

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO MECÂNICO DE SISTEMAS DE POSICIONAMENTO E
MOVIMENTAÇÃO DE MODELOS

Giovanni Agostinho Fermi

São Paulo

2011

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO MECÂNICO DE SISTEMAS DE POSICIONAMENTO E
MOVIMENTAÇÃO DE MODELOS

Giovanni Agostinho Fermi

Orientador: Julio Romano Meneghini

Trabalho de formatura apresentado
à Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo para obtenção do título
de Graduação em Engenharia.

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo

2011

FICHA CATALOGRÁFICA

Fermi, Giovanni Agostinho

Projeto mecânico de sistemas de posicionamento e movimentação de modelos / G.A. Fermi. – São Paulo, 2011.

p. 73

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Sistemas de posicionamento dinâmico (Automação) 2.Dinâmica dos fluidos 3.Vórtices dos fluidos 4.Tubos flexíveis 5.Estruturas marítimas I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

Agradecimentos

Em primeiro lugar ao meu Orientador Prof. Dr. Julio Romano Meneghini que me forneceu as diretrizes do meu trabalho e me cedeu o laboratório do NDF para que eu realizasse meus experimentos.

Ao Professor Gustavo Assi com quem me reuni várias vezes para esclarecer sobre fundamentos teóricos relacionados ao meu tema e práticas experimentais de ensaios hidrodinâmicos.

Aos alunos de doutorado, Guilherme Franzini, César Monzu, Ivan Korkischko entre outros alunos do NDF que me auxiliaram na realização dos ensaios no Canal.

Ao Técnico de Usinagem Douglas que me ajudou na construção de peças para a montagem do equipamento sobre o Canal e também na construção dos modelos ensaiados.

Ao meu pai José Clair Fermi, minha mãe Aurea Aparecida Agostinho e meu irmão Davi Felipe Agostinho Fermi, que me apoiaram e me deram condições para que eu pudesse vir estudar em São Paulo.

A minha irma Jaqueline Agostinho Fermi com quem eu moro atualmente e em muito me ajudou para que eu pudesse dedicar meu tempo para concluir meus estudos.

E, acima de tudo, a Deus por me conceder vida, saúde e determinação para que eu continue lutando pelas minhas realizações pessoais e profissionais.

Resumo

O Projeto tem como objetivo o desenvolvimento de um mecanismo capaz de fixar e impor deslocamentos a modelos, que equipará a seção de teste do canal de água circulante do NDF (Núcleo de Dinâmica e Fluidos) da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (EPUSP). Tal dispositivo permitirá a realização de experimentos para a medição, por exemplo, de coeficientes de massa adicional, arrasto, entre outros, e também para auxiliar no entendimento do fenômeno de vibrações induzidas por geração e desprendimento de vórtices (VIV). Para a validação do sistema de posicionamento e movimentação de modelos serão realizados ensaios com um cilindro e um paralelepípedo oscilando forçadamente, comparando os resultados obtidos com outros trabalhos já existentes na literatura.

Abstract

This project aims to develop a mechanism able to fix and move models, which will be installed at the test section of the circulating water channel in the NDF laboratory situated at the Polytechnic School of the University of São Paulo (EPUSP). The device developed will allow performing to measure, for example, of added mass and drag coefficients, among others, and also to assist in understanding the phenomenon of vibration induced by vortex (VIV). As a validation of the new system, it will be conducted tests of a cylinder and a parallelepiped oscillating forcibly, comparing the results with other studies that already exist in literature

Sumário

Lista de tabelas

Lista de figuras

1.	Introdução	8
2.	Motivação.....	11
3.	Objetivos	13
4.	Projeto do Pantógrafo	14
4.1	Especificações do projeto.....	14
4.2	Dimensionamento dos servos-motores.....	18
5.	Automação do equipamento	22
5.1	Objetivos da automação	22
5.2	Instalação	23
5.3	Programa ASDA_Soft.....	29
5.4	Conexões e fiação.....	43
6.	Ensaio para a obtenção de coeficientes adimensionais	47
6.1	Objetivos dos ensaios.....	47
6.2	Fundamentação teórica	48
6.3	Aparato experimental.....	52
6.4	Procedimento experimental	61
6.4.1	Calibração da célula de carga.....	61
6.4.2	Ensaio de arrasto	62
6.4.3	Ensaio de massa adicional.....	63
6.5	Resultados obtidos	65
7.	Análise do trabalho realizado e conclusões finais	68
8.	Referências	69

Lista de tabelas

Tabela 1. Ensaio de arrasto do cilindro.	65
Tabela 2. Ensaio de arrasto do paralelepípedo.	65
Tabela 3. Ensaio de massa adicional do cilindro (com $Re \approx cte.$).	66
Tabela 4. Ensaio de massa adicional do paralelepípedo (com $Re \approx cte.$).	66
Tabela 5. Ensaio de massa adicional do cilindro (com $KC \approx cte.$).	66
Tabela 6. Ensaio de massa adicional do paralelepípedo (com $KC \approx cte.$).	67

Lista de figuras

Figura 1. Plataforma tipo Tension Leg. Observa-se a estrutura dos componentes cilíndricos tais como os tubos (risers) que levam a produção do poço petrolífero para a superfície (Nishimoto (1997)).	8
Figura 2. À esquerda um manifold do Campo de Albacora e à direita um manifold do Campo de Roncador. Extraído de blog.planalto.gov.br/o-petroleo-no-brasil/	9
Figura 3. Árvore de natal molhada para 1000 metros de lâmina d'água. Reproduzido de www.offshoreonline.com.br	9
Figura 4. escoamento ao redor de um corpo rombudo. Adaptado da referência [23].	10
Figura 5. Formação de vórtices em um riser rígido instalado no mar. Extraído de TSUKADA, R.I. (2009) [6].	10
Figura 6. Camada do pré-sal. Reproduzido de www.blogspetrobras.com.br	12
Figura 7. Plataforma em produção de petróleo na Bacia de Campos. Reproduzido de www.g1.globo.com	12
Figura 8. Representação de um pantógrafo submetido a um deslocamento.	14
Figura 9. Desenho técnico com as dimensões da guia linear e do modulo de rotação.	15
Figura 10. Ilustração de uma possível montagem do pantógrafo com 2 módulos de deslocamento lineares e 1 rotacional.	16
Figura 11. Foto das três guias lineares e do módulo de rotação.	17
Figura 12. escoamento ao redor de um paralelepípedo. Adaptado da referência [16].	18
Figura 13. Coeficientes de arrasto para escoamento sobre corpos tri-dimensionais com $Re > 104$. Extraído da referência [16].	20
Figura 14. Comparação entre os tipos de servo motores da Delta em um gráfico de funcionalidade x potência. Extraído de www.kalatec.com.br	21
Figura 15. Imagem de um servo motor ASDA-A2 e seu serial. Extraído de www.kalatec.com.br	22
Figura 16. Layout de instalação dos conectores do drive. Extraído do manual de utilização [18].	24
Figura 17. Circuito Elétrico Terminal aonde chega o suprimento de energia da rede elétrica (220 Volts).	25
Figura 18. Saída elétrica para o Servo Motor.	26
Figura 19. Ilustração do conector CN1 com a numeração dos pinos. Extraído do manual de utilização [18].	27
Figura 20. Funções associadas a cada pino do CN1. Extraído do manual de utilização da referência [18].	28
Figura 21. Tela para associar o servo ao software pela porta correta.	29
Figura 22. Telas principais para a operação do servo-motor.	30
Figura 23. Tela Parameter Initial Wizard.	30
Figura 24. Localização do botão Load From Servo.	31
Figura 25. Localização do botão Write to Servo.	31

Figura 26. Configurações da tela Homing Setting.	32
Figura 27. Ativação do sensor de home pela passagem do carro de deslocamento.	33
Figura 28. Opções de comandos dentro de um passo.	34
Figura 29. Gerador de funções produzindo uma onda senoidal.	36
Figura 30. Opções para a função que será atribuída a cada entrada digital.	37
Figura 31. Fins de curso instalados próximos às extremidades da guia linear.	39
Figura 32. Ativação do fim de curso pelo choque contra a peça de acrílico fixa ao carro.	39
Figura 33. Cantoneiras que funcionam como fins de curso mecânicos.	40
Figura 34. Tela Parameter Editor.	41
Figura 35. Tela Digital IO / Jog Control.	42
Figura 36. Layout de conexões e fiação para o servo-motor sendo operado no Modo de Controle da Velocidade (S).....	45
Figura 37. Diagrama de instalação do sensor de home.	46
Figura 38. Vias do cabo manga que chega do conector CN1 soldadas às borneras.	47
Figura 39. Massa adicional para um cilindro com delimitações simétricas. Extraído da referência [21].	52
Figura 40. Imagem da máquina de prototipagem rápida adquirida pelo NDF.	53
Figura 41. Estrutura interna do paralelepípedo.	53
Figura 42. Modelo pronto para o ensaio.	54
Figura 43. Modelo do cilindro.	54
Figura 44. Ilustração do ferrão utilizado.	55
Figura 45. Célula de carga utilizada nos ensaios.	55
Figura 46. Disposição dos equipamentos sobre o Canal.	56
Figura 47. Imagens produzidas com simulações numéricas feitas por elementos finitos mostrando as regiões com concentração de tensão. Extraído da referência [19].	57
Figura 48. Colagem do extensômetro á célula de carga.	58
Figura 49. Ilustração do circuito elétrico conhecido como ponte de Wheatstone.....	58
Figura 50. Ilustração da fonte de tensão utilizada, do sistema de aquisição de sinais e da tela do LabView aberta no monitor do computador.	59
Figura 51. Imagem da trena a laser e a placa branca refletora.....	60
Figura 52. Imagem do gerador de funções à direita, do drive à esquerda e da tela do programa ASDA_Soft no monitor do computador.	61
Figura 53. Calibração da célula de torque.	62
Figura 54. Ensaio de arrasto no paralelepípedo.	63
Figura 55. Ensaio de massa adicional do cilindro.	64
Figura 56. Tela do computador durante a realização do ensaio com oscilação forçada. .	65
Figura 57. Coeficientes de massa adicional de um paralelepípedo se deslocando na direção do eixo x. Extraído da referência [22].....	68

1. Introdução

A busca contínua por energia tem resultado em grandes descobertas de reservas de petróleo e gás natural em terras submarinas por todo o mundo. A exploração desses produtos, nos grandes sistemas oceânicos, tem aumentado a implementação de oleodutos, *risers* e outras estruturas oceânicas como *manifolds* e árvores de natal molhadas.

Risers são tubos que têm comprimento suspenso da ordem de 1000 a 2000 m (ver figura 1) e tem como função promover o escoamento de fluido do leito do oceano até a unidade flutuante. Na presença de correntes marítimas, estes elementos estruturais vibram devido à excitação causada pela emissão alternada de vórtices e causam tensões cíclicas que podem, eventualmente, romper por fadiga a estrutura.



Figura 1. Plataforma tipo Tension Leg. Observa-se a estrutura dos componentes cilíndricos tais como os tubos (*risers*) que levam a produção do poço petrolífero para a superfície (Nishimoto (1997)).

Já *manifolds* são estruturas submarinas que funcionam como concentradores de óleo e gás (ver figura 2). O petróleo, assim como o gás natural e outras substâncias, é extraído de vários pontos de um poço e transportado previamente aos *manifolds*, e então destes é transportado para a plataforma de produção na superfície do mar, de forma a minimizar o número de *risers* que ligam a plataforma até o leito oceânico.

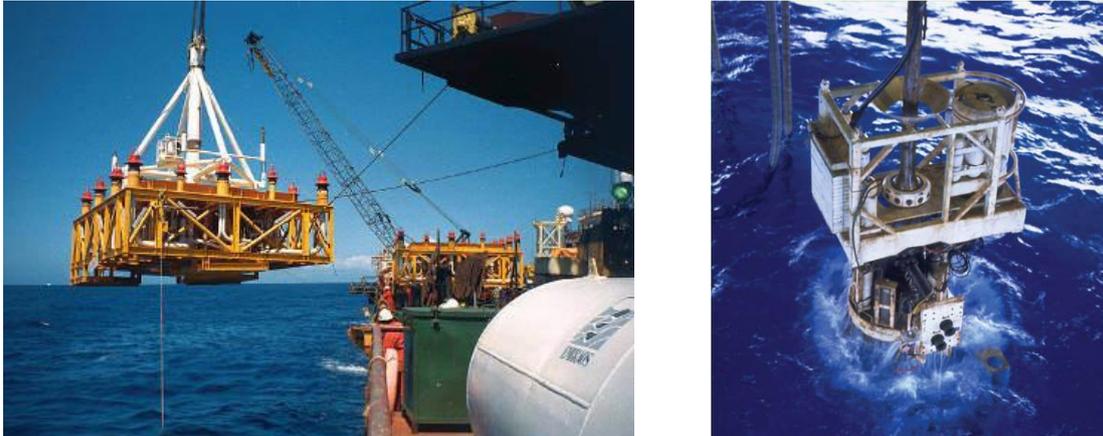


Figura 2. À esquerda um manifold do Campo de Albacora e à direita um manifold do Campo de Roncador. Extraído de blog.planalto.gov.br/o-petroleo-no-brasil/.

Árvore de natal molhada é um sistema posicionado no fundo do mar, composto por válvulas conectadas ao poço e à unidade de produção na superfície (observar figura 3). Estas válvulas permitem o fluxo de produção de petróleo e gás, do poço para a superfície, assim como a injeção de líquido e gás da superfície para o poço.



Figura 3. Árvore de natal molhada para 1000 metros de lâmina d'água. Reproduzido de www.offshoreonline.com.br.

Todas essas estruturas submersas citadas acima podem ser classificadas como corpos rombudos. Corpo rombudo é uma denominação técnica usada na mecânica dos fluidos que denomina aquele corpo que, quando imerso em uma corrente de fluido, gera separação do escoamento em

uma porção considerável da sua superfície, criando uma região de recirculação do fluido (observar figura 4).

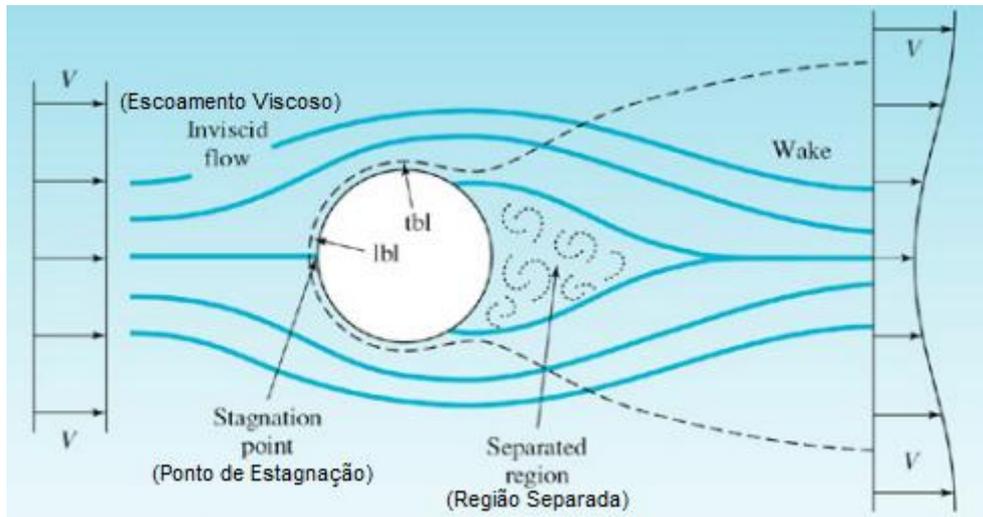


Figura 4. Escoamento ao redor de um corpo rombudo. Adaptado da referência [23].

Escoamento ao redor de corpos rombudos é um problema que tem tido bastante importância em aplicações de engenharia. Isso se deve pelo fato de ser necessário em uma fase inicial de projeto prever alguns fenômenos que possam ocorrer com a estrutura como, por exemplo, os fenômenos de excitação chamados de VIE - Vibrações Induzidas pelo Escoamento – que é resultado da interação hidroelástica entre o fluido escoando e a estrutura do corpo submerso. Uma situação comum que ocasiona VIE é quando um corpo submerso induz a separação do escoamento, resultando na geração e desprendimento de vórtices. Esse fenômeno é chamado de VIV - Vibração Induzida por Vórtices (a figura 5 mostra a formação de vórtices ao redor de um riser).

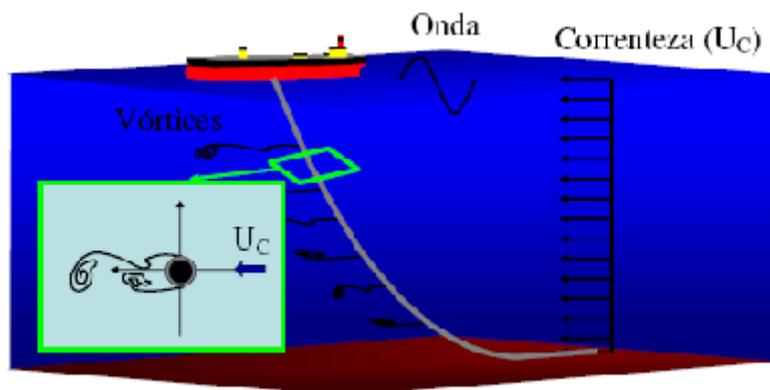


Figura 5. Formação de vórtices em um riser rígido instalado no mar. Extraído de TSUKADA, R.I. (2009) [6].

Alguns aspectos do fenômeno de VIV envolvem uma complexa interação entre forças hidrodinâmicas e a resposta da estrutura. Estas forças não são facilmente previstas sem que se recorra à realização de experimentos ou a simulação completa do escoamento conjuntamente com a resposta dinâmica da estrutura.

Experimentos com cilindros rígidos livre para vibrar em base elástica, por exemplo, apresentam respostas praticamente harmônicas, portanto, a fim de comparação de resultados, ensaios com oscilação forçada em cilindros devem ser realizados utilizando movimentos harmônicos prescritos.

Para a realização de experimentos de oscilação forçada é necessário um sistema mecânico de geração de movimento para impor os deslocamentos desejados.

Isto pode ser feito através de um pantógrafo, que é um mecanismo que fixa o modelo a ser ensaiado e reproduz movimentos que são passados a ele através de comandos numéricos. As forças hidrodinâmicas são medidas por meio de células de carga fixadas ao pantógrafo.

O pantógrafo também pode ser usado para a realização de ensaios de reboque prendendo-se o casco de uma embarcação e forçando o movimento a uma velocidade constante, com isso pode-se levantar a curva de arrasto em função da velocidade da determinada embarcação.

Outra aplicação de um pantógrafo esta na calibração de equipamentos de medidas como, por exemplo, de um anemômetro, colocando-se velocidades conhecidas e assim obtendo a relação entre a tensão no terminal do anemômetro e o valor medido.

2. Motivação

A Petrobras vem obtendo muito êxito nos últimos anos, fazendo com que o Brasil atingisse sua auto-suficiência em petróleo e com a perspectiva de um aumento significativo da produção para os próximos anos. Isso se deve às recentes descobertas de grandes reservas de gás natural e petróleo em águas profundas e no pré-sal em camadas de 5 mil a 7 mil metros abaixo do nível do mar, o que torna a exploração mais cara e difícil (ilustrado na figura 6).

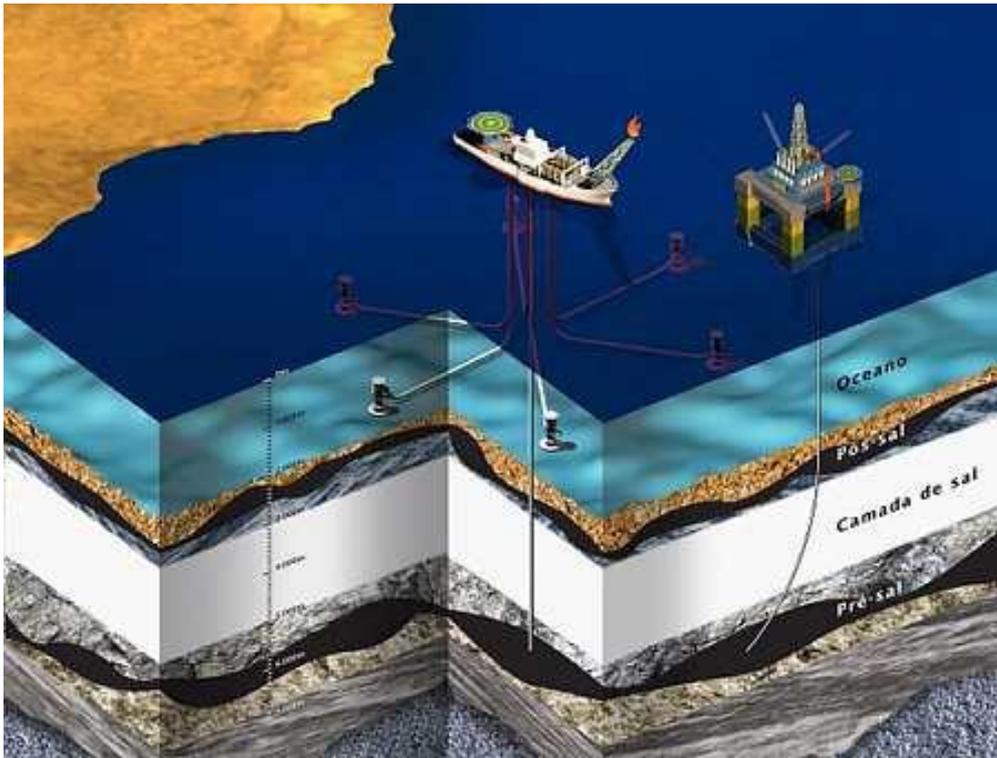


Figura 6. Camada do pré-sal. Reproduzido de www.blogspetrobras.com.br.

A extração de petróleo em águas profundas, que até alguns anos era impraticável, só é possível graças ao investimento de recursos no desenvolvimento de novas tecnologias de exploração de petróleo. Exemplo disso é a Bacia de Campos, onde a Petrobras concentra seu esforço de produção em águas profundas (figura 7).



Figura 7. Plataforma em produção de petróleo na Bacia de Campos. Reproduzido de www.g1.globo.com.

Existe nessa bacia uma corrente marítima persistente e relativamente intensa. Nestas condições é essencial buscar uma melhor compreensão da dinâmica dos vórtices causando a vibração de estruturas submersas como *risers*, *manifolds*, árvores de natal molhadas, entre outras.

Para a realização deste tipo de estudo, este projeto visa disponibilizar aparatos experimentais para a realização de ensaios hidrodinâmicos no Canal de Água Circulante do NDF.

A motivação do projeto esta em prover o NDF de um sistema de posicionamento e movimentação de modelos já que o canal ainda não tem um dispositivo com as mesmas características para a realização de experimentos. O novo sistema poderá ser usado em ensaios de reboque de embarcações, calibração de equipamentos, poderá também impor oscilações forçadas em estruturas como, por exemplo, cilindros e modelos de *manifolds* a fim de realizar estudos comparativos com ensaios de vibrações induzidas por geração e desprendimento de vórtices (VIV) em estruturas oceânicas e marítimas. O mecanismo também poderá ser usado para a obtenção de forças e coeficientes hidrodinâmicos de diversas estruturas mecânicas, além de outras aplicações.

