

EDUARDO BUENO NIGRO

CLAYTON BARCELOS ZABEU

**PISCINA COMPACTA PARA TREINAMENTO DE
NADADORES**

Orientador:
Francisco Emílio Baccaro Nigro

São Paulo
1993

A GRADECIMENTOS

Aos Engenheiros e Técnicos do Instituto de Pesquisas Tecnológicas
que colaboraram grandemente para a realização deste trabalho.

SUMÁRIO

Resumo

1 INTRODUÇÃO	1
2 METODOLOGIA	4
2.1 Análise de um Túnel de Cavitação.....	4
2.1.1 Difusores	5
2.1.2 Curvas	6
2.1.3 Trechos retos de secção constante.....	7
2.1.4 Grade.....	7
2.1.5 Convergente	7
2.1.6 Fator de Calibração.....	7
2.2 A Piscina Compacta	8
2.3 Análise Dimensional para obtenção do modelo	9
2.3.1 Obtenção dos Adimensionais	9
2.3.2 Potência de bomba no modelo.....	11
2.4 Análise do modelo construído	14
2.5 Modelagem Dinâmica	15
2.5.1 Massa Fluida.....	15
2.5.2 Bomba	17
2.5.3 Linearização	18
2.5.4 Motor	20
2.6 Sistema em Malha Fechada	21

3 RESULTADOS	23
3.1 Caracterização da Piscina	23
3.1.1 Seção de Testes	23
3.1.2 Seção da Bomba	27
3.1.3 Difusores	28
3.1.4 Curvas	30
3.1.5 Convergente.....	34
3.1.6 Minimização de Turbulências	34
3.1.7 Potência de Bomba	36
3.2 Análise Dimensional e Semelhança	38
3.2 Controle de Vazão	39
3.4 Detalhes Construtivos	40
3.4.1 Seção de Testes e Tubulação.....	40
3.4.2 Rotor da Bomba	41
3.4.3 Pás Posteriores	46
3.4.4 Seção da bomba	47
3.4.5 Sistema de Controle e Acionamento da Bomba	48
3.4.6 Nadador e Sensor de Posição	49
3.5 Modelagem Dinâmica para o Modelo em Escala	50
3.5.1 Planta	50
3.5.2 Motor	51
3.5.3 Sistema Controlado	52
3.6 Estratégia de Controle	53
3.6.1 Controlador P.I.	54
3.6.2 Controlador P.I.D.	57

4 DISCUSSÃO	60
4.1 Considerações sobre o Sistema Físico	60
4.2 Considerações sobre a Modelagem Dinâmica	62
4.3 Considerações sobre o Sistema de Controle	62
5 CONCLUSÕES	64
ANEXO : Fotos do Modelo	65
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	73

RESUMO

A idéia central deste trabalho consiste no projeto (e construção de modelo) de um tanque com circulação de água em circuito fechado, dotado de uma seção de testes para o nadador. A posição longitudinal do nadador é mantida fixa, independentemente do ritmo imposto pelo mesmo. Isto se dá através de um controle da vazão (e portanto velocidade do escoamento) na seção de testes.

Com as técnicas empregadas para o cálculo da potência necessária para a bomba do tanque, foi calculada a potência requerida pela bomba de uma instalação já existente (túnel de cavitação do Instituto de Pesquisas Tecnológicas - São Paulo) a fim de se calibrar o modelo matemático a ser utilizado no cálculo da perda de carga do sistema.

Baseado nos resultados obtidos para o protótipo, partiu-se para a Análise de Semelhança de forma a possibilitar a construção de um modelo em escala reduzida do tanque. Uma vez determinadas as características geométricas e cinemáticas do tanque em escala, modelou-se dinamicamente o sistema fornecendo-se assim condições para o projeto do controlador.

O modelo foi construído em fibra de vidro e acrílico e o nadador foi simulado por um torpedo autopropelido construído especialmente para esse fim. Integrado o sistema físico, ensaios foram realizados a fim de se verificar a validade das hipóteses adotadas nos cálculos, bem como se a planta controlada atendia às especificações de projeto.

1 INTRODUÇÃO

Observando o escoamento relativo que existe entre um nadador e a água em repouso, verifica-se que a velocidade relativa de aproximação das partículas fluidas tem a direção do movimento do nadador e intensidade igual àquela com que o nadador se desloca em relação às águas paradas. Assim, se for possível reproduzir estas condições de maneira que o nadador permaneça parado em relação a um referencial absoluto, nadando contra uma corrente de água, este experimentará a mesma sensação que tem quando nada em águas calmas. Não se levando em consideração fatores de ordem psicológica entre possíveis outros, é provável que o nado contra-corrente represente com boa aproximação a situação de nado em águas paradas.

