dos ensaios. Existem casos onde é necessário construir os aparatos ou dispositivos para a realização dos experimentos. Quando isso acontece, o experimentalista possui maior liberdade na escolha do tipo de dispositivo a ser usado e no estabelecimento da faixa de parâmetros contemplada no estudo. Independentemente das instalações onde as investigações serão conduzidas. O importante é que o ensaio seja bem planejado, visando explorar ao máximo as virtudes das instalações experimentais em prol do entendimento dos fenômenos investigados.

Devido ao amplo espectro de fenômenos decorrentes da interação entre um fluido e um sólido, os escoamentos relativos são classificados em grupos de comportamento similar. Do ponto de vista do fluido, os escoamentos são classificados em termos da compressibilidade do escoamento e dos efeitos da viscosidade do fluido. No primeiro caso os escoamentos são chamados de escoamentos compressíveis enquanto que no segundo caso são chamados de escoamentos viscosos. Além disso, é necessário considerar a existência de interfaces entre dois fluidos com densidades diferentes. Quando existe uma discrepância muito grande entre as densidades dos fluidos, a interface entre os dois fluidos é chamada de superfície livre. Este fenômeno pode ser observado na interface entre o ar e água dos oceanos, onde a forma da superfície do mar muito raramente está em repouso. Um quarto ponto importante da

interação entre o fluido e sólido ocorre quando a presença do sólido provoca instabilidades no escoamento, como a formação de vórtices, transição para turbulência e turbulência.

Os estudos experimentais dos fenômenos dinâmicos resultantes da interação fluido e sólido se apoiam fortemente nas técnicas de análise dimensional e semelhança. Essas técnicas podem ser encontradas em livros textos como [23] e permitem que os estudos experimentais sejam conduzidos baseados em parâmetros adimensionais. A classificação do escoamento de acordo com a compressibilidade do fluido é feita a partir do número de Mach, definido como a razão entre a velocidade característica do escoamento, U , e a velocidade de propagação do som no meio fluido, c :

$$M_c = \frac{U}{c} \quad (2.1)$$

A literatura técnica sugere que os efeitos da compressibilidade do fluido podem ser desprezados para escoamentos com número de Mach iguais ou inferiores a 0,3. Esses escoamentos são chamados de incompressíveis. Os dois fluidos mais relevantes no estudo da interação fluido/sólido são o ar e água. A velocidade de propagação do som no ar, em condições normais de temperatura e pressão é, aproximadamente, 340 m/s, enquanto que na água as ondas sonoras se propagam com uma velocidade aproximada de 1500 m/s. Então, escoamentos com velocidade característica de 100 m/s no ar e 450 m/s na água podem ser considerados incompressíveis. A esmagadora maioria dos escoamentos relevantes na engenharia oceânica possuem velocidades características muito inferiores a esses limites. Por essa razão apenas os dispositivos para escoamentos incompressíveis são considerados neste trabalho.

Escoamentos incompressíveis são estudados na hidrodinâmica. Em geral, a hidrodinâmica considera que a grande maioria dos escoamentos incompressíveis está sujeitos a três forças: (i) forças inerciais; (ii) forças gravitacionais; (iii) forças viscosas [23]. As forças inerciais são forças fictícias proporcionais à massa do fluido. As forças gravitacionais são proporcionais à massa do fluido e à aceleração da gravidade. Entretanto, os efeitos dinâmicos das forças gravitacionais se manifestam quando existe uma interface entre dois fluidos em função da necessidade da continuidade em pressão. No âmbito da engenharia oceânica as forças gravitacionais são importantes quando existe superfície livre [13]. Os cenários para os quais as forças viscosas são relevantes são discutidos em livros como [22, 33, 34]. As forças viscosas são forças resultantes da

integração das tensões de cisalhamento viscosas que agem na superfície de um elemento de fluido. Estas tensões são proporcionais a viscosidade dinâmica do fluido, μ , e ao gradiente de velocidade. Quando o coeficiente de viscosidade dinâmica é constante, o fluido é chamado de Newtoniano, que obedece a seguinte relação:

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (2.2)$$

Os escoamentos com superfície livre são susceptíveis à formação de ondas de gravidade. Consequentemente, as forças gravitacionais desempenham papel importante na dinâmica do escoamento. O parâmetro adimensional que relaciona a importância relativa entre as forças inerciais e as forças viscosas é número de Froude, definido como:

$$F_r = \frac{U}{\sqrt{gL}} \quad (2.3)$$

onde g é a aceleração da gravidade e L o comprimento característico do corpo. Estudos experimentais com modelos reduzidos para investigar a hidrodinâmica de escoamentos com superfície livre sobre corpos flutuantes devem adotar a escala de Froude, isto é, o número de Froude do modelo reduzido deve ser igual ao número de Froude do protótipo. O fator de escala é definido com a razão entre o comprimento característico do modelo reduzido e o comprimento característico do protótipo:

$$\frac{L_M}{L_P} = \frac{g_P}{g_M} \frac{U_M^2}{U_P^2} \quad (2.4)$$

onde o subscrito P denota grandeza do protótipo e o subscrito M denota a grandeza referida ao escoamento do modelo reduzido. A título de exemplo, se a escala do modelo reduzido de um protótipo é 1:100, se a velocidade característica do protótipo é 20 m/s e os escoamentos do protótipo e do modelo reduzido ocorrem sob a mesma aceleração da gravidade, então a velocidade característica do modelo durante a realização do ensaio deve ser 2 m/s. Observe-se que a semelhança entre o número de Froude para o escoamento do protótipo e o número de Froude do escoamento do modelo reduzido significa a manutenção da relação entre as forças inerciais e as forças gravitacionais.

Existem situações onde o interesse da investigação é a interação de corpos rombudos ou camadas limites de sólidos expostos a escoamentos uniformes. Essas

situações são muito frequentes e aparecem no movimento de veículos em meios fluídicos, notadamente no ar e na água. Escoamentos deste tipo são dominados pela combinação de forças inerciais e forças viscosas, sendo que as forças gravitacionais só exercem alguma influência se o escoamento ocorre nas proximidades de superfícies livres. Para esses casos, o parâmetro adimensional que controla o escoamento é o número de Reynolds, definido como:

$$R_e = \frac{\rho UL}{\mu} = \frac{UL}{\nu} \quad (2.5)$$

onde ρ é a massa específica e ν é a viscosidade cinemática. A manutenção da relação entre as forças inerciais e viscosas do escoamento do protótipo para o escoamento do modelo reduzido requer a igualdade do número de Reynolds para ambos os escoamentos. O fator de escala de Reynolds é definido como:

$$\frac{L_M}{L_P} = \frac{\nu_M}{\nu_P} \frac{U_P}{U_M} \quad (2.6)$$

Para o caso do exemplo anterior, se os fluidos dos escoamentos do protótipo e do modelo reduzido forem os mesmos, isto é, mesmos coeficiente de viscosidade cinemática, a velocidade característica do modelo reduzido (1:100) por semelhança do número de Reynolds, é 200 m/s.

A comparação do resultado obtido para a velocidade característica do modelo reduzido com similaridade de Froude com o resultado obtido com similaridade de Reynolds indica que a similaridade simultânea de Froude e Reynolds, com mesmo fluido e com mesma gravidade, só é possível para um fator de escala igual a um. Isto significa que a manutenção da importância relativa entre as forças inerciais, gravitacionais e viscosas para o escoamento do protótipo e para o escoamento do modelo reduzido é impossível. Contudo, este fato não inviabiliza a extrapolação dos resultados obtidos com modelos reduzidos para o protótipo por que existe uma grande gama de escoamentos práticos para os quais ou as forças gravitacionais ou as forças viscosas podem ser desprezadas.

Frequentemente o movimento relativo entre um fluido e uma estrutura possui gradientes de pressão que levam ao descolamento da camada limite, produzindo vórtices alternados. Os mecanismos de formação desses vórtices têm sido intensamente

investigados por inúmeros pesquisadores, devido a sua importância prática para a engenharia. A frequência de desprendimento de vórtices é grandeza mais importante no estudo das vibrações induzidas pelo escoamento. O parâmetro que controla essa frequência é o número de Strouhal, definido como:

$$S_t = \frac{f_s L}{U} \quad (2.7)$$

onde f_s é a frequência de desprendimento de vórtices, L é o comprimento característico da estrutura e U é a velocidade característica do escoamento. O conhecimento do número de Strouhal é fundamental para o dimensionamento de instalações experimentais, uma vez que é a partir dele que se estabelece a faixa de frequência de interesse da investigação experimental. Em [12], apresenta uma ampla discussão da influência da frequência de Strouhal e frequências múltiplas da frequência de Strouhal.

As investigações experimentais de interesse deste trabalho se enquadram na sua totalidade na classe dos escoamentos incompressíveis porque os números de Mach são muito pequenos.

2.2 – DISPOSITIVOS COM CIRCULAÇÃO FORÇADA DO FLUIDO

As instalações experimentais baseadas no movimento do fluido tem com característica principal uma seção de teste estacionária, onde é montado o corpo de prova sólido, e toda a instrumentação necessária para a medição e aquisição dos dados relativos às grandezas relevantes ao ensaio. A outra característica marcante deste tipo de instalação é a necessidade de uma máquina de fluxo para movimentar o fluido. As máquinas de fluxo empregadas para impulsionar o ar são ventiladores, exaustores, bombas, turbinas. Já o movimento de água é produzido por bombas ou propulsores axiais. A escolha da máquina de fluxo depende fundamentalmente das características da instalação do laboratório e de questões relacionadas ao estudo a ser realizado. Neste contexto, esta seção apresenta um breve estudo dos componentes de túneis de vento de baixa velocidade de circuito aberto, túneis de água, canais de circulação, bacias de ondas e tubos U. Os componentes de túneis de vento de circuito fechado não serão abordados em virtude da semelhança que desses aparatos com os túneis de água. Como em qualquer outra instalação de produção de escoamento a partir da movimentação do

fluido, a peça central do aparato é a seção de teste. É nesta seção que a qualidade do escoamento deve ser controlada. Usualmente, o objetivo é garantir um perfil uniforme de baixa intensidade de turbulência. O propósito de todos os demais dispositivos e componentes do aparato é garantir o controle e a qualidade do escoamento desejado na seção de teste.

2.2.1 Túneis de vento de baixa velocidade

A Figura 2.1, mostra um túnel de vento de circuito aberto típico. O túnel de vento é circuito aberto quando não existe recirculação, isto é, o ar entra à montante da seção de teste e é liberado para o ambiente na seção de saída, localizada à jusante da seção de teste. Túneis desse tipo têm quatro segmentos bem definidos. Como mencionado anteriormente o segmento que requer maior controle do escoamento é a seção de teste. A função dos outros segmentos é trabalhar para a qualidade do escoamento na seção de teste.

O segmento vizinho à seção de teste pelo lado de montante é chamado de região de contração, onde a área para a tomada de ar, A_1 , é reduzida para a área da seção transversal da seção de teste, A_2 . Esta redução é definida pelo fator de contração, expresso como:

$$c_c = \frac{A_1}{A_2} \quad (2.8)$$

A área da seção transversal da tomada de ar é sempre maior que a área da seção transversal da seção de teste. Consequentemente, o fator de contração é sempre maior do que um. Observa-se que o segmento de contração possui duas regiões bem definidas. A função da região côncava é mitigar eventuais perturbações do escoamento. A mudança gradual da área da seção transversal do túnel na região convexa reduz os efeitos da camada limite de forma que o perfil de velocidade do fluido na entrada da seção de teste seja muito próximo do perfil uniforme. Durante a realização dos ensaios é usual colocar o corpo de prova próximo a entrada da seção de teste com a intenção de reduzir o tempo disponível para a camada limite se desenvolver e, como consequência, o escoamento sobre o sólido possui um perfil de velocidade muito próximo do perfil de velocidade na entrada da seção de teste.

O terceiro segmento do túnel de vento é o difusor de fluxo. Este segmento é montado imediatamente após a seção de teste e se caracteriza pelo aumento gradual da seção transversal do túnel. A função dos difusores é liberar o ar que passa pela seção de teste para o ambiente. O aumento gradual da seção é necessário para reduzir a energia cinética e a consequente recuperação da pressão hidrostática do fluido, aumentando assim a eficiência do aparato como descrito em [32].

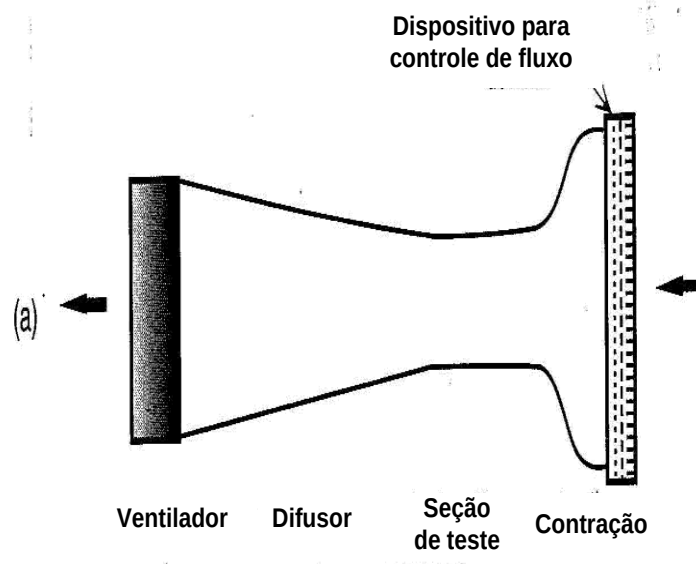


Figura 2.1 - Túnel de vento de baixa velocidade
Fonte: Adaptado apud (Tavoularis; 2005)

2.2.2- Túneis de água

Os túneis de água possuem, essencialmente, os mesmos segmentos do túnel de vento de circuito aberto, ou seja, uma seção de teste, um segmento de contração do escoamento, um segmento de difusão do escoamento após a passagem na seção de teste, e um segmento correspondente à máquina de fluxo. Nos túneis com circuito fechado

existe um duto que coleta o fluido na saída do exaustor e o libera na entrada da região de contração, estabelecendo assim um processo de recirculação do fluido através da seção de teste. A Figura 2.2 mostra um túnel de água típico, fabricado pela empresa Kempf & Remmers (adaptado apud, Tavoularis; 2005).

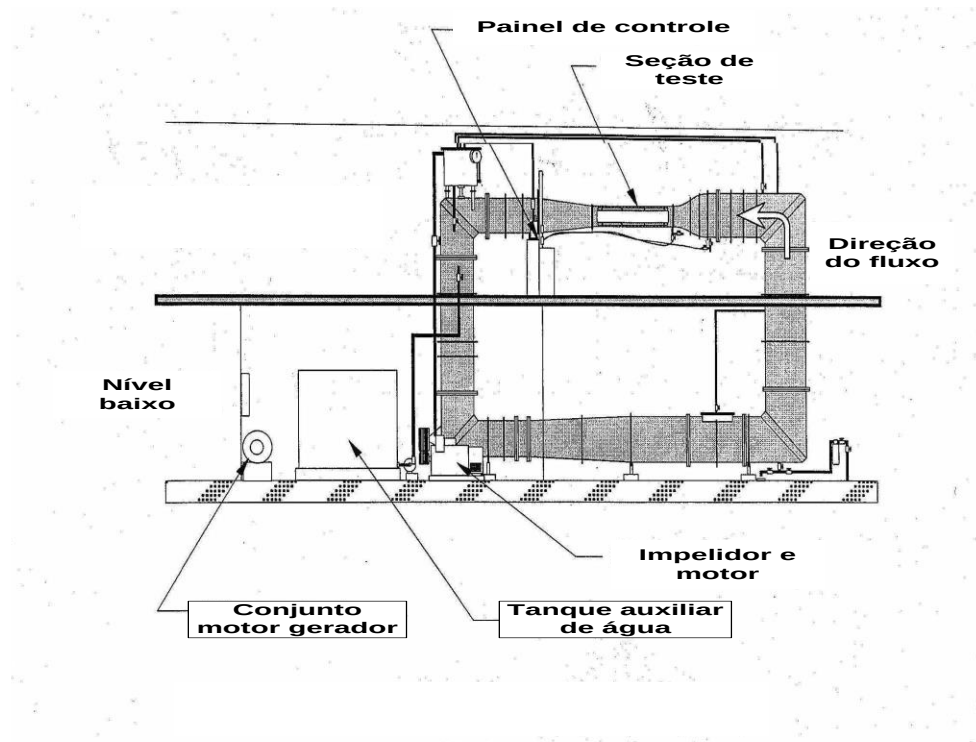


Figura 2.2-Túnel de água da Kempf & Rammers

Fonte: Adaptado apud (Tavoularis; 2005)

Observa-se que o circuito fechado introduz mudanças bruscas na direção do escoamento. Por essa razão os túneis de circuito fechado são dotados de dispositivos mecânicos que permitem uma maior suavidade na mudança de direção do fluido. Na realidade, túneis com recirculação precisam de diversos dispositivos auxiliares, como direcionadores de fluxo, sistemas de refrigeração para controlar a temperatura interna do túnel, bombas de vácuo para retirada de bolhas de ar da água do túnel, tanques auxiliares para liberação do acesso à seção de teste para montagem dos arranjos experimentais, sistema de bombeamento auxiliar para abastecimento do túnel.

2.2.3- Canais de água

Os túneis de vento e os túneis de água são instalações que não têm capacidade de emular escoamentos com superfície livre. Portanto, os estudos experimentais de fenômenos de mecânica dos fluidos ou de interação fluido/sólido para os quais a presença da superfície livre é importante necessitam de instalações como canais de água ou bacias de ondas de gravidade. Esta dissertação aborda apenas os canais de água uma vez que o tema de geração de ondas em laboratório está além do escopo deste trabalho. Este tema é abordado na literatura especializada em ondas, como [10] e [13].

A produção de escoamentos médios na seção de teste pode ser feita a partir do controle da declividade do canal [19], ou a partir do emprego de máquinas de fluxo para recirculação da água. O primeiro caso é muito utilizado nos estudos experimentais de obras hidráulicas como canais, barragens, pontes, obras portuárias, entre outras. Os canais de água com circulação forçada de água, como o mostrado na figura 2.3, possuem maior controle do escoamento na seção de teste sendo mais ecléticos na produção do perfil de velocidade.

A figura 2.3 mostra um esquema de um canal experimental com recirculação de água. Observa-se que o canal contém basicamente, os mesmos elementos do túnel de água com circuito fechado. A diferença básica é a presença da superfície livre.

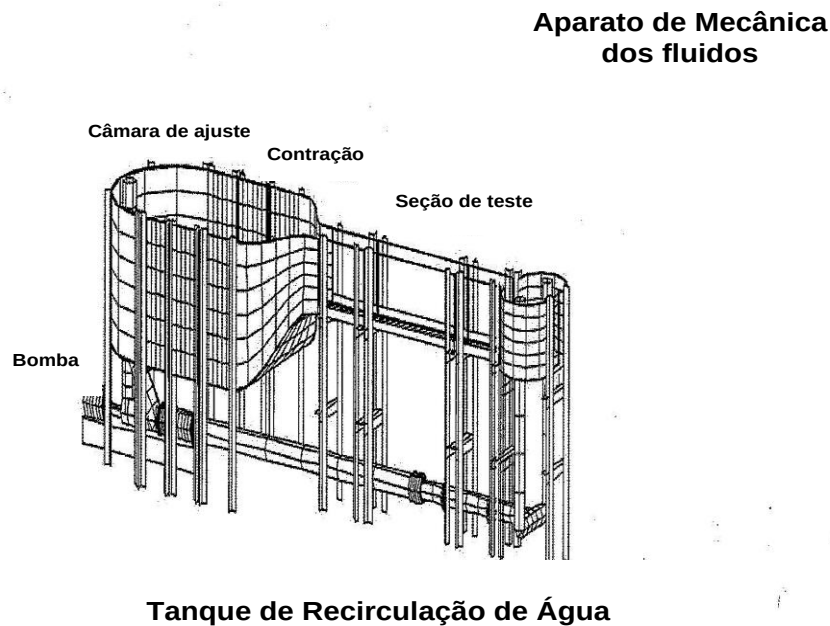


Figura 2.3-Esquema de um canal experimental com recirculação de água

Fonte: Adaptado apud (Tavoularis; 2005)

2.2.4- Tubos em U

O último aparato de produção de movimento forçado do fluido é o tubo em U, mostrado na figura 2.4.

O tubo U é um aparato que possui dois tubos verticais ligados na parte inferior por um tubo horizontal, formando um U. A seção de teste do tubo U se localiza na seção média do tubo horizontal. Os tubos são preenchidos com água até uma altura determinada. Na condição de repouso, o nível de água nas duas colunas verticais é o mesmo, de acordo com o princípio dos vasos comunicantes. Uma das colunas verticais possui um dispositivo que impõe uma variação de pressão fazendo com que a coluna de fluido se movimente. Este dispositivo pode ser um pistão ou um atuador pneumático. O fluido incompressível então oscila de acordo com a oscilação da pressão, produzindo um movimento oscilatório na seção de teste. Este tipo de instalação é muito útil para o estudo de estruturas rombudas sujeitas a oscilações do fluido.

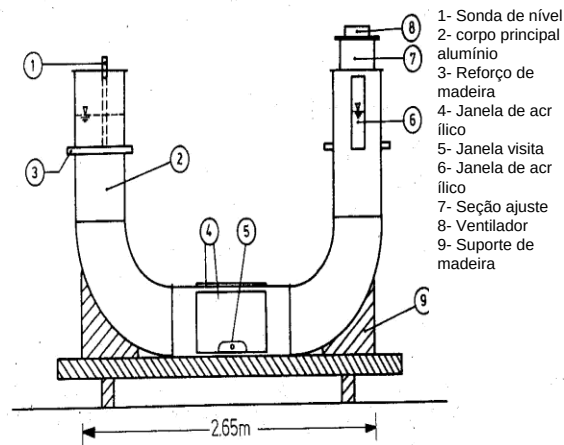


Figura 2.4-Esquema de um tubo em U

Fonte: Adaptado apud (Faltinsen; 1990)

2.3 - DISPOSTIVOS COM MOVIMENTO FORÇADO DO SÓLIDO

Os dispositivos que produzem escoamento relativo a partir da imposição de movimento do sólido podem ser utilizados em investigações experimentais da interação fluido/sólido decorrente da velocidade relativa entre os dois meios. Este é o caso de investigações sobre arrasto, sustentação, resistência ao avanço, instabilidades hidrodinâmicas, entre outros. As vantagens em movimentar o sólido no fluido em repouso são os custos operacionais menores se comparado com os custos operacionais de dispositivos com circulação do fluido e a produção de escoamentos com intensidades de turbulência virtualmente nulas. As desvantagens destes dispositivos são o tempo limitado para a realização do ensaio e o intervalo de tempo necessário entre ensaios para permitir que o fluido volte ao repouso. Os principais representantes dos dispositivos de produção de escoamento relativo a partir do movimento do sólido são os tanques de reboque e as bacias de manobras.