3. Objetivos

O principal objetivo desse projeto é desenvolver e operacionalizar um sistema de posicionamento e movimentação de modelos (pantógrafo) a ser instalado no Canal de Água Circulante do NDF. A razão para isso é que demais alunos do NDF poderão realizar estudos posteriores utilizando tal equipamento em seus ensaios.

O pantógrafo a ser implementado terá três graus de liberdade lineares e um rotacional. É importante ressaltar que o mecanismo será capaz de prescrever movimentos harmônicos nos graus de liberdade supracitados. Outro objetivo será o projeto e desenvolvimento de um posicionador de sondas de medição de velocidades para acompanhar o ensaio.

Fazem parte também das atividades do projeto a automação do pantógrafo e do posicionador, além da condução de experimentos para a

obtenção de coeficientes adimensionais que serão comparados a resultados de estudos presentes nas referências deste projeto.

4. Projeto do Pantógrafo

4.1 Especificações do projeto

A princípio previa-se a fabricação de dois pantógrafos, o de posicionamento de modelos e o de posicionamento de sondas para o acompanhamento dos ensaios. Porém, com o desenvolvimento das idéias, optou-se por fazer um maquinário composto por quatro módulos que poderiam se encaixar de diversas maneiras. Sendo três guias lineares idênticas e um módulo de rotação.

Esse sistema de traverse possibilita a movimentação independente em quatro graus de liberdade: deslocamento linear nas direções longitudinal (x), transversal (y) e vertical (z) da seção de testes e movimento de rotação ao redor de um eixo escolhido do canal (w_x, w_y ou w_z). A figura 8 ilustra um pantógrafo impondo movimentos a um modelo.

Modelo acoplado ao pantógrafo submetido a um deslocamento forçado $S(t)$

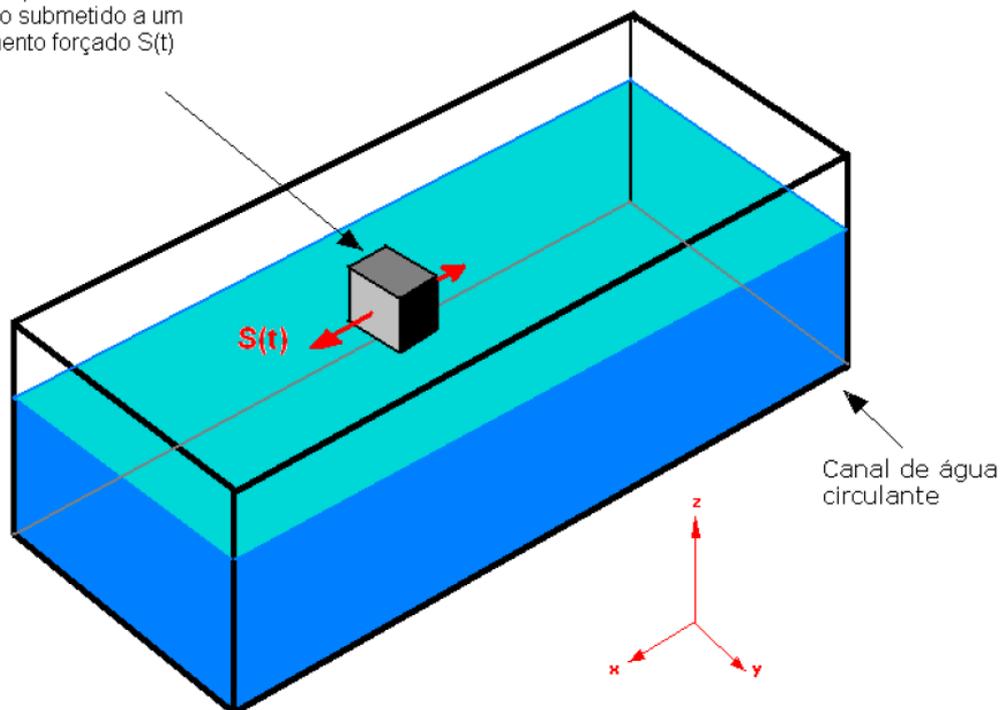


Figura 8. Representação de um pantógrafo submetido a um deslocamento

A figura 9 mostra o desenho técnico dimensional da guia linear na parte superior e do módulo de rotação na parte inferior.

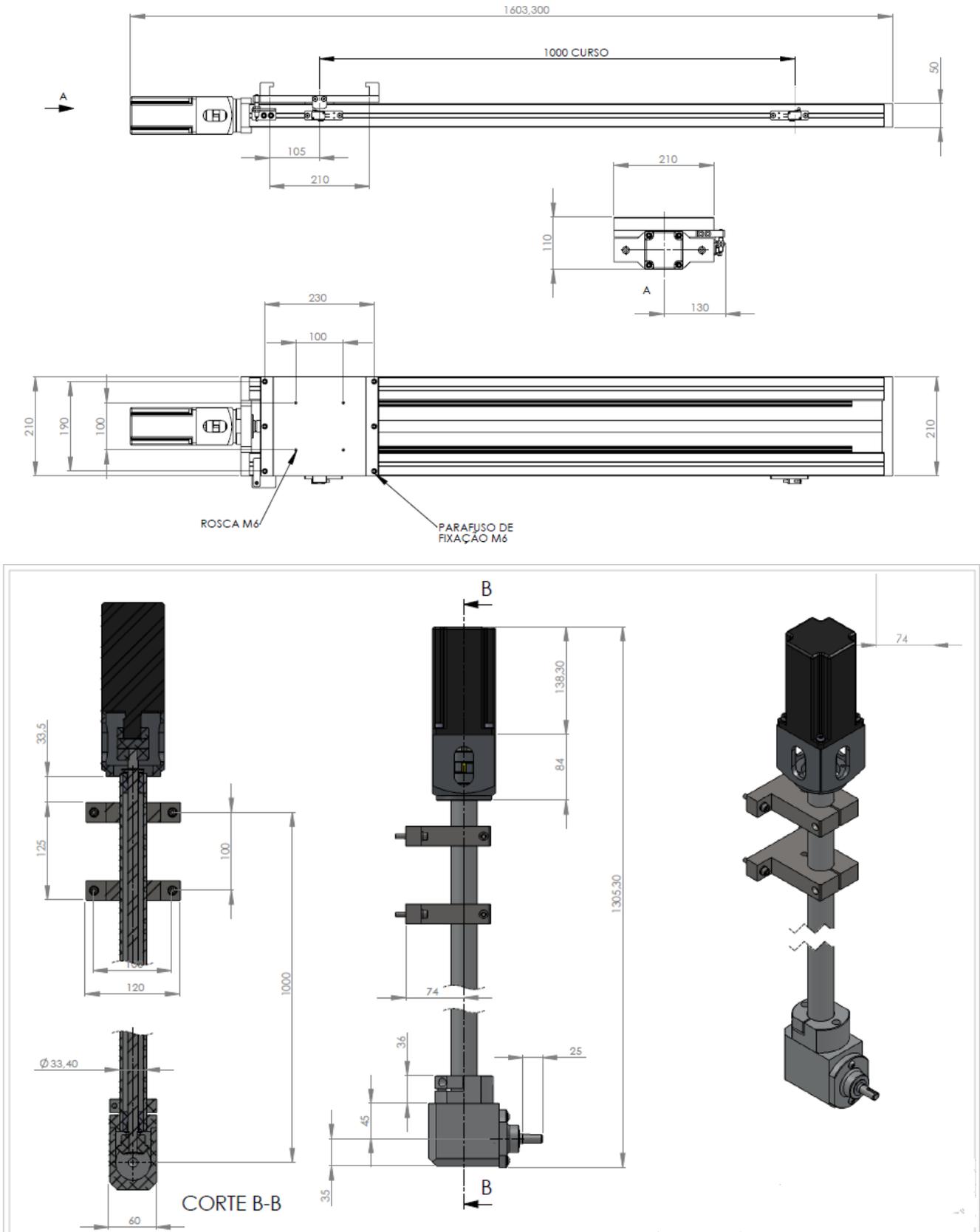


Figura 9. Desenho técnico com as dimensões da guia linear e do módulo de rotação.

A figura 10 apresenta uma vista esquemática do sistema mostrando duas guias lineares e o módulo de rotação. Agora pode ser retomada a idéia do posicionador de sondas. Montando um sistema como mostrado na figura 10, pode-se utilizar a guia linear que está sobrando para ela realizar a função de um pantógrafo posicionador de sondas para o acompanhamento do ensaio. Isso é possível visto que os quatro módulos possuem controle independente. Por isso não se viu mais necessária a fabricação de outro mecanismo para ser o pantógrafo posicionador de sondas.

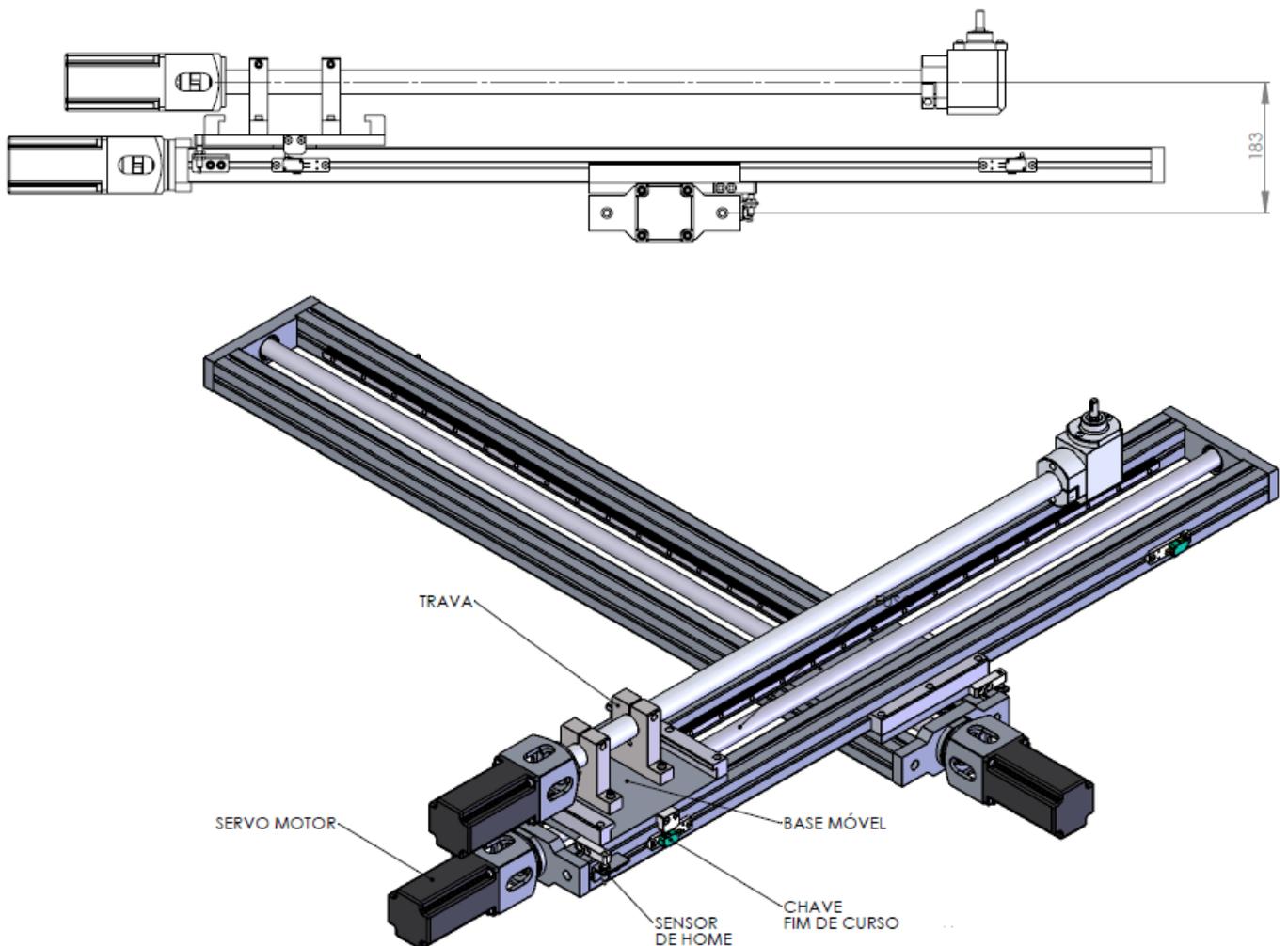


Figura 10. Ilustração de uma possível montagem do pantógrafo com 2 módulos de deslocamento lineares e 1 rotacional.

As guias lineares são compostas por um carro de deslocamento montado sobre trilhos lineares de precisão. O deslocamento dentro de um curso máximo de 1 metro se dá pela atuação de um fuso acoplado a um servo-

motor. As guias estão equipadas com sensores de fim de curso por medidas de segurança.

O módulo de rotação também é atuado por um servo-motor. O eixo do motor é prolongado com um fuso de 800 mm e no terminal desse fuso é instalada uma caixa com duas engrenagens cônicas que realiza a mudança de direção da rotação do motor. O modelo será instalado nesta extremidade podendo ser posicionado em qualquer ponto da seção de testes do canal. Os servos-motores serão conectados a controladores isolados de modo que a movimentação em cada grau de liberdade possa ser controlada independentemente.

As três guias lineares, assim como a guia de deslocamentos angulares, foram fabricadas, testadas e aprovadas (como pode ser visto na figura 11).



Figura 11. Foto das três guias lineares e do módulo de rotação.

4.2 Dimensionamento dos servos-motores

O pantógrafo deverá ser capaz de realizar diversos tipos de ensaios, por exemplo, ensaios de reboque onde a velocidade relativa entre fluido e o modelo é constante e ensaios de oscilação forçada.

Este tipo de escoamento, onde o objeto está totalmente envolvido pelo fluido, é normalmente denominado escoamento externo. Explicando mais detalhadamente escoamentos sobre corpos rombudos, a interação entre o fluido e a estrutura do corpo submerso gera forças de duas naturezas. São elas as forças hidrodinâmicas e forças inerciais.

Forças hidrodinâmicas são geradas pela alteração no campo de pressão atuante no corpo, isso é ocasionado na situação em que o corpo está sofrendo a ação de uma corrente e há uma separação do escoamento e geração de esteiras. Já as forças inerciais são geradas quando há alteração do campo de velocidade e pressão do fluido, isso é provocado pela movimentação do corpo.

As forças hidrodinâmicas são compostas por uma parcela de força na direção do escoamento, chamada de força de arrasto e por uma parcela de força na direção ortogonal ao escoamento, chamada de força de sustentação (a figura 12 mostra o escoamento ao redor de um paralelepípedo em que o fluido tem uma velocidade V ao longe; também estão mostradas as direções das forças de sustentação e arrasto).

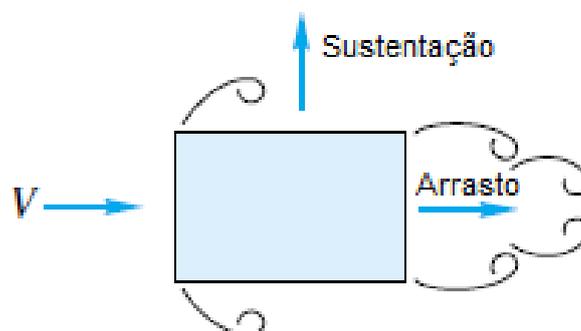


Figura 12. Escoamento ao redor de um paralelepípedo. Adaptado da referência [16].

Para dimensionar os servos motores é necessário estimar as forças de arrasto que serão geradas nos ensaios hidrodinâmicos a serem realizados no Canal.

A força de arrasto é definida por:

$$F = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 \cdot S \cdot C_D$$

Onde: ρ é a massa específica do fluido;

U é a velocidade relativa entre o fluido e o corpo;

S é a área projetada vista para um observador que olha para o objeto na direção paralela a velocidade U ;

C_D é o coeficiente de arrasto.

A potência necessária para a realização dos movimentos pelo servo motor pode ser dada por:

$$P = F \cdot U$$

O valor do coeficiente de arrasto depende da geometria do corpo. A figura 13 mostra os coeficientes de arrasto para vários corpos tri-dimensionais quando o escoamento apresenta número de Reynolds maior ou igual a 10^4 .

O número de Reynolds pode ser obtido com a seguinte fórmula:

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot l}{\mu}$$

Onde: l é o comprimento do corpo na direção do escoamento;

μ é viscosidade dinâmica do fluido.

Os servo motores foram dimensionados de modo que a velocidade máxima relativa atingida entre o modelo e a água do Canal fosse de 2 m/s. O modelo pode apresentar diversas formas, inclusive a Petrobrás está encarregada de enviar ao NDF uma geometria de modelo para a representação de um *manifold*. Será considerado que os modelos terão por volta de 30 cm de comprimento, altura e largura. Assim tem-se que $l = 0,3 \text{ m}$ e $S = 0,09 \text{ m}^2$.

Considera-se uma temperatura média da água do canal de 20°C. Em tabelas da referência [16], obtêm-se $\rho = 998,2 \text{ kg/m}^3$ e $\mu = 1,004 \cdot 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$.

Body	C_D based on frontal area	Body	C_D based on frontal area																					
Cube:	1.07	Cone:	<table border="1"> <tr> <td>θ:</td> <td>10°</td> <td>20°</td> <td>30°</td> <td>40°</td> <td>60°</td> <td>75°</td> <td>90°</td> </tr> <tr> <td>C_D:</td> <td>0.30</td> <td>0.40</td> <td>0.55</td> <td>0.65</td> <td>0.80</td> <td>1.05</td> <td>1.15</td> </tr> </table>	θ :	10°	20°	30°	40°	60°	75°	90°	C_D :	0.30	0.40	0.55	0.65	0.80	1.05	1.15					
θ :	10°	20°	30°	40°	60°	75°	90°																	
C_D :	0.30	0.40	0.55	0.65	0.80	1.05	1.15																	
	0.81	Short cylinder, laminar flow:	<table border="1"> <tr> <td>L/D:</td> <td>1</td> <td>2</td> <td>3</td> <td>5</td> <td>10</td> <td>20</td> <td>40</td> <td>∞</td> </tr> <tr> <td>C_D:</td> <td>0.64</td> <td>0.68</td> <td>0.72</td> <td>0.74</td> <td>0.82</td> <td>0.91</td> <td>0.98</td> <td>1.20</td> </tr> </table>	L/D :	1	2	3	5	10	20	40	∞	C_D :	0.64	0.68	0.72	0.74	0.82	0.91	0.98	1.20			
L/D :	1	2	3	5	10	20	40	∞																
C_D :	0.64	0.68	0.72	0.74	0.82	0.91	0.98	1.20																
Cup:	1.4	Porous parabolic dish [23]:	<table border="1"> <tr> <td>Porosity:</td> <td>0</td> <td>0.1</td> <td>0.2</td> <td>0.3</td> <td>0.4</td> <td>0.5</td> </tr> <tr> <td>$\leftarrow C_D$:</td> <td>1.42</td> <td>1.33</td> <td>1.20</td> <td>1.05</td> <td>0.95</td> <td>0.82</td> </tr> <tr> <td>$\rightarrow C_D$:</td> <td>0.95</td> <td>0.92</td> <td>0.90</td> <td>0.86</td> <td>0.83</td> <td>0.80</td> </tr> </table>	Porosity:	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	$\leftarrow C_D$:	1.42	1.33	1.20	1.05	0.95	0.82	$\rightarrow C_D$:	0.95	0.92	0.90	0.86	0.83	0.80
Porosity:	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5																		
$\leftarrow C_D$:	1.42	1.33	1.20	1.05	0.95	0.82																		
$\rightarrow C_D$:	0.95	0.92	0.90	0.86	0.83	0.80																		
	0.4	Average person:	<p>$C_D A = 9 \text{ ft}^2$ \uparrow $C_D A = 1.2 \text{ ft}^2$</p>																					
Disk:	1.17	Pine and spruce trees [24]:	<table border="1"> <tr> <td>$U, \text{ m/s}$:</td> <td>10</td> <td>20</td> <td>30</td> <td>40</td> </tr> <tr> <td>C_D:</td> <td>1.2 ± 0.2</td> <td>1.0 ± 0.2</td> <td>0.7 ± 0.2</td> <td>0.5 ± 0.2</td> </tr> </table>	$U, \text{ m/s}$:	10	20	30	40	C_D :	1.2 ± 0.2	1.0 ± 0.2	0.7 ± 0.2	0.5 ± 0.2											
$U, \text{ m/s}$:	10	20	30	40																				
C_D :	1.2 ± 0.2	1.0 ± 0.2	0.7 ± 0.2	0.5 ± 0.2																				
Parachute (Low porosity):	1.2																							

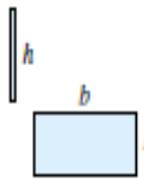
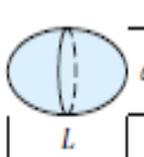
Body	Ratio	C_D based on frontal area	Body	Ratio	C_D based on frontal area
Rectangular plate:			Flat-faced cylinder:		
	b/h			L/d	
	1	1.18		0.5	1.15
	5	1.2		1	0.90
	10	1.3		2	0.85
	20	1.5		4	0.87
	∞	2.0		8	0.99
Ellipsoid:					
	L/d				
	0.75	Laminar	Turbulent		
	1	0.5	0.2		
	2	0.47	0.2		
	4	0.27	0.13		
	8	0.25	0.1		
		0.2	0.08		

Figura 13. Coeficientes de arrasto para escoamento sobre corpos tri-dimensionais com $Re > 10^4$. Extraído da referênci [16].

Com esses dados é possível calcular o número de Reynolds:

$$Re = \frac{998,2 \cdot 2 \cdot 0,3}{1,004 \cdot 10^{-3}} = 5,96 \cdot 10^5 > 10^4$$

Portanto, os valores da figura 13 para coeficientes de arrastos são válidos para este escoamento. Observa-se nesta figura que os valores para o C_D para as geometrias mostradas variam desde 0,1 a 2. Para a segurança do projeto será usado $C_D = 4$.