A partir destas considerações, pode-se conceber um sistema que propicie um escoamento o mais uniforme possível e com baixos níveis de turbulência, de modo que as partículas fluidas apresentem baixas componentes de velocidade perpendiculares à direção principal do escoamento.

Assim, a finalidade deste trabalho é projetar um sistema que reproduza as condições acima explicitadas. Tal projeto resultará em uma piscina compacta que disporá de um sistema de controle para manter fixa a posição do atleta, independentemente do ritmo imposto por ele. Este sistema de controle atuará sobre a planta através de uma regulagem da vazão e portanto da velocidade do escoamento. Em tal piscina, testes envolvendo parâmetros biológicos (batimento cardíaco, p.e.) do nadador serão bastante simplificados. Deve-se notar que o campo de estudo é maior do que o discutido aqui, isto é, uma vez obtido o sistema, este pode ser aprimorado com, por exemplo, um controle da temperatura da água.

Levando-se em conta que este é um trabalho de formatura, o tempo e o nível de complexidade não podem exceder certos limites. Desse modo a pretensão de abrangência deste projeto é chegar a um modelo controlado do tanque real.

O método empregado para se chegar ao modelo do tanque consistiu na obtenção de um sistema de circulação de água compatível com as características pretendidas (geométricas e de escoamento) na seção de testes aberta para a atmosfera. Os componentes deste sistema foram escolhidos de forma a minimizar as perdas de carga e consequentemente a potência requerida pela bomba, bem como torná-lo o mais compacto possível.

A sistemática de cálculo utilizada foi calibrada através de sua aplicação a um equipamento equivalente já instalado (túnel de cavitação do IPT - São Paulo), onde o resultado de potência de bomba obtido foi comparado com o valor real desta grandeza, fornecendo um fator de calibração.

A partir de uma escala de redução apropriada e com a realização de uma análise de semelhança para os adimensionais relevantes ao modelo do tanque, obtiveram-se valores de potência, velocidades e vazão para o modelo que foi construído em fibra de vidro e acrílico.

O modelo do tanque foi integrado a um controlador analógico, um motor e um sensor de posição de modo a se obter um sistema em malha fechada baseado na modelagem dinâmica dos componentes.

Levando-se em conta a necessidade de se simular o nadador com a finalidade de se ensaiar o sistema, foi construído uma espécie de torpedo autopropelido, procurando levar-se em conta as características dimensionais e geométricas de um ser humano.

Projetou-se um sistema de controle adequado à planta utilizando-se as técnicas de lugar das raízes e resposta do sistema no domínio do tempo através de simulações, sendo o controlador ajustado ao sistema real através de ensaios.

Todo o desenvolvimento deste trabalho visa primordialmente à pesquisa de um método alternativo para treinamento e monitoração de nadadores. Desta maneira, o fator custo foi levado em consideração de forma secundária.

Além de tudo considerado até agora, verifica-se que grande parte do estudo feito pode ser aplicado à Engenharia Naval no tocante ao projeto de tanques para ensaio de modelos de embarcações, devido à semelhança entre os problemas.

2 METODOLOGIA

2.1 Análise de um Túnel de Cavitação

Devido ao fato de o projeto em questão muito se assemelhar a um túnel de cavitação, foi escolhido um túnel de cavitação já existente de modo a se poder calibrar o modelo matemático a ser empregado no cálculo de perda de carga e potência do protótipo. Este túnel encontra-se na Divisão de Transportes do IPT sendo utilizado para o ensaio de hélices de navios. Tal escolha foi feita em função da facilidade de se obter dados a respeito do mesmo. O aspecto geral do túnel pode ser observado na figura 2.1-1.