2.3.1 – Canais de reboque

Canais de reboque são canais longos que possuem na sua parte superior um rebocador que se desloca ao longo do canal. O sistema mecânico do rebocador tem funcionalidades para fixação dos sólidos e de autopropulsão para arrastar os corpos de prova através do fluido em repouso. O aparato rebocador também deve ter a capacidade de abrigar a instrumentação necessária para as observações.

A qualidade dessas instalações está intimamente ligada à capacidade de controle e à robustez do sistema rebocador. A figura 2.5 mostra o canal de reboque do LIFE.

2.3.2 – Tanques de manobras

Tanques de manobras são utilizados para a investigação de movimentos do sólido no plano horizontal. A maior aplicação destas instalações está relacionada com estudos hidrodinâmicos de embarcações de superfície, como resistência ao avanço, propulsão e manobras em águas calmas. Maiores detalhes sobre este tipo de instalação pode ser encontrado em [10] e [27].

2.4 INSTALAÇÕES EXPERIMENTAIS DO LIFE

O Laboratório de Interação Fluido Estrutura (LIFE) possui dois dispositivos para a produção de escoamento, sendo um o canal de reboque e o outro um pequeno túnel de vento de circuito aberto. Esta seção apresenta uma pequena descrição das características desses aparatos e da instrumentação disponível para realização dos experimentos.

2.4.1 O canal de reboque do LIFE

O LIFE optou por produzir movimento mediante o reboque da estrutura no interior de um fluido em repouso. A escolha se deu em função do principal objeto de investigação para o qual o laboratório foi concebido que é o estudo sobre estruturas oceânicas esbeltas. Isto corresponde ao estudo de corpos rombudos que, em geral, apresentam separação do escoamento e a consequente formação de vórtices na esteira da estrutura. O problema de interação fluido/estrutura nesses casos ocorre quando existe essa formação de vórtices ou para situações em que a velocidade reduzida se aproxima

da unidade, ou seja, situações de forte acoplamento entre o tempo característico da dinâmica do fluido e o tempo característico da dinâmica da estrutura. Obviamente, que a concepção e o dimensionamento de equipamentos experimentais dependem de diversos fatores relativos ao tipo da análise pretendida. Algumas necessidades de observação do escoamento, implicou na necessidade da utilização de um canal mais longo, sendo que o comprimento final de 16m foi adotado, em função do espaço físico disponível e do tamanho padrão das chapas de vidro. O canal possui 16m de comprimento e seção retangular de 0,71m de largura por 0,79m de altura.

Para a aquisição de dados nos ensaios com deslocamento da estrutura ao longo do canal é utilizado sensores de filme quente da Dantec Dynamics e sensor laser da Micro-Epsilon. Uma visão geral do canal do LIFE pode ser vista na figura 2.5.

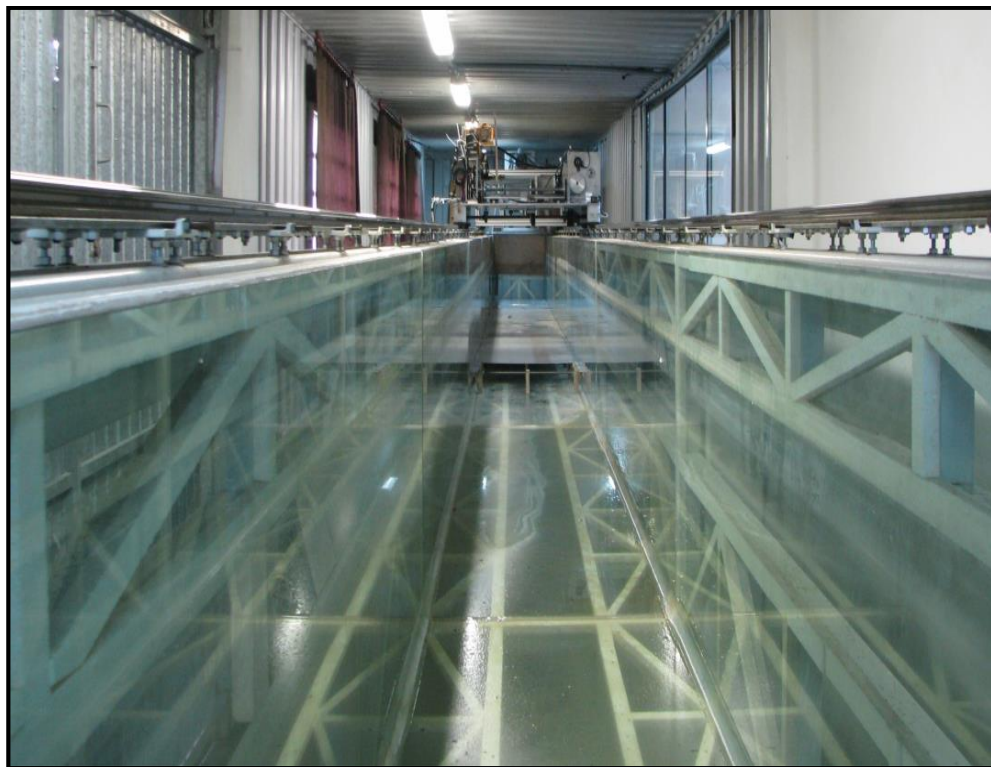


Figura 2.5-Canal de reboque do LIFE

Além do sistema que permite simular correntes no canal, projetou-se um sistema de geração de ondas para o canal, o qual ampliou a possibilidade de testes realizados no mesmo. As ondas são geradas por um batedor do tipo cunha, com frequências que variam de 0,3 a 1,5Hz.

Com a aquisição do equipamento de velocimetria por imagem de partículas (PIV) da empresa LaVision, o estudo de efeitos de correntes e ondas sobre estruturas, teve um aumento considerável.

Uma visão geral do sistema de geração de ondas montado pode ser visto na figura 2.6.

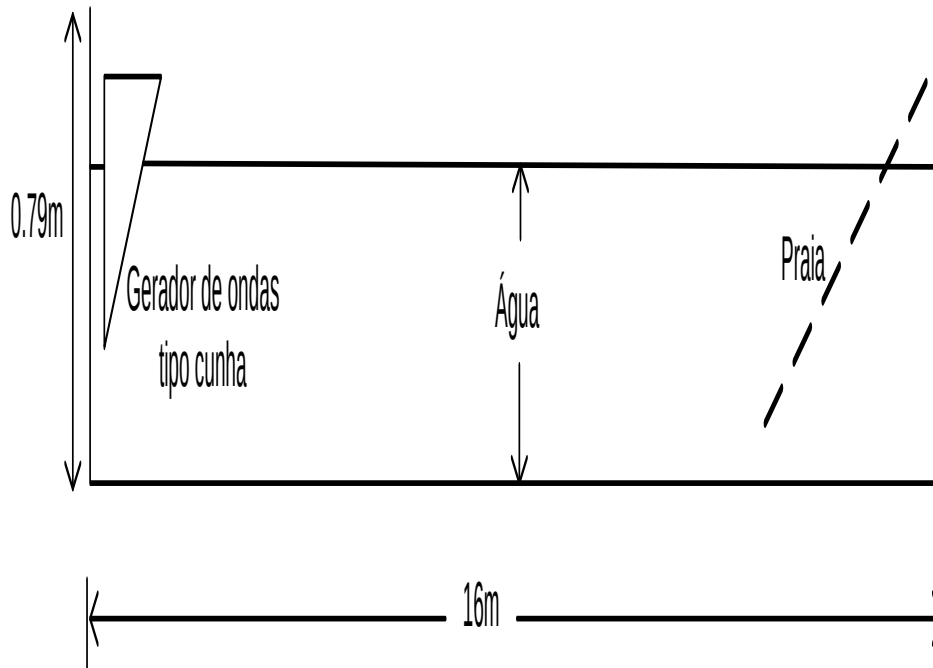


Figura 2.6- Sistema de geração de ondas

2.4.2 - Túnel de Vento

A utilização de túneis de vento é fundamental para o entendimento de instabilidades aerodinâmicas decorrentes da interação de fluido com a estrutura. Em geral estas instabilidades ocorrem num determinado tempo após a estabilização do escoamento em regime permanente. Portanto é fundamental que o movimento relativo do fluido com a estrutura seja produzido pelo movimento do fluido com a estrutura estacionária, deste modo, as observações podem ser feitas por um longo período. O Túnel de Vento do LIFE serve para análise experimental, o qual é constituído basicamente de uma entrada de ar retangular com redução até a área de teste, em fibra de vidro; do regulador de fluxo de ar que vai colocado na boca de entrada, confeccionado em lâmina de fórmica de 1mm, com espaçamento entre lâminas de 10mm quadrados; da área de teste retangular feita em acrílico; da seção do difusor de

saída, também feita em fibra de vidro, saindo de uma seção retangular para uma circular, onde na saída deste é colocado o motor elétrico com hélice, com velocidade controlada por um conversor de frequência, o qual puxa o ar através do túnel; no interior da seção do difusor. A seção de teste tem dimensões de 170mmx250mm e é construída de modo a permitir a troca das chapas laterais de acrílico, adaptando a seção para vários estudos, tais como velas de barco, seções retangulares, seções circulares e outras. A figura 2.7 mostra o túnel de vento do LIFE.

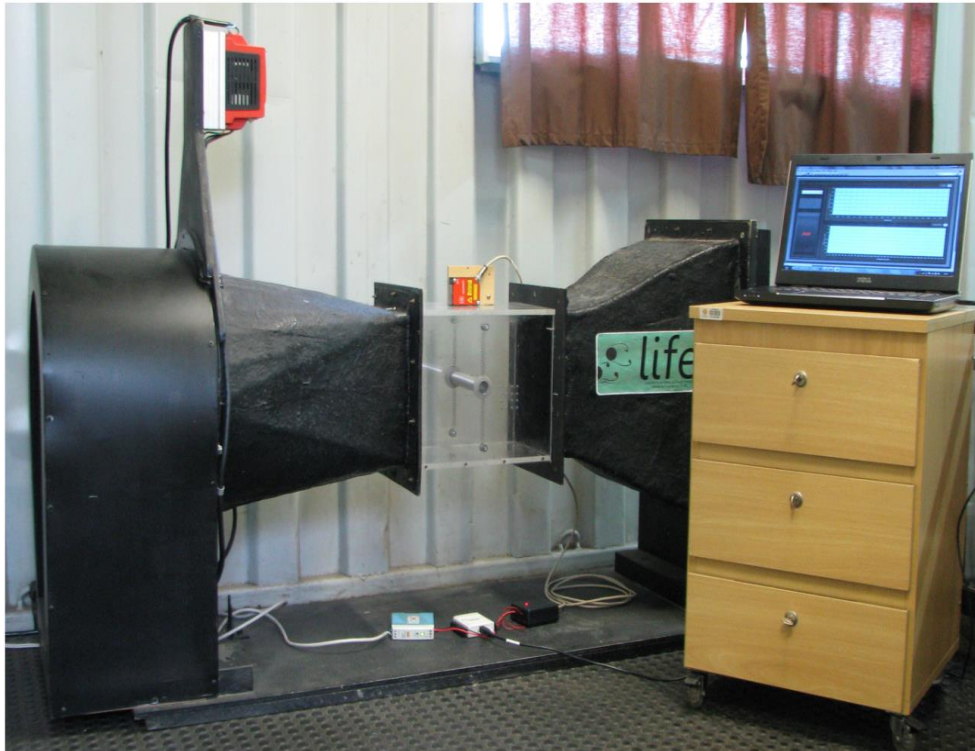


Figura 2.7-Túnel de vento do LIFE

2.5 – SUMÁRIO DO CAPÍTULO

Este capítulo apresentou uma breve revisão sobre os principais dispositivos de produção de escoamento destinados à investigação experimental de fenômenos presentes na interação entre um fluido e um sólido. Foram abordados túneis de vento, túneis de água, canais de recirculação, tubos U, canais de reboque e tanques de manobras. Todas as instalações mencionadas possuem vantagens e desvantagens de maneira que a escolha de uma instalação em particular depende fundamentalmente do estudo a ser realizado.

Como regra geral, pode-se dizer que os dispositivos com movimento forçado do fluido possuem duas grandes vantagens que são a posição fixa da seção de teste e a disponibilidade virtualmente ilimitada de tempo para a realização dos ensaios. As desvantagens estão na dificuldade de controlar o perfil na velocidade na seção de teste e o custo operacional elevado como resultado da alta demanda de energia para movimentar o fluido, devido a necessidade de uma bomba de água de tamanho relativamente grande, dependendo da quantidade de fluido a ser circulado e a velocidade de escoamento necessária deste fluido. De outra parte, os dispositivos com movimento forçado do sólido através de um fluido em repouso possuem as vantagens de produzir escoamentos relativos com intensidades de turbulência virtualmente nulas com baixo consumo de energia, porém o tempo disponível para a realização do ensaio é limitado. Além disso a instrumentação deve ser acoplada ao aparato rebocador, o que representa uma dificuldade adicional.

CAPÍTULO 3 – DESENVOLVIMENTO DE UM CANAL CIRCULAR PARA TESTES HIDROMECAÂNICOS

O estudo da hidromecânica de estruturas esbeltas se constitui em um problema complexo de interação fluido-estrutura. A complexidade do problema aumenta significativamente para o caso de estruturas rombudas submetidas aos regimes de escoamento para os quais há a separação da camada limite. Nestes casos, o problema deve ser abordado a partir do emprego combinado de técnicas analíticas, numéricas e experimentais. Os estudos experimentais sobre a hidrodinâmica de estruturas rombudas com alta razão de aspecto λ , definida como a razão entre o comprimento da estrutura e a dimensão característica de sua seção transversal, l/D , consiste em expor a estrutura a um escoamento que produza velocidade relativa entre o fluido e a estrutura. Essa velocidade relativa é controlada durante a observação e pode ser obtida a partir do escoamento de um fluido sobre uma estrutura estacionária ou pela movimentação da estrutura em um fluido em repouso. As instalações experimentais para o primeiro caso são, em geral, construídas a partir da circulação forçada do fluido em túneis, canais ou tanques. A produção de corrente é feita a partir de um sistema de bombas ou por propulsores capazes de produzir uma velocidade controlada na seção de teste, onde a estrutura é instalada. A principal vantagem desta alternativa é que não existe limitação de tempo para a realização do ensaio. Outra vantagem importante é o fato da instrumentação e sistema de aquisição possuir posição fixa durante o ensaio. Porém, o consumo de energia para produzir a corrente é grande e é muito difícil produzir um perfil de velocidade constante em função da dificuldade de controlar a taxa de turbulência. A dificuldade aumenta ainda mais quando o perfil de velocidade requerido não é uniforme.

As instalações experimentais para o segundo caso, geralmente, são canais dotados de dispositivos com capacidade de arrastar as estruturas. Esta alternativa possui como vantagens o baixo consumo de energia para realização dos ensaios e apresentar uma intensidade de turbulência virtualmente nula. Porém, o tempo disponível para realização da observação é limitado é necessário que o dispositivo de arrasto possua capacidade de movimentar a instrumentação para aquisição dos dados a serem observados. O espaço físico necessário para a instalação destas alternativas é usualmente grande e os custos de instalação não são baixos.

O ideal então seria o desenvolvimento de um dispositivo de produção de escoamento relativo que combinasse as vantagens de baixa intensidade de turbulência, ocupasse pouco espaço físico, para o qual a instrumentação possa ser fixada e que não haja limitação de tempo para realização do ensaio. Na busca de uma solução com a maioria das vantagens mencionadas, este trabalho apresenta um estudo da utilização de um canal circular no qual a velocidade relativa entre o fluido e a estrutura é produzida pela rotação uniforme do canal e manutenção da posição dos modelos da estrutura e da instrumentação de teste. O princípio de funcionamento do canal baseia-se no efeito difusivo das forças viscosas que eventualmente produzirá um regime permanente segundo o qual o escoamento corresponde ao movimento de corpo rígido do fluido. Portanto, a intensidade de turbulência é nula.

3.1 O princípio de funcionamento do canal circular rotativo

O princípio de funcionamento do sistema explora o caráter difusivo da viscosidade que leva a expansão gradual das camadas limites. O canal circular considerado aqui é formado por dois cilindros concêntricos e eixos paralelos ao eixo vertical, como mostra a figura 3.1. O canal formado pelo espaço existente entre os dois cilindros e um fundo horizontal é preenchido com água até uma determinada altura (h), na condição de repouso do aparato. A seguir todo o conjunto é posto em movimento rotativo em torno do eixo vertical, com velocidade angular constante. Espera-se que após um período transiente, as camadas limites atinjam o equilíbrio formando um regime permanente que corresponde ao movimento de corpo rígido do conjunto. O movimento rotativo introduz uma força centrífuga que tende a empurrar o fluido contra a parede do cilindro externo, resultando em uma mudança de posição da superfície livre.

A produção de um movimento de corpo rígido no fluido é muito atraente por dois motivos: (i) não existe movimento relativo entre as partículas do fluido e, consequentemente, não existem tensões viscosas. A intensidade de turbulência do escoamento livre é nula; (ii) a energia necessária para gerar o movimento de corpo rígido é muito menor do que a energia necessária para movimentar o fluido com canal em repouso. A desvantagem neste caso é que as linhas de fluxo do escoamento são circulares assim como o campo de velocidade. A questão central para a viabilidade da utilização de um canal deste tipo é a geometria da área

transversal formada pelo fundo, pelas paredes e pela superfície livre do fluido. Se a declividade da superfície livre for pequena, então a seção transversal do fluido pode ser considerada trapezoidal e muito próxima de um retângulo, formando assim uma excelente seção de teste. Outra grande vantagem desta configuração, é que o canal e o fluido se movimentam, de maneira que o sistema de montagem dos experimentos pode ser estacionário. A maior desvantagem está ligada ao fato da parede lateral do canal ser circular, o que dificulta a calibração de instrumentos de visualização do escoamento. A próxima seção apresenta o estudo hidrodinâmico do escoamento permanente do canal circular.

3.2. Análise Hidrodinâmica

A análise hidrodinâmica do aparato consiste na determinação do campo de velocidade, do campo de pressão e do campo de aceleração do fluido em movimento do corpo rígido, assim como da forma da superfície livre do canal. A partir desses resultados, é possível determinar os limites operacionais para uma determinada geometria do canal.

3.2.1 Análise cinemática

As figuras 3.1 e 3.2 mostram o sistema de referência adotado que consiste em um sistema de eixos cartesianos com origem na intersecção da seção da base com o eixo de simetria do canal circular. Esse sistema de eixos gira em torno do eixo de simetria z , de modo que a posição de um ponto material do fluido em relação a sua origem é:

$$\mathbf{r} = x\mathbf{i} + z\mathbf{k} \quad (3.1)$$



Figura 3.1 - Perfil superfície livre do fluido

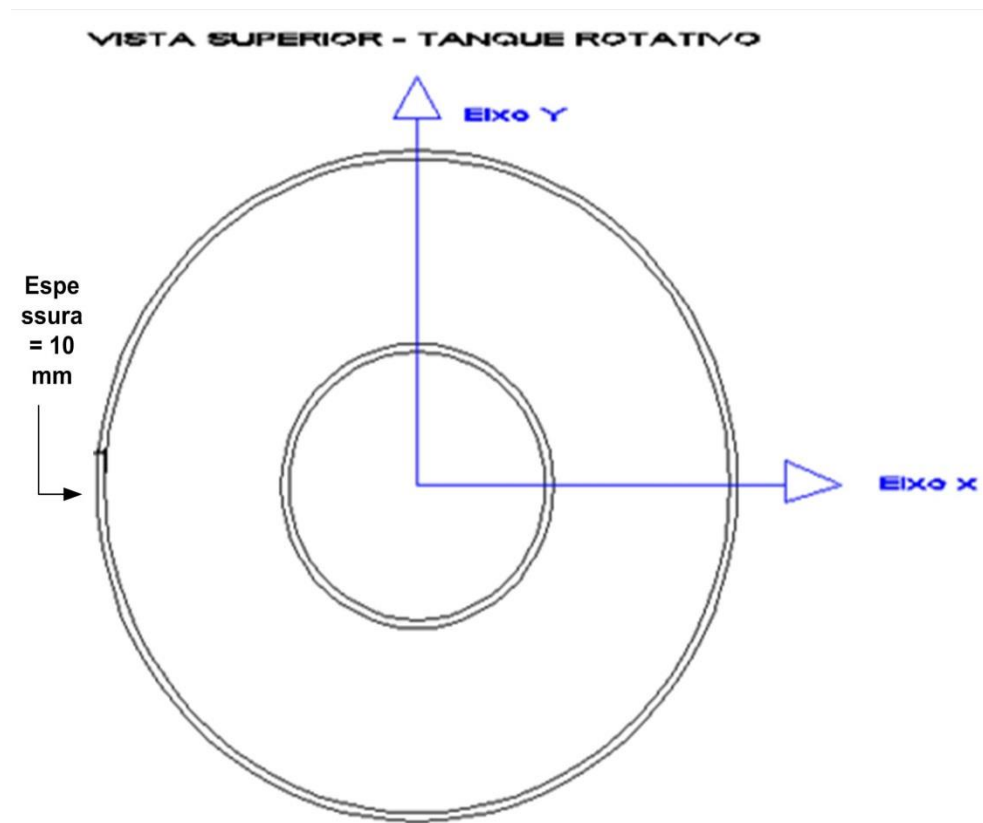


Figura 3.2 – Vista superior do tanque

As determinações da velocidade e da aceleração envolvem derivada de vetores em relação ao tempo em um sistema em rotação. Sem perda de generalidade é possível considerar que a origem do sistema em rotação ocupa uma posição fixa no espaço. A derivada total do vetor pode ser calculada pelo operador $\hat{D}[\cdot]$, conforme [17].

$$\hat{D}[\cdot] = \left. \frac{d[\cdot]}{dt} \right|_M + \boldsymbol{\omega} \times [\cdot] \quad (3.2)$$

onde $\boldsymbol{\omega}$ é a velocidade angular do sistema de eixos. Assim a velocidade do ponto material de fluido ocupando a posição $\mathbf{r}$ é:

$$\mathbf{v} = \hat{D}[\mathbf{r}] = \left. \frac{d\mathbf{r}}{dt} \right|_M + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r} \quad (3.3)$$

A expressão para aceleração do ponto material é:

$$\mathbf{a} = \hat{D}[\mathbf{v}] = \left. \frac{d^2\mathbf{r}}{dt^2} \right|_M + \left. \frac{d\boldsymbol{\omega}}{dt} \right|_M \times \mathbf{r} + 2\boldsymbol{\omega} \times \left. \frac{d\mathbf{r}}{dt} \right|_M + \boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}) \quad (3.4)$$

A expressão da aceleração para o sistema em rotação possui quatro componentes que são: (i) aceleração local (primeira parcela), aceleração tangencial (segunda parcela), aceleração de Coriolis (terceira parcela) e aceleração centrípeta (quarta parcela). Para os casos em que a origem do sistema de eixos está sujeita ao movimento de translação com velocidade $\mathbf{v}_0$ e aceleração $\mathbf{a}_0$, a expressão para o campo de velocidade fica:

$$\mathbf{v} = \mathbf{v}_0 + \left. \frac{d\mathbf{r}}{dt} \right|_M + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r} \quad (3.5)$$

E o campo de aceleração:

$$\mathbf{a} = \mathbf{a}_0 + \left. \frac{d^2\mathbf{r}}{dt^2} \right|_M + \left. \frac{d\boldsymbol{\omega}}{dt} \right|_M \times \mathbf{r} + 2\boldsymbol{\omega} \times \left. \frac{d\mathbf{r}}{dt} \right|_M + \boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}) \quad (3.6)$$

A hipótese de corpo rígido indica que o módulo do vetor posição em relação à origem do sistema móvel não varia no tempo. Como consequência, os termos que envolvem a derivada da posição se anulam. A expressão para o campo de velocidade se reduz a:

$$\mathbf{v} = \mathbf{v}_0 + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r} \quad (3.7)$$

onde $\mathbf{v}_0$ é a velocidade da origem do sistema de coordenadas que se move com o corpo rígido, $\boldsymbol{\omega}$ é a velocidade angular do corpo e $\mathbf{r}$ é a posição do ponto à origem do sistema de eixos móvel. A expressão da aceleração fica:

$$\mathbf{a} = \mathbf{a}_0 + \frac{d\boldsymbol{\omega}}{dt} \times \mathbf{r} + \boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}) \quad (3.8)$$

No caso de rotação pura em torno do eixo z com velocidade angular constante, a velocidade da origem é nula, $\mathbf{v}_0=0$, a aceleração da origem é nula, $\mathbf{a}_0=0$, e a velocidade angular é $\boldsymbol{\omega} = \omega \mathbf{k}$, onde ω é o módulo da velocidade angular. Substituindo essas expressões na expressão da velocidade:

$$\mathbf{v} = \omega x \mathbf{j} \quad (3.9)$$

E na expressão da aceleração:

$$\mathbf{a} = -\omega^2 x \mathbf{i} \quad (3.10)$$

A expressão (3.9) corresponde ao campo de velocidade e a expressão (3.10) ao campo de aceleração do fluido.