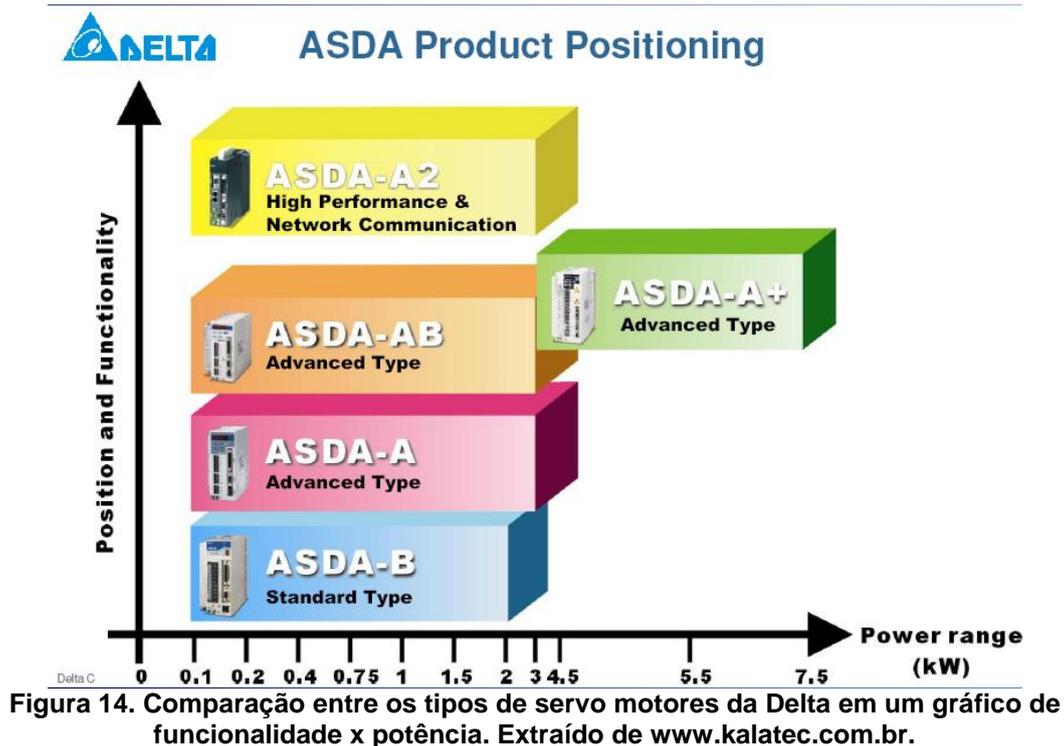
A força de arrasto será:

$$F = \frac{1}{2} \cdot 998,2 \cdot 2^2 \cdot 0,09 \cdot 4 = 718,7 \text{ N}$$

A potência que o servo terá de fornecer será:

$$P = 718,7 \cdot 2 = 1437,4 \text{ W} \approx 1,44 \text{ kW}$$

A figura 14 ilustra diversos modelos de servo motores comparando os valores de potência com sua *performance*.



O modelo escolhido para o projeto foi o ASDA-A2 por ser capaz de fornecer até 4,5 kW de potência e ter um alto desempenho, priorizando a comunicação, velocidade e precisão. Cada servo-motor vem acompanhado de um *drive* que é o responsável por enviar os comandos para o servo. A figura 15 ilustra o servo-motor à esquerda e o *drive* à direita.

2008

ASDA-A2 series
High Performance Type
for Network Communication



Figura 15. Imagem de um servo motor ASDA-A2 e seu serial. Extraído de www.kalatec.com.br.

As principais características deste servo são:

- *Encoder* incremental de 20 bits (Alta precisão);
- Módulo de Posicionamento interno para até 16 posições;
- Ajustes de velocidades. Rampas são tratadas individualmente para cada posição;
- Fornece 35 modelos de *Homing Modes*;
- *E-Cam Mode* (720 pontos mestre/escravo);
- Alta velocidade no controle de comunicação de rede (1 Mbps);
- Alteração de velocidade e parâmetros *On Fly*.

5. Automação do equipamento

5.1 Objetivos da automação

Com o pantógrafo já produzido, é necessário desenvolver uma forma de controle através de um computador e uma interface que mande os comandos do operador para o sistema traverse.

O objetivo é conseguir movimentar o modelo reduzido ensaiado de várias maneiras, por exemplo, mantendo sua velocidade constante, ou oscilando harmonicamente nos três graus de liberdade lineares (x, y, z) através

das guias lineares dos módulos ou rotacionando em torno de um eixo escolhido com o modulo de rotação já descrito acima no projeto.

Algumas informações contidas neste relatório foram obtidas em um curso sobre servos-motores realizado pela empresa Kalatec responsável pela fabricação do sistema traverse, em parceria com a Multinacional Delta a qual fabrica os servos-motores encomendados para o projeto (ASDA-A2).

No curso foram apresentadas as características deste servo-motor e suas vantagens em relação a outros servos. Também foram mostradas várias aplicações em tipos diferentes de indústrias e linhas de produção.

Ao final do curso, foi realizada uma demonstração ao vivo do funcionamento de uma máquina formada pela associação de três servos. Foi mostrada a comunicação dos servos com os seus respectivos *drives* e com um computador. Foi apresentado também um dos *softwares* capaz de fazer a interface de comando entre o usuário e o servo-motor, o editor *E-Cam*.

Quando todos os módulos já com seus servos-motores instalados e com seus respectivos *drives* foram entregues, a empresa Kalatec enviou dois representantes ao laboratório do NDF para dar um treinamento de um dia para mostrar algumas formas de operação dos servos-motores. Após o treinamento, estava a disposição do NDF um serviço de suporte técnico através do telefone da Kalatec.

5.2 Instalação

As informações que serão explicadas nesse item foram extraídas do manual de utilização do ASDA-A2 que pode ser obtido no site da fabricante (referencia [18]). A figura 16 mostra a função de cada conector do *drive*.

É importante saber que não existe apenas uma forma de se comandar o servo-motor e será explicada aqui apenas a solução que foi utilizada para a realização de experimentos no Canal do NDF.

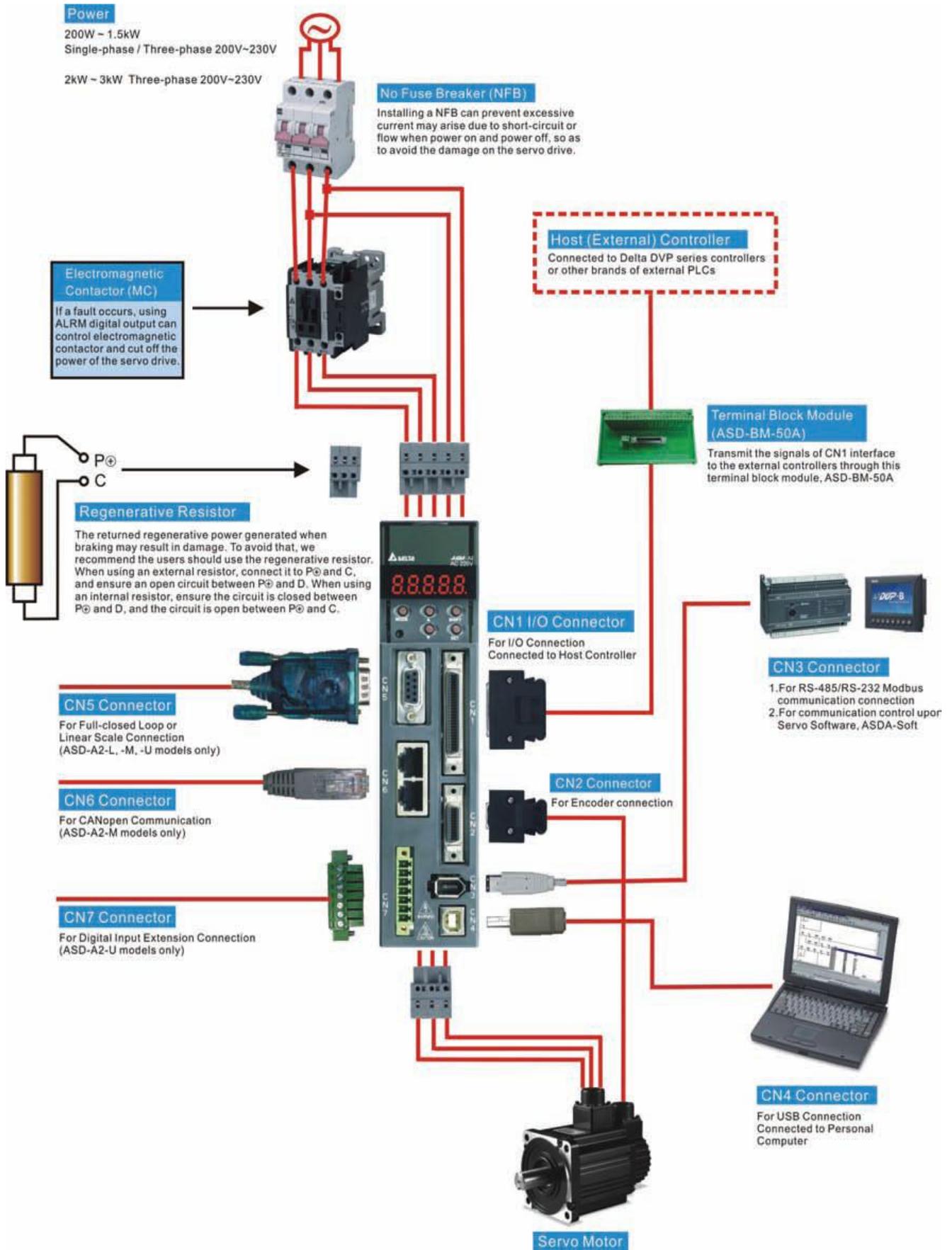


Figura 16. Layout de instalação dos conectores do drive. Extraído do manual de utilização [18].

O *drive* deve ser alimentado por uma tensão de 220 Volts (ver parte superior da figura 16). A figura 17 mostra o circuito elétrico terminal de alimentação do *drive*.

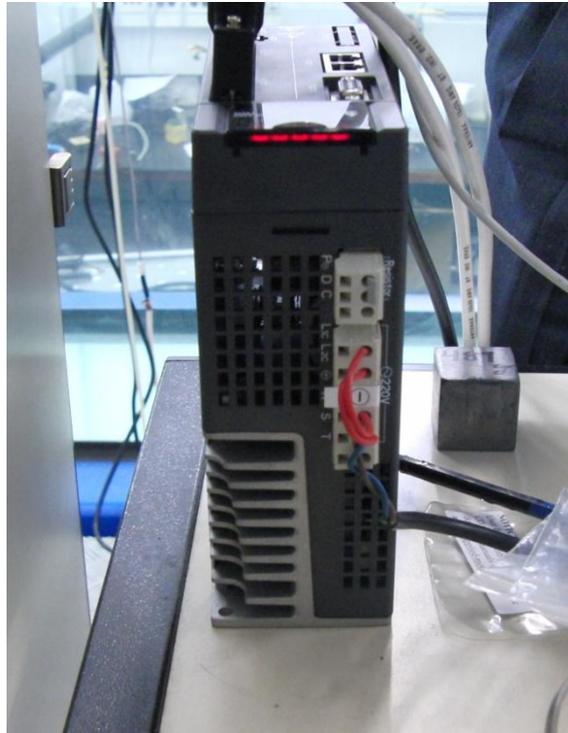


Figura 17. Circuito Elétrico Terminal aonde chega o suprimento de energia da rede elétrica (220 Volts).

O servo-motor possui dois cabos que devem ser ligados ao *drive*. Um deles é o cabo que faz o suprimento de energia elétrica do *drive* para o servo-motor. Essa energia provém da saída elétrica do *drive* que pode ser vista na figura 17.

O outro cabo é o que faz a conexão do *drive* com o *encoder* acoplado ao eixo do servo-motor. *Encoder* é um sensor de posição angular que gera sinais elétricos mediante a rotação do seu eixo, podendo indicar de maneira precisa uma posição ou ângulo. Uma placa eletrônica converte o sinal do sensor em pulsos (*encoder* incremental).

Os pulsos vindos do servo são recebidos pelo *drive* através do conector CN2 (a figura 16 mostra a ligação entre o CN2 e o servo-motor).



Figura 18. Saída elétrica para o Servo Motor.

No modo de operação escolhido, serão usados os conectores CN1, CN2 e o CN4. O conector CN1 é a interface de sinais de entrada (*input*) e saída (*output*), tanto de sinais digitais quanto analógicos. O CN1 é usado para a conexão a um controlador externo, como um computador CLP (Controlador Lógico Programável) ou, por exemplo, para a conexão a um gerador de funções utilizando as entradas analógicas.

O conector CN4 é a porta de comunicação USB usada para comunicar o *drive* com um computador pessoal como um *notebook* ou *desktop*. Existe um software chamado *ASDA_Soft* que faz essa interface de comunicação entre o computador e o *drive*. No programa faz-se a configuração da maneira que se deseja operar o servo-motor e essas informações são carregadas para o *drive*. Como o *drive* tem essa capacidade de armazenar as informações, não é preciso que ele esteja conectado ao computador para que o servo realize suas funções, porém, nada impede que o *drive* continue conectado ao *ASDA_Soft*. Este *software* se comunica apenas a um *drive* por vez.

A figura 19 mostra a imagem do conector CN1 e as posições dos 50 pinos. Já a figura 20 mostra a função associada a cada pino.

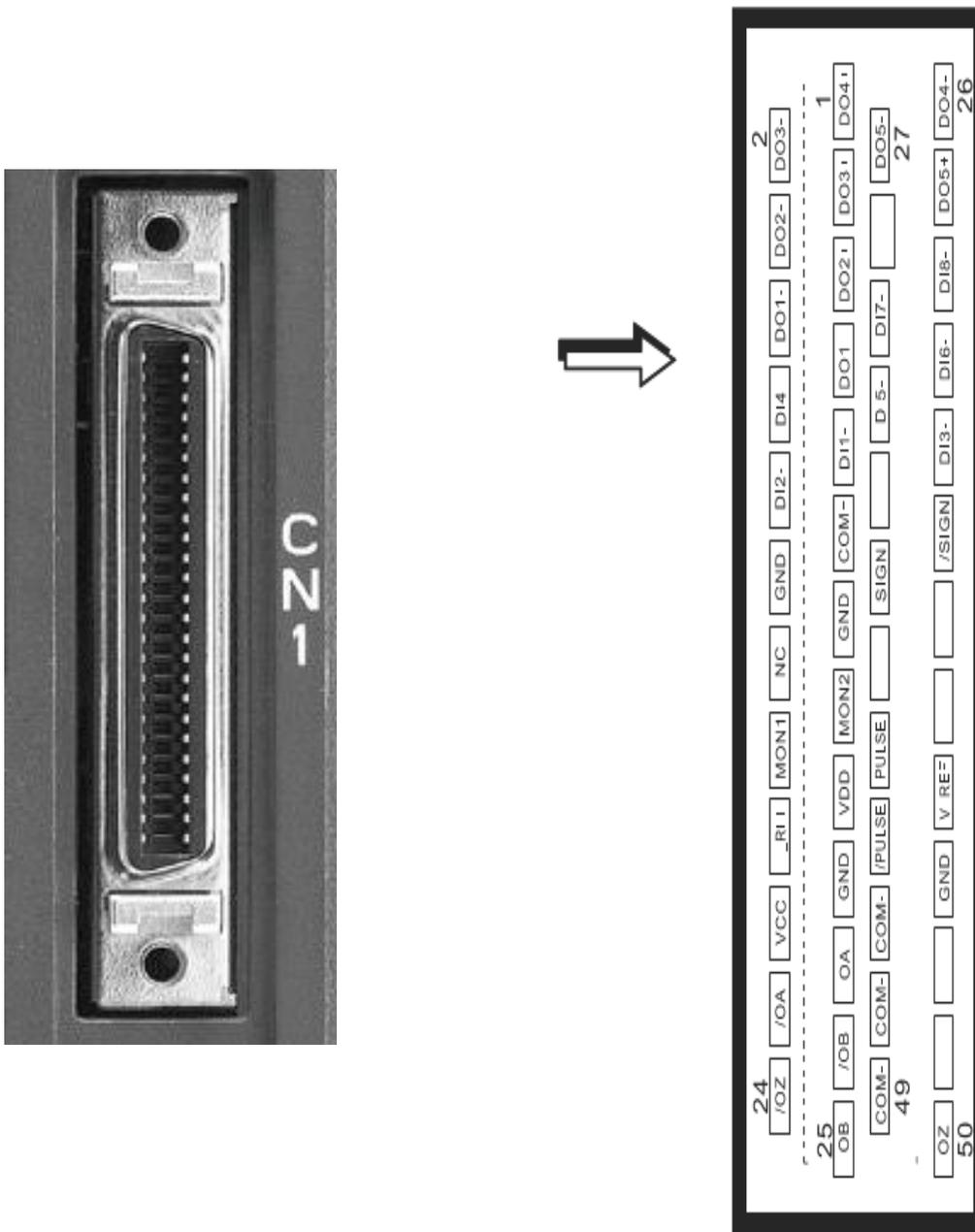


Figura 19. Ilustração do conector CN1 com a numeração dos pinos. Extraído do manual de utilização [18].

2	DO3-	Digital output
4	DO2-	Digital output
6	DO1-	Digital output
8	DI4-	Digital input
10	DI2-	Digital input
12	GND	Analog input signal ground
14	NC	No Connection
16	MON1	Analog monitor output 1
18	T_REF	Analog torque Input
20	VCC	+12V power output (for analog command)
22	/OA	Encoder /A pulse output
24	/OZ	Encoder /Z pulse output
1	DO4+	Digital output
3	DO3+	Digital output
5	DO2+	Digital output
7	DO1+	Digital output
9	DI1-	Digital input
11	COM+	Power input (12~24V)
13	GND	Analog input signal ground
15	MON2	Analog monitor output 2
17	VDD	+24V power output (for external I/O)
19	GND	Analog input signal ground
21	OA	Encoder A pulse output
23	/OB	Encoder /B pulse output
25	OB	Encoder B pulse output
27	DO5-	Digital output
29	/HPULSE	High-speed position pulse (-)
31	DI7-	Digital input
33	DI5-	Digital input
35	PULL HI_S (SIGN)	Pulse applied power (SIGN)
37	SIGN	Position sign (+)
39	PULL HI_P (PULSE)	Pulse applied Power (PULSE)
41	PULSE	Pulse input (+)
43	/PULSE	Pulse input (-)
45	COM-	VDD(24V) power ground
47	COM-	VDD(24V) power ground
49	COM-	VDD(24V) power ground
28	DO4-	Digital output
28	DO5+	Digital output
30	DI8-	Digital input
32	DI6-	Digital input
34	DI3-	Digital input
38	/SIGN	Position sign (-)
38	HPULSE	High-speed position pulse (+)
40	/HSIGN	High-speed position sign (-)
42	V_REF	Analog speed input (+)
44	GND	Analog input signal ground
48	HSIGN	High-speed position sign (+)
48	OCZ	Encoder Z pulse open-collector output
50	OZ	Encoder Z pulse line-driver output

Figura 20. Funções associadas a cada pino do CN1. Extraído do manual de utilização da referência [18].

5.3 Programa ASDA_Soft

O *software* pode ser baixado no site da referência [17]. Recomenda-se utilizar um computador com o sistema operacional *Windows XP*. A comunicação com o *Windows Vista* e com o *Windows 7* ainda apresenta falhas. Depois de concluída a instalação o computador deve reconhecer a porta USB com a qual irá se comunicar com o *drive*.

Sempre ao iniciar o programa, a seguinte imagem (figura 21) é mostrada.

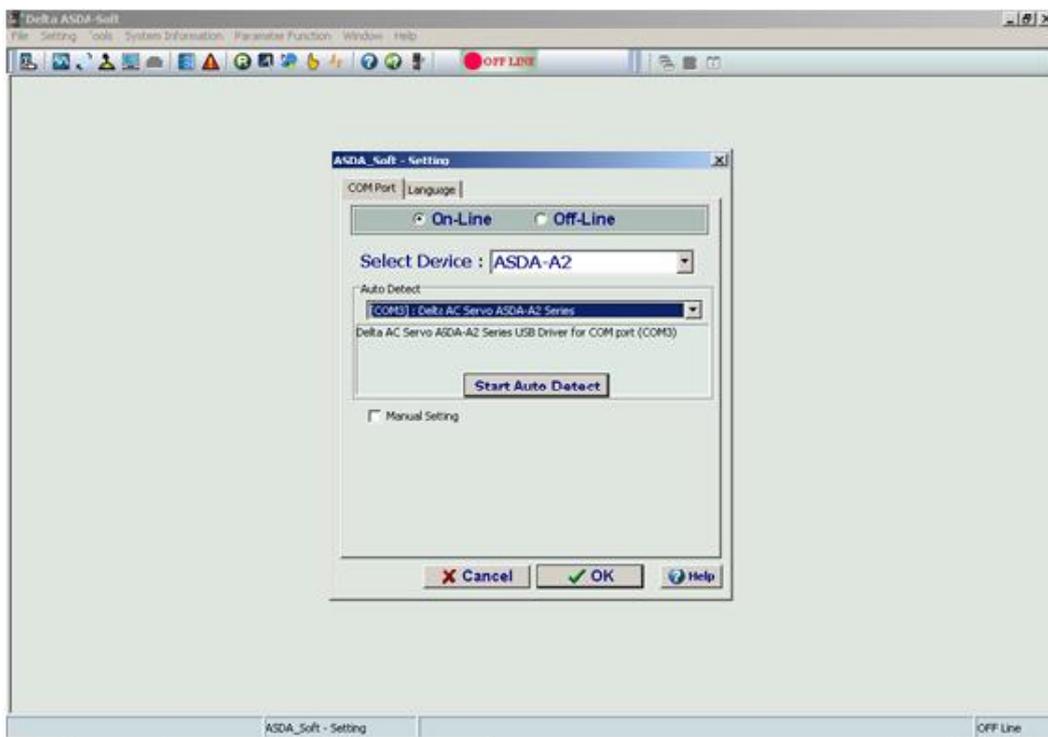


Figura 21. Tela para associar o servo ao software pela porta correta.

Esta tela é usada pelo programa para detectar a porta correta que está associada ao *drive*. O usuário deve selecionar a opção *On-Line*, escolher em *Select Device* o modelo correto do *drive* e em seguida *clique* em *Start Auto Detect*.

Se mesmo utilizando o *Windows XP* o programa não encontrar nenhuma porta, o usuário pode tentar ir até o Painel de Controle, entrar em *Hardware* e abrir o Gerenciador de Dispositivos. Provavelmente haverá uma porta com um triângulo amarelo e um sinal de exclamação indicando algum problema. O problema é muitas vezes solucionado apenas por atualizar os *drivers* dos

dispositivos. Este procedimento inclusive teve que ser feito no computador do Canal do NDF.

Como dito anteriormente, existem vários modos de operação do servo. São eles: Modo de Controle de Posição (Pt), Modo de Controle de Posição (Pr), Modo de Controle de Velocidade (S), Modo de Controle de Torque (T) e o Modo de Comunicação *CANopen*.

A figura 22 mostra o nome das principais telas utilizadas para a automação do servo-motor.

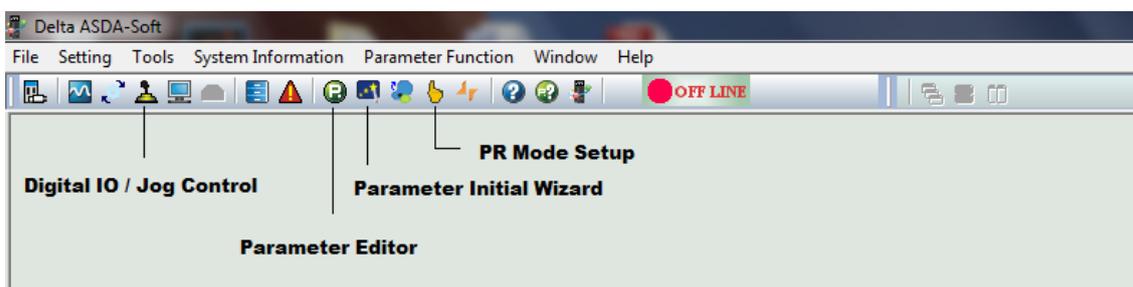


Figura 22. Telas principais para a operação do servo-motor.