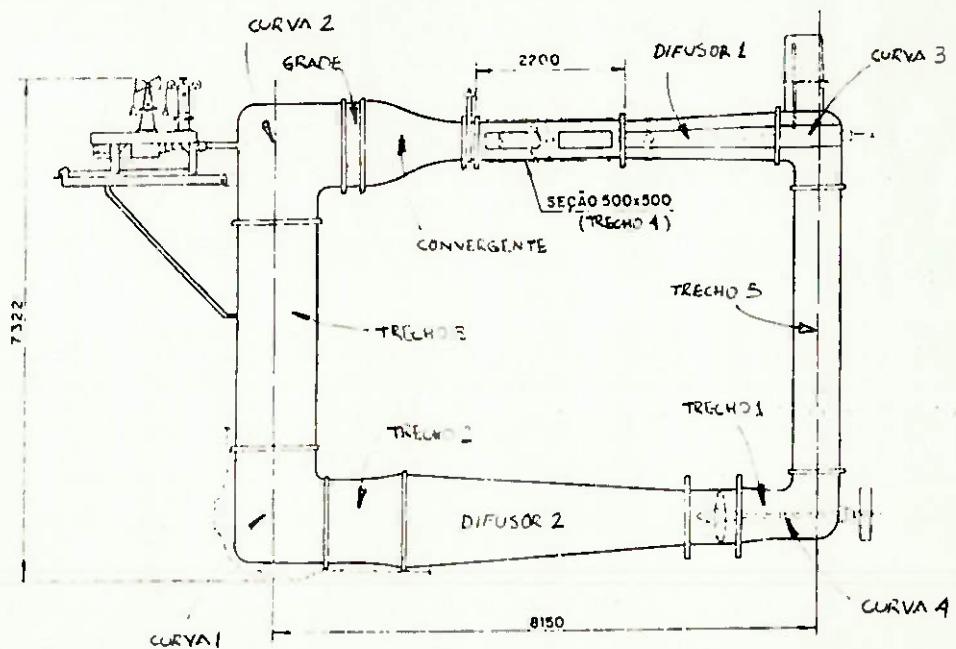


figura 2.1-1: Túnel de Cavitação do IPT.

Em seguida serão apresentadas as expressões necessárias ao cálculo das perdas de carga em cada um dos elementos constituintes do túnel.

2.1.1 Difusores

A perda de carga em difusores pode ser calculada utilizando-se a expressão para perda de carga

$$\Delta H = \zeta \frac{V^2}{2g} \quad (2.1-1)$$

onde ΔH : perda de carga em m.c.a.;

ζ : coeficiente de perda de carga;

V : velocidade característica.

Segundo NEKRASOV [1], o coeficiente de perda de carga para difusores pode ser calculado por:

$$\zeta_{df} = \frac{\lambda}{8 \operatorname{sen} \frac{\alpha}{2}} \cdot \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) + k \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2 \quad (2.1-2)$$

onde λ : fator de perda de carga distribuída;

α : ângulo de divergência do difusor;

n : relação entre as áreas de saída e entrada do difusor;

$$k = 3,2 \tan \frac{\alpha}{2} \cdot \sqrt{\tan \frac{\alpha}{2}} : \text{fator de redução de choque.}$$

2.1.2 Curvas

O tipo de curva utilizado no túnel de cavitação é um cotovelo de secção quadrada com abas direcionadoras como ilustra a figura 2.1-2.

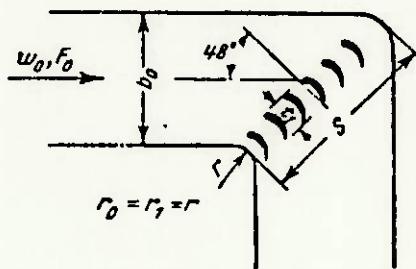


figura 2.1-2: cotovelo com abas direcionadoras.

A perda de carga em curvas deste tipo é dada pela expressão (2.1-1) onde o coeficiente de perda de carga, segundo IDEL'CIK [2], pode ser calculado através de

$$\zeta_{curva} = \zeta_{sing} + \zeta_{dist} \quad (2.1-3).$$

Onde:

ζ_{sing} é tabelado de acordo com a geometria e

$$\zeta_{dist} = \lambda \cdot \left(1 + 1,57 \frac{r}{b_0}\right).$$

2.1.3 Trechos retos de secção constante

A perda de carga em tubulações retilíneas de secção constante pode ser calculada através da expressão:

$$\Delta H_{dut} = \lambda \cdot \frac{L}{D_H} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (2.1-4)$$

onde L : comprimento da tubulação;

D_H : diâmetro hidráulico.

2.1.4 Grade

Com a finalidade de se reduzir a turbulência na seção de teste é utilizada uma grade à sua entrada. Pode-se calcular a perda de carga na grade utilizando a expressão (2.1-1), sendo que IDEL'CIK [2] propõe valores de ζ para cada geometria de grade.

2.1.5 Convergente

Segundo IDEL'CIK [2], assim como no caso de uma grade, também pode-se calcular a perda de carga através da expressão (2.1-1) utilizando um valor de ζ de acordo com a geometria do convergente.