3.2.2 Campo de pressão

O campo de pressão pode ser obtido a partir das equações de Euler. As equações de Euler representam o balanço de quantidade de movimento linear de um elemento arbitrário do fluido. Portanto, o balanço de quantidade de movimento linear na direção x é:

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho w \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial p}{\partial x} = \rho a_x + \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (3.11)$$

Enquanto que na direção z:

$$\rho \frac{\partial w}{\partial t} + \rho u \frac{\partial w}{\partial x} + \rho w \frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\partial p}{\partial z} = \rho a_z + \frac{\partial p}{\partial z} = -\rho g \quad (3.12)$$

A combinação das equações de Euler com a expressão da aceleração resulta na equação (3.13) para o gradiente de pressão:

$$\nabla p = \rho \omega^2 x \mathbf{i} - \rho g \mathbf{k} \quad (3.13)$$

onde g é a aceleração da gravidade. A expressão do campo de pressão pode ser obtida a partir da integração da componente x do gradiente de pressão em relação a x :

$$p(x, z) = \int \rho \omega^2 x dx = \frac{\rho \omega^2 x^2}{2} + f(z) \quad (3.14)$$

A função $f(z)$, resultante da integração parcial em x , é obtida a partir da igualdade da componente z do gradiente de pressão com a derivada do campo de pressão:

$$\frac{df}{dz} = -\rho g \quad (3.15)$$

Cuja integração em relação ao z produz:

$$f(z) = -\rho g z + C \quad (3.16)$$

onde C é uma constante pura. A expressão geral para o campo de pressão é:

$$p(x, z) = \frac{1}{2} \rho \omega^2 x^2 - \rho g z + C \quad (3.17)$$

O procedimento para determinar as linhas de pressão constante, ou equipressões, consiste em determinar a declividade da curva $z(x)$ com a condição da diferencial total da pressão ser nula:

$$dp = \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial z} dz = \rho \omega^2 x dx - \rho g dz = 0 \quad (3.18)$$

Então:

$$\frac{dz}{dx} = \frac{\omega^2 x}{g} \quad (3.19)$$

A integração desta expressão resulta em uma família de parábolas:

$$z(x) = b_1 + b_2 x^2 \quad (3.20)$$

Onde b_1 é uma constante a determinar e b_2 é:

$$b_2 = \frac{\omega^2}{2g} \quad (3.21)$$

3.2.3 Superfície livre

O domínio do fluido no canal circular, em condições de repouso, é limitado na parte inferior pelo fundo do canal, nas laterais pelas paredes do canal e na parte superior pela superfície livre. A seção transversal do fluido no canal possui base $R_e - R_i$, onde R_e é o raio externo e R_i é o raio interno e h é a altura. A área da seção transversal é, portanto:

$$A_o = (R_e - R_i)h \quad (3.22)$$

O volume de fluido pode ser calculado mediante a aplicação do segundo teorema de revolução que é igual ao produto da área geratriz pela distância percorrida pelo centroide da área. Para o caso do canal em repouso, a posição do centroide da área geratriz em relação ao eixo de revolução é igual ao raio médio:

$$\bar{x}_o = \frac{R_e + R_i}{2} \quad (3.23)$$

e o volume:

$$V_o = 2\pi \bar{x}_o A_o = \pi (R_e^2 - R_i^2)h \quad (3.24)$$

Em condições de teste, o movimento circular do canal deve ser controlado de forma que não haja transbordamento de fluido pelo topo do canal e que não haja intersecção da superfície livre com o fundo do canal. Consequentemente, o volume de fluido se mantém constante durante o ensaio. Porém, neste caso, a superfície livre assume a forma da equipressão dada pela equação (3.17). O volume durante o ensaio pode ser calculado pelo teorema de Pappus-Guldin, como:

$$V = 2\pi \int_{R_i}^{R_e} xz(x)dx = \pi b_1 (R_e^2 - R_i^2) + \frac{\pi b_2}{2} (R_e^4 - R_i^4) \quad (3.25)$$

A constante b_1 que define a superfície livre durante o ensaio é obtida a partir da condição de igualdade entre os volumes fornecidos pelas equações (3.20) e (3.21):

$$b_1 = h - \frac{\omega^2}{4g} (R_e^2 + R_i^2) \quad (3.26)$$

A substituição desta expressão na equação da equipressão resulta na equação da superfície livre:

$$z_o(x) = h + \frac{\omega^2}{4g} (2x^2 - R_e^2 - R_i^2) \quad (3.27)$$

De acordo com as hipóteses adotadas, o limite inferior de z_0 é $z_0(R_1) \geq 0$ e o limite superior $z_0(R_2) \leq H_e$, onde H_e é a altura da parede externa do canal circular.

3.2.4 A constante C

A constante C da fórmula da pressão pode ser determinada pela condição de contorno dinâmica na superfície livre, onde a pressão é igual a pressão atmosférica, ou seja:

$$p(x, z_o) = \frac{1}{2} \rho \omega^2 x^2 - \rho g \left[h + \frac{\omega^2}{4g} (2x^2 - R_e^2 - R_i^2) \right] + C = 0 \quad (3.28)$$

Isolando C:

$$C = \rho g h - \frac{\rho \omega^2}{4} (R_e^2 + R_i^2) \quad (3.29)$$

Substituindo na expressão da pressão:

$$p(x, z) = \rho g (h - z) + \frac{\rho \omega^2}{4} (2x^2 - R_e^2 - R_i^2) \quad (3.30)$$

3.3 Estimativa teórica dos parâmetros do escoamento

As equações desenvolvidas na análise hidrodinâmica são válidas para os casos onde não haja transbordamento do fluido pela borda superior do canal e nem o fundo do canal fica seco. Essas situações correspondem a:

$$z_o(R_e) \leq H \quad (3.31)$$

Para que não haja transbordamento e

$$z_o(R_i) \geq 0 \quad (3.32)$$

Para que a superfície livre não toque o fundo. A figura 3.3 mostra as curvas correspondentes a essas duas situações para o canal construído no LIFE e cujo detalhamento é apresentado no próximo capítulo. O eixo de abscissas do gráfico corresponde à velocidade angular do motor em RPM e o eixo de ordenadas corresponde a relação entre a altura inicial de água no canal e a altura da parede externa do canal, expressa em percentagem. A curva azul corresponde às condições para as quais a superfície livre atinge o fundo e a linha verde corresponde às condições para as quais ocorre transbordamento do fluido pelo bordo superior do canal.

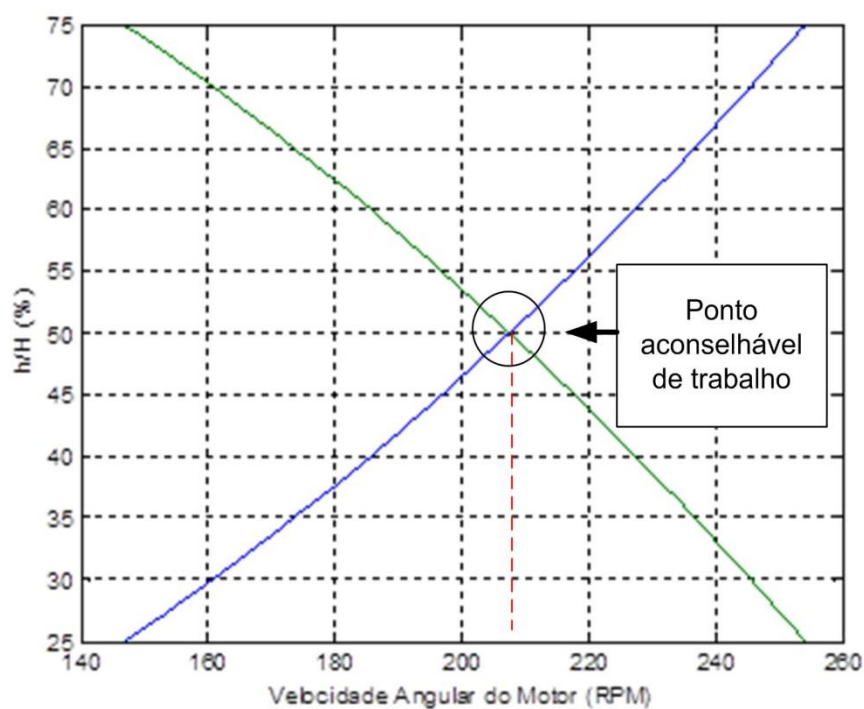


Figura 3.3 – Perfis da superfície livre

Outro parâmetro importante é a forma da seção transversal do fluido no canal em movimento, que é obtida a partir do gráfico da superfície livre na seção do canal. A figura 3.4 mostra seções transversais do fluido obtidas para diversas velocidades angulares.

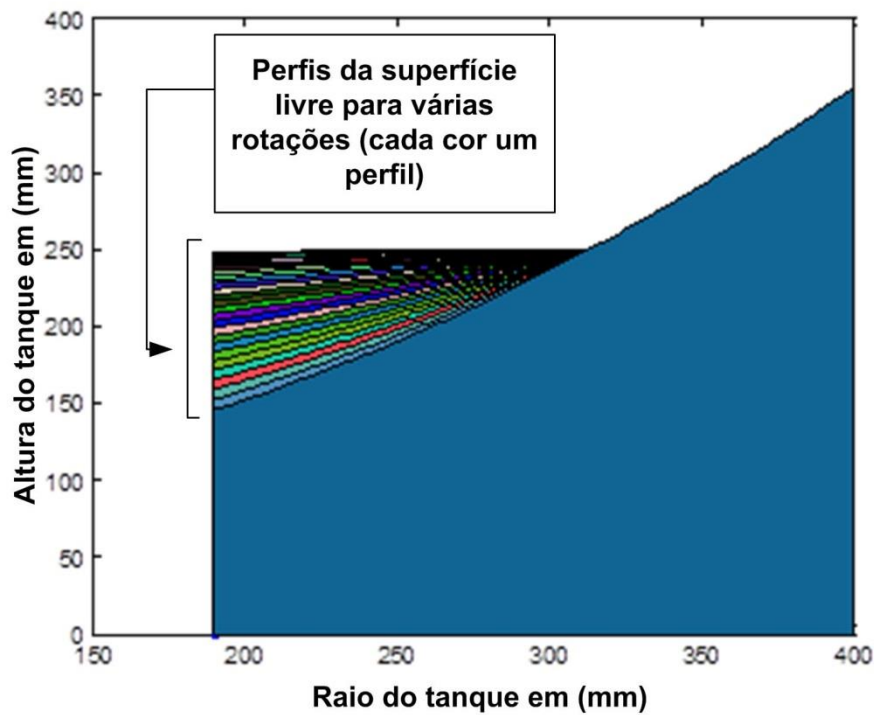


Figura 3.4 – Seções transversais do fluido

Outro fator importante é o perfil de velocidade produzido. A velocidade tangencial varia linearmente com a coordenada radial. Se um cilindro esbelto é colocado com seu eixo vertical no canal circular, a velocidade de ataque que é aquela que incide a montante do corpo de prova pode ser considerada igual o produto da coordenada radial do eixo do cilindro pela velocidade angular local. Porém, um resultado mais animador desse tipo de canal é que se o cilindro for colocado na horizontal o perfil da velocidade de ataque é linear. A produção de tal perfil com o fluido em movimento de corpo rígido é uma vantagem significativa.

CAPÍTULO 4. FABRICAÇÃO DO PROTÓTIPO DO CANAL CIRCULAR

Neste capítulo será descrito a construção do protótipo do canal circular rotativo, como o arranjo, material, montagem mecânica, sistema de controle e montagem e características dos corpos de prova.

4.1 O CANAL CIRCULAR ROTATIVO

Os termoplásticos acrílicos são obtidos da polimerização ésteres acrílicos, gerando materiais como as chapas fundidas ou ‘CAST’, chapas extrusadas, tubos, tarugos, filmes e grânulos para moldagem ou extrusão. As chapas fundidas são produzidas com amplas variedades de tamanhos e espessuras, sendo as maiores disponíveis em 3 x 2 m e espessuras variando entre 1 a 24 mm. A chapa extrusada é a alternativa mais econômica para a produção de chapas acrílicas, porém linhas de fluxo e distorções podem ocorrer.

As chapas ‘CAST’, fundidas entre placas de vidro, possuem excelentes propriedades óticas e acabamento da superfície, disponíveis nas opções transparentes, translúcidas e em cores opacas.

As propriedades mecânicas do acrílico são elevadas e altas tensões conseguem ser suportadas com segurança, por curtos períodos, entretanto para esforços mais prolongados as forças de tensão devem ser limitadas a 10,34 MPa, visando evitar o (crazing) ou rachaduras na superfície. Assim como acontece com todos os termoplásticos, tanto as chapas CAST quanto as chapas extrusadas possuem resistência a tração e alongamento em função da temperatura, variando de cerca de 70 MPa e 5% a 20°C a cerca de 25 MPa e 23% a 80°C. O acrílico ou METACRILATO DE METILA pertence à família dos termoplásticos devido a possibilidade de conformá-lo com aplicação de calor ou solvente. Foi considerado na determinação da espessura necessária do acrílico, o fundo do tanque como a área de maior esforço, visto que a mesma além dos esforços do peso do fluido recebe também os esforços de torção devido a rotação e de força centrífuga, fazendo-se uma analogia do fundo do tanque com uma viga engastada analisando-se os esforços nela, as demais partes do tanque estariam dentro de

uma zona de tensão menor do que o fundo do tanque, depois de feita a análise, chegou-se a uma espessura de acrílico de 10 mm com um fator de segurança de 2, levando-se em consideração a temperatura ambiente de trabalho máxima de 40°C.

4.1.1 Propriedades mecânicas do acrílico

O acrílico tem menor resistência à tração e menor rigidez que o vidro e o policarbonato. A resistência a tração diminui gradualmente com o aumento da temperatura. Possui boa resistência ao impacto, na quebra a chapa de acrílico não estilhaça como o vidro. O acrílico quebra em pedaços não cortantes e é um material sensível ao entalhe. Uma chapa acrílica tem a metade do peso de uma chapa de vidro de mesmo tamanho e espessura.

4.1.2 Propriedades térmicas do acrílico

- Melhor resistência a choques térmicos que o vidro;
- Chapas acrílicas podem contrair ou expandir devido a mudanças de temperatura e umidade.

4.1.3 Dados comparativos do acrílico e vidro

Tabela 4.1 – Comparação de Materiais (ajustar tabelas na página)

Material	Coefficiente de expansão térmica mm/m/°c
Acrílico	0,0738=Policarbonato
Vidro	0,0091

Tabela 4.2 – Temperaturas

Temperatura Máxima Recomendada

Para chapas CAST	De 85 a 90°C para artigos planos De 80 a 85°C para artigos termoformados
Para chapas extrusadas	De 75 a 80°C

4.1.4 Propriedades químicas do acrílico

Boa Resistência Química:

- Ácidos diluídos (ex: vinagre)
- Soluções de bases inorgânicas (ex: amônia)
- Solventes orgânicos apolares (ex: querosene, aguarrás)
- Bebidas (ex: cerveja, vinho)
- Xaropes alimentícios e farmacêuticos
- Óleos vegetais

Baixa Resistência Química:

- Solventes aromáticos (ex: benzeno, tolueno)
- Hidrocarbonetos clorados (ex: CCL₄)
- Ácidos orgânicos (ex: ácido acético)
- Esteres, cetonas
- Graxas e óleos
- Álcoois e tiner (diluyente de tinta)
- Soda cáustica

4.1.5 Normas para chapas acrílicas

As chapas acrílicas foram normalizadas no Brasil, em Maio de 2002 pela Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT), com base em normas internacionais ISO- International Standard Organization.

As duas normas são:

- NBR-ISO 7823-1:

Chapas de poli(metacrilato de metila)-PMMA: Tipos, dimensões e características-chapas fundidas (CAST)

- NBR-ISO 7823-2:

Chapas de poli(metacrilato de metila)-PMMA: Tipos, dimensões e características-chapas extrusadas, calandradas.

Dentre os diversos parâmetros normalizados, um dos mais importantes refere-se à variação da espessura das chapas acrílicas, definidas de acordo com o processo de produção e com a espessura nominal. Características físicas, óticas, térmicas, tamanhos e pesos estão descritas nas figuras (4.1) e (4.2), entre chapas fundidas e extrusadas.

- Chapas fundidas ou CAST:

Espessura entre 2 a 25 mm, a variação é definida pela fórmula: Variação= $\pm (0,4 + 0,1e)$, e = espessura nominal medida em mm.

- Chapas extrusadas:

Espessuras entre 1,5 a 2,5 mm-variação admissível: $\pm 10\%$.

Espessuras entre 3,0 a 12,0 mm-variação admissível: $\pm 5\%$.

Dados Comparativos entre as chapas Fundidas e Chapas Extrusadas

PROPRIEDADES	MÉTODO DE ENSAIO	UNIDADE	VALORES	
1. FÍSICAS E ÓTICAS			CHAPAS CAST	EXTRUSADAS
Densidade	ISO 1183 - A, C ou D	g/cm³	1,19	
Absorção de água (após 24 hs a 23°C)	ISO 62-1	%	0,5	
Índice de refração	ISO 489-A	nD	1,49	
Transmitância luminosa total (p/ cristal)	ISO 13468-1	%	min. 90	
2. MECÂNICAS				
Resistência à tração	ISO 527	MPa	min. 70	min. 60
Resistência à flexão	ISO 178	MPa	110	110 a 115
Resistência ao impacto Charpy	ISO 179/1fU	KJ/m²	min. 13	min. 8
Dureza Rockwell	ISO 2039-2	Escala M	100	90 a 95
3. TÉRMICAS				
Temperatura de amolecimento Vicat	ISO 306 - B50	°C	min. 105	min. 88
Temperatura de deflexão sobre carga	ISO 75-2 / A	°C	98	80 A 101
Coefficiente de expansão linear	ISO 11359-2	K -1	7 x 10 ⁻⁵	
Varição dimensional em temperatura elevada (contração)	Anexo A da Norma NBR 7823-1 (para Cast)	%	máx. 2,5	de 10 a 20 % (depende da espessura)

Obs: informações definidas nas normas NBR ISO 7823-1 e 7823-2

Figura 4.1 – Comparação entre Chapas Fundidas e Extrusadas.

TAMANHOS E PESOS DE CHAPAS ACRÍLICAS FUNDIDAS OU "CAST"

Espessuras (mm)	1,0	2,0	2,4	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	9,0	10,0	12,0	15,0	18,0	20,0	24,0
Dimensões (mm)															
1000 x 1000	1,2	2,4	2,9	3,6	4,8	6,0	7,1	9,5	10,7	11,9	14,3	17,9	21,4	23,8	28,6
1000 x 2000		4,8	5,7	7,1	9,5	11,9	14,3	19,0	21,4	23,8	28,6	35,7	42,8	-	-
1200 x 2100		6,0	7,2	9,0	12,0	15,0	18,0	24,0	27,0	30,0	36,0	45,0	54,0	60,0	72,0
1220 x 2440			8,5	10,6	14,2	17,7	21,3	28,3	31,9	35,4	42,5	53,1	63,8	70,9	85,0
1350 x 1850			7,1	8,9	11,9	14,9	17,8	23,8	26,8	29,7	35,7	44,6	53,5	-	-
1500 x 2500	-	-	-	13,4	17,9	22,3	26,8	35,7	40,2	44,6	53,6	-	-	-	-
2000 x 2000	-	-	-	14,3	19,0	23,8	28,6	38,1	48,8	47,6	57,1	71,4	85,7	-	-
2000 x 3000	-	-	-	-	28,6	35,7	42,8	57,1	64,3	71,4	85,7	-	-	-	-
Tolerância da espessura (+/- mm)	0,5	0,6	0,64	0,7	0,8	0,9	1	1,2	1,3	1,4	1,6	1,9	2,2	2,4	2,8

Conforme norma NBR-ISO 7823-1

TABELA DE TAMANHOS E PESOS DE CHAPAS ACRÍLICAS EXTRUSADAS

Espessuras (mm)	2,00	2,50	3,00	4,00	5,00	6,00	8,00	9,00	10,00	12,00	15,00	18,00	20,00
Dimensões (mm)													
1000 x 2000	4,90	5,95	7,14	9,52	11,90	14,28	19,04	21,42	23,80	28,56	35,70	42,84	47,60
2000 x 2000	9,80	11,90	14,28	19,04	23,80	28,56	38,08	48,84	47,60	57,12	71,40	85,68	95,20
2050 x 3050		18,60	22,32	29,76	37,20	44,64	59,52	66,96	74,40	89,28	111,61	133,93	148,81
Tolerância da espessura (mm)	+/- 10%		+/- 5%										

Conforme norma NBR ISO 7823-2

Figura 4.2 – Tamanhos e pesos de Chapas Acrílicas

4.2 PROJETO MECÂNICO EXECUTIVO

Para produzir o movimento no canal circular foi construído um sistema mecânico que possibilita aplicar velocidades angulares controladas e permitir a montagem das estruturas e visualização dos ensaios.