Para se escolher o modo de controle a ser utilizado, deve-se entrar na tela *Parameter Initial Wizard*. Ver figura 23.

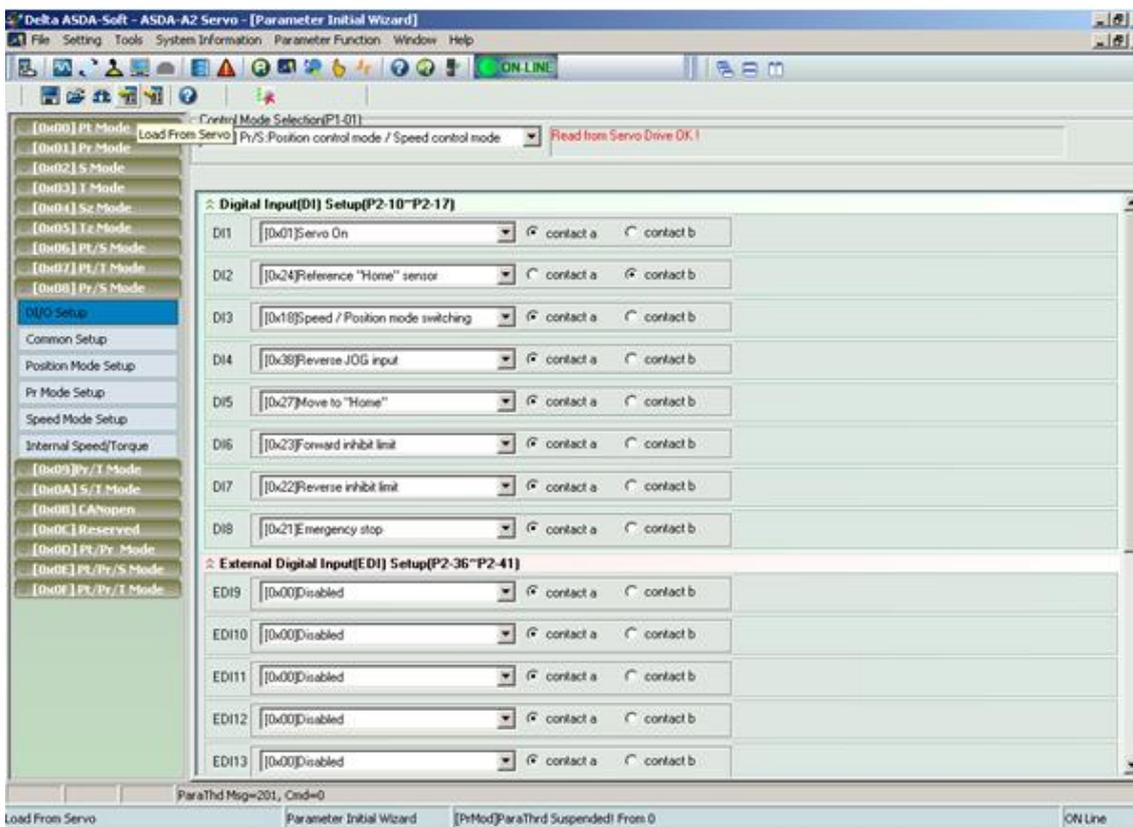


Figura 23. Tela Parameter Initial Wizard.

O usuário escolhe o modo de controle na coluna da esquerda. Quando o modo de controle é trocado é necessário desconectar o *drive* da tomada da rede elétrica e ligá-lo novamente. Alguns pequenos problemas de comunicação também podem ser resolvidos simplesmente desligando e ligando o *drive*.

Em qualquer tela, se o usuário quiser ver a configuração que já está armazenada no servo-motor, basta clicar no botão *Load from Servo* (figura 24).



Figura 24. Localização do botão Load From Servo.

Quando realizada qualquer alteração que se deseja transmitir para o servo é necessário clicar no botão *Write to Servo* e em seguida confirmar a operação (figura 25).



Figura 25. Localização do botão Write to Servo.

Percebe-se na figura 26 que existem opções que apresentam mais de um modo de controle, por exemplo, a [0x08] *Pr/S Mode*, a [0x0E] *Pt/Pr /S Mode* e outras.

Para a realização dos ensaios foi utilizado o modo [0x08] *Pr/S Mode* que inclusive é o que está selecionado na figura 23 já com as configurações desejadas.

Será explicado agora o funcionamento do Modo de controle de Posição Pr. O Modo Pr tem a vantagem de que a maioria de suas funções podem ser executadas apenas pela comunicação via USB, não sendo necessária a utilização do conector CN1. Somente o Modo Pr tem a definição do *Home* do sistema, ou seja, é no Modo Pr que o usuário define um ponto de referência de

acordo com o que lhe for conveniente. No caso das guias lineares, foi definido o centro do curso como sendo o *Home* do sistema. Isso pode ser útil para que todos os ensaios comecem da mesma posição.

A figura 26 mostra um exemplo de configuração do *Home*. Dentro de *Homing Mode*, em X é definido a referência que será usada como *Home*. Existem nove opções para este preenchimento. Entre elas, o usuário pode escolher um pulso Z do servo motor com sendo o seu *home*, ou seja, o motor continua girando até encontrar essa posição e se escolhe também se o motor procurará esta posição girando no sentido horário (opção X:4) ou anti-horário (opção X:5).

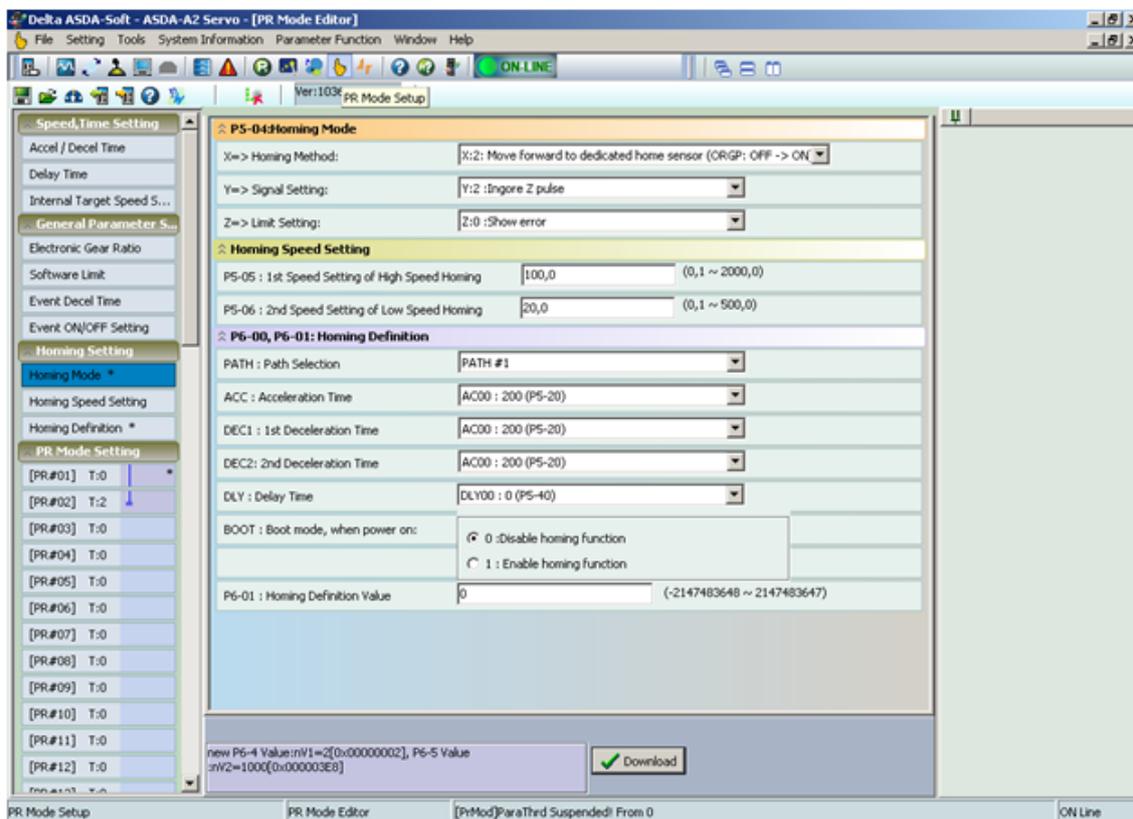


Figura 26. Configurações da tela Homing Setting.

Outra opção é mover o servo-motor até que ele receba o sinal digital acusando que um sensor de *home* foi ativado. Pode-se escolher o sentido em que o motor girará e também se o sensor de *home* estará normalmente fechado ou normalmente aberto (opções X:2, X:3, X:6 e X:7).

Na configuração mostrada na figura 26 a opção escolhida foi a X:2 que é mover no sentido horário até o sinal de sensor de *home* mudar de *OFF* para *ON*. A figura 27 mostra o carro de deslocamento passando pelo sensor de *home* que está fixo na guia linear, a aproximação do parafuso que está rosqueado dentro da peça de acrílico fecha o circuito, isso pode ser percebido pela luz que está acesa no terminal do cabo cinza.

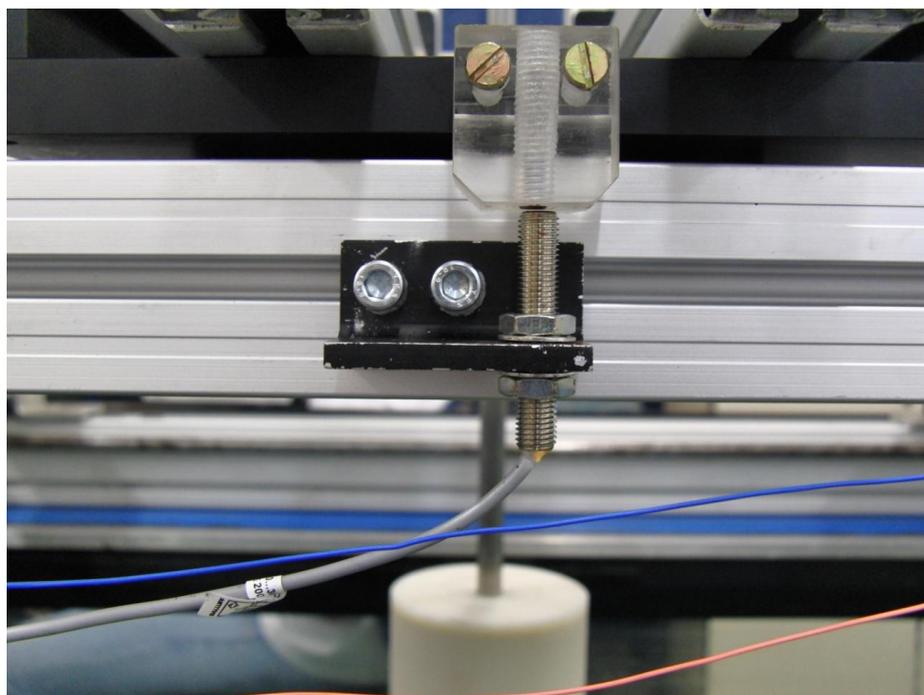


Figura 27. Ativação do sensor de home pela passagem do carro de deslocamento.

É importante entender que para a utilização de um sensor de *home* o *drive* deve receber esse sinal digital, então nesse caso é necessário a utilização do conector CN1 que possui entradas de sinais digitais. Mais para frente será mostrado quais os pinos corretos para fazer esta ligação.

Após o sistema realizar as operações definidas no *Homing Mode*, o usuário pode escolher em *Homing Definitions* no campo *Path Selection* o que o servo deverá fazer após ter encontrado o sensor de home. Se escolhida a opção 0 o servo não executará nenhum movimento após concluído os comandos do *Homing Mode*. Se escolhido quaisquer outros passos, como no exemplo ilustrado acima, o *PATH 1*, o servo irá receber os comandos definidos no *PR Mode Setting* correspondente, no caso o [PR#01]. Podem ser criados 63 passos PR.

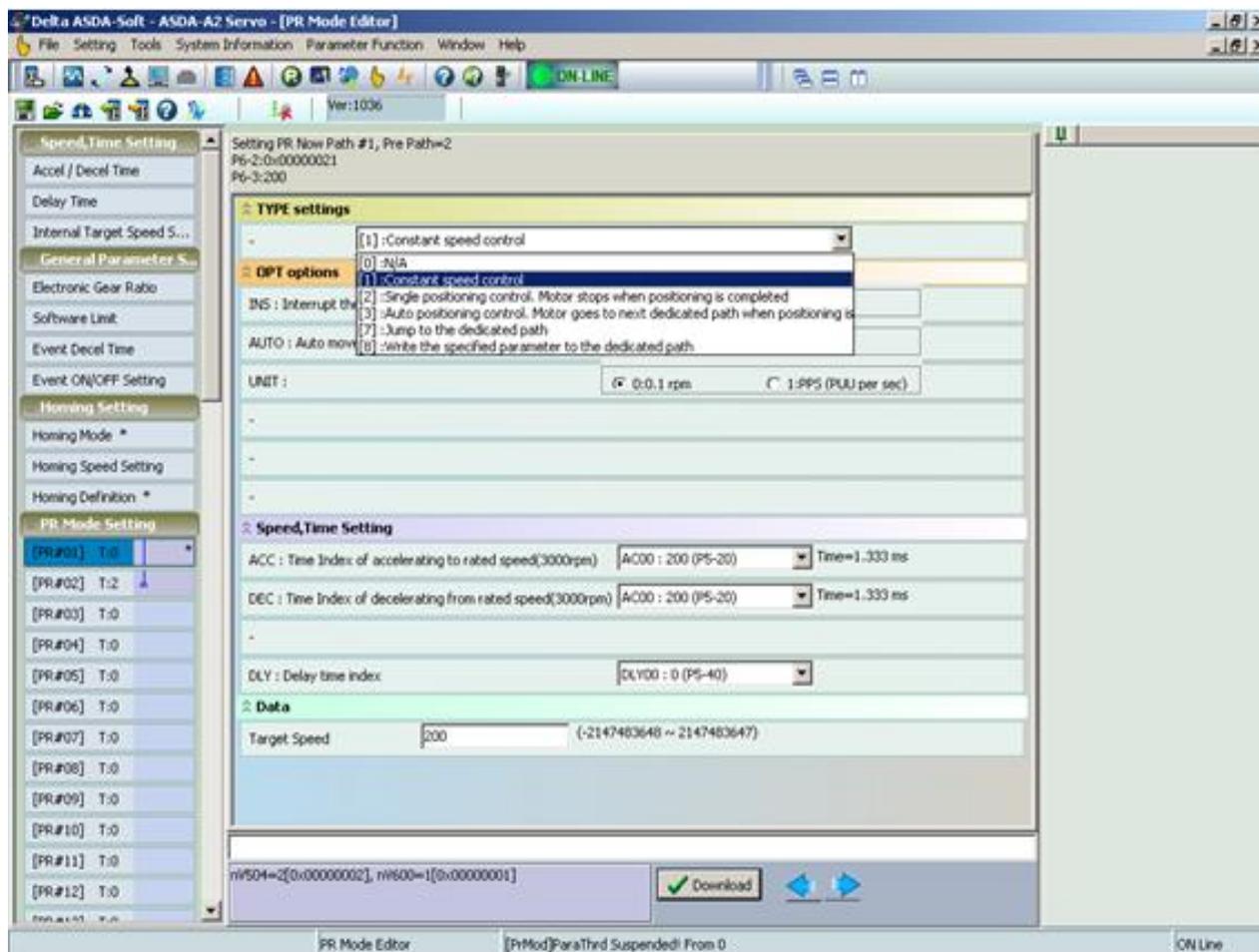


Figura 28. Opções de comandos dentro de um passo.

Entrando no PR que se deseja configurar o usuário tem cinco opções de movimentos que podem ser passados para o servo-motor (ver figura 28). Com a opção [1] o servo-motor se moverá com uma velocidade constante escolhida durante um intervalo de tempo definido. Também é informado o tempo de aceleração, que levará o servo-motor do repouso à velocidade escolhida e o tempo de desaceleração.

Com a opção [2] o motor para quando encontra uma posição definida, essa posição pode ser absoluta, ou relativa. Com a opção [3] o motor encontra a posição definida e pula para o próximo passo. A opção [7] é usada para mandar o servo pular para um próximo passo escolhido, essa função pode ser usada para se criar rotinas de movimentos. A opção [8] é utilizada quando se deseja mudar algum parâmetro de um determinado passo, como a velocidade máxima atingida, por exemplo, ou o tempo de espera entre um passo e outro.

Recomenda-se consultar o manual (referência [18]) para saber o que significa o tempo de espera (*delay time index*) para cada opção de movimento.

Em todas essas funções, exceto a de pular para um próximo passo [7], o usuário pode definir se deseja que quando completado um determinado passo, o servo pule automaticamente para o próximo passo. Olhando a figura 28 na coluna a esquerda do *PR Mode Setting*, nota-se que há uma linha vertical azul que começa no [PR#01] e é interrompida no [PR#02]. Essa linha representa que, após procurar o sensor de home, o servo realizará o movimento definido no [PR#01], pulará automaticamente para o [PR#02] e após concluir este último movimento não executará mais nenhuma tarefa.

Comparando as opções de movimentos que o Modo de Controle de Posição (Pr) oferece com os tipos de ensaios que se deseja executar com o pantógrafo, percebe-se que ele pode realizar ensaios em que a velocidade do modelo é mantida constante, por exemplo, um ensaio de reboque de uma embarcação. Porém, o Modo Pr não consegue gerar um movimento oscilatório harmônico, por isso foi preciso buscar outra solução para cobrir essa deficiência.

A solução encontrada foi operar o sistema no Modo de Controle de Velocidade (S). Neste modo foi possível controlar a velocidade do servo-motor por um sinal analógico provido por um gerador de funções. O *drive* recebe o sinal analógico do gerador através do conector CN1 e o repassa para o servo-motor. Dessa maneira é possível reproduzir na ponta de eixo qualquer tipo de curva que o gerador é capaz de fazer, como uma rampa, uma onda quadrada e principalmente uma onda senoidal. A figura 29 mostra o gerador utilizado (Agilent – LXI) fornecendo uma onda senoidal. É possível enxergar os desenhos dos botões que representam os tipos de ondas que podem ser geradas.



Figura 29. Gerador de funções produzindo uma onda senoidal.

Voltando a explicar a tela *Parameter Initial Wizard*, é possível escolher mais de um modo de operação do servo (ver figura 30), porém, o servo recebe os comandos de um modo por vez. Explicando melhor, o servo ou estará recebendo os comandos configurados no *PR Mode Setup*, ou ele estará executando os movimentos de acordo com o sinal analógico vindo do gerador de funções. A troca de modo de operação é feita por uma entrada digital chamada [0x18] *Speed / Position Mode Switching*. Ao lado de cada entrada digital, existe a opção de escolha entre contato a e contato b. Por exemplo, escolhendo-se contato a para a opção [0x18], o servo-motor estará inicialmente operando no Modo S e quando receber esse sinal digital ele passará a operar em Modo Pr.

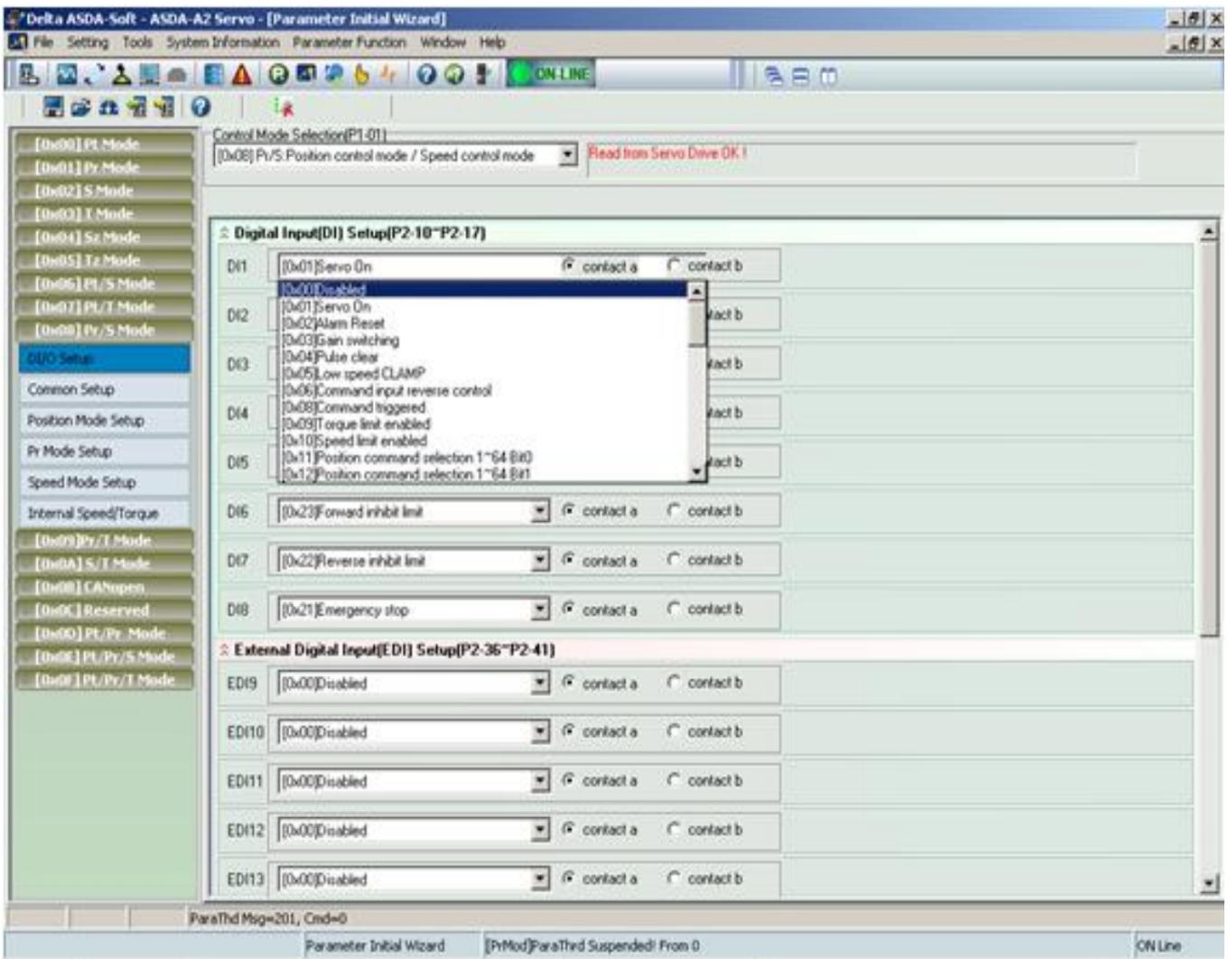


Figura 30. Opções para a função que será atribuída a cada entrada digital.

Um *drive* ASDA-A2 possui oito entradas digitais. Essas entradas podem desempenhar muitas funções que serão escolhidas pelo usuário de acordo com a aplicação que se deseja obter. Na figura 30 pode ser visto alguma das várias funções que uma entrada digital pode assumir. O conector CN7 é usado para estender a quantidade de entradas digitais caso se deseje utilizar mais do que oito entradas.

Para a realização dos ensaios, essas entradas foram configuradas da seguinte maneira:

DI1: [0x01] *Servo on* / *contact a*.