2.1.6 Fator de calibração

Uma vez calculados os valores de perda de carga dos vários elementos que compõem a instalação, é possível obter qual será a potência necessária à bomba para que

esta forneça uma vazão compatível com a velocidade requerida na seção de ensaio. A perda de carga total na instalação é dada por:

$$\Delta H_{total} = \Delta H_{d\gamma 1} + \Delta H_{d\gamma 2} + \Delta H_{curvas} + \Delta H_{dist} + \Delta H_{graus} + \Delta H_{conv}$$

A potência correspondente a altura manométrica calculada e à vazão no circuito é dada pela expressão

$$W = \gamma \cdot Q \cdot \Delta H \quad (2.1-5)$$

onde W : potência;

Q : vazão;

γ : peso específico da água.

Comparando-se a potência real da instalação com a potência calculada é possível obter um fator de calibração para o modelo adotado. Assim:

$$k = \frac{W_{real}}{W_{calculada}} \quad (2.1-6)$$

2.2 A Piscina Compacta

A piscina compacta a ser projetada é bastante próxima ao túnel de cavitação do IPT, uma vez que seu princípio de funcionamento é o mesmo e a necessidade de um escoamento com nível de turbulência reduzido na seção de testes aliado a baixas perdas de carga é um ponto em comum.

Assim, como foi dito anteriormente, a sistemática de cálculo utilizada para determinação das perdas e potência de bomba em regime permanente para a piscina será a mesma que foi empregada para o túnel.

O projeto da piscina se baseia na especificação das características necessárias à seção de testes onde ficará o nadador, isto é, as dimensões da seção e a velocidade máxima do escoamento que conduzirão à vazão necessária ao circuito. Dessa forma deve-se ter um compromisso entre o tamanho da seção (mais especificamente a área perpendicular à direção principal do escoamento) e a vazão, uma vez que esta é diretamente proporcional à potência de bomba requerida e aquele deve satisfazer às necessidades de um nadador.

Uma vez caracterizada a seção de testes, todo o circuito deve ser projetado buscando otimizar a relação existente entre seu tamanho e as perdas de carga. Além disso, o circuito deve ser tal que se tenha um escoamento plenamente desenvolvido e com baixos níveis de turbulência na seção de testes. Pode-se dizer, então, em um nível mais abrangente, que se deseja uma piscina compacta e com baixos requisitos de potência.

Tendo-se utilizado então, para o circuito e seus elementos constitutivos, a mesma metodologia de cálculo utilizada para o túnel do IPT, pode-se chegar através do fator de calibração dado por (2.1-6) à potência de bomba necessária para o tanque projetado.

2.3 Análise Dimensional para obtenção do modelo

2.3.1 Obtenção dos Adimensionais

Uma vez obtidas as características do protótipo, deve-se fazer uma análise dimensional para que se possa levantar as características físicas (geometria) e dinâmicas (velocidades e potências) do modelo em escala. Obtém-se, como adimensionais relacionados ao problema, os seguintes:

- número de Froude - relaciona forças de inércia com forças gravitacionais. Está ligado ao fenômeno de formação de ondas devido ao movimento de um corpo na superfície livre de um fluido :

$$Fr = \frac{V}{\sqrt{g \cdot L}} \quad (2.3-1)$$

onde Fr : número de Froude;

V : velocidade;

g : aceleração da gravidade;

L : comprimento característico do corpo.

- número de Euler - relaciona forças de pressão com forças de inércia. Está ligado à resistência que o meio oferece ao avanço de um corpo:

$$E = \frac{F_a / L^2}{\rho \cdot V^2} \quad (2.3-2)$$

onde E : número de Euler;

F_a : força de arrasto;

L : comprimento característico do corpo;

ρ : densidade do fluido;

V : velocidade;

- número de Reynolds - relaciona as forças de inércia com as forças viscosas:

$$Re = \frac{V \cdot L}{\nu} \quad (2.3-3)$$

onde Re : número de Reynolds;

V : velocidade;

L : comprimento característico;

ν : viscosidade cinemática.

Embora estes sejam os três adimensionais que resultam da análise dimensional, verifica-se ser impossível obter semelhança completa, isto é, não se consegue construir um modelo que satisfaça aos três adimensionais simultaneamente - um deve ser descartado para que se possa construir o modelo. Como tanto no modelo quanto no protótipo a faixa onde estão localizados os respectivos números de Reynolds corresponde a uma pequena variação do coeficiente de arraste, será descartada a influência da variação do número de Reynolds entre modelo e protótipo. *SOCIETY OF NAVAL ARCHITECTS AND MARINE ENGINEERS (SNAME)* [3] comenta ainda que, desprezando-se os resultados oriundos da igualdade do número de Reynolds para o modelo e protótipo, é possível ensaiar o modelo e obter, por diferença, o valor da resistência friccional ao deslocamento e posteriormente se fazer uma correção para tal grandeza no protótipo. Assim, impõe-se a igualdade dos adimensionais restantes (Fr e E) para que um ensaio em um modelo reduzido possa apresentar um comportamento próximo ao que se obteria com o protótipo:

$$\begin{aligned} Fr_{\text{mod}} &= Fr_{\text{prot}} \\ E_{\text{mod}} &= E_{\text{prot}} \end{aligned} \quad (2.3-4)$$

Logo, uma vez determinado o fator de escala, é possível obter baseado em (2.3-4) a velocidade na seção de testes e a potência requerida pelo modelo.