4.2.1 Eixo do Canal Circular Rotativo

Para o projeto básico do eixo levamos em conta os seguintes esforços:

Foi considerado um momento fletor alternado, um momento torsor constante e desprezamos o esforço axial devido ao peso, que é soma do peso do fluido mais o peso do tanque e peso do flange de acoplamento do eixo com o tanque de acrílico. As dimensões do tanque foram determinadas levando-se em conta uma altura do canal de 400 mm e uma largura útil de 225 mm, para conseguirmos fazer os testes com o CTA com estas dimensões, a massa do fluido foi aproximadamente de 155 Kg, considerando uma massa específica da água de $1000 \text{ Kg} / \text{m}^3$ e considerando o fluido em seu nível máximo. Para estas dimensões, a massa específica do acrílico que é de $1190 \text{ Kg} / \text{m}^3$ e do aço SAE 1020 que é de aproximadamente de $7860 \text{ Kg} / \text{m}^3$, obtém-se, uma massa total de 185 Kg. Este valor é considerado pequeno em relação aos outros esforços.

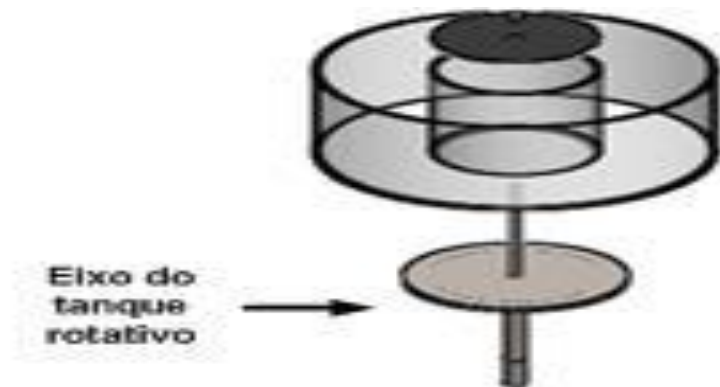


Figura 4.3 – Projeto do eixo do tanque rotativo

Para um estado de tensões multiaxiais as tensões são relacionadas pela equação cúbica:

$$\sigma^3 - \sigma^2(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z) + \sigma(\sigma_x\sigma_y + \sigma_z\sigma_y + \sigma_z\sigma_x - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2) - (\sigma_x\sigma_y\sigma_z + 2\tau_{xy}\tau_{yz}\tau_{zx} - \sigma_x\tau_{yz}^2 - \sigma_y\tau_{zx}^2 - \sigma_z\tau_{xy}^2) = 0 \quad (4.1)$$

Porém se levará em conta apenas dois esforços e que para um estado de tensões biaxiais, existem apenas duas principais não nulas, no entanto não é possível determinar explicitamente uma solução para o diâmetro do eixo sendo necessário um processo iterativo e erro. Será usado um procedimento que consiste na utilização de uma equação de projeto de tensão combinada, permitindo a obtenção de uma estimativa explícita do diâmetro do eixo, assumindo-se que ela possa ser utilizada com componentes de tensão cíclica. Aqui será utilizada a equação de projeto da energia de distorção por ser mais precisa como descrito em [11].

$$\sigma_x = \frac{F}{A} + \frac{Mc}{I} \quad (4.2)$$

Sendo F a força axial desconsiderada, A à área da seção transversal, M o momento fletor, c a distância a fibra mais afastada e I o momento de inércia de massa.

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (4.3)$$

$$(\sigma_x)_{max} = (\sigma_x)_m + (\sigma_x)_a = \frac{(M_m + M_a)c}{I} \quad (4.4)$$

Para o caso de flexão alternada $M_m=0$ e para materiais dúcteis, um fator de concentração de tensões a fadiga K_f é apropriadamente aplicado à componente alternada da tensão de flexão de modo que:

$$(\sigma_x)_{max} = \frac{K_f M_a c}{I} = \frac{32 K_f M_a}{\pi d^3} \quad (4.5)$$

Por similaridade temos:

$$(\tau_{xy}) = (\tau_{xy})_m + (\tau_{xy})_a = \frac{(T_m + T_a)a}{J} \quad (4.6)$$

Como temos uma torção constante ($T_a=0$), não é necessário considerar nenhum fator de concentração de tensões, então:

$$(\tau_{xy})_{max} = \frac{T_m a}{J} = \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad (4.7)$$

$$T = \frac{63025P(hp)}{n(rpm)} = 0,91 N.m \quad (4.8)$$

Sendo considerado no projeto do eixo torção constante e uma flexão completamente alternada, considerando que o esforço cortante e esforço normal, obtido do diagrama de corpo livre do elemento, não teriam relevância no cálculo do diâmetro do eixo, pelo seu valor baixo e poderiam ficar embutidos no coeficiente de segurança com projeto para vida infinita do eixo, então como o Torque máximo que pode ser desenvolvido pelo motor da REXROTH MSK-061C, é de 32 Nm, utilizaremos este para o projeto do eixo, ficando-se assim a favor da segurança. A equação cúbica da tensão pode ser resolvida para tensões principais fazendo-se todas as componentes de tensão iguais a zero com exceção de τ_{xy} e σ_x . As expressões resultantes para σ_1 , σ_2 e σ_3 podem então ser substituídas na equação de projeto da energia de distorção;

$$\sigma_{eq}^2 = \frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] = \sigma_d^2 \quad (4.9)$$

Para fornecer:

$$\sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} = \sigma_d \quad (4.10)$$

Em seguida fazendo-se as combinações com (4.5), (4.7) e (4.10), chega-se a:

$$\sigma_d = \sqrt{\left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16T_m}{\pi d^3}\right)^2} \quad (4.11)$$

A tensão de projeto σ_d , baseada na resistência à fadiga S_N ,

$$\sigma_d = \frac{S_N}{n_d} \quad (4.12)$$

Combinando-se (4.11) e (4.12), e resolvendo-se para o diâmetro do eixo d ,

$$d = \sqrt[3]{\frac{32n_d}{\pi S_N} \sqrt{(K_f M_a)^2 + 0,75 T_m^2}} = 45 \text{ mm} \quad (4.13)$$

,

“Nas equações (4.9), (4.10), (4.11), (4.12) e (4.13), σ é a tensão normal, τ é a tensão tangencial, d é o diâmetro do eixo necessário para uma vida de N ciclos, n_d é o fator de segurança selecionado, K_f é o fator de concentração de tensão à fadiga para flexão alternada, M_a é o momento fletor alternado ($M_a = M_{máx.}$ para o caso completamente alternado), T_m é o momento torsor constante ($T_m = T_{máx.}$ para o caso constante), S_N é a resistência à fadiga para uma vida de projeto de N ciclos ($S_N = S_f$ para vida infinita), c é a distância entre a linha neutra e a fibra mais afastada para o momento fletor, a é a distância entre a linha neutra e a fibra externa do cilindro, I é o momento de inércia, J é o momento de inércia polar”.

Após algumas interações feitas pela necessidade de um diâmetro de eixo, se chegou a o valor para o diâmetro do eixo de 45 mm baseado na resistência.

No que diz respeito à determinação da deflexão para este diâmetro e comprimento do eixo, preliminarmente não achamos importante o seu cálculo, visto que o comprimento do eixo é considerado pequeno como também é pequena a distância entre mancais, o que não acarretaria grandes problemas, devido a diferenças do centro de massa do eixo e flange em relação ao centro de massa do eixo e do flange em rotação, somando-se a isto, temos uma rotação baixa para o sistema, que foi especificado de no máximo 100 rpm, tendo em vista estes detalhes, não consideramos importante a determinação da deflexão e conseqüentemente a sua importância para o cálculo da velocidade crítica do sistema, considerando-se assim que a frequência de excitação externa devido a rotação de trabalho do sistema não alcançará a frequência das velocidades críticas do mesmo, o que poderia ocasionar a entrada em ressonância do sistema.

4.2.2 Chaveta de ligação eixo polia conduzida

A chaveta tipo paralela embutida, fatores de concentração de tensões para rasgo de chaveta padrões, quando o eixo é submetido à flexão, são em torno de $K_{tf} \approx 1,8$ para rasgo de chaveta embutida e se o eixo é submetido à torção, o fator de concentração de tensões torcional é normalmente em torno de $K_{t\tau} = 1,7$.

Material utilizado aço 1020, laminado a quente, com $S_u = 65000$ psi, $S_y = 43000$ psi, $e = 36\%$ de alongamento em 2 polegadas e $S_f = 33000$ psi.

$$\tau_c = \frac{F}{A_{corte}} = \frac{2T}{Dwl} \quad (4.14)$$

$$A_c = \frac{hl}{2} \quad (4.15)$$

$$\sigma_c = \frac{F}{A_c} = \frac{4T}{Dhl} = \frac{4T}{Dwl} \quad (4.16)$$

Porém no plano de corte:

$$\sigma_c = 2\tau_c \quad (4.17)$$

Então apenas (4.14), precisa ser utilizada para análises adicionais, o torque admissível de projeto para a chaveta pode ser determinado através de:

$$T_{chaveta\ admissivel} = \frac{\tau_{d-chaveta} Dwl}{2} \quad (4.18)$$

O torque admissível de projeto para o eixo:

$$T_{eixo-admissivel} = \frac{\pi D^3 \tau_{d-eixo}}{16K_{t\tau}} \quad (4.19)$$

Como a tensão admissível de projeto para o eixo e a chaveta são iguais:

$$\tau_{d-chaveta} = \tau_{d-eixo} = \tau_d \quad (4.20)$$

Então podemos achar um comprimento de chaveta l para iguais resistências:

$$l_{igual\ resist\ência} = \frac{\pi D^2}{8wK_{t\tau}} \quad (4.21)$$

Baseado na norma ANSI B17.1-1967, proporções recomendadas para chavetas paralelas quadradas $w=D/4$ então:

$$l_{igual\ resist\ência} = \frac{\pi D}{2K_{t\tau}} \quad (4.22)$$

Como consideramos $K_{t\tau}=1,7$ o comprimento da chaveta fica resumida a:

$$l_{igual\ resist\ência} = \frac{\pi D}{2(1.7)} = 0,9D \quad (4.23)$$

Então chegou-se a uma espessura de chaveta de 10 x 10 x 55 mm.

4.2.3 Estrutura Metálica de Suporte do Canal

A concepção da estrutura metálica de suporte do canal foi baseada num princípio fundamental que para realização dos ensaios, não poderíamos ter estrutura nenhuma a frente do canal rotativo e embaixo o mínimo possível, visto que com os ensaios de filme quente não teríamos problemas com estruturas ao lado ou embaixo do tanque, mas porém nos ensaios com PIV, teríamos que ter espaços livres ao lado e embaixo do tanque, visto a necessidade do posicionamento do laser e das câmeras perpendicularmente uma da outra. Então optamos por uma estrutura tipo treliça, de suporte abaixo do tanque, que ao mesmo tempo, servisse de suporte para os mancais do

eixo, também servisse para a função de impor uma rigidez estrutural para o sistema, visto que tínhamos uma massa girante para suportar. O tipo de treliça escolhida foi uma treliça tipo pirâmide com aumento das dimensões em direção a base, aumento a superfície para equilíbrio do sistema os membros da treliça são peças metálicas soldadas, tipo tubo com costura e perfil quadrado trefilado de 5/8”.

Esta treliça pode ser considerada como elementos que podem suportar cargas axiais, de modo que a equação de equilíbrio estático para o elemento de um membro da treliça pode ser escrita como:

$$\frac{\partial T_e}{\partial x} + f_t \quad (4.24)$$

onde T_e é a tração no elemento de barra e f_t é uma carga axial distribuída ao longo do elemento. Sendo que a tração na barra expressa pelo produto da tensão normal σ e pelo valor da área transversal do membro. Tomando-se como base a lei de Hooke, a tensão normal é o resultado do produto do módulo de elasticidade pela deformação do elemento estrutural, sendo expressa por:

$$\sigma = E\epsilon = E \frac{\partial w}{\partial x} \quad (4.25)$$

Então a equação de equilíbrio pode ser escrita como:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(EA \frac{\partial w}{\partial x} \right) + f_t = 0 \quad (4.26)$$

Após ter-se feito uma aproximação da equação diferencial do equilíbrio pelo método dos resíduos ponderados sendo gerado assim um valor residual do lado direito da equação de equilíbrio e usando a formulação de Galerkin, chegou-se à seguinte forma matricial para a equação de equilíbrio de um elemento que é expresso por l_e

$$\frac{EA}{l_e} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} w_1 \\ w_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{Bmatrix} \rightarrow kw = f \quad (4.27)$$

Onde k é a matriz de rigidez do elemento, w é o vetor de deslocamentos nodais e f é o vetor de carga nodais do elemento.

Os deslocamentos globais são determinados a partir da solução do seguinte sistema de equações algébricas:

$$k_g w_g = f_g \quad (4.28)$$

Onde w_g é o vetor de deslocamentos nodais referido ao sistema global de coordenadas e f_g é o vetor de cargas nodais referido ao sistema global.

Após a realização dos cálculos verificou-se que os pontos com maior carregamento da treliça não ultrapassam 0,5 milímetros, sendo assim não comprometem em nada o funcionamento do sistema.

4.2.4 Nivelamento da estrutura do canal e Amortecimento

Tendo em vista a necessidade de um sistema de amortecimento de vibração entre o equipamento e o piso, visto este ser um sistema rotativo que quase sempre gera um nível de vibração, vamos utilizar um sistema de amortecimento em cada pé da treliça da estrutura da marca Vibra-Stop, do tipo mini com parafuso de ajuste de $\frac{1}{2}$ ", sendo que as características do mesmo pode ser vista na tabela 3.1.

Tabela 4.3 – Características do vibra stop mini

Carga estática por peça	500 kg
Carga dinâmica por peça	2 000 kg
Diâmetro externo	90 mm
Diâmetro da borracha	80 mm
Altura regulável	40 - 50 mm
Dureza da borracha	60 shores A
Deflexão	3,9 mm / 500 kg
Parafusos de ajustes	3/8"x3" , 1/2"x3"

Fonte: Indústria de amortecedores de vibração Vibra Stop

4.2.5 Seleção do tipo de transmissão a ser utilizado entre o motor e o eixo do canal

Devido a potência do motor elétrico utilizado ser maior que a potência requerida, será calculado o sistema de transmissão de potência motor eixo levando-se em conta somente a potência necessária para os limites de ensaio que serão realizados com este equipamento, sendo assim a potência necessária máxima para acelerar o motor até uma rotação de 100 rpm e o sistema possuindo um fator de redução de $Fr = 2,84$, através de polias de diferentes diâmetros, o canal circular terá no máximo uma rotação de 100 rpm, rotação esta máxima obtida experimentalmente para não haver uma grande deformação da estrutura do fluido em direção as paredes do tanque devido a força centrífuga que utilizamos uma rampa de aceleração de $0,5 \text{ rad/s}^2$, valor este considerado razoável para não acarretar a geração de uma grande velocidade relativa entre o fluido e o tanque na partida do sistema, velocidade relativa que quanto maior o seu módulo maior teria que ser o tempo de espera para a mesma voltar a valor zero, e assim poder-se dar início as medições, visto que se tivermos velocidade relativa entre o fluido e o tanque teríamos valores de resultados que não seriam confiáveis, visto que a velocidade base para as medições é a velocidade do motor e por relação de redução a velocidade do tanque, segundo [11] o torque necessário para movimentação da massa é:

$$T = J\alpha = \frac{J(\omega_i - \omega_f)}{tr} = \frac{WK_e^2\omega_f}{gtr} \quad (4.29)$$

Na expressão (4.29), T (lbf.in) é o torque necessário para acelerar o sistema até uma velocidade angular (ω) em um tempo (t), J é o momento de inércia polar efetivo de massa (lbf.in.s²) incluindo os efeitos inerciais de todos os componentes conectados, α é a aceleração angular (rad/s²), ω_i é a velocidade angular inicial do tanque (rad/s), ω_f é a velocidade angular final do tanque (rad/s), tr é o tempo de resposta estipulado para o sistema acelerar de 0 a ω em (s), W é o peso da massa rotativa (lbf), Ke é o raio de giração efetivo em (in), g é a aceleração da gravidade 386 in/s^2 . Fórmula análoga a usada para o torque de frenagem necessário para um sistema rotativo.

Sendo:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (4.30)$$

Na equação (4.30), n é o número de rotações por minuto do tanque.

Sendo:

$$J = \frac{1}{2} m R^2 \quad (4.31)$$

$$K = \sqrt{\frac{1}{2} R} \quad (4.32)$$

Na equação (4.31) e (4.32), m é a massa girante, R é o raio externo do tanque”.

Conforme a faixa de potência máxima calculada necessária para o movimento do sistema, foi escolhido como sistema de transmissão entre eixo motor e eixo conduzido, um par de correias em “V” perfil B, cuja faixa de potência de utilização está entre 2 a 20 Hp, dependendo do tipo de carga aplicada.

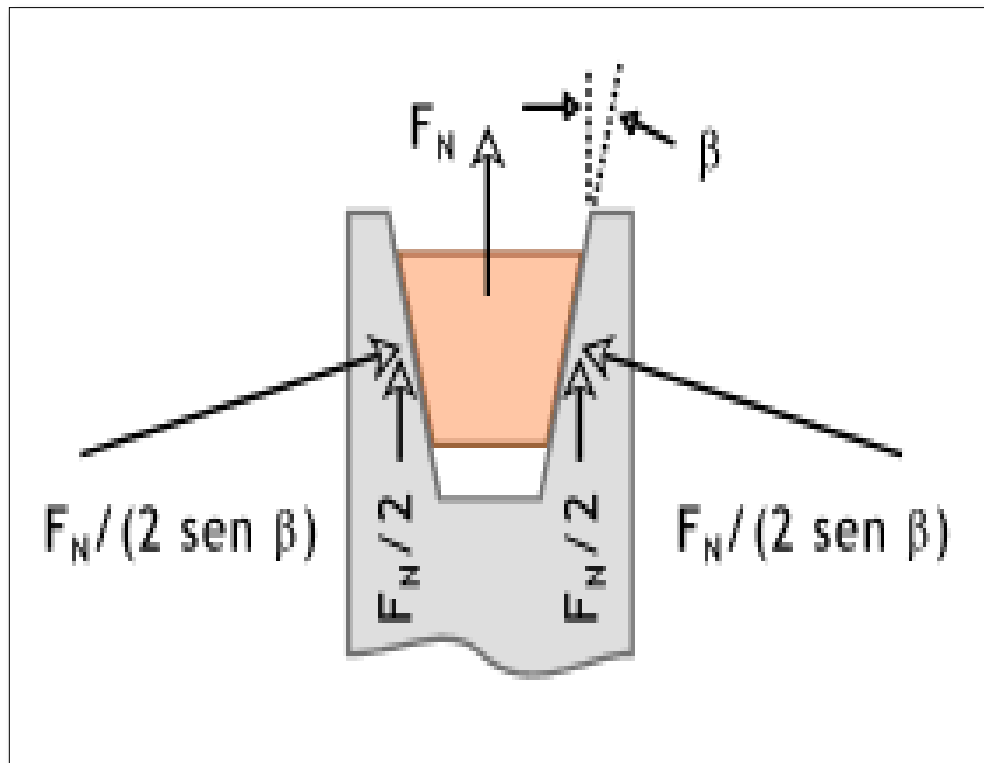


Figura 4.4 – Perfil correia em V

Segundo [11], em cada volta de uma correia os cordoneis estão submetidos a cargas trativas variáveis de T_f e T_t , flexão cíclica que é função do diâmetro da polia e uma componente de força centrífuga constante. Em função de uma distribuição de tensão não uniforme nos cordoneis, os cordoneis das laterais são submetidos a cargas variáveis maiores por cordoneis que os cordoneis internos; conseqüentemente, o pico de tensão ocorre nos cordoneis laterais. Segundo [11], frequentemente um fator de cordoneil lateral é utilizado, semelhante ao fator de concentração de tensão para peças metálicas.

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin\left(\frac{\beta}{2}\right)} \quad (4.33)$$

Na equação (3.33), μ é o coeficiente de atrito utilizado para correias planas, μ' é o coeficiente de atrito efetivo utilizado para correias em V, β é o ângulo de inclinação do canal da polia em V.

$$\frac{T_t - T_c}{T_f - T_c} = e^{\mu' \theta_1} \quad (4.34)$$

$$N_f = K_i [K_0 - \sigma_a]^2 [K_m - \sigma_m]^2 L_d^{1,75} V^k \quad (4.35)$$

$$\sigma_m = \frac{T_{te} + T_{be} + 2T_{ce} + T_{fe}}{2A_c} \quad (4.36)$$

Nas equações (3.34), (3.35), e (3.36), N_f é a vida da correia em ciclos atribuído a uma única polia, θ_1 é o ângulo de abraçamento da polia menor, K_i, K_0, K_m e K são

constantes empíricas desenvolvidas através de análise estatísticas de dados experimentais, L_d é o comprimento Datum da correia (in), V é a Velocidade linear da correia (ft/min), σ_m é a tensão média real de um cordonél lateral (psi), σ_m é a tensão média real de um cordonél lateral (psi), A_c é a área nominal de cada cordonél.

Segundo a equação empírica para cordonél de poliéster segundo [11].

$$T_{be} = \frac{C_1 + C_2}{d_d} \quad (4.37)$$

$$T_{ce} = C_3 V^2 \quad (4.38)$$

$$T_{te} = C_4 T_t \quad (4.39)$$

Nas equações (3.37), (3.38) e (3.39), T_{te} é a tração real no cordonél lateral do lado tenso da correia, T_{fe} é a tração real no cordonél lateral do lado frouxo da correia, T_{be} é a tração no cordonél lateral devido a flexão, T_{ce} é a tração do cordonél lateral devido a força centrífuga, C_1 , C_2 , C_3 e C_4 são as constantes para uma dada seção transversal e um dado material de cordonél.

Recomendações baseadas na experiência para alcançar performance ótima para configuração de correia em V, segundo [11] incluem:

$$3(d_d + D_d) \geq C \geq D_d \quad (4.40)$$

Na equação (3.40), d_d é o diâmetro datum da polia menor, D_d é o diâmetro datum da polia maior, C é a distância entre centros das polias.

- Faixa de utilização 7,62 à 33,01 m/s da velocidade linear para correia V.