Essa é uma entrada que tem a função de ligar e desligar o servo motor.

DI2: [0x24] *Reference "Home" sensor / contact b.*

O sensor de *home* deve estar associado a essa entrada.

DI3: [0x18] *Speed / Position Mode Switching / contact a.*

O sinal digital enviado a essa entrada muda o modo de operação do servo-motor de controle de velocidade para o modo Pr e vice-versa.

DI4: [0x38] *Reverse JOG input / contact a.*

Quando acionada esta entrada o servo-motor é forçado a girar no sentido anti-horário com uma velocidade constante durante o tempo em que o contato estiver fechado. O JOG sobre escreve qualquer outra função de movimento que o servo esteja operando.

DI5: [0x27] *Move to home / contact a.*

Quando essa entrada recebe um sinal digital o servo motor executará a rotina que está configurada no *Homing Settings*. O servo só executará essa função se estiver operando no modo Pr.

DI6: [0x22] *Reverse inhibit limit / contact a.*

DI7: [0x23] *Forward inhibit limit / contact a.*

Essas são as entradas dos sensores de fim de curso. Em cada guia linear foram instalados dois sensores de fim de curso próximos às extremidades do fuso (ver figura 31). A própria peça de acrílico que é usada para abrigar o parafuso que ativa o sensor de home é usada também para acionar o sensor de fim de curso (ver figura 32).

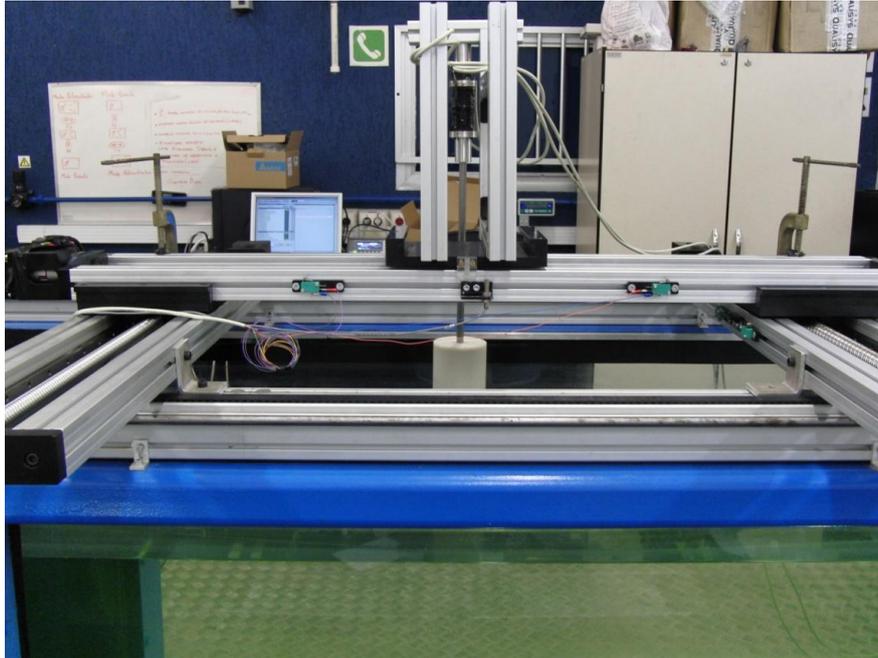


Figura 31. Fins de curso instalados próximos às extremidades da guia linear.

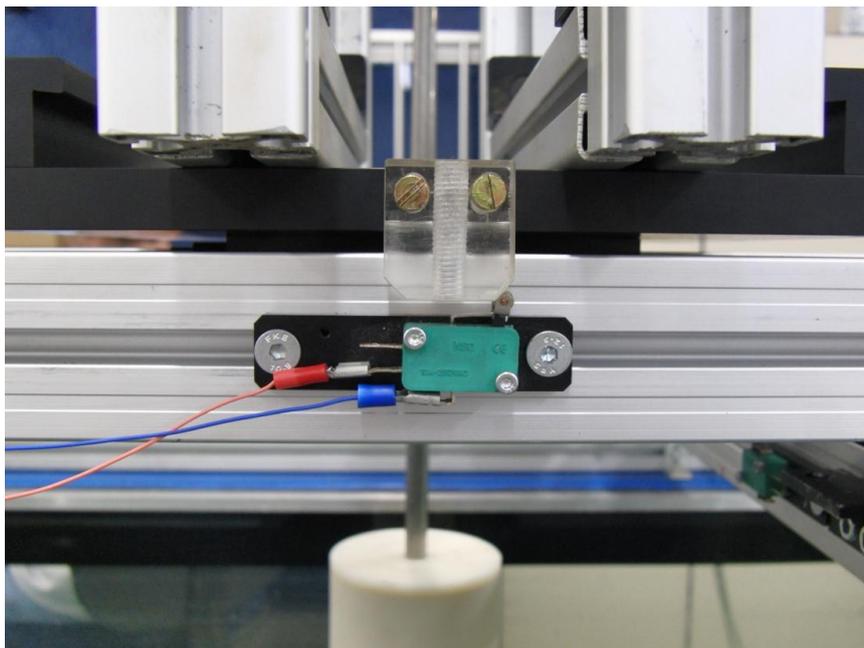


Figura 32. Ativação do fim de curso pelo choque contra a peça de acrílico fixa ao carro.

Para uma maior segurança, no caso de uma falha no acionamento do sensor de fim de curso, foram instaladas também cantoneiras que funcionarão como fins de cursos mecânicos quando o carro se chocar contra elas (ver figura 33). Nesse momento a carga no motor se elevará e quando o torque máximo for atingido o servo automaticamente para e emite um código de

alarme no *display* do *drive*. A seção 11.2 da referência [18] mostra todos códigos de alarmes existentes com suas potenciais causas e ações corretivas.

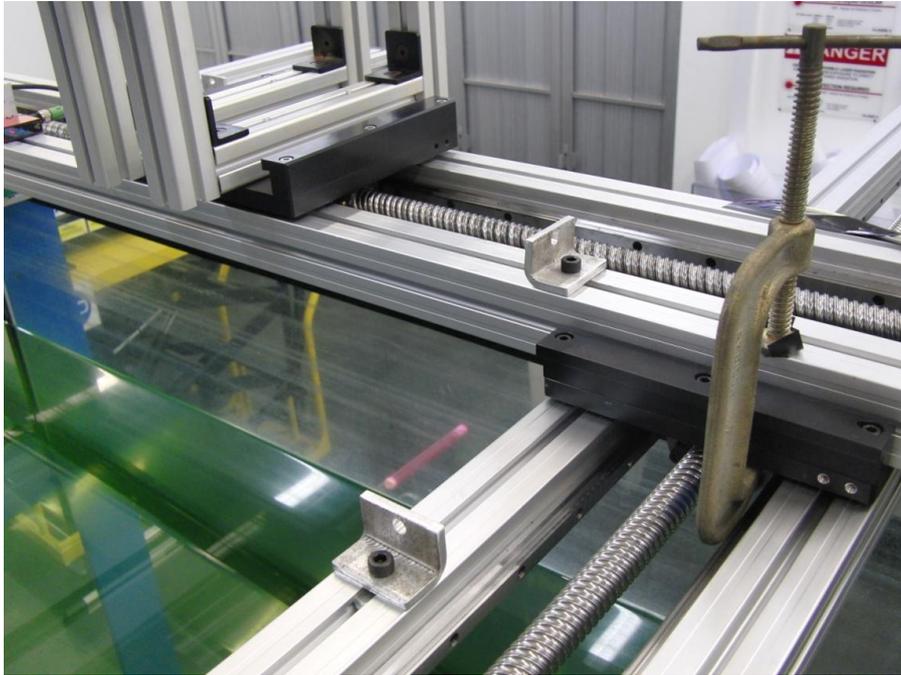


Figura 33. Cantoneiras que funcionam como fins de curso mecânicos.

DI8: [0x21] *Emergency stop / contact a.*

Essa entrada é usada por questão de segurança. Quando ela é acionada o servo interrompe imediatamente qualquer movimento. Pode ser usada, por exemplo, instalando-se um botão de emergência próximo ao local de onde se deseja operar o sistema. Quando o botão é acionado o contato se fecha e o servo-motor recebe a informação de parada.

Todos os campos de configurações possuem uma parametrização. Para cada opção de velocidade, tempo de espera (*delay*), tempo de aceleração, entre outros, é possível notar que um parâmetro é atribuído àquele campo. A figura 34 mostra a tela *Parameter Editor* onde são mostrados todos os parâmetros do servo-motor e a maneira que eles estão configurados. É possível fazer modificações de parâmetros nessa tela e transmitir essas mudanças para o servo através do botão *Write to Servo*.

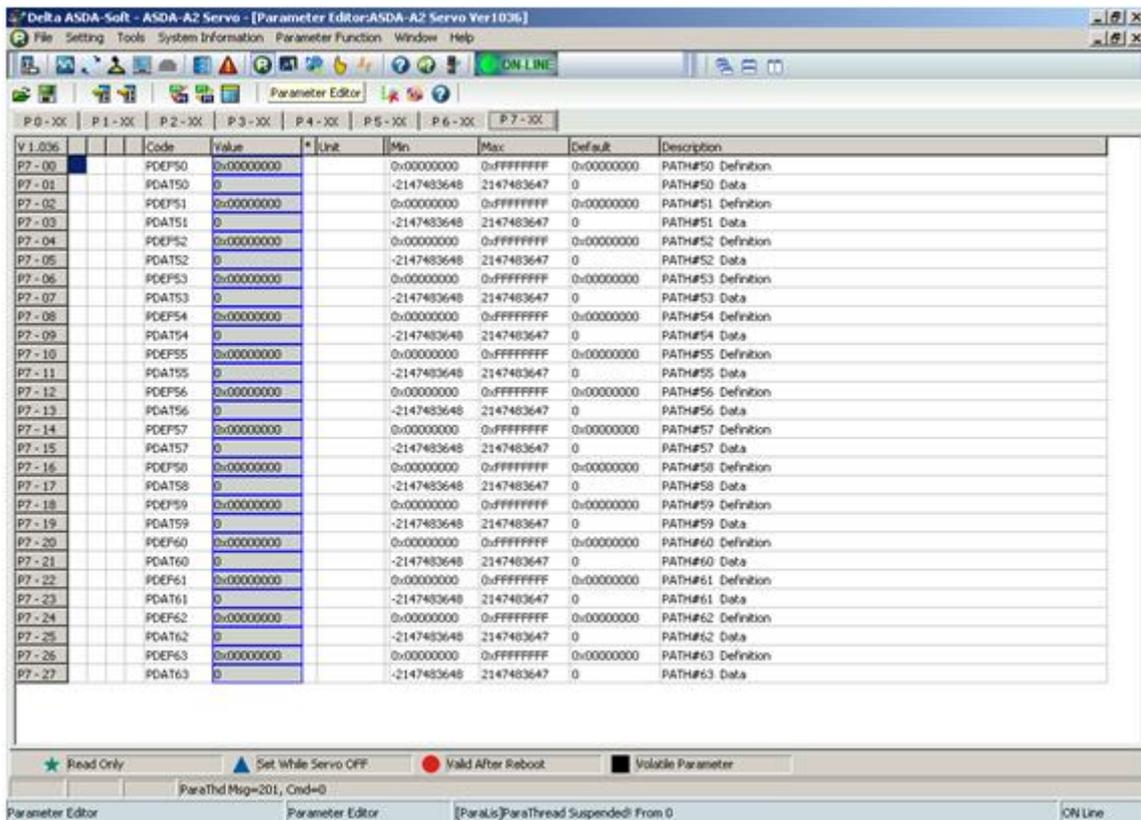


Figura 34. Tela Parameter Editor.

Abaixo serão listados alguns parâmetros importantes com suas respectivas funções.

P1-40: Esse parâmetro representa um ganho do sinal analógico. Nele é definida a máxima velocidade analógica que o servo pode atingir.

P2-08: Se for atribuído o valor 10 a esse parâmetro, o drive retorna às configurações de fábrica.

P2-30: Se for atribuído o valor 1 para este parâmetro o servo estará sempre ligado, sendo desnecessário assim, utilizar entrada DI1 para a função [0x01] Servo On.

P4-05 Neste parâmetro é definida a velocidade do JOG.

Depois de ter realizado todas as configurações, o operador deve entrar na tela *Digital IO / Jog Control* para dar início à operação (ver figura 35). Na configuração que foi explicada acima, o motor só começará a descrever os

movimentos informados pelo sinal analógico do gerador de funções quando a entrada digital DI1 (Servo On) for acionada.

Se o servo continuar conectado ao *ASDA_Soft* durante a operação este acionamento das entradas digitais pode ser feito pelos botões *On/Off* da coluna *Enable*. Mas como foi dito é possível instalar interruptores, botões para fazer este acionamento para que não seja preciso continuar operando o sistema com a interface do programa.

A caixa *Jog* vista na parte inferior da figura 35 tem a mesma função de uma entrada configurada com as opções [0x38] *Reverse JOG input* e [0x37] *Foward JOG input*. Ao clicar nas setas vermelhas o motor é forçado a girar no sentido da seta escolhida com a velocidade definida no campo *Jog Speed*. O movimento durará o tempo em que o botão for mantido pressionado.

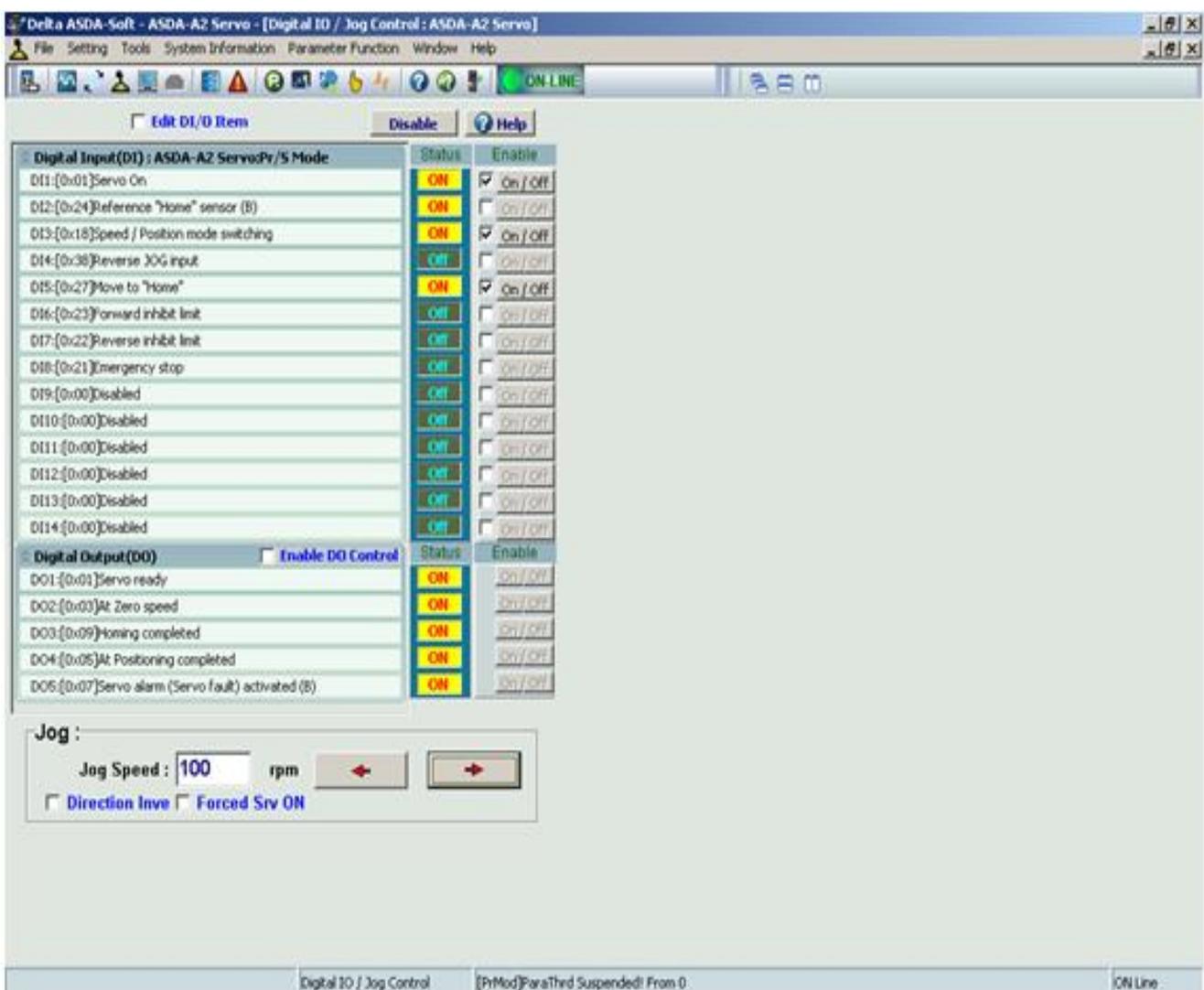


Figura 35. Tela Digital IO / Jog Control.

Como foi dito, o conector CN1 também possui saídas digitais (*digital output*). São cinco saídas digitais positivas e cinco saídas digitais negativas como pode ser visto no *layout* do conector CN1(figura 20). Na figura 30, da mesma forma que as entradas digitais, pode ser atribuída uma função a cada saída digital. Essas saídas digitais podem ser usadas, por exemplo, como forma de sinalização de algum evento.

Na figura 35, pode ser visto no plano superior a coluna *Digital Input* e mais abaixo a coluna *Digital Output*. Nessa coluna podem ser vistos alguns tipos de eventos associados às saídas digitais.

No campo Status, a palavra ON com luz amarela de fundo significa que aquele evento está ocorrendo naquele momento. Por exemplo, a saída DO1 quer dizer que o servo está pronto, ou também, está ligado. A saída DO1 está indicando que o servo está com velocidade zero, ou seja, está parado.

Através do conector CN1 essas saídas podem ser ligadas a *leds* ou lâmpadas com o objetivo sinalizar que algum determinado evento está ocorrendo. Essa é uma ferramenta importante que traz segurança ao equipamento. Como está mostrada na figura 35, a saída DO5 está associada com um alarme emitido pelo servo. Assim um *led* conectado aos pinos do CN1 dessa entrada digital se acenderá quando ocorrer o problema que gerou a mensagem de alarme.

5.4 Conexões e fiação

A figura 36 mostra o *layout* de todas as conexões do Modo de Controle da Velocidade (S). Foram analisadas as funções de cada pino do conector CN1 e visto a maneira que eles devem ser conectados no Modo S. Assim, foi possível instalar os fins de curso, sensor de *home* e receber o sinal digital do gerador de funções.

Primeiramente será explicada a instalação do fim de curso. Para cada servo está prevista a instalação de dois fins de cursos, o fim de curso no

sentido horário NL(CWL) e o fim de curso no sentido anti-horário PL(CCWL). O *layout* mostra que essas entradas são instaladas respectivamente nas entradas digitais DI6 e DI7. Olhando o *layout* do conector CN1 (figura 19) pode ser visto que estas entradas estão conectadas aos pinos 33 e 32 respectivamente.

Olhando a figura 32, percebe-se que o fim de curso tem três contatos de saída. Um contato normalmente aberto, um contato normalmente fechado e um contato comum (COM-). Os contatos normalmente abertos de cada um dos dois fins de curso são ligados aos pinos 32 e 31 de acordo com sua posição na guia linear. Já o contato comum (COM-) deve ser ligado a um pino do conector CN1 que também é comum (COM-), segundo o *layout* existem três pinos no CN1 que são COM-: 45, 47 e 49.

Se for desejável a instalação de um botão de emergência. Um dos contatos do botão deve ser ligado na entrada digital DI8 no pino 30 e o outro contato deve ser ligado em um dos pinos comuns (COM-).

A função *Servo On* está associada à entrada digital DI1. Dessa forma, se for instalado um botão coma função liga e desliga, os contatos devem ser ligados no pino 9 e em um dos pinos comuns (45, 47 ou 49).

Agora é preciso saber a que pinos conectar o cabo de saída (*output*) do gerador de funções. O cabo positivo que sai do *output* do gerador (no laboratório é da cor branca) é ligado ao pino 42 que está associado com a velocidade de referência (V_REF). O cabo terra que sai do gerador (cabo preto) é conectado ao pino 44 que está associado ao terra (GND) do conector CN1. Olhando as conexões do CN1 no *layout* (figura 36), percebe-se que existe uma ponte ligando o pino 11 (VDD) ao pino 17 (COM+), então é necessário conectar esses dois pinos como um curto-circuito.

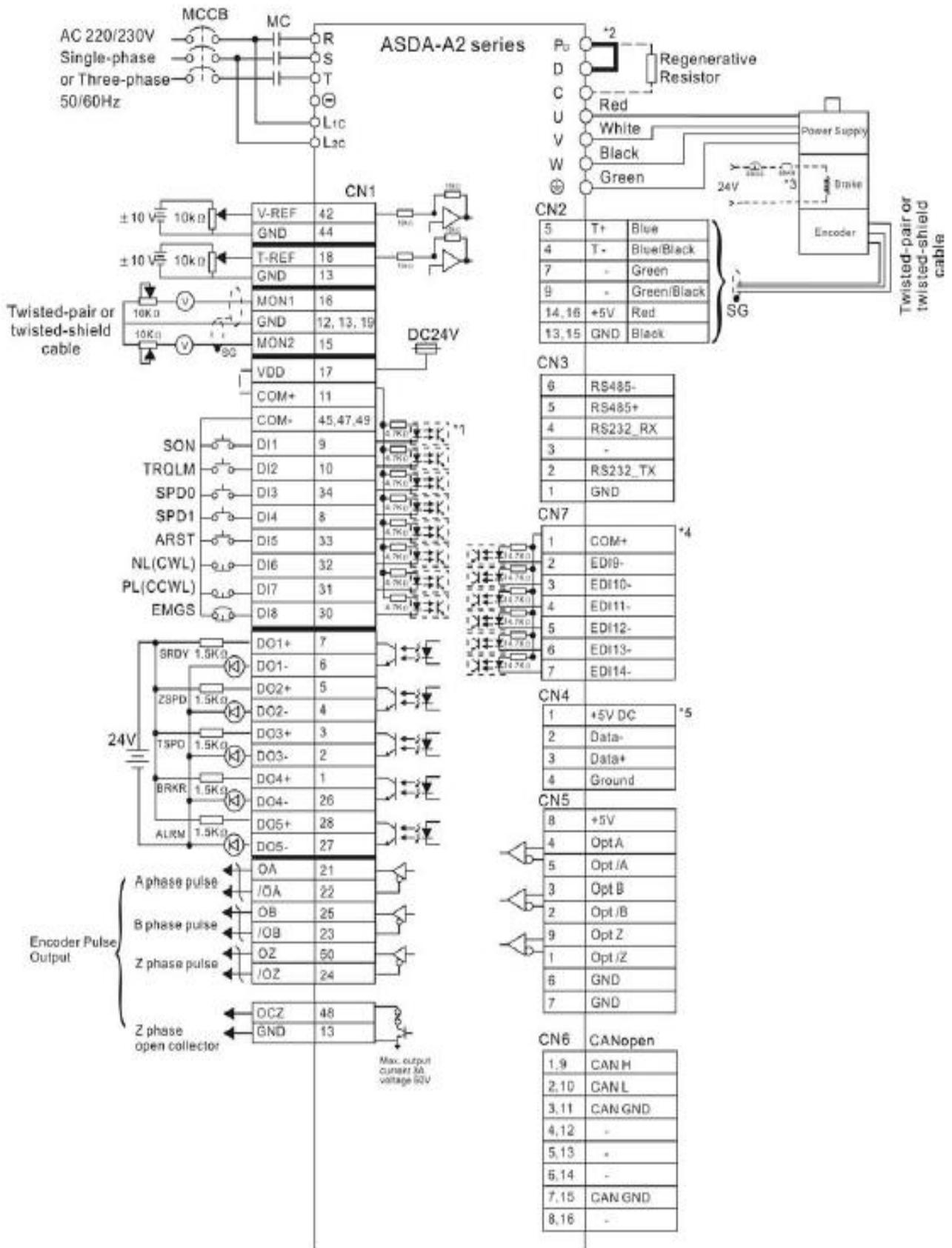


Figura 36. Layout de conexões e fiação para o servo-motor sendo operado no Modo de Controle da Velocidade (S).