2.3.2 Potência de bomba no modelo

Como os valores dos coeficientes de perda de carga singulares dependem do número de Reynolds e de relações geométricas, tais coeficientes para o modelo apresentarão os mesmos valores daqueles calculados para o protótipo uma vez que as relações geométricas não se alteram por consequência de uma redução em escala e os valores do número de Reynolds para o modelo ainda se encontram na faixa de valores para

a qual a formulação adotada continua válida. Admitindo ainda que seja possível manter o valor do coeficiente de perda de carga distribuída para o modelo, tem-se:

$$\Delta H_{total} = \Delta H_{dist} + \Delta H_{sing} = (\lambda \cdot \frac{L}{D_h} + \sum \zeta) \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (2.3-5)$$

Assim, aplicando-se a equação (2.3-5) tem-se para o protótipo:

$$\Delta H_{total_{prot}} = \Delta H_{dist_{prot}} + \Delta H_{sing_{prot}} = (\lambda_{prot} \cdot \frac{L_{prot}}{D_{hprot}} + \sum \zeta_{prot}) \cdot \frac{V_{prot}^2}{2g} \quad (2.3-6)$$

e para o modelo:

$$\Delta H_{total_{mod}} = \Delta H_{dist_{mod}} + \Delta H_{sing_{mod}} = (\lambda_{mod} \cdot \frac{L_{mod}}{D_{hmod}} + \sum \zeta_{mod}) \cdot \frac{V_{mod}^2}{2g} \quad (2.3-7)$$

Como assumiu-se

$$\lambda_{prot} = \lambda_{mod} \quad e$$

$$\sum \zeta_{prot} = \sum \zeta_{mod}$$

e considerando que por efeito de redução em escala verifica-se que:

$$\frac{L_{prot}}{D_{hprot}} = \frac{L_{mod}}{D_{hmod}},$$

dividindo- a equação (2.3-6) por (2.3-7), obtém-se:

$$\frac{\Delta H_{total_{prot}}}{\Delta H_{total_{mod}}} = \frac{V_{prot}^2}{V_{mod}^2} \quad (2.3-8).$$

Assim, a potência de bomba no modelo pode ser obtida a partir de (2.3-4) e (2.3-8) e é dada por:

$$W_{mod} = \gamma \cdot Q_{mod} \cdot \Delta H_{mod} \quad (2.3-9)$$

Deve-se notar que, da mesma forma que no protótipo, a potência do modelo deve ser corrigida pelo fator de calibração.

A fim de caracterizar perfeitamente a bomba a ser utilizada no modelo, é necessário que se estipule qual deverá ser sua rotação. Para isto, tentou-se utilizar o conceito de rotação específica.

$$n = n_s \cdot \frac{\Delta H^{3/4}}{\sqrt{Q \cdot 3,65}} \quad (2.3-10),$$

onde n : rotação da bomba;

n_s : rotação específica;

ΔH : carga manométrica em m ;

Q : vazão em m^3/s .

Entretanto verificou-se que a rotação da bomba utilizada no túnel de cavitação do IPT não satisfaz à equação (2.3-10) pois o máximo valor de n_s para o tipo de bomba utilizada é por volta de 1200 rpm , o que forneceria para as condições de carga e vazão do túnel uma rotação de aproximadamente 355 rpm . Como a rotação da bomba do túnel do IPT é de 525 rpm , tem-se uma diferença de rotações que pode ser explicada pelo fato de a bomba do IPT não estar operando em seu ponto ótimo, isto é, o ponto de maior rendimento. Esta queda de rendimento é aceitável na medida em que se trata de uma bomba que opera em condições não muito comuns - a vazão muito grande para a carga correspondente. A determinação da rotação da bomba do modelo foi feita através da análise de bombas semelhantes e de suas relações, adotando-se adimensional de vazão (C_Q):

$$C_Q = \frac{Q}{N \cdot \phi^3}$$

de onde se obtém

$$\frac{\phi_{mod}^3 \cdot N_{mod}}{\phi_{prot}^3 \cdot N_{prot}} = \frac{Q_{mod}}{Q_{prot}} \quad (2.3-11),$$

onde ϕ : diâmetro do rotor;

N : rotação;

Q : vazão,

e os subscritos *mod* e *prot* referem-se ao modelo e protótipo respectivamente.