Conforme a faixa de potência máxima calculada necessária para o movimento do sistema e os cálculos feitos as dimensões da correia selecionada atende aos requisitos para vida da correia, então foi escolhido como sistema de transmissão entre eixo motor e eixo conduzido, um par de correias em “V” perfil B, cuja faixa de potência de utilização está entre 1491 W a 14914 W, conforme o tipo de carga aplicada.

4.2.6 Especificação do tipo de rolamento e mancal

Para seleção do tipo de rolamento e mancal foram utilizados os critérios baseados nos dados de projeto e especificações do catálogo do fabricante de rolamentos da NSK.

Conforme o diâmetro do eixo calculado e dentro de uma medida comercial, qual tipo de rolamento e mancal seriam os mais adequados para o nosso sistema, levando-se em consideração a dilatação e contração do eixo em função da variação da temperatura, desalinhamento entre o anel interno e o anel externo em função da deficiência na instalação e flexão do eixo, os tipos de carga existente, o limite de rotação do sistema, a disposição adequada para apoiar a carga, rigidez, o ruído, a precisão de giro e a instalação e remoção, conforme esta seleção se chegou a especificação de dois rolamentos com mancais UCP 209 D1, o qual é uma combinação de um rolamento de esfera radial, vedação e um alojamento de alta qualidade de ferro fundido, a superfície externa do rolamento e a superfície interna do alojamento são esféricas para que a unidade seja autoalinhante e que pode suportar uma carga axial, bem acima do que será necessária para o nosso equipamento.

As vantagens e características principais deste tipo de sistema é que, é livre de manutenção, tornando-se assim uma boa indicação para uso em laboratório de ensaios, contém uma excelente graxa a base de sabão de lítio que é aconselhável para longos períodos de tempo nos rolamentos do tipo vedado, possui parafuso de fixação do tipo M 8x1x10, com torque de aperto de máximo de 7,8 N.m

UCP2

Unidades de Rolamentos Tipo Base de Ferro Fundido Com Parafuso de Trava

Tampa de aço prensado
Lado aberto Z-UCP-D1
Lado fechado ZM-UCP-D1

Diâmetro do Eixo mm pol.	Número da Unidade(%)	Dimensões												Deflexão	Número do Rolamento
		H	L	J	A	N	N ₁	H ₁	H ₂	L ₁	B	S			
45	UCP209D1	54	190	146	54	17	20	20	106	60	49,2	19	M14	UC209D1	
15/16	UCP209-110D1													UC209-110D1	
111/16	UCP209-111D1													UC209-111D1	
13/4	UCP209-112D1													UC209-112D1	
50	UCP210D1	57,2	206	159	60	20	23	21	114	65	51,6	19	M16	UC210D1	
17/16	UCP210-113D1													UC210-113D1	
17/8	UCP210-114D1													UC210-114D1	
15/16	UCP210-115D1													UC210-115D1	
2	UCP210-200D1													UC210-200D1	
55	UCP211D1	63,5	219	171	60	20	23	23	126	65	55,6	22,2	M16	UC211D1	
2	UCP211-200D1													UC211-200D1	
21/16	UCP211-201D1													UC211-201D1	
21/8	UCP211-202D1													UC211-202D1	
23/16	UCP211-203D1													UC211-203D1	
60	UCP212D1	69,8	241	184	70	20	23	25	138	70	65,1	25,4	M16	UC212D1	
21/4	UCP212-204D1													UC212-204D1	
25/16	UCP212-205D1													UC212-205D1	
23/8	UCP212-206D1													UC212-206D1	
27/16	UCP212-207D1													UC212-207D1	
65	UCP213D1	76,2	265	203	70	25	28	27	151	77	65,1	25,4	M20	UC213D1	
21/2	UCP213-208D1													UC213-208D1	
29/16	UCP213-209D1													UC213-209D1	
70	UCP214D1	79,4	266	210	72	25	28	27	157	77	74,6	30,2	M20	UC214D1	
25/8	UCP214-210D1													UC214-210D1	
211/16	UCP214-211D1													UC214-211D1	
23/4	UCP214-212D1													UC214-212D1	

Nota (-) Estes códigos são do tipo relubrificáveis. Caso haja necessidade do tipo sem lubrificação, solicite-o sem o sufixo "D1".

Figura 4.5 Características rolamento NSK –

Fonte: Indústria de rolamentos NSK

4.3 MOVIMENTO DO TANQUE CIRCULAR ROTATIVO

4.3.1 Montagem do tanque circular

Para estrutura vertical da treliça inferior de sustentação, foi utilizado tubo de aço carbono 1020 extrusado e para as travessas horizontais perfil e treliça superior utilizamos perfil quadrado 5/8” laminado a quente sendo todas os pontos de junção ou pontos nodais interligados por processo solda a arco elétrico, para estrutura dos mancais utilizamos um perfil em U extrusado de 203 mm aço ASTM A36 perfil este com alma de 203,2 mm de largura e 7,7mm de espessura e aba com 59,5 mm de largura e 9,5mm de espessura, devido a facilidade de montagem e a resistência mecânica oferecida por este tipo de perfil, sendo que na mesma base que foi utilizada para montagem dos mancais fixamos a base do motor elétrico ficando assim como uma estrutura única e compacta fixada na treliça da base, configurando assim a rigidez

necessária para estrutura e o peso da estrutura no seu mínimo possível. A base do motor foi acoplada a este perfil através de um sistema pino bucha capaz de ao mesmo tempo que fixa o motor, permitir o movimento do mesmo para tensionamento das correias de transmissão de potência ao eixo acionado

4.3.2 Especificação do Motor Elétrico

Na seleção do motor elétrico, nos baseamos no fato que o motor deveria possibilitar uma faixa razoável de variação de velocidade e uma faixa de torque mínima suficiente para movimentação do sistema tanque mais fluído mantendo a corrente dentro de faixas aceitáveis para o sistema de controle. Visto que possuíamos no LIFE um motor com as características necessárias, aproveitamos o mesmo para utilização neste projeto, visando a economia de recursos.

Motor marca: REXROTH

Tipo: MSK 061C-0600-NN-51-UP0-NNNN Síncrono

Dados técnicos:

Tabela 4.4 – Dados Técnicos do Motor Elétrico

TIPO	Veloc. máx.	Torque	Torque Máx.	Corrente	CorrenteMáx.	Mom. Inec.
	n máx	Mo	Mm		(A)	(J)
MSK 061C	(1/ min)	(Nm)	(Nm)	(A)		(kgm ²)
	6000	8	32	7.7	34.7	0.00044

Fonte: Rexroth Bosch Group

Tabela 4.5– Dimensões do Motor

A	B	C	ØD	ØE	ØF	ØG	H	Massa
(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(kg)
116	164	40	19	95	130	9	156	8,3

Fonte: Rexroth Bosch Group

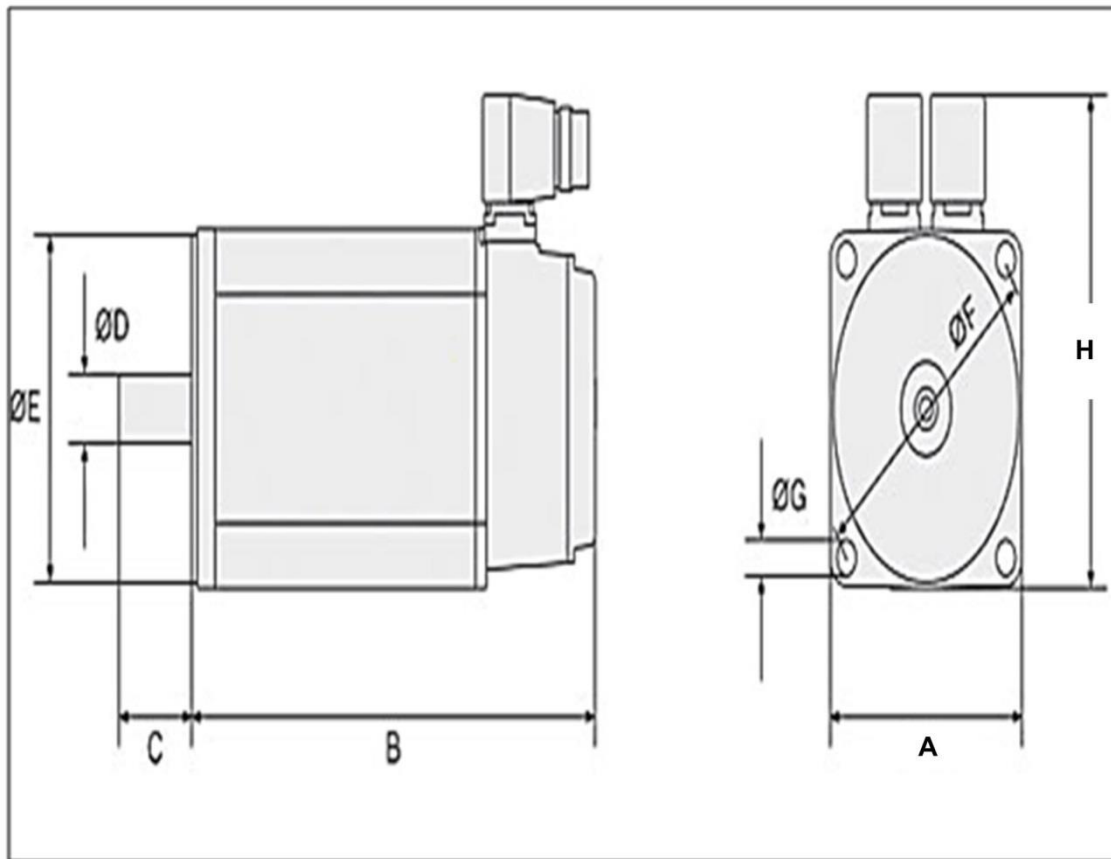


Figura 4.6 – Vistas Frontal e Lateral Esquerda do Motor Elétrico (S/E)

Fonte: Rexroth Bosch Group

4.3.3 Sistema de controle do motor

Para movimentar o canal circular com velocidade constante utilizou-se um sistema da BOSCH REXROTH, no qual o motor é controlado por um movidrive através de um computador. Na tabela 4.5, tem-se os dados do movidrive e na figura 4.11 a tela de controle do sistema e na figura 4.12 uma vista da montagem do movidrive.

Tabela 4.6 – Drive Controlador de Potência

Tipo : HCS02.1E-W0028-A-03-NNNN			
Descrição do controle de tensão de entrada	Simbolo	Unidade	
	U_{in}	V	24±20%
Tensão nominal de entrada	U_{in}	V	3 x ac 200...500
Corrente nominal de entrada	I_{in}	A	13
Voltagem de saída	U_{out}	V	3 x ac 0...530
Corrente de saída	I_{out}	A	11,5
Faixa de frequência de saída	F_{out}	Hz	0...1600

Fonte: Rexroth Bosch Group

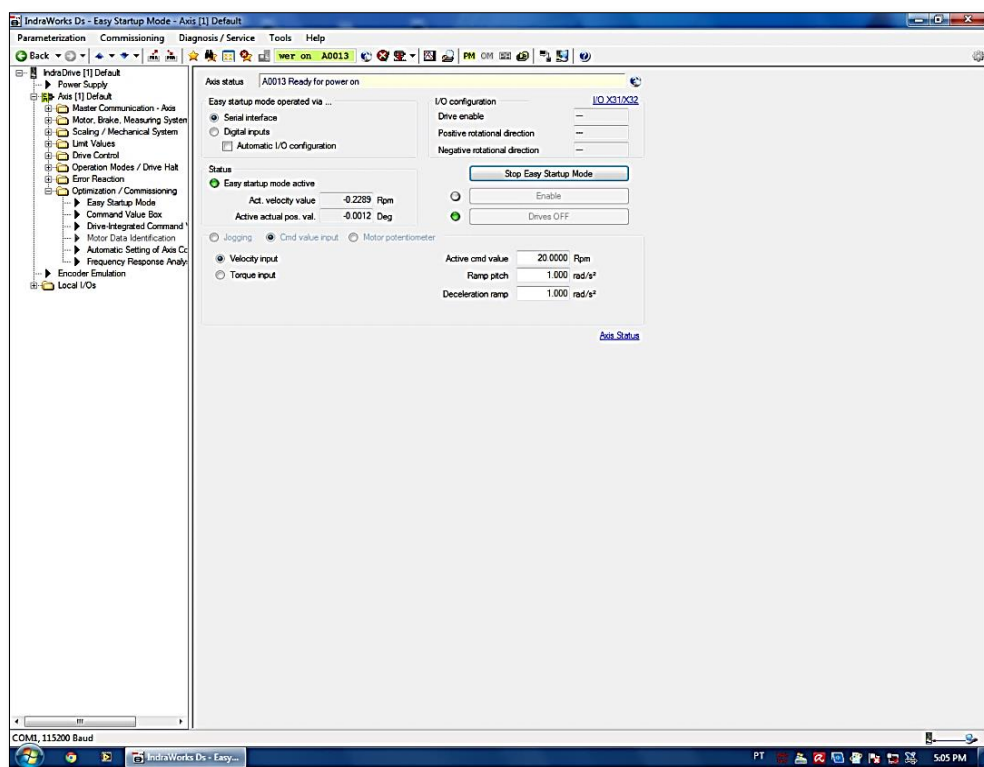


Figura 4.7 – Tela de interface de controle do motor

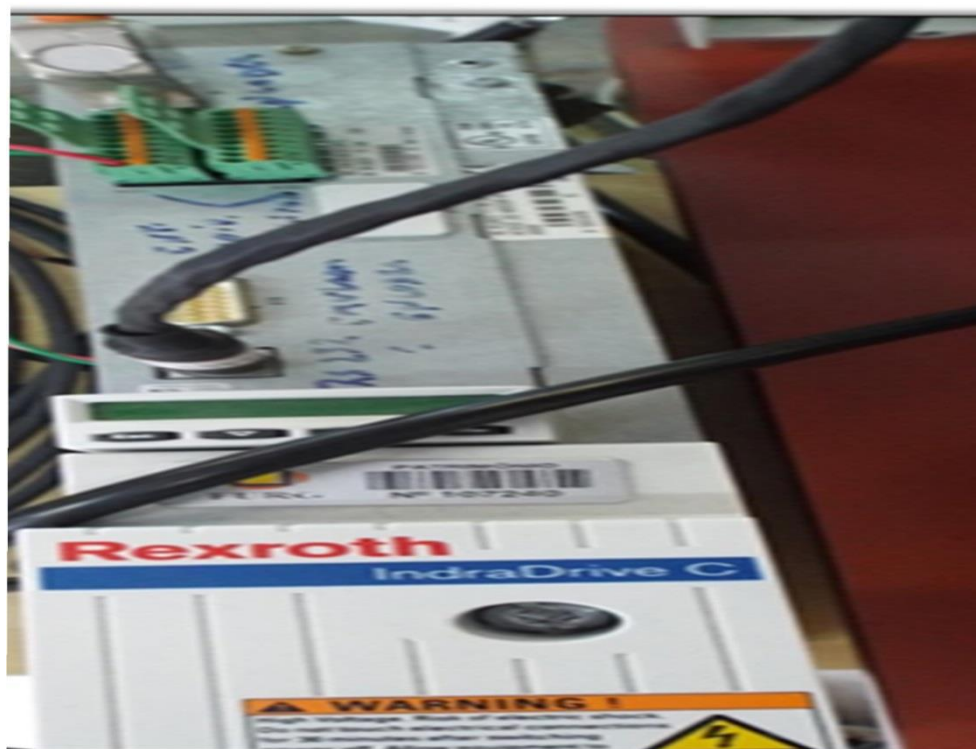


Figura 4.8 – Console de controle do motor

4.3 Suporte do corpo de prova

Para montar o corpo de prova no canal circular, de modo que este não interfira no movimento do canal, se construiu uma estrutura auxiliar, a qual é mostrada na figura 4.16.



Figura 4.9 – Suporte do corpo de prova

4.4 TESTES EM VAZIO

Com o tanque circular montado, demos início a realização dos testes em vazio com o sistema, para verificar possíveis problemas de funcionamento. Foi executado variações de velocidade até 100 rpm, com tempo de testes de cerca de 8 horas, procurando possíveis vibrações excessivas, falhas nos componentes, comportamento do acrílico sujeito a rotação, corrente do motor em vazio, variações da rampa de aceleração para partidas mais rápidas e aquecimento nos mancais tanto do tanque quanto do motor

elétrico e se constatou que não havia nenhuma ocorrência fora da normalidade prevista. Na figura 4.17 tem-se uma visão da montagem final do sistema.



Figura 4.10 - Estrutura do canal circular

CAPÍTULO 5. ESTUDO DE VIABILIDADE

Para comprovar a validação do canal circular foram realizadas medições utilizando-se um sensor de posição para verificar deformações na estrutura do canal circular. Foram realizados ensaios com o cilindro na posição vertical, tanto no tanque circular como no canal de reboque do LIFE. Também foram realizados ensaios utilizando-se a velocimetria por imagem de partículas (PIV). A seguir é descrito como foi montado cada ensaio e os dados adquiridos.

5.1 TESTES DIMENSIONAIS

5.1.1 Desvio da forma circular da lateral do canal

Foi realizada uma medição com um sensor de posição a laser, para verificar o desvio da forma circular no canal, o que também foi uma das causas da refração constatada no laser, quando da sua montagem na lateral do tanque com as câmeras posicionadas abaixo do tanque. Achando-se um desvio da forma circular de aproximadamente 9 mm, devido ao processo de conformação, conforme pode ser visto na figura 5.1.

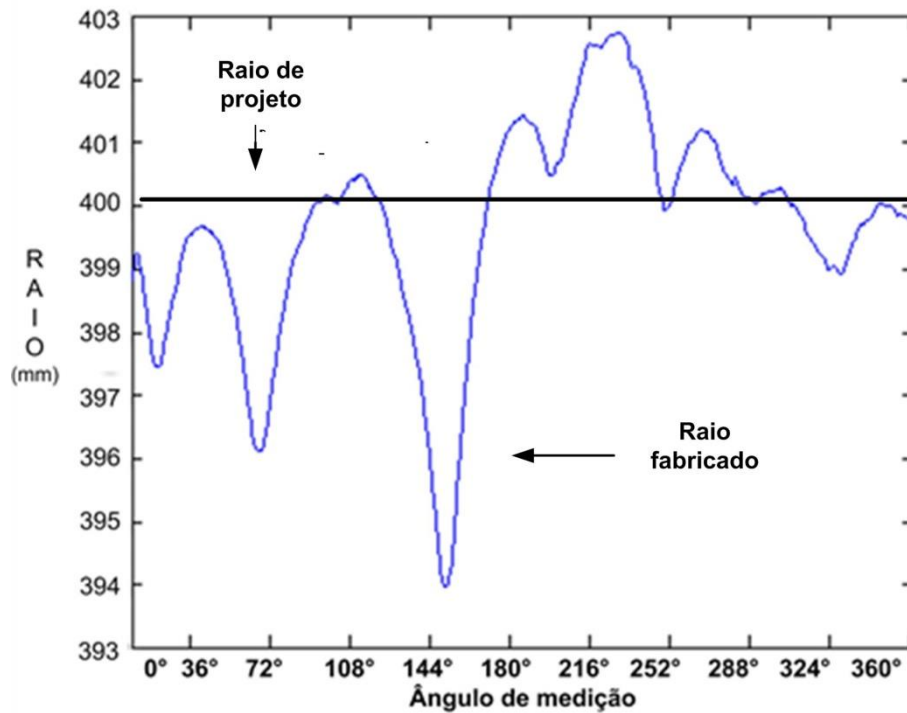


Figura 5.1 – Deformação da parede lateral do canal em (mm)

5.1.2 Desvio da forma do fundo

Com o sensor de posição colocado no fundo do canal circular achamos um desvio de aproximadamente 3,5 mm em relação a posição inicial em toda a circunferência medida, conforme pode ser visto na figura 5.2.

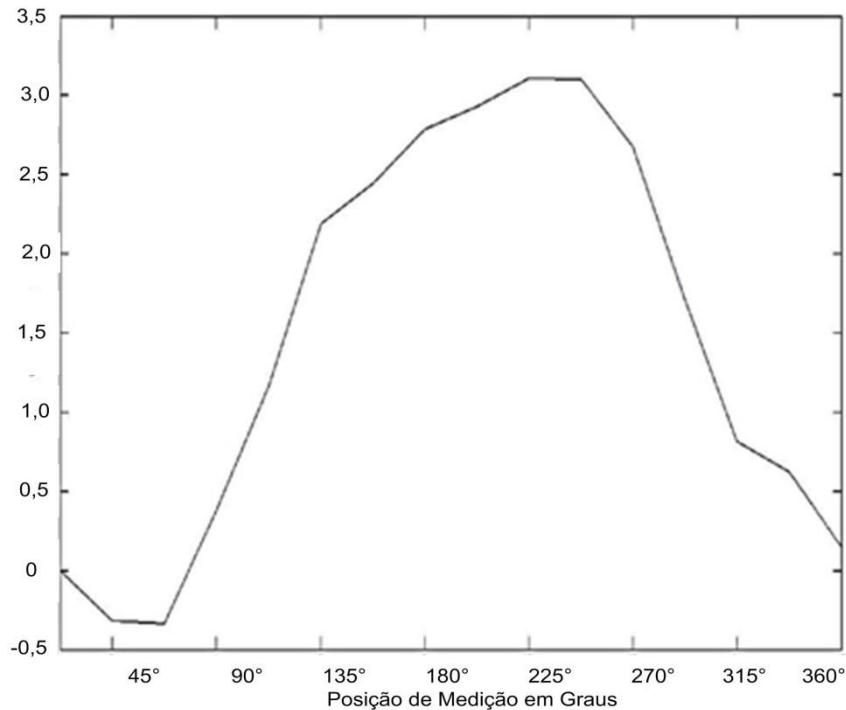


Figura 5.2 – Deformação na parede do fundo do canal em (mm)

5.2 TESTES NO CANAL CIRCULAR

Depois do aparato projetado e montado começamos a realizar alguns ensaios com filme quente no canal circular, e utilizando as mesmas velocidades lineares na zona de amostragem do corpo de prova, também realizamos ensaios no canal de reboque para podermos fazer uma comparação entre os resultados dos mesmos, o que notamos foi algumas discrepâncias nas frequências de desprendimento de vórtice entre o canal circular e o canal de reboque o que nos levou a concluir na análise das frequências do canal circular que ocorriam muitas frequências que provavelmente eram originadas de ruídos de operação do canal circular ou por origem do motor elétrico ou por resultado da rotação de uma massa que não está totalmente balanceada em relação ao seu centro de massa, devido a deficiências construtivas do aparato ou causada pelo comportamento do fluido em rotação, procuramos trabalhar nos experimentos com uma rotação baixa, devido a que, quando uma massa está em rotação, por menor que seja o desbalanceamento haverá uma rotação crítica de vibração, então como temos três opções neste caso que são: A primeira seria balancear esta massa, o que no nosso caso não foi levado em consideração devido ao sistema construtivo do tanque que deveria ter sido mais

refinado, porém não encontramos fornecedor que executasse esta montagem com mais refinamento e que aliado a isto se executasse um balanceamento dinâmico no sistema sem o fluido e mesmo com este balanceamento executado, teríamos o problema do seu conteúdo ser um fluido em rotação mesmo que este se aproxime de um corpo rígido após a o tempo de estabilização durante a operação. A segunda seria trabalhar acima da rotação crítica de vibração do sistema. A terceira que foi a utilizada, que é trabalhar abaixo da rotação crítica, valores de rotação este que são suficientes para os ensaios realizados, porém mesmo trabalhando abaixo da rotação crítica, que só nos indica que não haverá risco de o sistema entrar em ressonância, o sistema ainda possui um grau de vibração que também é fonte de ruídos nas frequências de desprendimento de vórtice coletadas.