Para a instalação do sensor de *home* foi usada a figura 37. O sensor utilizado funciona como um transistor do tipo PNP. Existem três cabos que saem do sensor. O cabo marrom do sensor de *home* é ligado ao pino 17 (VDD+), o cabo preto é ligado ao pino 10 que está associado à entrada DI2 e por fim, o cabo azul é ligado a uma dos três pinos comuns (COM-), ou o 45 ou 47 ou 49.

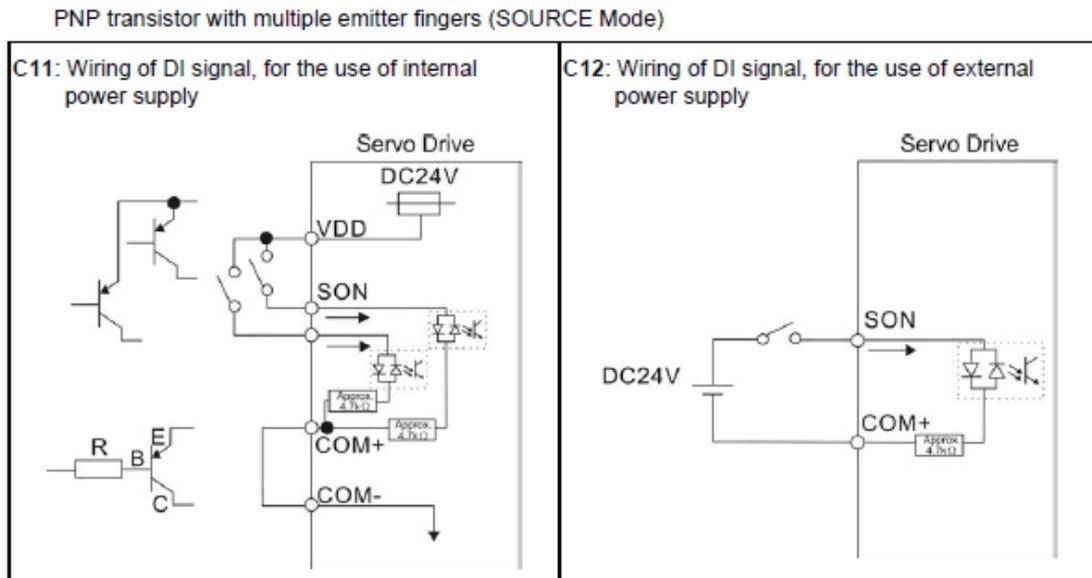


Figura 37. Diagrama de instalação do sensor de home.

Para fazer as ligações da fiação foi comprado cabo manga de 10 vias. Foram soldadas as vias necessárias ao macho do conector CN1 seguindo a posição dos pinos dada pela figura 19. Para facilitar a instalação e desinstalação dos fios e conexões, as vias que saem do conector CN1 foram soldadas a duas borneras. As vias vindas do CN1 são soldadas aos pinos da parte inferior das borneras e na parte superior, o contato é dado pelo aperto de pequenos parafusos (ver figura 38). Assim não é necessário estar sempre soldando os contatos aos pinos do CN1 para instalar e desinstalar os dispositivos utilizados.

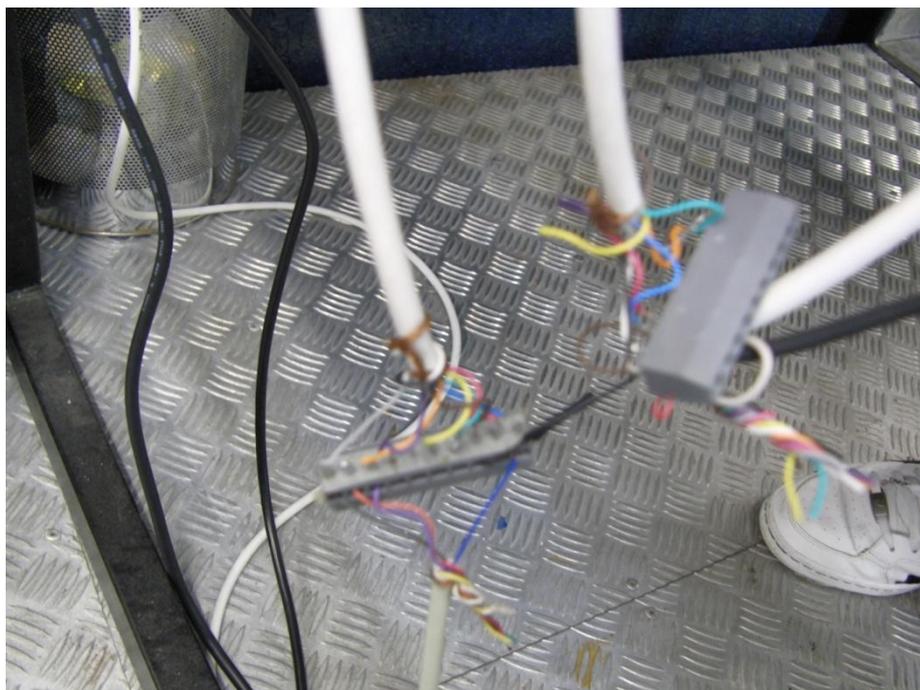


Figura 38. Vias do cabo manga que chega do conector CN1 soldadas às borneras.

6. Ensaios para a obtenção de coeficientes adimensionais

6.1 Objetivos dos ensaios

De acordo com o explicado anteriormente, é necessário realizar ensaios com modelos que já foram estudados por outros pesquisadores, tanto com ensaios experimentais quanto com simulações em CFD (alguns trabalhos publicados sobre simulações numéricas de escoamento ao redor de cilindro podem ser encontrados nas referências deste projeto), de forma a comparar os resultados obtidos com os resultados presentes na literatura. Dessa forma, se houver compatibilidade entre os resultados o sistema estará validado.

Isso dará confiabilidade para resultados obtidos de ensaios com modelos ainda não estudados como é o caso de um estudo de coeficientes hidrodinâmicos de uma determinada geometria de *manifold*, que é de interesse da Petrobrás e serão realizados no NDF por alunos de doutorado.

6.2 Fundamentação teórica

Escolheu-se fazer dois tipos de ensaios, o primeiro foi o ensaio de arrasto dos modelos e o segundo tipo foi o ensaio de massa adicional. Estes ensaios foram escolhidos, pois existem muitas referências que apresentam tabelas e informações sobre esses coeficientes adimensionais.

No item 4.2 foi introduzido o conceito de escoamento externo, forças de arrasto e sustentação e a maneira de calcular o número de Reynolds para aquele tipo de escoamento. Então, medindo-se as forças durante os ensaios com a célula de carga e conhecendo a densidade da água, a velocidade do escoamento e a área projetada do modelo, pode-se obter o coeficiente de arrasto do corpo ensaiado. Porém, a força medida pela célula ($F_{célula}$) também conta com uma parcela de força de arrasto devido a uma parte do ferrão que está imersa na água, então, essa parcela deve ser descontada.

O ferrão tem diâmetro igual a $D=0.014$ mm e o comprimento que está imerso em água é $L=0.27$ mm. A razão entre as dimensões do corpo é:

$$\frac{L}{D} \approx 19,3$$

Olhando a tabela de escoamento laminar de um cilindro curto na figura 13, obtêm-se que o coeficiente de arrasto para o ferrão é de aproximadamente 0.91. Dessa forma, pode-se estimar a força de arrasto dessa porção por:

$$F_{ferrão} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 \cdot 0,014 \cdot 0,27 \cdot 0,91$$

Portanto, o coeficiente de arrasto do modelo ensaiado é dado por:

$$C_{D_{modelo}} = \frac{2 * (F_{célula} - F_{ferrão})}{\rho \cdot U^2 \cdot S_{modelo}}$$

Agora será introduzido o conceito de massa adicional e coeficiente de massa adicional. As informações apresentadas nessa seção foram obtidas da referência [20].

Quando um corpo é movimentado imersamente em um fluido, a sua superfície está constantemente se chocando contra as partículas desse fluido,

assim, a aceleração do corpo provocará a aceleração das partículas fluidas que estão em seu entorno. Pelo princípio da ação e reação o corpo receberá uma força reativa proporcional a massa de fluido acelerada. Dessa maneira, a parcela de força em fase com a aceleração que é provocada pelo fluido ao corpo, dividida pela aceleração do corpo é chamada de massa adicional.

O coeficiente de massa adicional é definido pela razão entre a massa adicional e a massa de fluido deslocado.

$$C_a = \frac{m_a}{\rho V}$$

Onde:

m_a é a massa adicional;

ρ é a densidade do fluido;

V é o volume corpo que está submerso no fluido.

A influência da massa adicional quando o fluido é a água é muito maior do que quando o fluido é o ar. Isto se deve ao fato de que a densidade da água a 20°C é de 998,2 kg/m³ enquanto a do ar é de apenas 1,204 kg/m³ (referência [16]). Assim, para uma mesma aceleração sofrida pelas partículas, a força reativa que atuará no corpo imerso será cerca de 830 vezes maior na água comparada a força que atuaria no ar.

Um tipo de ensaio que possibilita a extração do coeficiente de massa adicional é forçar o modelo a oscilar senoidalmente em um grau de liberdade imerso em um fluido em repouso. Este movimento harmônico pode ser equacionado da seguinte forma:

$$x(t) = A \cdot \sin(\omega t)$$

Onde:

x é o deslocamento

A é a amplitude do sinal;

ω é a frequência em rad/s.

Derivando o deslocamento pode-se obter a velocidade e a aceleração do modelo, respectivamente:

$$\dot{x}(t) = A \cdot \omega \cdot \cos(\omega t)$$

$$\ddot{x}(t) = -A \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t)$$

Em um escoamento oscilatório surgem forças das duas naturezas, forças inerciais e hidrodinâmicas. A relação entre essas forças pode ser representada por um adimensional conhecido como número de Keulegan-Carpenter.

$$KC = \frac{V_{m\acute{a}x}}{f \cdot L_c}$$

Onde:

$V_{m\acute{a}x}$ é a máxima velocidade do escoamento oscilatório;

$f = \omega/2\pi$ é a frequência de oscilação;

L_c é um comprimento característico do modelo.

Se o movimento do corpo é puramente senoidal, conforme foi equacionado acima, a velocidade máxima será $V_{m\acute{a}x} = A \cdot \omega$, assim KC será dado pela razão entre a amplitude do movimento oscilatório e o comprimento característico do corpo

$$KC = \frac{A}{L_c} 2\pi$$

Para KC pequenos, as forças inerciais dominam sobre as forças hidrodinâmicas, isso ocorre quando a amplitude de oscilação (A) é pequena em relação à dimensão do corpo (L_c). Quando a amplitude de oscilação se aproxima das dimensões do modelo ($A \approx L_c$), as forças hidrodinâmicas tornam-se significantes em relação às forças de inércia. Quando a amplitude de oscilação é várias ordens de grandeza maior que as dimensões do modelo ($A \gg L_c$), as forças estacionárias se sobrepõem. Na situação limite, o corpo oscila com amplitude infinita, isto é, move-se com velocidade constante em

água parada, isto representa a mesma condição cinemática de um corpo estático sob uma corrente de velocidade constante.

Para escoamentos oscilatórios pode-se definir um número de Reynolds oscilatório em função da máxima velocidade $V_{m\acute{a}x}$ relativa do escoamento. Para uma oscilação senoidal pode ser dado como:

$$Re_{osc} = \frac{V_{m\acute{a}x} \cdot L_c}{\nu} = 2\pi \frac{AfL_c}{\nu}$$

Onde:

ν é a viscosidade cinemática da água.

A força medida pela célula de carga nos ensaios de oscilação pode ser igualada pela massa total do sistema multiplicada pela aceleração aplicada. A massa total pode ser dada pela amplitude da força medida pela célula dividida pela amplitude da aceleração.

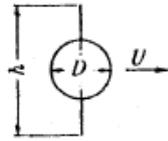
$$m_{total} = \frac{F_{c\acute{e}lula}}{A \cdot \omega^2}$$

A massa total do sistema inclui a massa da célula de carga, a massa do ferrão, a massa do modelo e as massas adicionais dos corpos que estão imersos em água, que são o ferrão e o modelo. Então, a massa adicional do modelo é dada por:

$$ma_{modelo} = m_{total} - m_{modelo} - m_{c\acute{e}lula} - m_{ferr\grave{a}o} - ma_{ferr\grave{a}o}$$

A massa do modelo, da célula de carga e do ferrão são medidas em uma balança. Para a massa adicional do ferrão ($ma_{ferr\grave{a}o}$) foi feita uma estimativa baseando-se no volume do ferrão que está imerso na água. A figura 39 adaptada da referência [22] mostra o cálculo da massa adicional de um cilindro circular com limitações simétricas que é o caso do Canal do NDF (M'_1 é a massa adicional em unidade de massa por unidade de comprimento do cilindro).

Circular cylinder with symmetrical fins:



$$T_1 = \frac{1}{2} k M_1 U^2,$$

$$M_1' = \frac{1}{4} \rho \pi D^2,$$

Figura 39. Massa adicional para um cilindro com delimitações simétricas. Extraído da referência [21].

Percebe-se que a massa adicional desse cilindro é igual à massa de fluido deslocado, portanto, o coeficiente de massa adicional de um cilindro nas condições do escoamento da figura 39 é igual a 1.

Assim o coeficiente de massa adicional do modelo ensaiado é dado por:

$$C_{a_{modelo}} = \frac{\frac{F_{célula}}{A \cdot w^2} - m_{modelo} - m_{célula} - m_{ferrão} - \rho \forall_{ferrão}}{\rho \forall_{modelo}}$$

Onde:

$\forall_{ferrão}$ é o volume do ferrão que está imerso na água;

\forall_{modelo} é o volume do modelo que está imerso na água.

6.3 Aparato experimental

Nesta seção será explicada toda a montagem e funcionamento dos equipamentos utilizados para a realização dos experimentos.

No cronograma inicial estavam previstos apenas ensaios com cilindro, já que essa é uma estrutura que tem muitas referências na literatura. Achou-se importante ensaiar mais um tipo de geometria que também é bastante encontrada em outros estudos, assim foi escolhido um paralelepípedo.

Este paralelepípedo foi desenhado em um programa de AutoCAD e fabricado na máquina de prototipagem rápida (impressora 3D) adquirida pelo NDF (a figura 40 mostra a foto dessa máquina).



Figura 40. Imagem da máquina de prototipagem rápida adquirida pelo NDF.

Este modelo apresenta as seguintes dimensões: 196x106x55 mm. A figura 41 mostra a estrutura interna dele e a figura 42 ilustra o modelo pronto já com a tampa fixada. Todas as faces apresentam furo com rosca para a fixação do ferrão.



Figura 41. Estrutura interna do paralelepípedo.

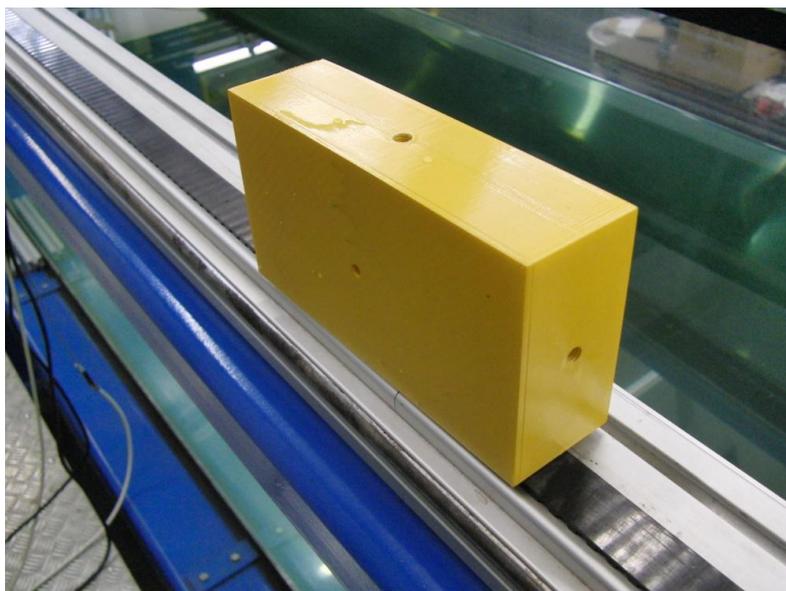


Figura 42. Modelo pronto para o ensaio.

Para a construção do modelo do cilindro, foi utilizado um cano de PVC com diâmetro de 100 mm e 190 mm de comprimento. Para este cano foram modeladas duas tampas de *nylon* em um torno mecânico e essas tampas foram coladas ao cano com araldite (cola epóxi), sendo que em uma delas foi feito uma rosca no centro para a fixação do ferrão (ver figura 43). As dimensões finais do cilindro são 100 mm de diâmetro e 199 mm de comprimento.

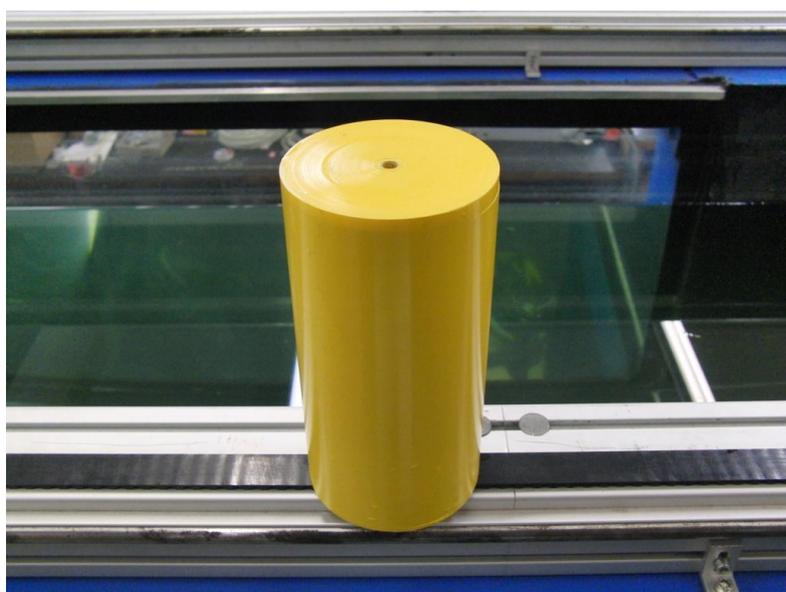


Figura 43. Modelo do cilindro.

O ferrão é uma haste cilíndrica de ferro que tem a função de fixar o modelo e transmitir os esforços sofridos por este para a célula de carga (figura 44).



Figura 44. Ilustração do ferrão utilizado.

A figura 44 mostra a célula de carga que foi utilizada nos ensaios.

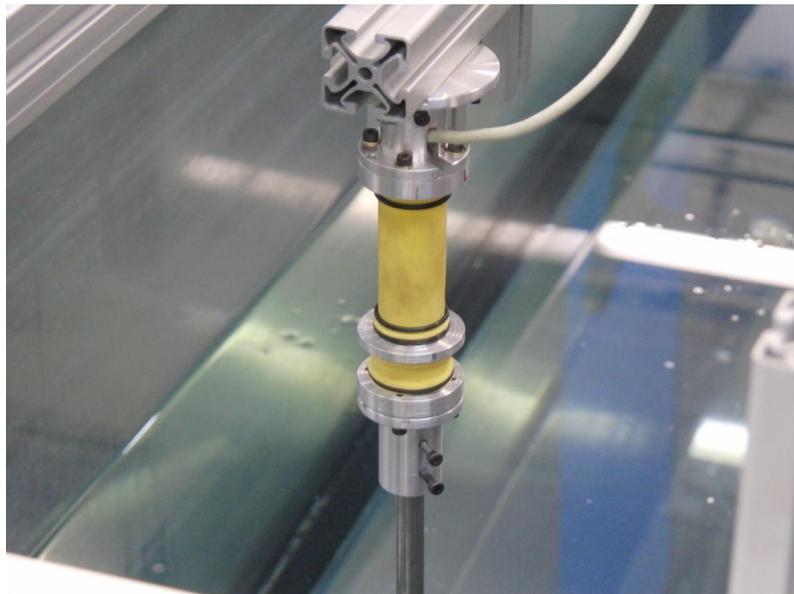


Figura 45. Célula de carga utilizada nos ensaios.

A célula de carga é afixada em um suporte construído por pequenos pedaços de perfis de alumínio, este por sua vez é afixado ao carro de deslocamento linear de uma das três guias lineares descritas no projeto do pantógrafo posicionador de modelos. Dessa forma, o modelo a ser ensaiado executa o mesmo movimento que o carro executa através da rotação do fuso que está acoplado ao servo-motor.

Para os ensaios de oscilação senoidal forçada, é interessante que o grau de liberdade da oscilação fosse o eixo longitudinal do canal para minimizar os efeitos de reflexão de onda nas paredes do Canal. Para isso foram utilizados mais dois módulos lineares que foram colocados transversalmente e espaçadamente sobre a borda do Canal e foi apoiada cada uma das extremidades do módulo que abriga a célula de carga sobre o carro desses outros dois módulos.

O carro foi feito de tal forma que a guia de outros módulos se encaixem dentro dele. Dessa forma o modelo ganhou mais um grau de liberdade que será operado apenas manualmente empurrando-se o módulo de maneira a posicionar o modelo bem ao centro do Canal. Durante a realização dos ensaios o modelo não se movimenta neste grau de liberdade, apenas na direção longitudinal.

Para melhor entendimento a figura 46 ilustra toda a montagem dos equipamentos sobre o Canal.