A partir da equação (2.3-11) pode-se determinar a rotação para a bomba no modelo.

2.4 Análise do modelo construído

Uma vez projetada a piscina a nível de características geométricas de seus elementos constituintes e obtenção dos parâmetros para o modelo em escala, é possível construir este modelo e ensaiá-lo de modo a se comparar os resultados teóricos com os obtidos a partir da prática.

Basicamente deve-se levantar a curva característica da bomba e analisar a velocidade na seção de testes para vários pontos de operação a fim de se validar ou não o modelamento matemático empregado para o cálculo das perdas de carga nos vários componentes do sistema, bem como se o escoamento se dá como o desejado.

Devem-se realizar experimentos também a fim de se confirmar a semelhança entre protótipo e modelo para as grandezas possíveis.

2.5 Modelagem Dinâmica

Neste item serão apresentados os modelos dinâmicos de cada um dos componentes do sistema.

2.5.1 Massa Fluida

Para efeito de simplificação da modelagem, não será considerada a transição no escoamento da parte confinada para a parte aberta para a atmosfera, isto é, da tubulação para a seção de testes. Desse modo o modelo não leva em conta a possível formação de ondas na seção aberta, mas somente a energia cinética da água e as perdas distribuídas ao longo do circuito. Esta hipótese poderá ser avaliada quando dos ensaios do modelo construído.

Adotando-se uma seção transversal ao escoamento e de comprimento infinitesimal, pode-se escrever a equação da variação da quantidade de movimento para o elemento de massa correspondente, como mostra a figura (2.5-1):

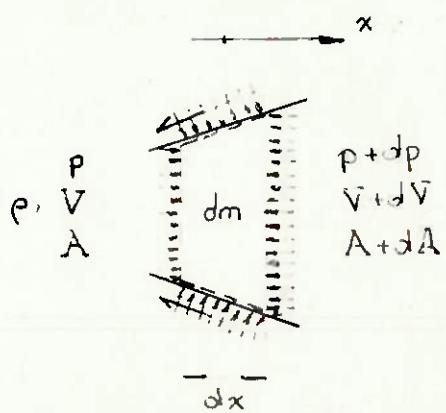


figura 2.5-1: elemento de massa do sistema.

Pela equação da quantidade de movimento tem-se:

$$\frac{d}{dt}(m \cdot v) = \sum F_{\text{ext}} \quad (2.5-1)$$

No caso do elemento representado na figura (2.5-1) tem-se, para um circuito fechado:

$$\rho \cdot A \cdot dx \cdot \frac{dv}{dt} = -A \cdot dp - \tau \cdot s \cdot dx \quad (2.5-2)$$

onde ρ : massa específica da água;

A : área da seção transversal na abscissa x ;

dx : elemento diferencial de comprimento;

v : velocidade média na seção;

dp : elemento diferencial de pressão;

τ : tensão de cisalhamento devido ao atrito com as paredes do tubo;

s : perímetro molhado.

Deve-se notar que a velocidade em cada seção foi admitida uniforme, o que é razoável para um escoamento turbulento plenamente desenvolvido.

Integrando-se a equação (2.5-2) ao longo do comprimento total da tubulação, obtém-se:

$$\rho \cdot \frac{dQ}{dt} \cdot \int_0^l \frac{1}{A(x)} \cdot dx = - \int_0^l \left(\frac{dp}{dx} \right) dx - \frac{\rho \cdot f \cdot Q^2}{8} \cdot \int_0^l \frac{s(x)}{A^3(x)} \cdot dx \quad (2.5-3)$$

o que leva a:

$$\frac{\rho}{l_{eq}} \cdot \frac{dQ}{dt} = (\Delta p)_{bomba} - \frac{\rho \cdot f}{8 \cdot A_{eq}} \cdot Q^2 \quad (2.5-4)$$

onde l e A equivalentes são provenientes das integrações em (2.5-3). Observa-se que a equação diferencial (2.5-4) é uma equação não linear em Q e $(\Delta p)_{bomba} = \Delta p(Q)$.

2.5.2 Bomba

Uma bomba, no caso axial, pode ser descrita através de seus adimensionais ψ e φ

- ψ : adimensional de pressão definido como sendo

$$\psi = \frac{8 \cdot \Delta p}{\rho \cdot D^2 \cdot \omega^2} \quad (2.5-5)$$

onde Δp : pressão fornecida pela bomba;

D : diâmetro do rotor;

ω : velocidade angular.