5.2.1 Testes com o sensor de filme quente

Os ensaios no canal circular foram adquiridos com o sensor de filme quente, cujas características estão descritas abaixo. Com estes dados se tem como calcular a frequência de desprendimento de vórtice na posição indicada na figura 5.4. A configuração do ensaio utilizou um corpo de prova de 15,8 mm ou 5/8” de diâmetro e uma distância do sensor ao corpo de prova de 32 mm ou duas vezes o diâmetro do corpo de prova com uma taxa de aquisição de 100 amostras por segundo, sendo que no canal circular utilizou-se um raio do corpo de prova até o centro de rotação do canal de 265 mm. Na figura 5.3 tem-se a montagem feita para o ensaio.

O CTA consiste em, a partir de um sensor aquecido imerso em um escoamento, há a transferência de calor por convecção, a ser principalmente relacionada com a velocidade do fluido. Usando sensores de fio muito fino colocado no fluido e com a técnica de servo-loop da eletrônica, é possível medir as flutuações de velocidade do escoamento em finas camadas e altas frequências, a saída é uma tensão analógica, que através de um processamento digital, se adquire valores de frequência para estas variações de velocidade que estão relacionadas com a vorticidade do escoamento passando através de uma estrutura. Na tabela 5.1 temos os resultados obtidos no ensaio do canal circular para o CTA, constatamos valores de muita energia em algumas frequências, as quais foram utilizadas para o cálculo do número de Strouhal, mas que

podem ser consequências de fontes de ruídos que teremos que estudar mais minuciosamente, o sensor neste caso foi montado para adquirir o sinal da frequência de desprendimento de vórtice da força de arrasto o que no canal de reboque foi adquirida a frequência de sustentação devido ao suporte disponível para o sensor, consequentemente tivemos valores de Strouhal, abaixo do esperado para corpos cilíndricos.

Tabela 5.1 – Dados do teste canal circular

RPM	V (m/s)	Fs (Hz)	St
20	0,1954	0,2930	0,0236
25	0,2442	0,3662	0,0236
30	0,2931	0,2930	0,0157
35	0,3419	0,3418	0,0157
40	0,3908	0,3906	0,0157
45	0,4397	0,4395	0,0157
50	0,4885	0,4883	0,0157

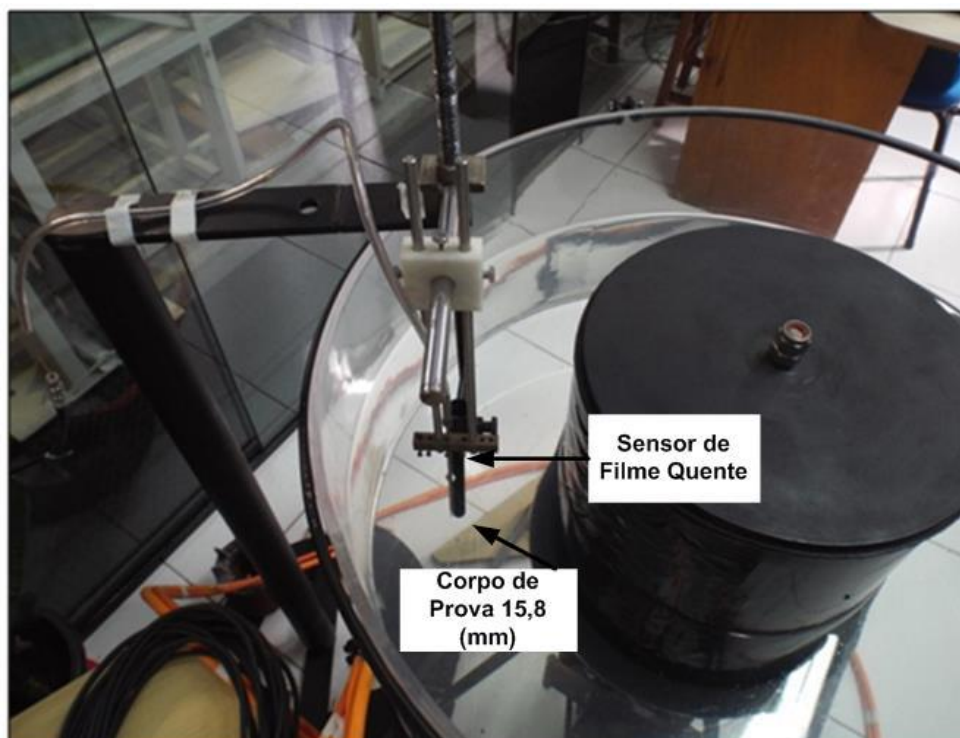


Figura 5.3 – Montagem do sensor de filme quente e cilindro vertical no canal circular

Na figura 5.4 abaixo, está descrito a configuração de montagem dos ensaios com filme quente, descriminando os valores de posição utilizados no ensaio, com o corpo de prova na vertical.

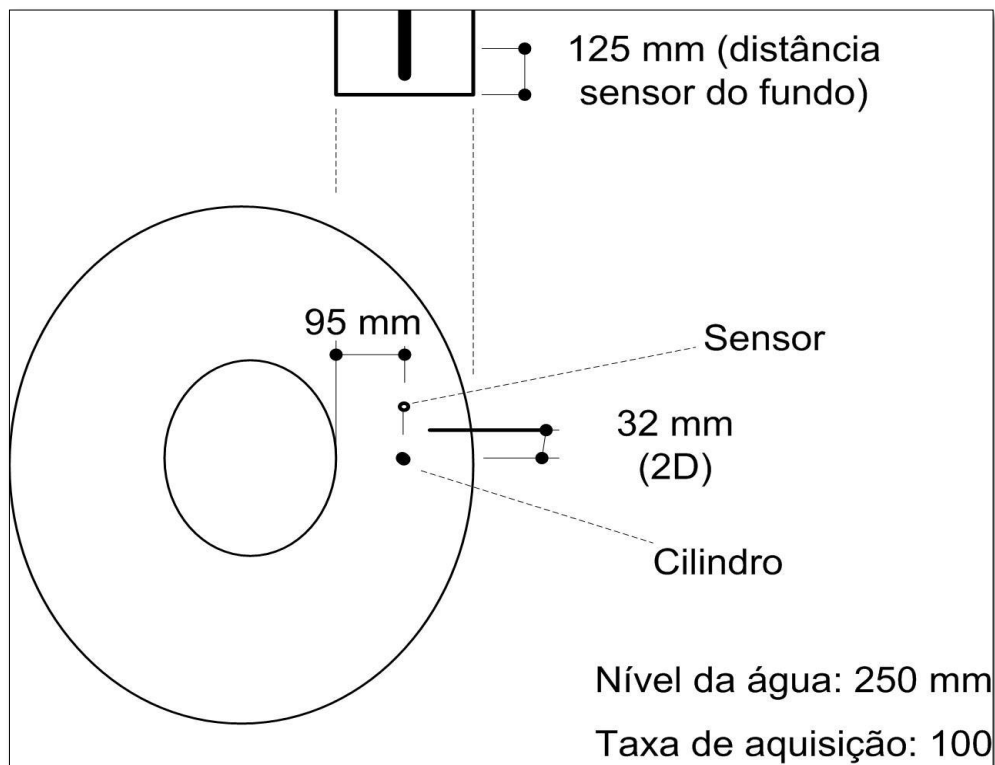


Figura 5.4 – Configuração do ensaio do corpo de prova na vertical

5.2.2. Testes com velocimetria por imagem de partículas

No tanque circular, com o cilindro montado na vertical, foram realizados dois tipos de ensaios com a velocimetria por imagem da partícula (PIV). No primeiro fez-se a montagem colocando o emissor de feixe de laser na lateral e as câmeras para captação da imagem na parte inferior do canal. No segundo colocou-se o emissor de laser embaixo e as câmeras para captação de imagens na lateral. Na figura 5.5, mostra a calibração do sistema PIV.

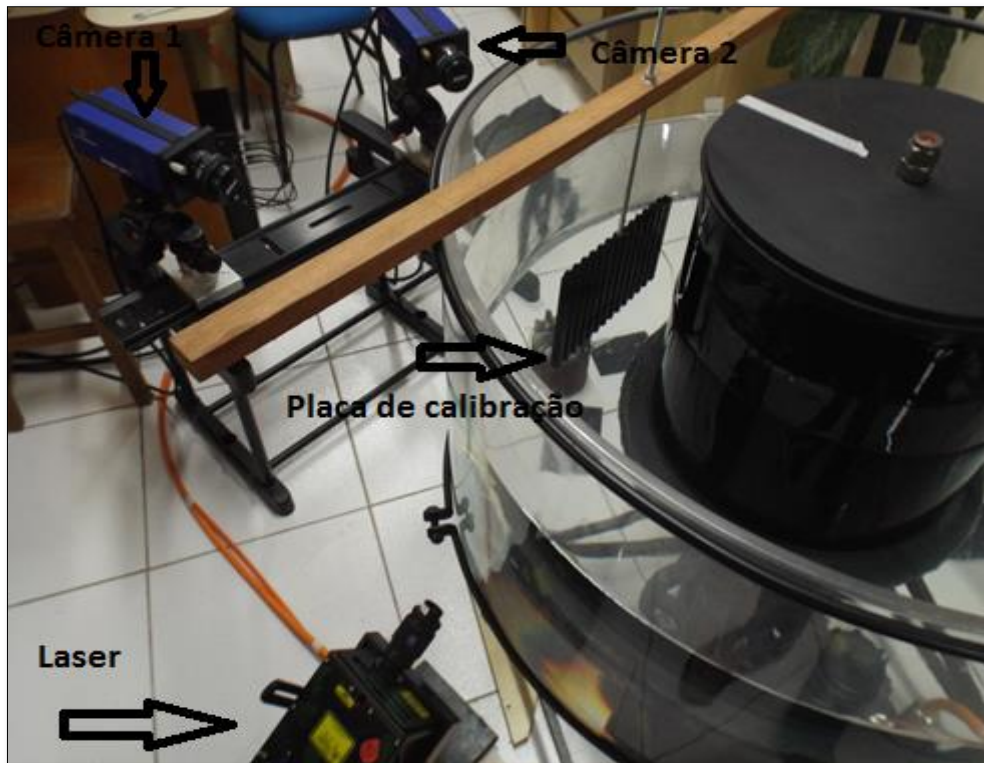


Figura 5.5 – Calibração do sistema PIV

5.2.2.1 – Teste com as câmeras montadas embaixo e o laser na lateral do canal circular

Nesta montagem a imagem adquirida, geraram figuras processadas ou linhas de corrente um pouco distorcidas, provavelmente devido à emenda do acrílico na lateral do tanque e também pela distorção da estrutura cristalina do acrílico, o que gerou descontinuidades de refração e reflexão do feixe de laser ao longo da lateral do canal, sofrida na conformação do acrílico no processo de fabricação do tanque. Visualização nas figuras 5.6, 5.7, 5.8, mostram uma série de distorções no fluxo de corrente através do cilindro, o que não era esperado em uma imagem constante, depois de processada.

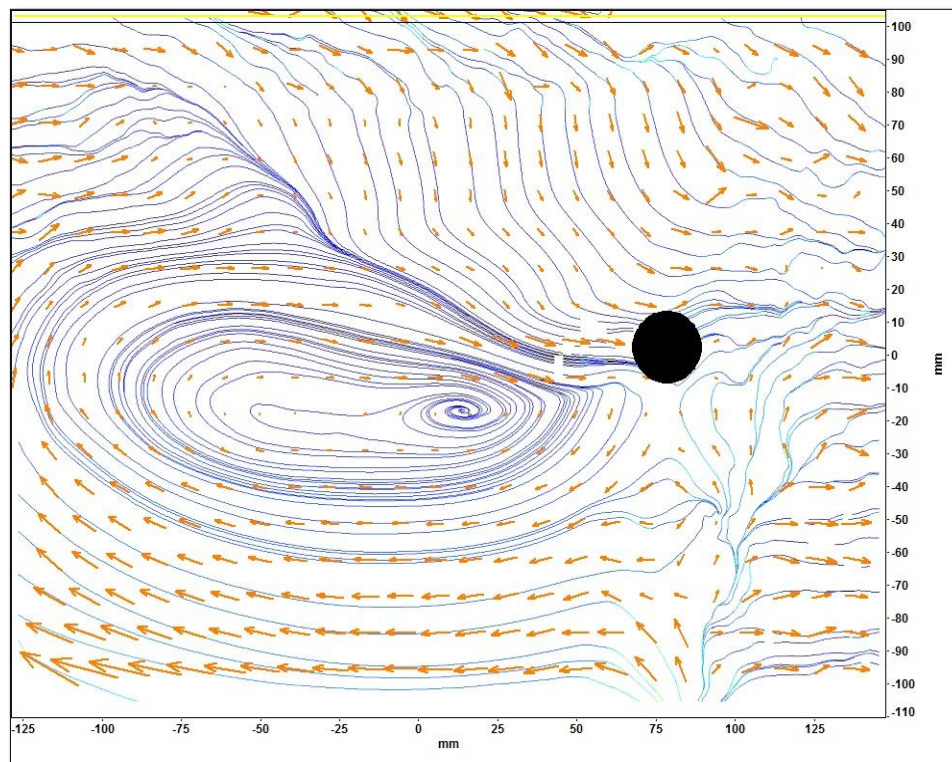


Figura 5.6 – Vista corpo de prova na vertical câmera embaixo 5 rpm (PIV)

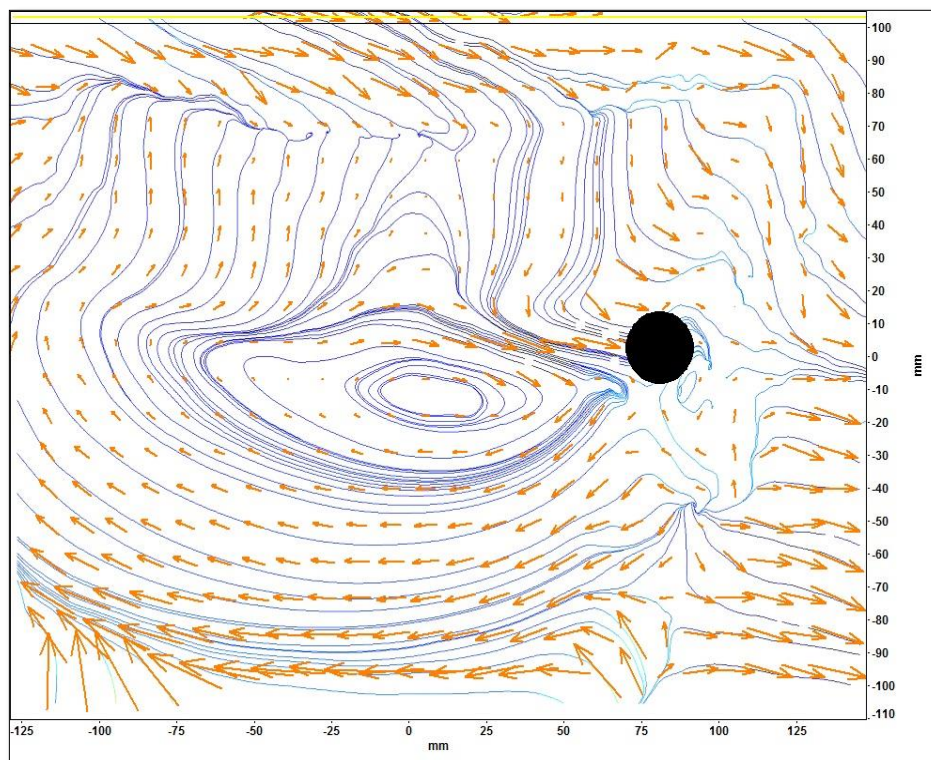


Figura 5.7 – Vista corpo de prova na vertical câmera embaixo 10 rpm (PIV)

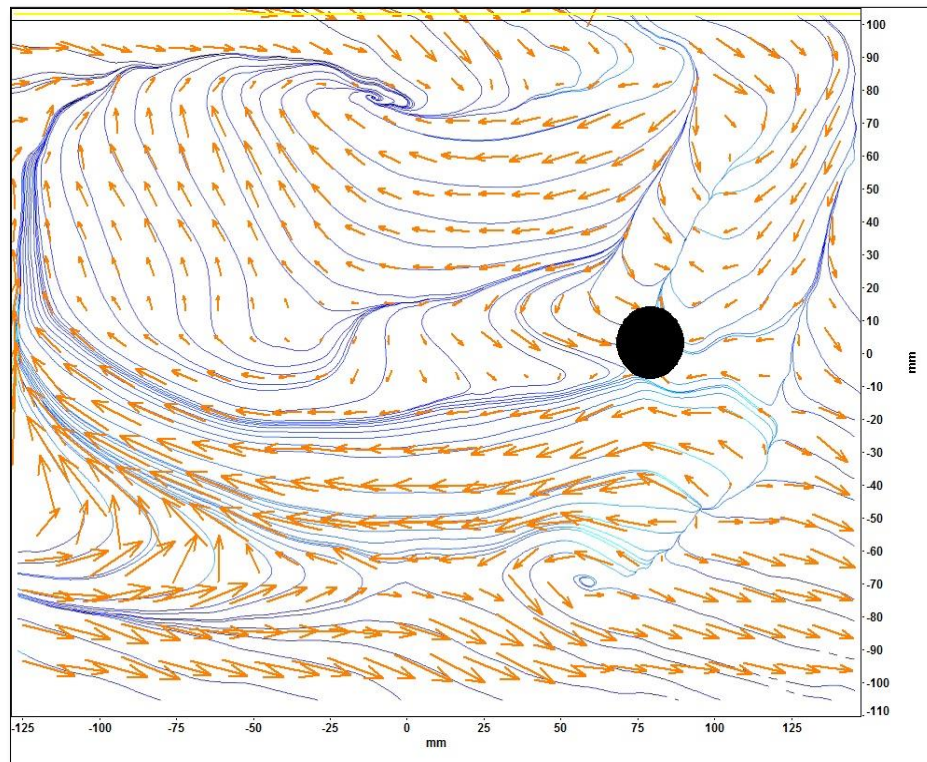


Figura 5.8 – Vista corpo de prova na vertical câmera embaixo 20 rpm (PIV)

5.2.2.2 – Teste com as câmeras montadas na lateral e o laser embaixo do canal circular

Com esta configuração de ensaio tivemos a aquisição de imagens um pouco melhores gerando linhas de corrente com maior uniformidade, depois de processadas as imagens, conforme figuras 5.9 , 5.10 , 5.11 e 5.12.

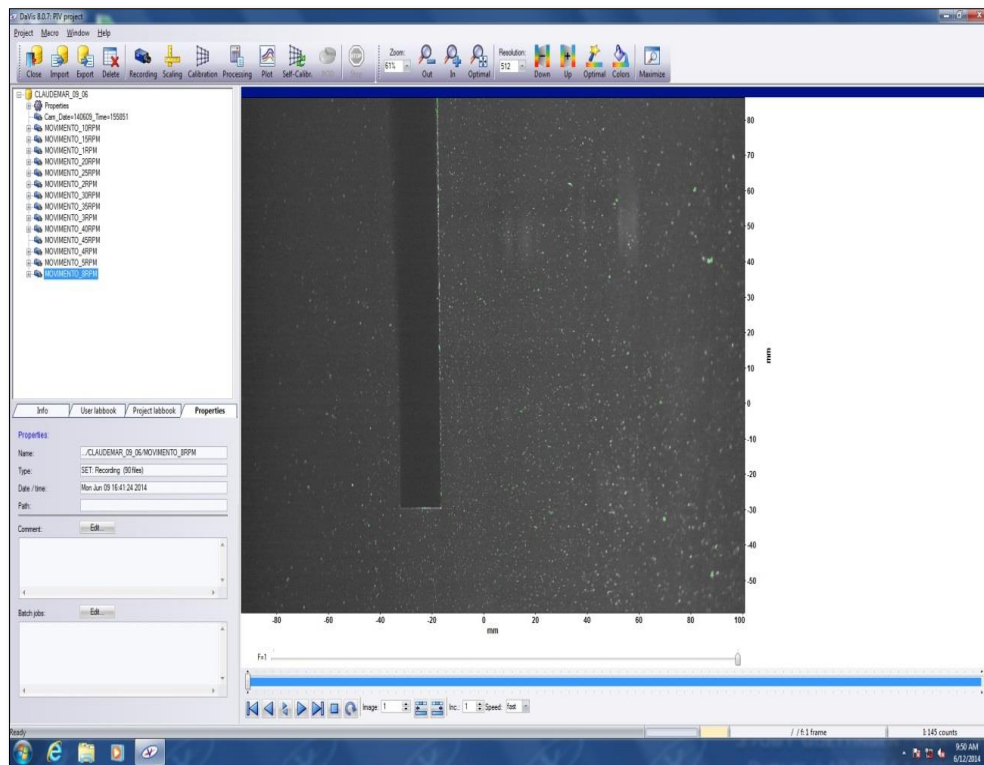


Figura 5.9 - Imagem do PIV sem processamento

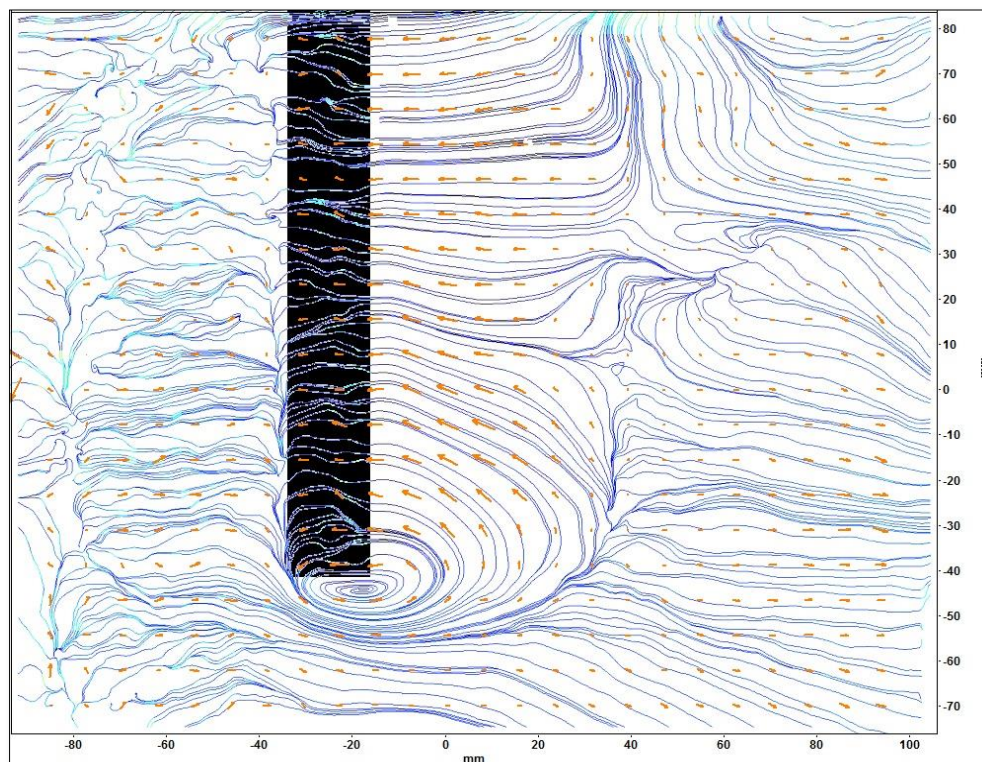


Figura 5.10- Vista corpo de prova na vertical Câmera na lateral 5 rpm (PIV)