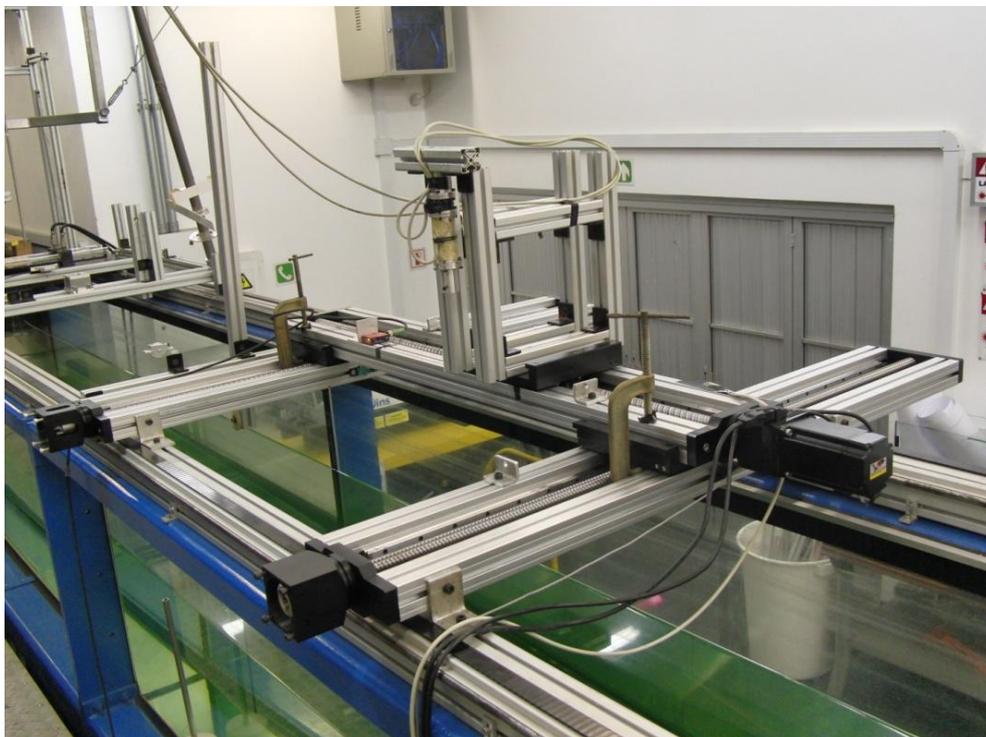


Figura 46. Disposição dos equipamentos sobre o Canal.

A célula utilizada nos ensaios tem três graus de liberdade, sendo capaz de medir forças em duas direções perpendiculares entre si e também um momento, dessa forma pôde-se medir nos ensaios as forças de *Drag*, *Lift* e o

Torque Axial na direção perpendicular aos vetores de *Drag* e *Lift*. A célula é projetada em programas de modelagem 3D ou também de elementos finitos que mostram as tensões ao longo do corpo desenhado (ver figura 47).

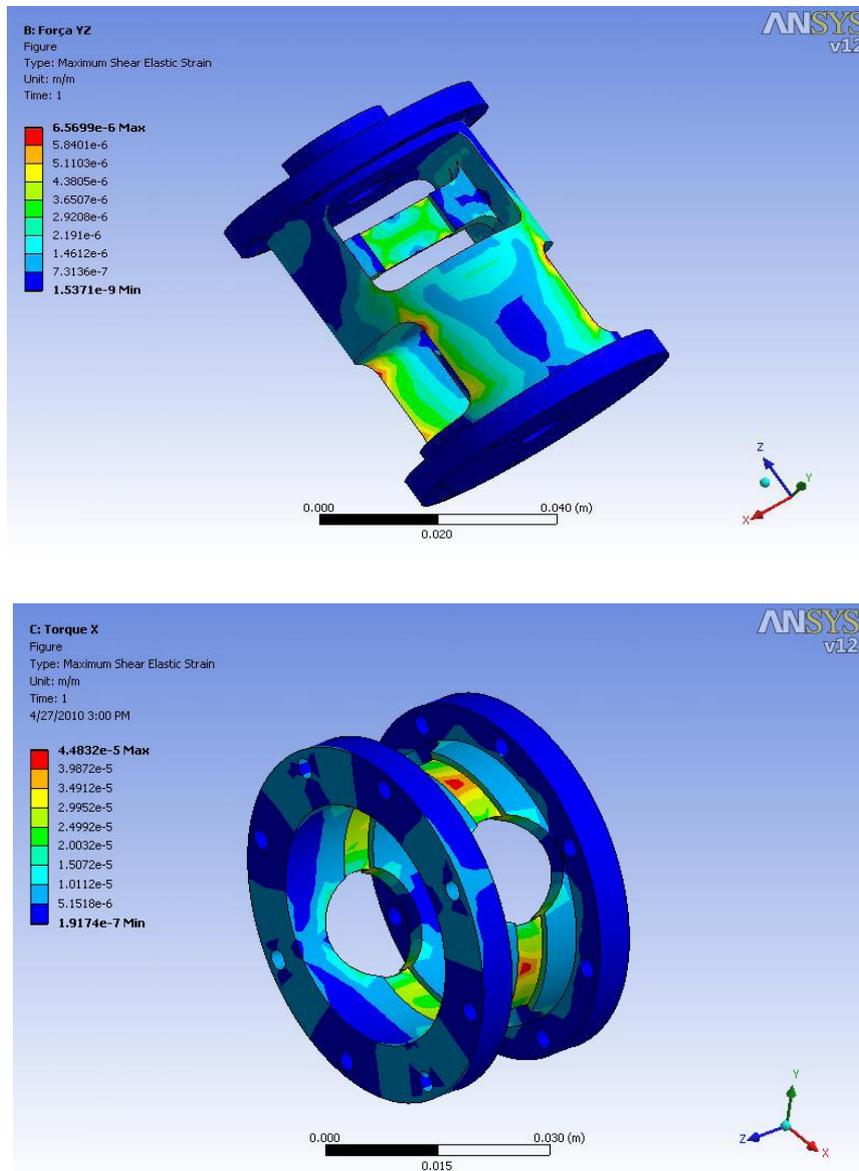


Figura 47. Imagens produzidas com simulações numéricas feitas por elementos finitos mostrando as regiões com concentração de tensão. Extraído da referência [19].

Explicando resumidamente seu funcionamento, a célula apresenta algumas regiões concentradoras de tensões com objetivo de ser sensível a pequenas variações de forças. Essas regiões concentradoras de tensão apresentam deformação elástica, ou seja, a deformação é proporcional a força aplicada. Nessas regiões são colados extensômetros que funcionam como resistores, fixado ao corpo da célula ele tende a sofrer a mesma deformação do

corpo, o que altera a sua resistência (figura 48). Essa variação de resistência elétrica é medida por um circuito elétrico, normalmente é utilizada uma ponte de Wheatstone (ver figura 49).

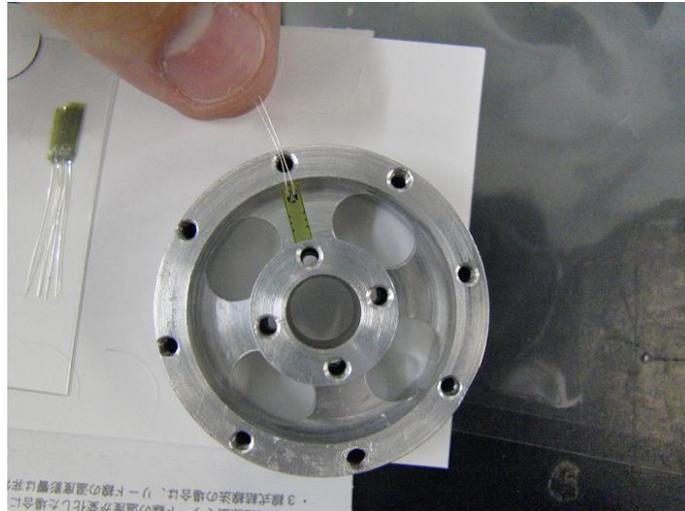


Figura 48. Colagem do extensômetro à célula de carga.

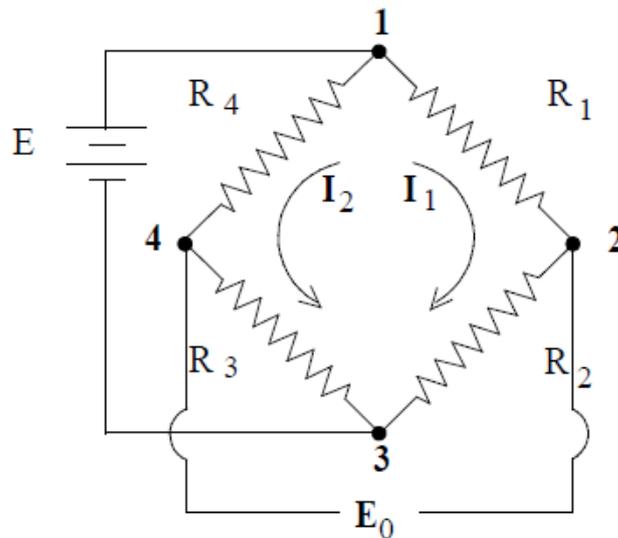


Figura 49. Ilustração do circuito elétrico conhecido como ponte de Wheatstone.

É possível então, obter uma relação entre a força aplicada na célula e a diferença da tensão elétrica medida.

A célula precisa ser alimentada por uma fonte de tensão (12Volts). Para a realização da leitura das tensões vindas das pontes de Wheatstone, é utilizado um sistema de aquisição de sinais. Para fazer o processamento dos

dados, o sistema de aquisições de sinais é comunicado a um *software* chamado *LabView*. A figura 50 mostra os equipamentos utilizados.

O programa pode ser programado através de diagramas de blocos. Em um desses blocos, pode ser feita a transformação desses sinais elétricos que não tem importância visual para unidades de forças (N) ou momentos (N.m) para a interpretação dos resultados obtidos com os ensaios. O objetivo da calibração da célula é achar essa relação entre o esforço sofrido pela célula e a diferença de potencial medida.

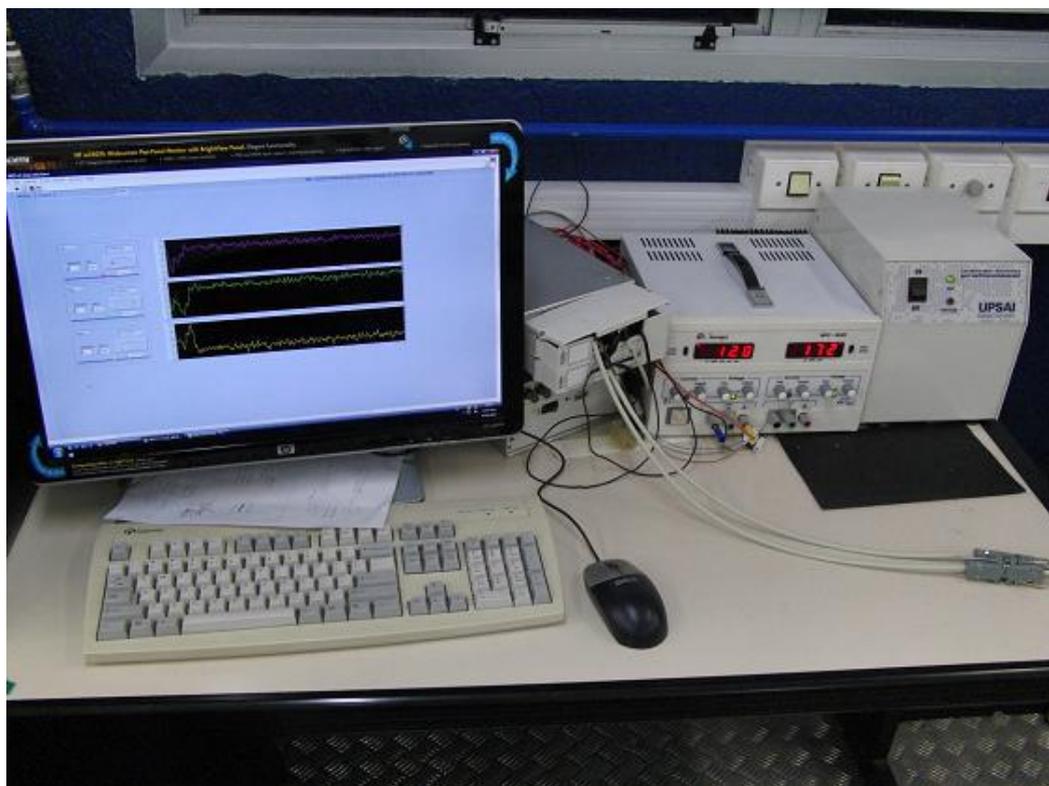


Figura 50. Ilustração da fonte de tensão utilizada, do sistema de aquisição de sinais e da tela do LabView aberta no monitor do computador.

Além de mostrar os gráficos de *Drag*, *Lift*, Torque Axial, o *LabView* também foi utilizado para mostrar o gráfico da variação da posição do carro onde a célula e o modelo estão fixados, este deslocamento é medido por uma trena a laser.

A trena a laser é um dispositivo que tem por objetivo medir a posição de um determinado objeto. O princípio de funcionamento da trena é emitir um feixe de luz e receber depois de um intervalo de tempo a reflexão deste feixe pela

superfície que se deseja medir a posição. Por isso, é necessário que a superfície do objeto seja boa refletora, como a superfície do carro é preta, foi colada uma placa branca para refletir o feixe de laser (ver figura 51).

A trena emite um sinal de tensão conforme o tempo de reflexão, que é enviado para o sistema de aquisição de sinais. Com o auxílio de uma régua é possível estabelecer a relação entre a voltagem emitida pela trena e quanto de fato o objeto se deslocou. Faz-se o levantamento desta curva para a obtenção da equação da reta formada. A equação da reta é colocada em um dos blocos do diagrama do *LabView* e assim o gráfico de deslocamento na tela já é mostrado com unidade de medida de posição (no caso, em milímetros).

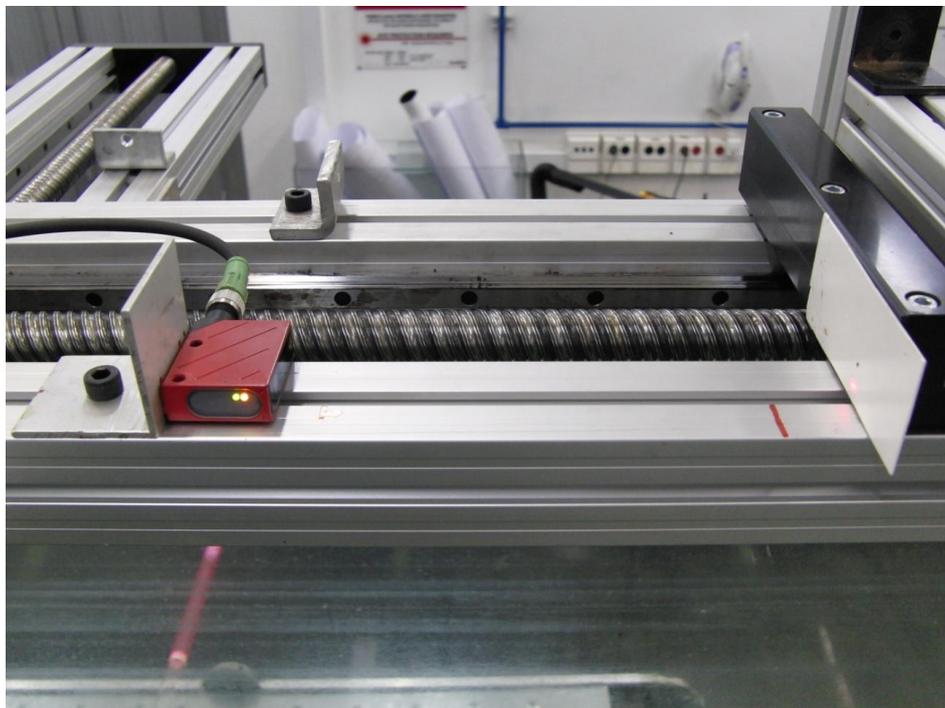


Figura 51. Imagem da trena a laser e a placa branca refletora.

O *LabView* está comunicado com a bomba que faz a circulação da água do canal, e a velocidade do escoamento pode ser definida numa tela dentro do programa.

O software *ASDA_Soft* foi instalado em outro computador. A figura 52 mostra computador utilizado, o gerador de funções e o *drive* do servo-motor.

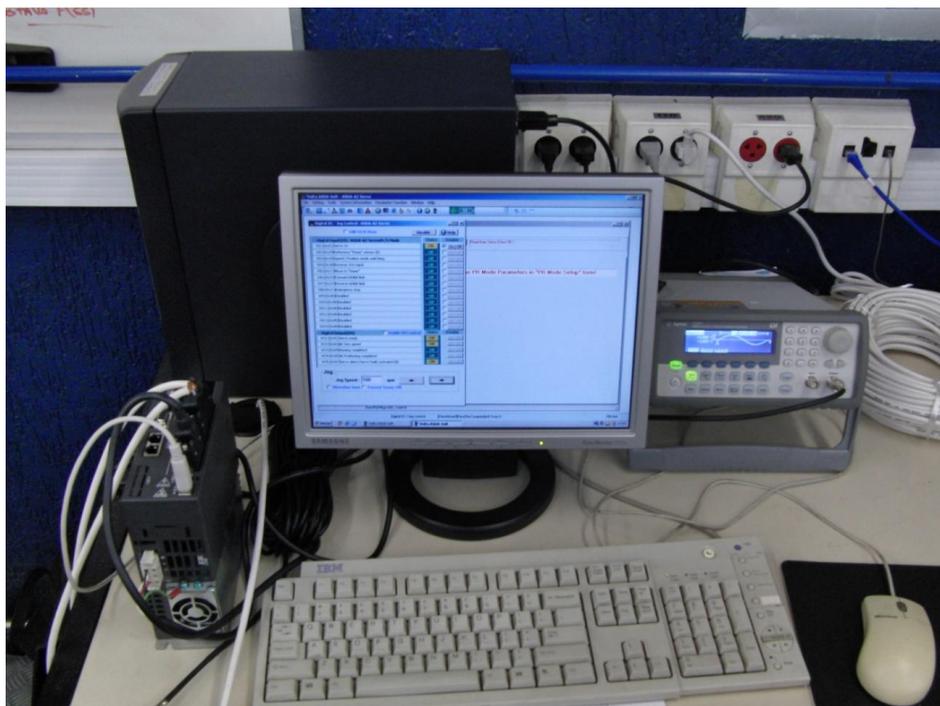


Figura 52. Imagem do gerador de funções à direita, do drive à esquerda e da tela do programa ASDA_Soft no monitor do computador.

6.4 Procedimento experimental

6.4.1 Calibração da célula de carga

Como dito no item anterior, é preciso calibrar a célula de carga para obter a equação que relaciona a diferença de voltagem medida com o esforço que está sendo aplicado sobre a célula.

A calibração consiste em ativar a célula individualmente em cada um de seus três graus de liberdade com massas conhecidas e verificar a tensão lida. São levantados vários pontos com diferentes massas. Com o auxílio de um programa como o *MatLab* ou *Excel*, é traçada a curva dos pontos e extraída equação matemática aproximando por uma reta.

A célula foi fixada horizontalmente em um perfil de alumínio vertical. Para simular as forças de *Drag* e *Lift*, foi utilizado um copo acoplado ao ferrão onde se adicionavam massas conhecidas sabendo,

portanto, que a força sentida pela célula é a força peso do copo mais as massas adicionadas.

Para a calibração da célula de torque axial foi utilizado um instrumento em forma de T que permite a ativação da célula com momento torsor. A figura 53 mostra essa montagem. Conhecendo a massa total do copo e a distância entre a linha de aplicação da força e a linha central da célula sabe-se o torque que está sendo aplicado.

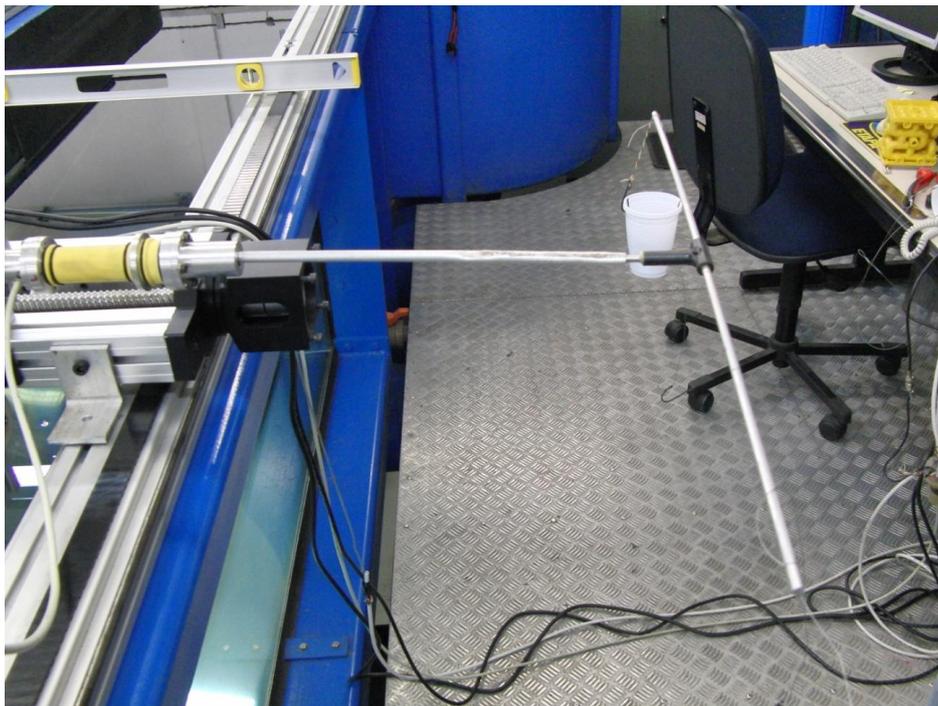


Figura 53. Calibração da célula de torque.

6.4.2 Ensaio de arrasto

No ensaio de arrasto, a bomba do Canal é acionada fornecendo um escoamento estacionário com uma velocidade V escolhida. O modelo permanece em repouso fixo ao pantógrafo. Nessa situação as forças hidrodinâmicas dominam sobre as forças inerciais e assim é possível obter o coeficiente de arrasto (C_D) do modelo.

Primeiramente, o modelo é fixado ao ferrão na posição desejada (ver figura 54). O segundo passo é ligar a bomba do Canal até que a corrente atinja a velocidade requerida. Após a estabilização do escoamento, é feita a

aquisição de dados pelo programa *LabView*. A frequência de amostragem dos dados foi de 100 pontos por segundo e a duração de cada ensaio foi de 60 segundos.

Os dados são salvados no computador com extensão *.txt*. Obtêm-se uma matriz de dados com seis colunas, sendo elas: tempo, Velocidade, Posição, *Drag*, *Lift* e Torque Axial. Esses dados foram processados no programa *MatLab* criando-se rotinas de programação para a obtenção do coeficiente de arrasto do modelo ensaiado.

Foram feitas seis baterias de ensaios variando-se a velocidade do Canal e, assim, o número de Reynolds de cada ensaio.