- φ : adimensional de vazão definido como sendo

$$\varphi = \frac{Q}{\frac{\pi}{8} \cdot D^3 \cdot (1 - \frac{d^2}{D^2}) \cdot \omega} \quad (2.5-6)$$

onde d : diâmetro de pé do hélice.

Pode-se aproximar a curva $\psi \times \varphi$ por uma parábola da forma:

$$\psi = A \cdot \varphi^2 + B \cdot \varphi + C \quad (2.5-7)$$

Substituindo-se as equações (2.5-5) e (2.5-6) em (2.5-7) e escrevendo Δp em função de Q e ω chega-se a:

$$\Delta p = (A \cdot \frac{k_v}{k_e^2}) \cdot Q^2 + (B \cdot \frac{k_v}{k_e}) Q \cdot \omega + (C \cdot k_v) \cdot \omega^2 \quad (2.5-8)$$

onde $k_v = \frac{\rho \cdot D^2}{8}$; (2.5-8a)

$$k_e = \frac{\pi \cdot D^3}{8} \cdot \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right); \quad (2.5-8b)$$

A, B e C são coeficientes a determinar a partir da curva da bomba.

2.5.3 Linearização

Substituindo a equação (2.5-8) na equação (2.5-4) obtém-se:

$$\frac{\rho}{l_e} \cdot \frac{dQ}{dt} = (K_Q) Q_0^2 + (K_{Q\omega}) Q_0 \cdot \omega_0 + (K_\omega) \cdot \omega_0^2 \quad (2.5-9)$$

$$\text{onde } K_Q = \left(A \cdot \frac{k_v}{k_v^2} - \frac{\rho \cdot f}{8 \cdot A_{eq}^2} \right) \quad (2.5-9a)$$

$$K_{Q\omega} = \left(B \cdot \frac{k_v}{k_v} \right) \quad (2.5-9b)$$

$$K_\omega = (C \cdot k_v) \quad (2.5-9c)$$

Como já foi citado, a equação (2.5-9) é não linear em Q e ω e deve ser linearizada em torno do ponto de operação (Q_0, ω_0) . Assim, para o equilíbrio do sistema bomba - massa fluida, no ponto de operação tem-se:

$$0 = (K_Q) \cdot Q_0^2 + (K_{Q\omega}) \cdot Q_0 \cdot \omega_0 + (K_\omega) \cdot \omega_0^2 \quad (2.5-10)$$

de onde dada uma vazão é possível obter uma rotação correspondente para a bomba em questão, uma vez que os demais coeficientes são constantes, no caso. Para pequenos deslocamentos em relação ao ponto de equilíbrio (Q_0, ω_0) pode-se escrever:

$$\begin{aligned} \frac{dQ}{dt} &= \frac{dQ}{dt}\Big|_0 + \Delta \left(\frac{dQ}{dt} \right) \\ Q &= Q_0 + \Delta Q \quad (2.5-11) \\ \omega &= \omega_0 + \Delta \omega \end{aligned}$$

Substituindo (2.5-11) em (2.5-9), desprezando-se os termos de segunda ordem e do resultado subtraindo a equação (2.5-10), chega-se à seguinte equação linearizada:

$$\frac{\rho}{L_q} \cdot \frac{d\bar{q}}{dt} = (2 \cdot K_Q \cdot Q_0 + K_{Q\omega} \cdot \omega_0) \bar{q} + (K_{Q\omega} \cdot Q_0 + 2 \cdot K_\omega \cdot \omega_0) \bar{\omega} \quad (2.5-12)$$

onde

$$\begin{aligned}\frac{d\bar{q}}{dt} &= \Delta \left(\frac{dQ}{dt} \right) \\ \bar{q} &= \Delta Q \\ \bar{\omega} &= \Delta \omega\end{aligned}$$

representam afastamentos do ponto de equilíbrio.

Aplicando a transformada de Laplace na equação linearizada (2.5-12) tem-se para a planta:

$$G_p(s) = \frac{\bar{q}(s)}{\bar{\omega}(s)} = \frac{(K_{Q\omega} \cdot Q_0 + 2 \cdot K_\omega \cdot \omega_0)}{\frac{\rho}{L_q} \cdot s - (2 \cdot K_Q \cdot Q_0 + K_{Q\omega} \cdot \omega_0)} \quad (2.5-13)$$

2.5.4 Motor

O motor que acionará a bomba no modelo é um servo motor de corrente contínua. Tal motor pode ser modelado como um sistema de primeira ordem com a seguinte função de transferência:

$$G_m(s) = \frac{\bar{\omega}(s)}{V_a(s)} = \frac{K_t}{(R_a \cdot J) \cdot s + (R_a \cdot f_m + K_b \cdot K_t)} \quad (2.5-14)$$

onde K_t : constante de torque do motor;

R_a : resistência elétrica de armadura do motor;

J : momento de inércia reduzido ao eixo do motor;

f_m : atrito viscoso nos mancais e com o ar;

K_b : constante de força contraeletromotriz do motor.