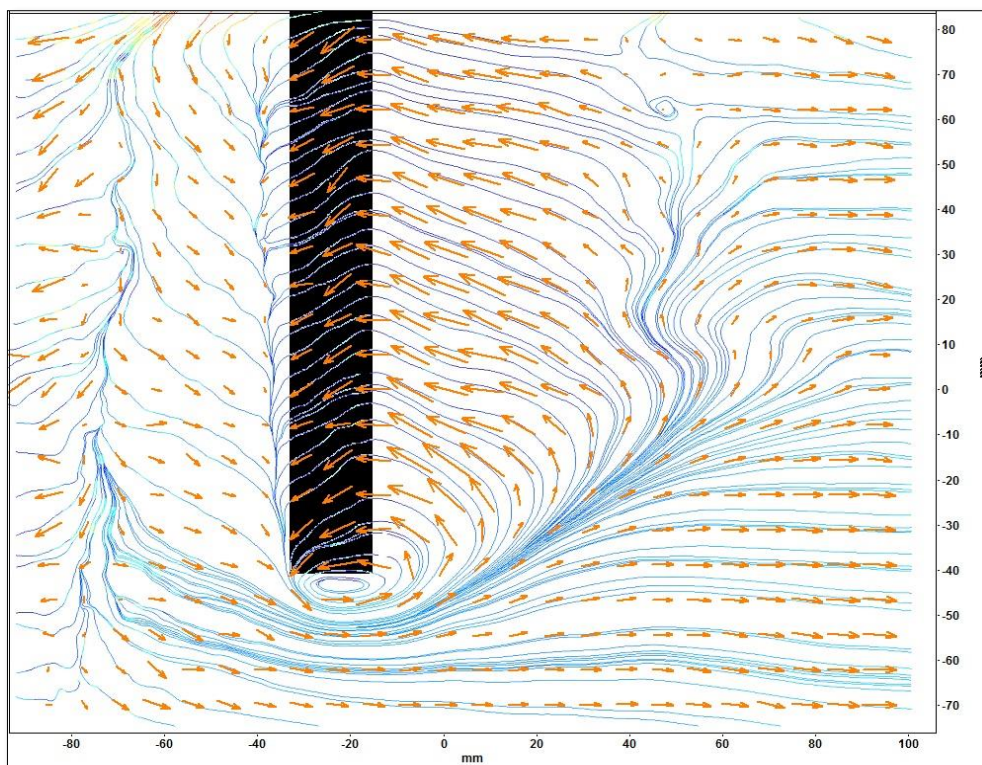


Figura 5.11 – Vista corpo de prova na vertical câmera na lateral 10 rpm (PIV)

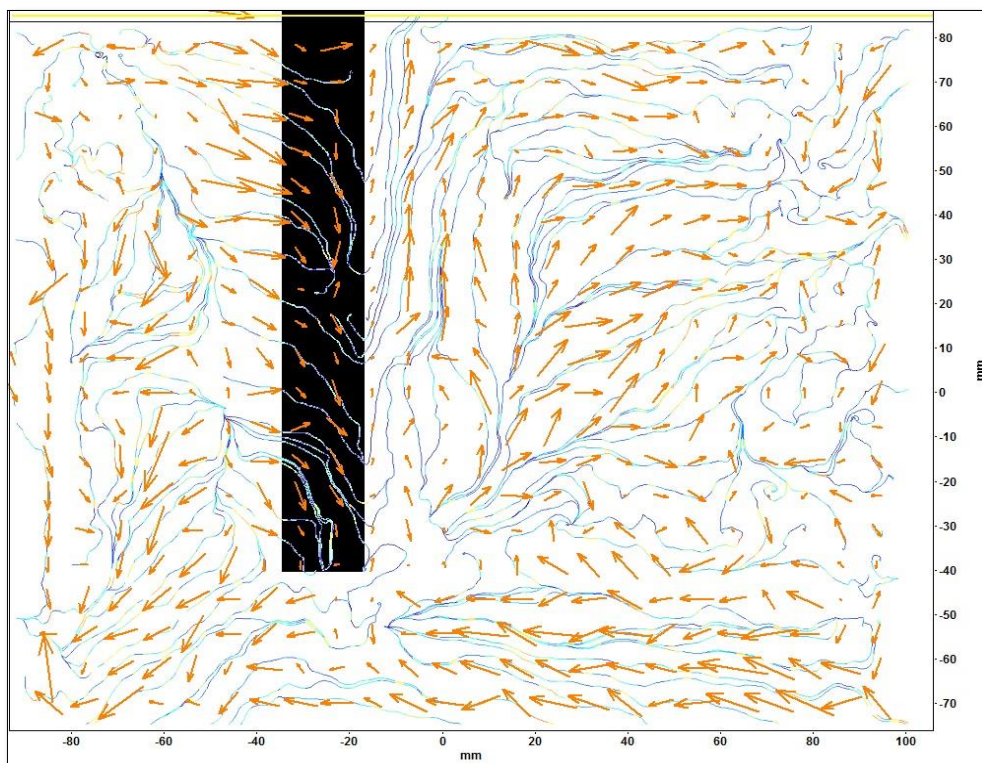


Figura 5.12 – Vista corpo de prova na vertical câmera na lateral 20 rpm (PIV)

5.3 TESTES NO CANAL DE REBOQUE

No canal de reboque foram replicados os testes feitos no canal circular com o cilindro montado na vertical e as mesmas velocidades. A única diferença é que na medição do canal, circular o sensor foi montado de modo a adquirir o sinal da frequência de desprendimento de vórtice da força de arrasto e no canal de reboque, devido à montagem do suporte disponível, ele foi montado girado de 90 graus, deste modo adquirindo o sinal da frequência de desprendimento de vórtices devido à força de sustentação. Na tabela 5.2 temos os valores das frequências adquiridas no canal de reboque, utilizando-se as mesmas velocidades lineares utilizadas no canal circular, obtendo-se valores do número de Strouhal entorno de 0,2, como seria esperado para uma estrutura circular, conforme já citado em várias bibliografias.

Tabela 5.2 – Dados do teste do canal de reboque

V (m/s)	fs (Hz)	St
0,1954	2,3763	0,1921
0,2442	3,0273	0,1958
0,2931	1,5137	0,1951
0,3419	4,1992	0,1940
0,3908	4,8177	0,1947
0,4397	5,4053	0,1942
0,4885	6,0547	0,1958

Na figura 5.13, é mostrado um espectro de frequência do canal circular, como exemplo da quantidade de energia de algumas frequências do canal circular, que podem

não ser as que deveríamos ter utilizado para o cálculo do valor de St , o que pode ter ocasionado às diferenças obtidas nos valores deste número, para o canal circular, porém para termos esta certeza, teríamos que fazer algumas investigações mais aprofundadas sobre possíveis ruídos inerentes ao sistema em funcionamento e que estariam afetando o espectro de frequência, análises estas que não são o escopo deste trabalho.

Na figura 5.14, é feita uma comparação entre alguns valores obtidos para o número de Strouhal, para o canal circular e para o canal de reboque.

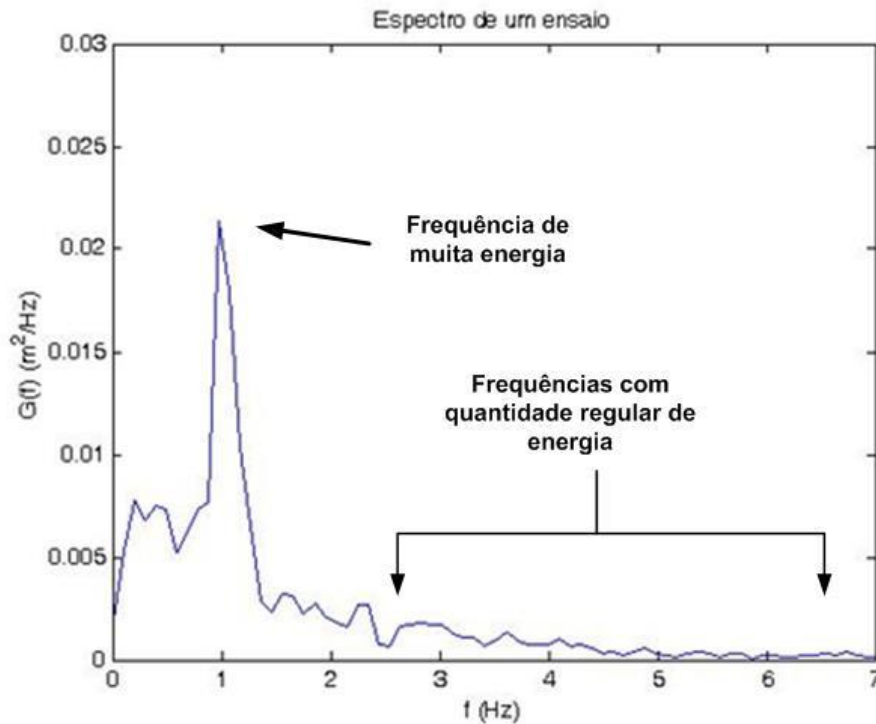


Figura 5.13- Densidade espectral de desprendimento de vórtice para um ensaio no canal circular

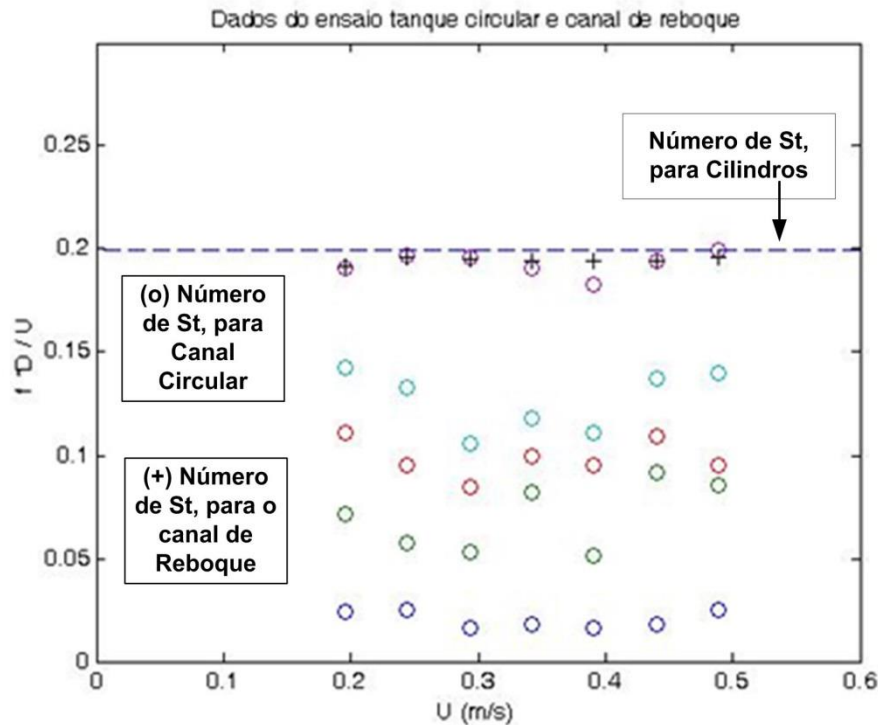


Figura 5.14– Valores de St obtidos no canal circular e no canal de reboque

5.4 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Na figura 5.13, mostra-se a densidade espectral de um teste realizado no tanque circular. Na figura 5.14 temos vários valores para o número de Strouhal, obtidos das frequências nos ensaios do tanque circular representadas por “o” e vários valores para o número de Strouhal, obtidos das frequências no canal de reboque representados por “+”. Como foi usado um cilindro, e o número de Strouhal para estruturas cilíndricas é aproximadamente 0,2, conforme revisão bibliográfica, no gráfico uma linha pontilhada representa este valor. Pode-se verificar que as frequências obtidas no espectro do canal de reboque deram valores entre 0,18 e 0,2 aproximadamente. No tanque circular, conforme pode ser observado na mesma figura 5.14, tivemos valores para o número de Strouhal bem variável, podendo ter sido ocasionados pela utilização de frequências de maior energia, como mostrado na figura 5.13, frequências estas que poderiam ser originadas de ruídos inerentes do sistema em funcionamento e não as frequências de desprendimento de vórtice pretendidas. Vários fatores podem ter ocasionado este fato, tais como, problemas na construção mecânica, influência da não linearidade na

circunferência do tanque, influência do fluido em rotação e vibrações no sistema. Percebesse que o tanque é viável para ensaios, mas estudos mais prolongados deverão ser executados, que não faz parte do escopo desta dissertação.

CAPITULO 6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A proposta deste trabalho se baseou na necessidade do desenvolvimento de um equipamento que possuísse algumas características citar as característica, para servir de alternativa ou complemento aos equipamentos disponíveis no mercado para produção de velocidade relativa, conforme descrito no capítulo 2. Alguns equipamentos existentes possuem características não muito favoráveis, tais como, um tempo pequeno para coleta de dados, como acontece no canal de reboque, o sistema de aquisição ter que acompanhar o corpo de prova o que causa dificuldades e limitações de ensaios, os canais com gerador de corrente, produzem uma turbulência razoável e também tem um custo considerável em energia gasta com os equipamentos para gerar corrente e são geralmente de tamanho considerável e, geralmente, ocupam um espaço físico grande. Dentre esses itens citados como características desfavoráveis, pensou-se no desenvolvimento de um equipamento que não possuísse alguns destes inconvenientes, conseqüentemente pensou-se em desenvolver um protótipo de um equipamento com algumas características específicas, equipamento este que não teria o inconveniente de tempo limitado para coleta de amostras, teria que possuir uma dimensão razoavelmente menor, consumo de energia seria baixo devido a pequena potência de motor elétrico necessário para o seu movimento e que o fluido utilizado se aproximaria, conforme as condições de operação, ao comportamento de um corpo rígido durante a execução dos experimentos.

A vantagem do canal circular sobre o canal de reboque, que era esperada inicialmente no projeto, foi constatada no que diz respeito ao tempo de aquisição das amostras, visto que no canal de reboque além de termos um tempo limitado para coleta das amostras, temos que desprezar a região da aceleração e desaceleração do carrinho de reboque, visto que os ensaios eram configurados para uma determinada velocidade relativa entre fluido e corpo de prova, dificuldade esta, que não constatamos no canal circular. Outra vantagem que constatamos no

sistema, é que por não haver tempo limitado para aquisição dos dados do ensaio como acontece no canal de reboque, podemos utilizar uma rampa de aceleração suave durante o início do ensaio até atingirmos a velocidade de ensaio, o que conseqüentemente gera menos turbulência no fluido e um menor tempo para estabilização do mesmo até o sistema entrar em regime de velocidade constante. Também constatamos uma grande flexibilidade na faixa de variação de velocidades e conseqüentemente na frequência de desprendimento de vórtice gerada pela variação da velocidade relativa entre o corpo de prova e o fluido, que este sistema permite. Porém também constatamos na análise das frequências de desprendimento de vórtice e cálculo do valor de Strouhal, que haviam resultados bem variados para este valor, o que poderia ser consequência da utilização de frequências com maior energia, obtidas nos ensaios, mas que poderiam ser de fontes de ruídos inerentes ao sistema, e que para verificar esta suposição teríamos que fazer análises mais aprofundadas, utilizando-se um sistema para separação mais refinadas das frequências de desprendimento de vórtice e frequências causadas por ruídos.

Após os ensaios com filme quente, passamos aos ensaios com PIV no tanque circular, mas antes disto utilizamos um sistema de determinação de desvio de posição a laser para determinar o desvio da forma circular na parede externa do tanque e do fundo do tanque e constatamos que havia uma razoável imperfeição na forma circular lateral e do fundo do tanque e este fato foi comprovado durante a realização dos ensaios com PIV, que somado a emenda lateral do tanque de acrílico devido ao processo de fabricação e mais a distorção na estrutura cristalina do acrílico devido a sua conformação para a forma circular, causaram nos ensaios com PIV, algumas distorções no feixe de laser, principalmente quando foi realizado o ensaio com o feixe de laser na lateral do tanque, com o início dos ensaios também constatamos um outro problema que foi, conforme aumentávamos a rotação do tanque as partículas de esferas ocas de vidro começavam a se deslocar mais rápido em direção as parede externa do tanque devido ao aumento da aceleração conjugado com a massa das esferas, isto aumentava a força centrífuga gerada nas esferas as direcionando cada vez mais rápido para periferia do tanque, o que dificultava a tomada das imagens com PIV, na região de amostragem, perto do corpo de prova, que estava posicionado aproximadamente no meio do tanque, situação esta, que seria interessante ou poderia se tornar uma situação boa, para uma análise do corpo de prova perto da parede externa do tanque, porém esta situação de ensaio não foi parte dos experimentos previstos para este trabalho.

Com o projeto, execução e testes do tanque circular, podemos agora sugerir algumas modificações do aparato para a melhoria de sua desempenho em testes hidrodinâmicos de laboratório. Como o material escolhido para o tanque foi o acrílico, visto que a intensão inicial seria a utilização de um tanque de vidro, que mesmo tendo um coeficiente de refração maior do que o acrílico é mais resistente a arranhões superficiais e que podem comprometer os ensaios com PIV. A utilização do acrílico foi necessário por falta de um fornecedor para um tanque de vidro nestas dimensões. As sugestões para construção de um segundo protótipo são: (1) a aquisição de um tanque de acrílico fundido sem emendas e com filme protetor contra riscos, mas que não compromettesse a característica de translucidez e baixa refração do acrílico, (2) É aconselhável a utilização de esferas ocas de vidro, com menor massa que a utilizada neste experimento, o que acarretaria uma menor concentração do mesmo, em direção a periferia do tanque, devido a força centrífuga gerada pela rotação do tanque, (3) Aconselha-se também a utilização de supressores de ruído no sistema do motor elétrico, visto que a falta destes podem ter gerado alguns ruídos, constatados no espectro de frequência do desprendimento de vórtice das amostras feitas, além dos ruídos gerados pela vibração inerente do sistema em funcionamento, vibração esta que também poderia ser minimizada, (4) É necessário um maior refinamento do sistema construtivo do tanque como descrito anteriormente, (5) Finalmente, é aconselhável a separação do motor elétrico do chassi do tanque, o que diminuiria consideravelmente a vibração gerada por este sobre o sistema como um todo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

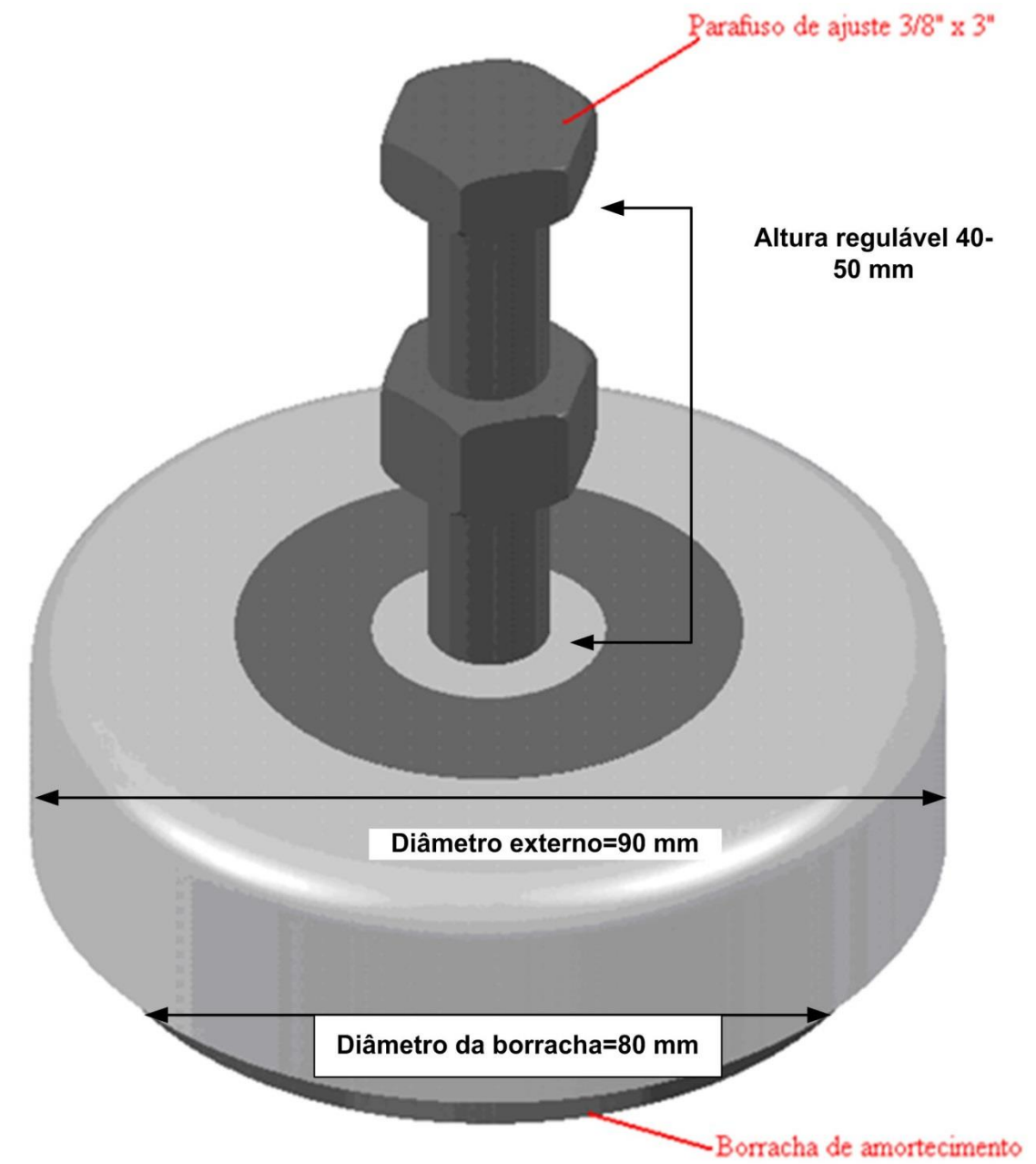
1. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR-ISO 7823-1: **Chapas acrílicas, poli (metacrilato de metila) - PMMA, tipos, Dimensões e Características-Chapas Fundidas (CAST)**. CEE-167.Rio de Janeiro, 2012. 10p.
2. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR-ISO 7823-1: **Chapas acrílicas, poli (metacrilato de metila) - PMMA, tipos, Dimensões e Características-Chapas Extrusadas**. CEE-167.Rio de Janeiro, 2012. 11p.
3. AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE. ANSI B-17.1-1967-R (2013) e B-17.2-R(2013): **Keys and Keyseats**. ASME. USA New York. 1967.
4. BARLOW, Jewel B; JUNIOR, William H. R; POPE, Alan. **Low-Speed Wind Tunnel Testing**. 3ª ed. USA: John Wiley & Sons, Inc. 1999. 713p. ISBN 0-471-55774-9.
5. BATCHELOR, G. K., **Fluid Dynamics**. USA. Cambridge University Press. 1967. 615p. ISBN 0-521-09817-3.
6. BEER, Ferdinand P. and JOHNSTON, E. Russel Jr. **Resistência dos Materiais**. 3ª ed. São Paulo – Makron Books do Brasil Editora Ltda. 1996. 1255p.ISBN 85-346-03448.
7. BENDAT, Julius S.; PIERSON, Allan G. **Random Data Analysis and Measurement Procedures** 2ª ed. USA John Wiley & Sons, Inc. 1986. 559p. ISBN 0-471-04000-2.
8. BLEVINS, Robert D. **Flow-Induced Vibration** . 2ª ed. USA. Krieger Publishing Company 1990. 477p. ISBN 0-89464-823-3.
9. BOSCH REXROTH, **Catálogo do motor REXROTH MSK 061C-0600-NN-S1-UP0-NNNN**. 2014. www.boschrexroth.com. Acessado em abril de 2014.
10. CHAKRABARTI, Subrata K. **Offshore Structure Modeling**. 1ª ed. USA. World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd. 1994. 477p. ISBN 058221584-6.