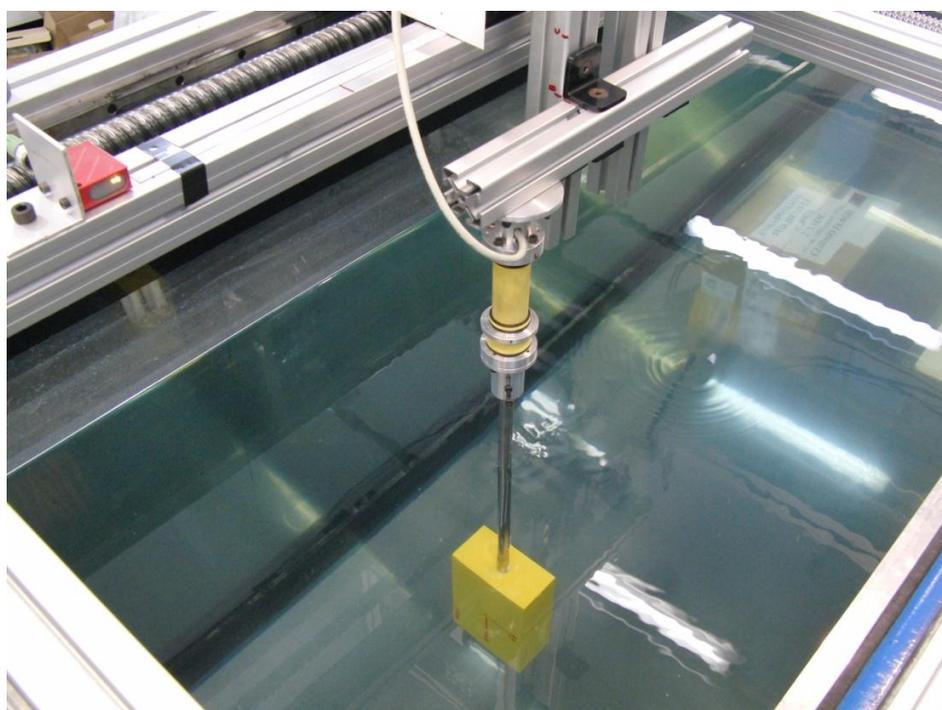


Figura 54. Ensaio de arrasto no paralelepípedo.

6.4.3 Ensaio de massa adicional

No ensaio de massa adicional, o modelo é excitado com oscilações harmônicas de pequenas amplitudes em água parada (KC baixo), próximo da hipótese de escoamento potencial, para que as forças inerciais preponderem e possa ser obtido o coeficiente de massa adicional (C_a) do modelo.

A matriz de dados adquirida tem as mesmas colunas da matriz dos ensaios de arrasto.

Foram feitas quatorze baterias de ensaio para cada modelo. Sendo que nas sete primeiras baterias variou-se a frequência de oscilação e a amplitude de forma a obter um número de Reynolds oscilatório aproximadamente constante para estes sete experimentos. Nas sete últimas baterias, variou-se a frequência de oscilação, mas tentando manter a mesma amplitude de deslocamento de forma a obter o adimensional KC aproximadamente constante para estes escoamentos.

Afigura 55 mostra a montagem do ensaio de oscilação harmônica do cilindro.

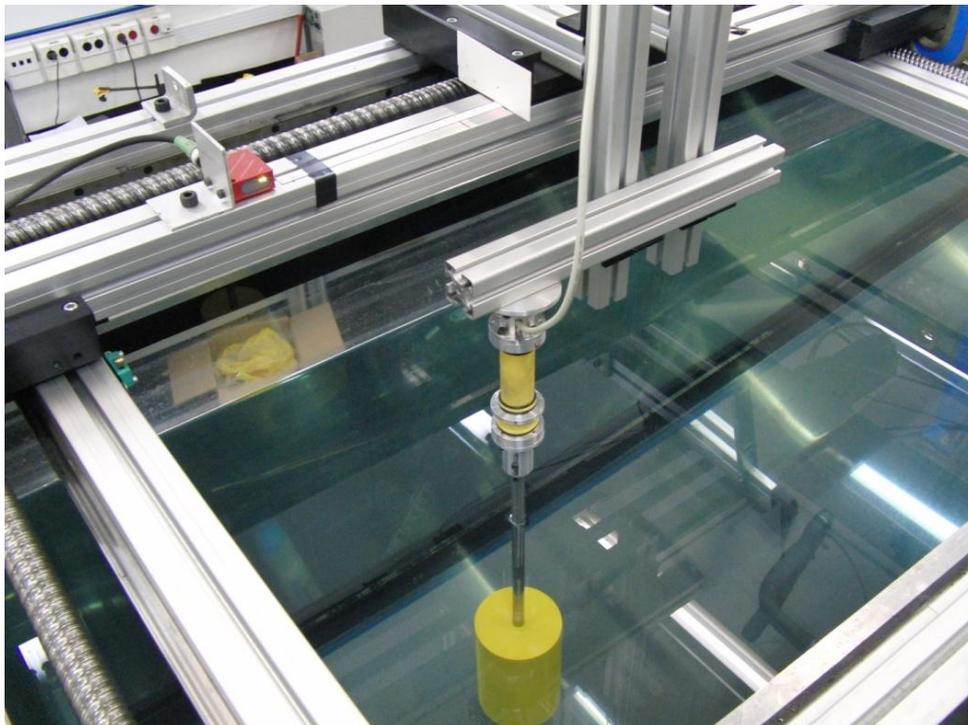


Figura 55. Ensaio de massa adicional do cilindro.

A figura 56 mostra a tela do computador durante a realização do ensaio de massa adicional do cilindro. O gráfico em vermelho é o deslocamento medido pela trena a laser. O gráfico em verde é a força de arrasto, em amarelo é a força de sustentação e o último em azul é o torque axial.

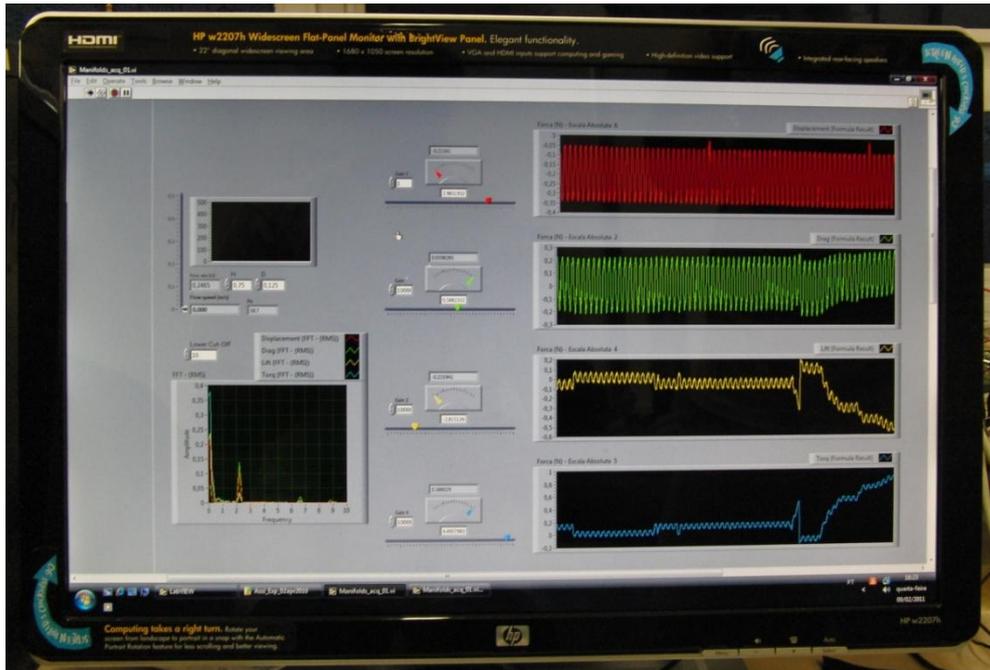


Figura 56. Tela do computador durante a realização do ensaio com oscilação forçada.

6.5 Resultados obtidos

Todas as baterias de ensaios foram processadas no programa *MatLab*. As tabelas 1 e 2 mostram o resultado dos ensaios de arrasto do cilindro e do paralelepípedo, respectivamente. Para o cálculo do número de Reynolds foi utilizada a dimensão do corpo que está na direção do escoamento.

Tabela 1. Ensaio de arrasto do cilindro.

Velocidade (m/s)	0,156	0,235	0,316	0,393	0,473	0,551
Número de Reynolds	15470	23380	31379	39111	47044	54803
Força de arrasto (N)	0,30	0,51	1,05	1,57	2,16	2,96
Coefficiente de arrasto	1,23	0,93	1,07	1,02	0,97	0,98

Tabela 2. Ensaio de arrasto do paralelepípedo.

Velocidade (m/s)	0,154	0,233	0,315	0,396	0,474	0,555
Número de Reynolds	16276	24528	33165	41680	49932	58520
Força de arrasto (N)	0,35	0,97	1,69	2,88	3,88	5,42
Coefficiente de arrasto	1,40	1,72	1,65	1,78	1,67	1,70

Comparando os coeficientes de arrasto obtidos com os coeficientes da figura 13 da referência [16], pode-se dizer que os resultados experimentais ficaram dentro de um intervalo considerado aceitável devido a possíveis incertezas geradas no decorrer dos ensaios. Segundo a figura 13, esperava-se obter um coeficiente de arrasto em torno de 0,7 para o cilindro e 1,2 para o paralelepípedo por estar numa configuração intermediária entre um cubo e uma placa retangular.

As tabelas 3 e 4 mostram os resultados dos ensaios de massa adicional do cilindro e do paralelepípedo, respectivamente, dos ensaios em que número de Reynolds foi mantido aproximadamente constante.

Tabela 3. Ensaio de massa adicional do cilindro (com $Re \approx cte.$).

Frequência (Hz)	2	1,33	1	0,8	0,67	0,57	0,5
Amplitude (m)	0,0255	0,0378	0,0502	0,0628	0,0752	0,0781	0,1010
Número de Reynolds Oscilatório	31923	31531	31472	31472	31424	27726	31629
KC	1,60	2,37	3,16	3,95	4,73	4,91	6,35
Massa Adicional (kg)	2,032	1,706	1,630	1,590	1,631	1,679	1,632
Coef. De Massa Adicional	1,30	1,09	1,05	1,01	1,05	1,08	1,05

Tabela 4. Ensaio de massa adicional do paralelepípedo (com $Re \approx cte.$).

Frequência (Hz)	2	1,33	1	0,8	0,67	0,57	0,5
Amplitude (m)	0,0253	0,0353	0,0499	0,0625	0,0700	0,0823	0,1003
Número de Reynolds Oscilatório	33600	31246	33122	33212	30981	30955	33301
KC	1,50	2,09	2,96	3,71	4,15	4,88	5,96
Massa Adicional (kg)	3,206	2,832	2,869	3,003	3,211	4,102	3,461
Coef. De Massa Adicional	2,81	2,48	2,51	2,63	2,82	2,92	3,03

As tabelas 5 e 6 mostram os resultados dos ensaios de massa adicional do cilindro e do paralelepípedo, respectivamente, mantendo-se o adimensional KC aproximadamente constante.

Tabela 5. Ensaio de massa adicional do cilindro (com $KC \approx cte.$).

Frequência (Hz)	2	1,33	1	0,8	0,67	0,57	0,5
Amplitude (m)	0,0325	0,0242	0,0251	0,0251	0,0252	0,2206	0,0248
Número de Reynolds Oscilatório	40761	20270	15736	12589	10525	7831	7780
KC	2,04	1,52	1,57	1,57	1,58	1,38	1,55
Massa Adicional (kg)	2,191	1,651	1,606	1,572	1,565	1,633	1,614
Coef. De Massa Adicional	0,83	1,06	1,03	1,01	1,01	1,05	1,03

Tabela 6. Ensaio de massa adicional do paralelepípedo (com $KC \approx cte.$).

Frequência (Hz)	2	1,33	1	0,8	0,67	0,57	0,5
Amplitude (m)	0,0249	0,0231	0,0249	0,0250	0,0249	0,0233	0,0246
Número de Reynolds Oscilatório	33095	20482	165887	13312	11041	8782	8181
KC	1,48	1,37	1,48	1,49	1,48	1,38	1,46
Massa Adicional (kg)	3,555	2,832	2,660	2,602	2,590	2,615	2,648
Coef. De Massa Adicional	3,12	2,48	2,33	3,28	2,27	2,29	2,32

Ao se comparar os coeficientes de massa adicional obtidos dos ensaios do cilindro com a figura 39, adaptada da referência [22], pode-se concluir que os resultados foram bastante satisfatórios visto que os valores deram muito próximo de 1 que era o valor esperado, exceto alguns pontos, principalmente para frequência igual a 2 Hz.

Para a comparação dos coeficientes de massa adicional do paralelepípedo foi usada a figura 57 que mostra os coeficientes de massa adicional (eixo vertical) de um paralelepípedo que está se deslocando na direção x em função da razão de suas dimensões. Adaptando para o modelo do paralelepípedo que foi ensaiado, tem-se que $2T=196$ mm, $L=106$ mm e $B=55$ mm. Assim, tem-se as seguintes razões entre as dimensões:

$$\frac{L}{T} = 1,08 \text{ e } \frac{B}{L} = 0,52$$

Entrando no gráfico com esses valores (linha vermelha desenhada) obtêm-se que o coeficiente de massa adicional esperado para o modelo do paralelepípedo é aproximadamente 2,4.

Os valores dos coeficientes de massa adicional obtidos nos ensaios do paralelepípedo tiveram uma maior variação comparada aos do cilindro. Porém, os valores obtidos ficaram numa faixa de valores próximos a 2,4, portanto, os resultados foram considerados aceitáveis admitindo-se possíveis imprecisões nas etapas realizadas durante os experimentos.

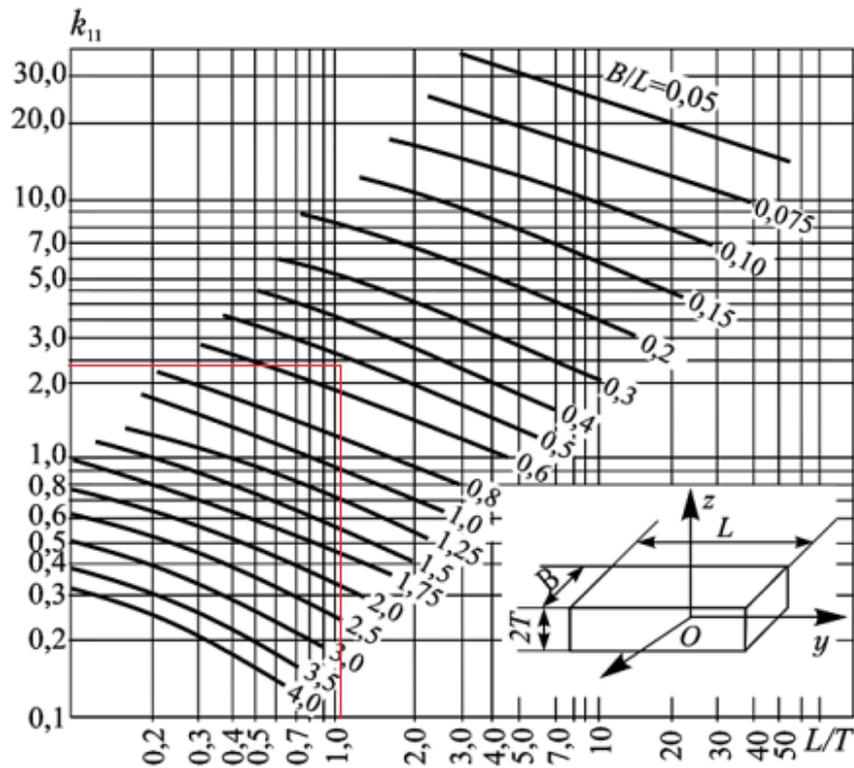


Figura 57. Coeficientes de massa adicional de um paralelepípedo se deslocando na direção do eixo x. Extraído da referência [22].

7. Análise do trabalho realizado e conclusões finais

Na primeira etapa do projeto foi realizada a revisão bibliográfica a respeito de temas envolvidos no projeto, como escoamentos ao redor de corpos submersos e coeficientes adimensionais. Em paralelo com a revisão bibliográfica iniciou-se o desenvolvimento do projeto do pantógrafo posicionador de modelos reduzidos.

A criação de um mecanismo para posicionar sondas para medição de velocidades foi solucionada fundindo-se este projeto com o projeto do pantógrafo fixador de modelos. A solução final para todo o sistema traverse foi a elaboração de um mecanismo de três módulos iguais para movimentos lineares e um módulo para o movimento rotacional que podem ser encaixados da maneira que o operador preferir para seu ensaio.

A atividade de desenvolvimento da automação do equipamento foi concluída com êxito conseguindo-se reproduzir os movimentos desejados no

plano de projeto inicial que eram deslocamentos com velocidade constante e principalmente, descrever uma oscilação harmônica. Os movimentos harmônicos foram obtidos graças à utilização de um gerador de funções que transmitia sinais analógicos ao servo-motor.

A última etapa do projeto era a realização de experimentos para a obtenção de coeficientes de arrasto e coeficientes de massa adicional de duas estruturas bem conhecidas que poderiam ser encontradas em outros estudos na literatura para fins de comparações dos resultados e validação de todo sistema. Os dois corpos ensaiados foram um paralelepípedo e um cilindro curto e como foi visto na seção anterior. Os experimentos foram bem sucedidos e os valores obtidos para os coeficientes adimensionais se aproximaram dos valores encontrados na literatura.

A realização deste projeto foi bastante importante para os demais alunos do Núcleo de Dinâmica de Fluidos (NDF), já que se trata de um sistema de fixação e movimentação de modelos que ainda não existia no Laboratório. Inclusive, já estão sendo realizados, por alunos de doutorados, diversos ensaios de massa adicional para diferentes geometrias com foco, em especial, em modelos de *manifolds* que é uma requisição da Petrobrás.

Espera-se que em um trabalho futuro possam ser aprimoradas as técnicas de realização dos experimentos de forma a obter resultados ainda mais coerentes com a literatura. Uma sugestão de melhoria seria utilizar nos ensaios uma célula de carga já especificada construída por um fabricante especializado terceirizado. Assim, aumentará a confiabilidade dos resultados obtidos de ensaios de estruturas ainda não estudadas, que é o grande objetivo dos pesquisadores do NDF.

8. Referências

[1] MENEGHINI, J. R. (2002); Projetos de pesquisa no tópico de geração e desprendimento de vórtices no escoamento ao redor de cilindros; Resenha de livre docência apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

[2] ÁSSI, G.R.S. (2005); Estudo experimental do efeito de interferência no escoamento ao redor de cilindros alinhados; Tese de mestrado apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

[3] ÁSSI, G.R.S., MENEGHINI, J.R., ARANHA, J.A.P., BEARMAN, P.W., CASAPRIMA, E. (2006); Experimental investigation of flow-induced vibration interference between two circular cylinders; *Journal of Fluids and Structures*; 22, 597-605.

[4] FRANZINI, G.R., FUJARRA, A.L.C., MENEGHINI, J.R., KORKISCHKO, I., FRANCISS, R. (2009); Experimental investigation of Vortex-Induced Vibration on rigid, smooth and inclined cylinders; *Journal of Fluids and Structures*; 25, 742-750.

[5] FALTINSEN, O.M. (1990); *Sea loads on ships and offshore structures*; Cambridge University press.

[6] TSUKADA, R.I. (2009); Comportamento Dinâmico de *Riser* Rígido em 11 Catenárias Devido ao VIV em Águas Profundas. Dissertação de mestrado acadêmico apresentada à Subcomissão de Pós Graduação em Ciências e Engenharia de Petróleo da Faculdade de Engenharia Mecânica e Instituto de Geociências da Universidade Estadual de Campinas.

[7] LOPES, R.K.D. (2006); Análise de Estruturas Sujeitas a Vibrações Induzidas por Vórtices. Dissertação Submetida ao Corpo Docente da Coordenação dos Programas de Pós-Graduação de Engenharia da Universidade Federal do Rio de Janeiro.

[8] MENEGHINI, J.R. and BEARMAN, P.W., “Numerical simulation of high amplitude oscillatory flow about a circular cylinder using a discrete vortex method.” AIAA paper 93-3288, 1993.

[9] MENEGHINI, J.R., and BEARMAN, P.W. "Numerical simulation of high amplitude oscillatory flow about a circular cylinder," *Journal of Fluids and Structures*, Academic Press, vol.9, pp. 435-455, 1995.

[10] MENEGHINI, J.R., and BEARMAN, P.W. An investigation of the effect on vortex shedding of a sudden transverse disturbance applied to a circular cylinder," *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol 69-71, pp. 229-238, 1997.

[11] SALTARA, F., MENEGHINI, J.R., and BEARMAN, P.W. "Numerical simulation of vortex shedding from an oscillating circular cylinder", *Computational Methods and Experimental Measurements VIII*, ed. P. Anagnostopoulos et al., Computational Mechanics Publications, UK, pp. 409-418, 1997.

[12] SALTARA, F., MENEGHINI, J.R., and SIQUEIRA, C.L.R., "The Simulation of Vortex Shedding from an Oscillating Circular Cylinder", em co-autoria com C. L. R. Siqueira, e F. Saltara, Publicado nos "Proceedings of The Eight (1998) International Offshore and Polar Engineering Conference-ISOPE-98", Volume III, pp.356-363, Montreal, Canada, May 24-29, 1998a.

[13] SALTARA, F., MENEGHINI, J.R., and SIQUEIRA, C.L.R., "The Simulation of Vortex Shedding from an Oscillating Circular Cylinder with Turbulence Modelling", em co-autoria com F. Saltara e C. Siqueira, Publicado nos Proceedings of FEDSM'98, 1998 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, June 21-25, 1998, Washington, D.C., 1998b.

[14] SIQUEIRA, C.L.R., MENEGHINI, J.R., and SALTARA, F., "Numerical Simulation of a Fixed and an Oscillating Circular Cylinder in Oscillatory Flow", em co-autoria com C. L. R. Siqueira, e F. Saltara, Publicado nos "Proceedings of The Eight (1998) International Offshore and Polar Engineering Conference-ISOPE-98", Volume III, pp.364-371, Montreal, Canada, May 24-29, 1998a.

[15] SIQUEIRA, C.L.R., MENECHINI, J.R., and SALTARA, F., “An Investigation of Vortex-Induced Vibration of a Circular Cylinder in Water”, em co-autoria com A. Fajarra, C. P. Pesce, e P. Parra, Publicado nos Proceedings of FEDSM’98, 1998 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, June 21-25, Washington, D.C., 1998b.

[16] Fluid Mechanics – Fourth Edition - Frank M. White.

[17]

http://www.delta.com.tw/product/em/download/download_main.asp?act=3&pid=2&cid=1&tpid=3

[18]

http://www.delta.com.tw/product/em/download/download_main.asp?act=3&pid=2&cid=1&tpid=1a

[19] MENECHINI, J.R., ARANHA, J. A. P., SALTARA, F., ÁSSI, G.R.S., FRANZINI, G.R., KORKISCHKO, I., FREIRE, C. “Escoamentos ao Redor de Manifolds e Outras Estruturas Submarinas”. Projeto apresentado à Petrobrás em Janeiro de 2010.

[20] SARPKEYA, T.; ISAACSON.; “ M. Mechanics of Wave Forces on Offshore Structures”. 1st. ed. [S.I.]: Van Nostrand Reinold Company, 1981

[21] BRENNEN, C. E., “A Review of Added Mass and Fluid Inertial Forces”. Naval Civil Engineering Laboratory Port Hueneme. Nov. 1981.

[22] KOROTKIN, A. I., “Added Masses of Ship Structures” Editora Springer. Traduzido em 2007.

[23] RODRIGUEZ, O. M. H., “Escoamentos Externos” . Notas de aula de Mecânica dos Fluidos, Escola de Engenharia de São Carlos – USP.