11. COLLINS, Jack A. ***Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas: Uma Perspectiva de Prevenção da Falha***. 1ª ed. Rio de Janeiro. LTC-Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda. 2014. 674p. ISBN 978-85-216-1475-3.
12. COELHO, Jairo F. L. Rio Grande, 2008. ***Desenvolvimento de Uma instalação Experimental para Estudo de Fenômenos de Interação Fluido-Estrutura***. Dissertação (mestrado em engenharia oceânica). FURG – Fundação Universidade do Rio Grande.
13. DEAN, R. G.; DALRYMPLE, R. A. ***Water Wave Mechanics for Engineers and Scientists***. 4ª ed. Singapore: World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd. 1994. 353p. ISBN 9810204205.
14. DE LANGRE, Emmanuel. ***Fluides et Solides***. 1ª ed. França. Lês Éditions de L'École Polytechnique. 2002. 128p. ISBN 2-7302-0833-X.
15. DOEBELIN, Ernest O. ***Measurement Systems Application and and Design***. 4ª ed. Ohio McGraw-Hill, Inc. 1990. 960p. ISBN 0-07017338-9.
16. FALTINSEN, O. M. ***Sea Loads on Ships and Offshore Structures***. 1ª ed. Cambridge University Press. 1990. 328p. ISBN 0-52137285-2.
17. GREINER, Walter. ***Relativistic Quantum Mechanics: Wave Equation***. 3ª ed. New York :Springer. 2000. 424p. ISBN 3-540-67457-8.
18. HOLMAN, Jack P. ***Experimental Methods for Engineers***. 6ª ed. USA. McGraw-Hill, Co. 1994. 615p. ISBN 0-07-029666-9.
19. HUGHES, Steven A. ***Physical Models and Laboratory Techniques in Coastal Engineering***. 1ª ed. Singapore. World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd. 1993. 568p. ISBN 981-02-1540-1.

20. JUVINALL, Robert C.; MARSHEK, Kurt M. ***Fundamentals of Machine Component Design***. 4ª ed. USA John Wiley & Sons, Inc. 2006. 835p. ISBN 100-471-66177-5.
21. KRISHNAMOORTHY, S., PRICE, S.J., PAIDOUSSIS, M.P. ***Cross-flow past an oscillating circular cylinder. Synchronization phenomena in the near wake***. Journal of Fluid and Structures, v. 15n. 7, p. 955-980, out. 2001.
22. NEWLAND, D. E. ***An Introduction to Random Vibrations, Spectral and Wavelet Analysis***. 3ª ed. London. British Lybrary Cataloging-in-Publication Data. 1994. 477p. ISBN 058221584-6.
23. NEWMAN, J. N. ***Marine Hidrodynamics***. 7ª ed. EUA. Maple-Vail Inc. 1992. 402p. ISBN 0-262-14026-8.
24. NIEMANN, Gustav. ***Elementos de Máquinas, Vol. I, II e III***. São Paulo. Editora Edgard Blücher Ltda.. 1971. 567p.
25. NSK, ***Catálogo de Rolamentos UCP209D1***. www.nsk.com.br .Acessado em abril de 2014.
26. PICCININI, Flávio C., ***Um Estudo do Carregamento Hidrodinâmico sobre Estruturas Oceânicas Esbeltas***, Rio Grande, 2003. 101p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Oceânica), FURG - Universidade Federal do Rio Grande.
27. PINTO, W. T. ***On the dynamics of low tension marine cables***. London, 1995. Tese (Doutorado em Engenharia Oceânica.), UCL - University College London.
28. PINTO, W. T. ***Considerações sobre a análise experimental de vibrações induzidas por escoamentos transversais sobre estruturas cilíndricas***. XXI Congresso Nacional de Transportes Marítimos, Construção Naval e OffShore. Rio de Janeiro. Artigo 151. 2006.
29. PINTO, W. T, et. al. ***Manual interno do LIFE***. Rio Grande. Artigo. 2014.

30. SHIGLEY, Joseph E. ***Elementos de Máquinas***, Vol. I e II. 3ª ed. Rio de Janeiro – LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. 1984. 700p. ISBN. 85-216-0370-3 (Vol. I) e 85-216-0371-1 (Vol. II).
31. STEMMER, C. E. Projeto e Construção de Máquinas. Brasil, 1979.
32. TAVOULARIS, Stavros. ***Measurement in Fluid Mechanics***. 2ª ed. USA, Cambridge University Press . 2005. 354p. ISBN 978-0-521-81518-5.
33. TIMOSHENKO, S. P. ***Resistência dos Materiais***, Vol. I e II. Brasil, 1982.
34. VIBRA-STOP, Indústria de Amortecedores de Vibração ***Vibra Stop*** Ltda-Janeiro de 2007.
35. WHITE, Frank M. ***Viscous Fluid flow***. 2ª ed. USA McGraw-Hill, Inc. 1974. 614p . ISBN. 0-07-069712-4.
36. WHITE, Frank M. ***Fluid Mechanics***. USA McGraw-Hill, Inc. 1994. 386p . ISBN. 0-07-113765-3.

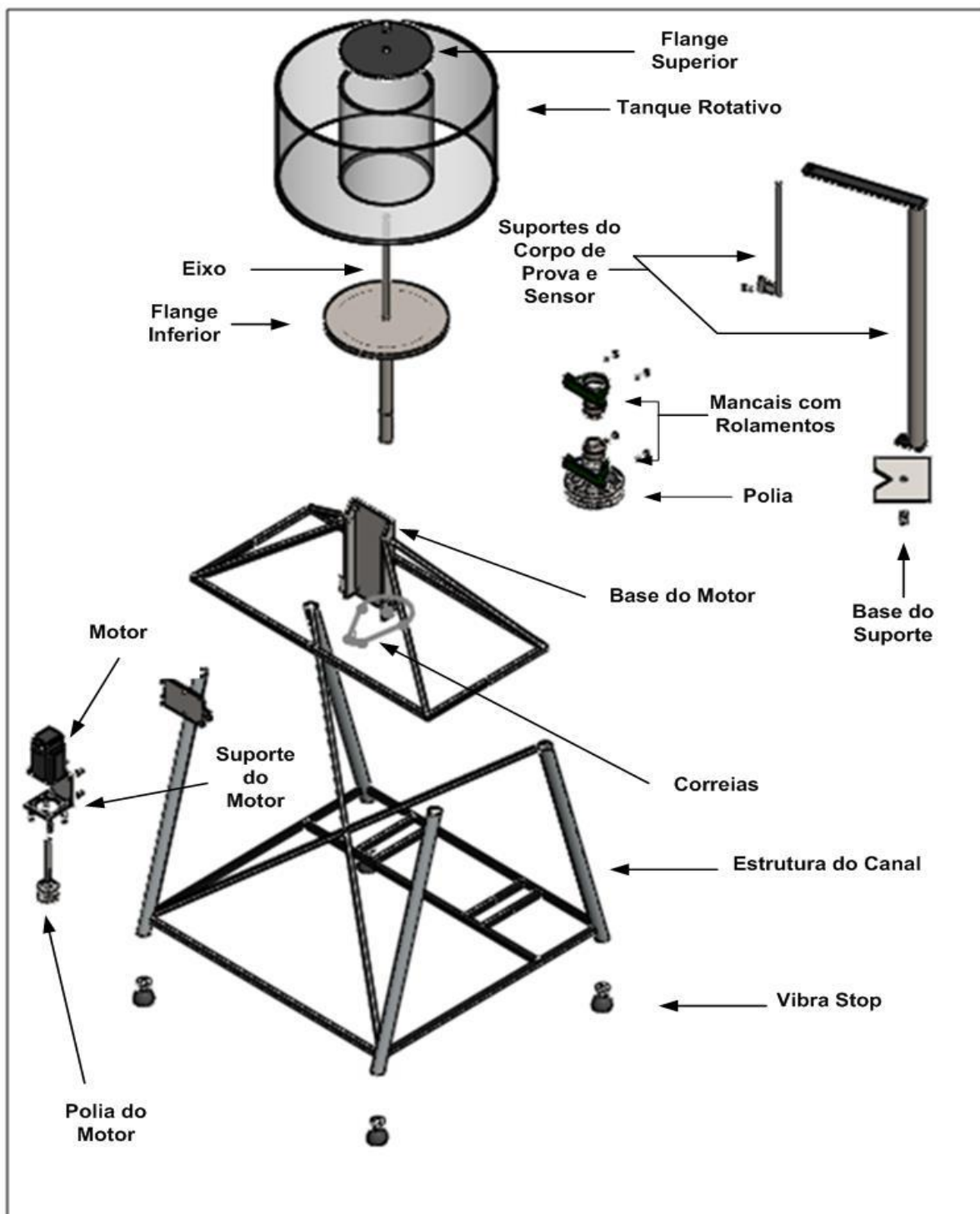
APÊNDICE I – Vista do Vibra Stop tipo Mini



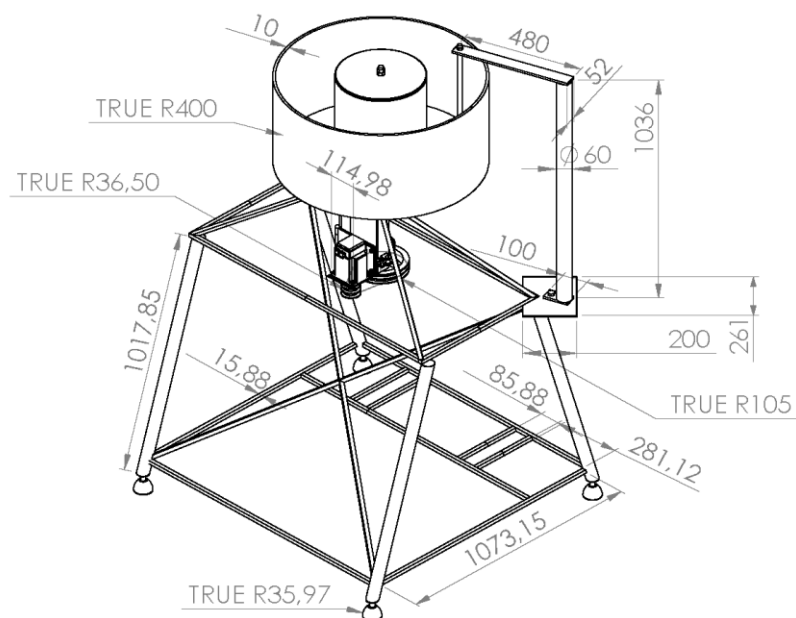
APÊNDICE B- Vista Isométrica do Tanque Rotativo



APÊNDICE C- Vista Explodida do Tanque Rotativo

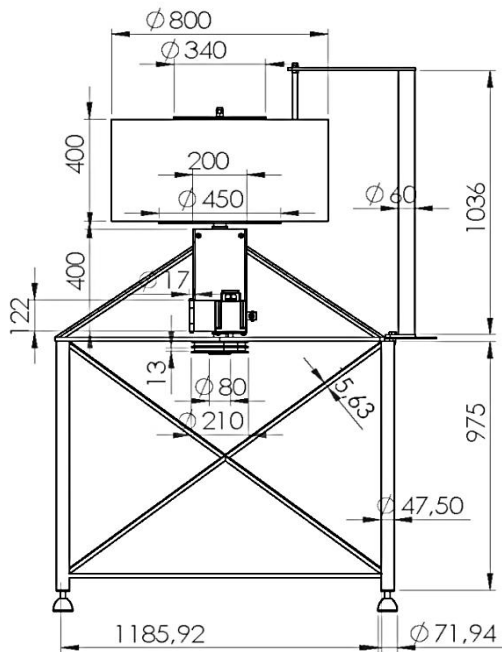


APÊNDICE D- Vista Isométrica Cotada do Tanque Rotativo



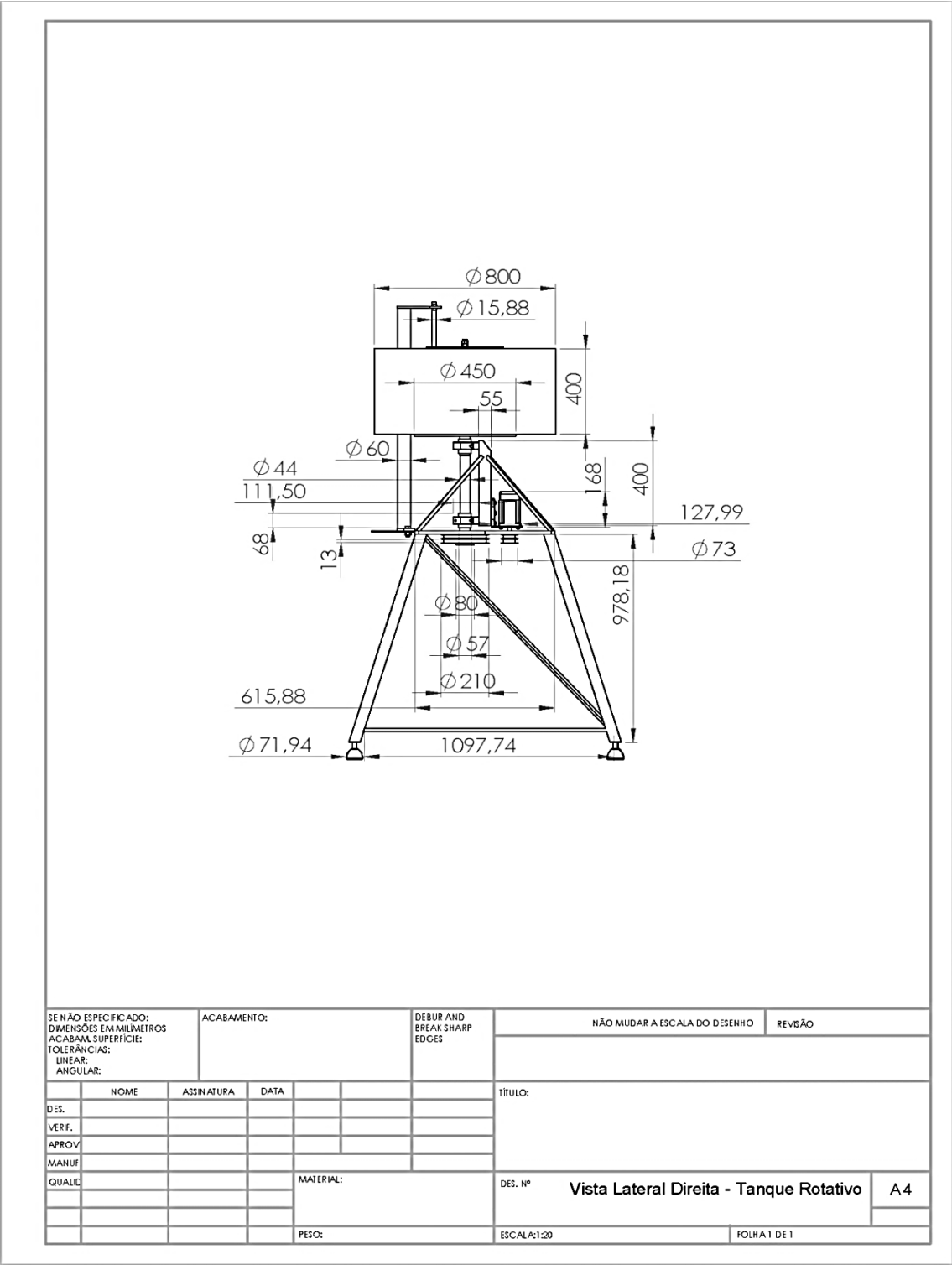
SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAR: SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:			ACABAMENTO:			DEBUR AND BREAK SHARP EDGES			NÃO MUDAR A ESCALA DO DESENHO			REVISÃO		
									TÍTULO:					
NOME			ASSINATURA			DATA								
DES.														
VERIF.														
APROV.														
MANUF.									DES. Nº Vista Isométrica - Tanque Rotativo					
QUALID.														
						MATERIAL:			A4					
						PESO:			ESCALA A: 1:1			FOLHA 1 DE 1		

APÊNDICE E- Vista Frontal Cotada do Tanque Rotativo

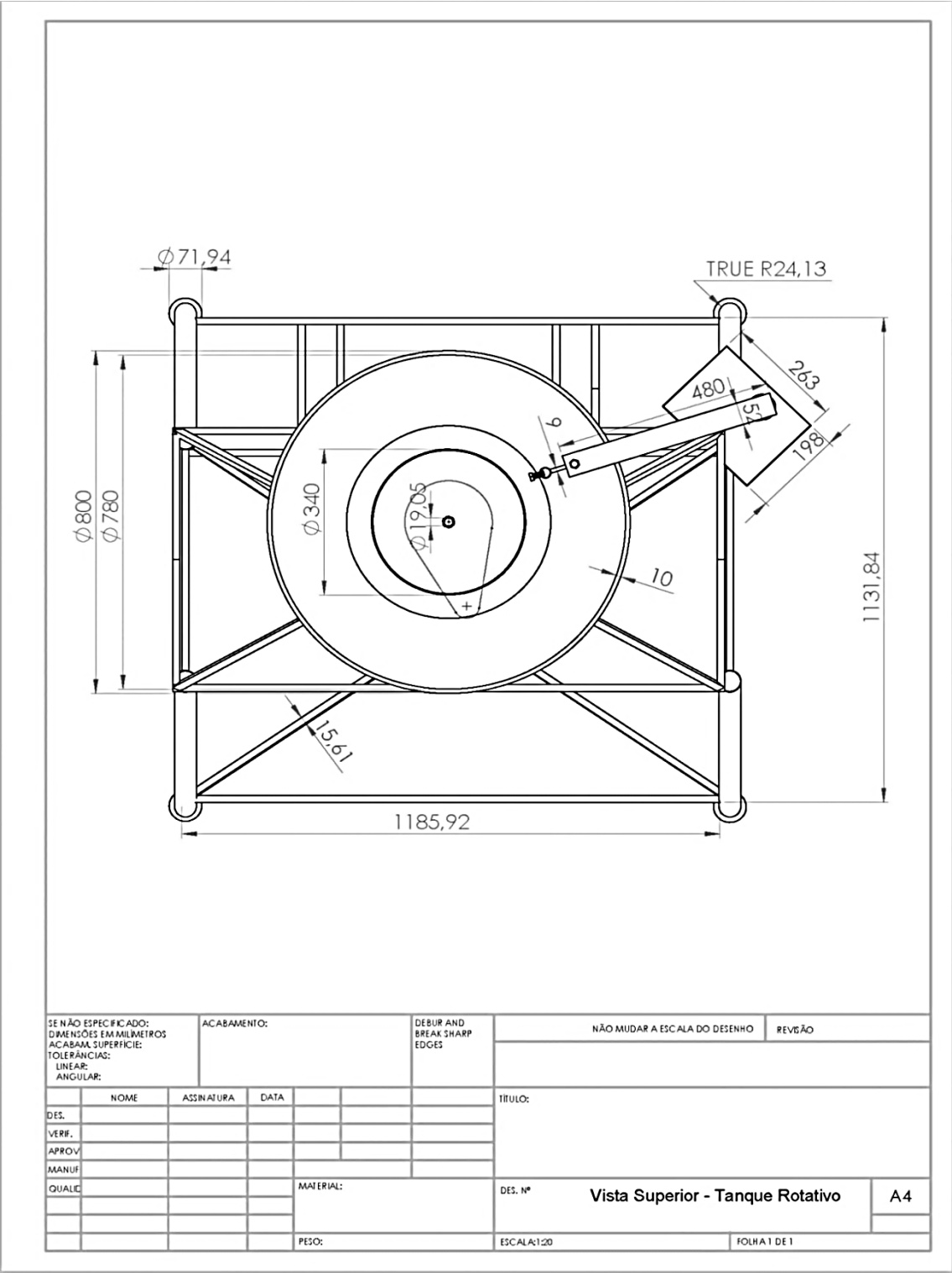


SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:				ACABAMENTO:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		NÃO MUDAR A ESCALA DO DESENHO		REVEÃO	

APÊNDICE F- Vista Lateral Direita Cotada do Tanque Rotativo



APÊNDICE G- Vista Superior Cotada do Tanque Rotativo



APÊNDICE H- Vista Inferior Cotada do Tanque Rotativo