2.6 Sistema em Malha Fechada

O sistema global pode ser representado pelo seguinte diagrama de blocos:

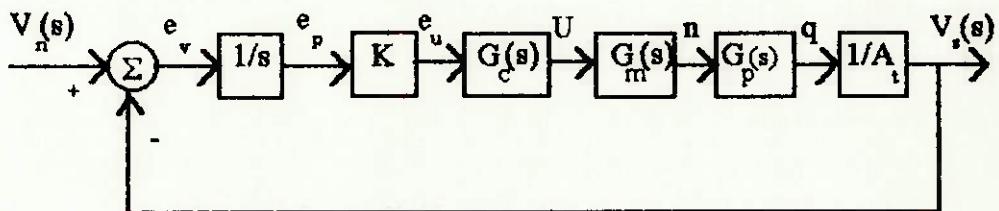


figura 2.6-1: diagrama de blocos do sistema controlado.

onde os blocos são:

$1/s$: integração;

K : ganho do sensor de posição;

$G_c(s)$: função de transferência do controlador;

$G_m(s)$: função de transferência do motor;

$G_p(s)$: função de transferência da planta;

$1/A_t$: ganho devido à área da seção de testes;

e os sinais são:

$Vn(s)$: velocidade do nadador;

$ev(s)$: erro de velocidade;

$ep(s)$: erro de posição do nadador;

$eu(s)$: erro de posição convertido em tensão;

$U(s)$: tensão de armadura no motor;

$n(s)$: rotação do motor;

$q(s)$: vazão no circuito;

$Vs(s)$: velocidade de escoamento na seção de testes.

Baseando-se no sistema representado na figura (2.6-1), serão levantados os parâmetros relevantes à construção do controlador juntamente com a utilização da técnica do lugar das raízes e especificação de fatores como tempo de resposta e sobressinal máximo. Uma vez implementado o controlador, experimentos serão realizados a fim de se determinar a margem de segurança para os ganhos do controlador para que não ocorram instabilidades, ou em outras palavras, partir-se-á para a fase de calibração do controlador. Isto é necessário pois foram feitas hipóteses simplificadoras no decorrer da modelagem matemática e que podem levar a resultados diferentes dos esperados.

3 PROJETO E CONSTRUÇÃO DO MODELO

3.1 Caracterização da Piscina

Neste item serão caracterizados os vários componentes da piscina (curvas, difusores, entre outros) tanto a nível geométrico quanto a nível de perdas, bem como será calculada a potência requerida pela bomba no protótipo.

3.1.1 Seção de Testes

A seção de testes é um tanque cujo formato muito se aproxima de um paralelepípedo, sendo que suas laterais encontram a face inferior através de superfícies de concordância ao invés de arestas propriamente ditas, como indica a figura 3.1-1. A determinação dos valores de comprimento l , altura h , e largura w foi feita por meio de um levantamento das dimensões de um nadador adulto em posição de nado, tendo um comprimento total de cerca de 2,00 m. Considerando que se deve ter uma distância de aproximadamente 1,0 m entre as extremidades do atleta e as secções de entrada e saída da água (para propiciar uma folga em termos de tempo para o sistema responder à uma alteração de ritmo e também uma maior sensação de segurança ao nadador), chega-se à conclusão que um comprimento total de tanque de 4,0 m é razoável.

Um valor apropriado para a profundidade do tanque é aquele que proporciona ao atleta um nado onde suas mãos não toquem o fundo do tanque e também os efeitos de borda não alterem as condições comentadas anteriormente, sendo que a primeira condição é a

condição crítica. Sabendo que o comprimento do braço de um nadador dificilmente irá ultrapassar 0,90 m, adotou-se a profundidade do tanque como sendo de 1,10 m.

Com o mesmo raciocínio utilizado para obter o valor da profundidade, foi obtido o valor da largura do tanque. Partiu-se de uma análise dos quatro estilos da natação e observou-se que dificilmente a largura máxima atingida por um nadador ultrapassaria 1,5 m, sendo esta a largura adotada para o tanque (1,50 m). É importante frisar que o estilo "borboleta" ou "golfinho" não foi levado em conta para o cálculo da largura, uma vez que há a formação considerável de ondas tornando inadequada a prática deste estilo neste tipo de piscina. O aspecto da seção de testes e suas dimensões podem ser vistos na figura 3.1-1.

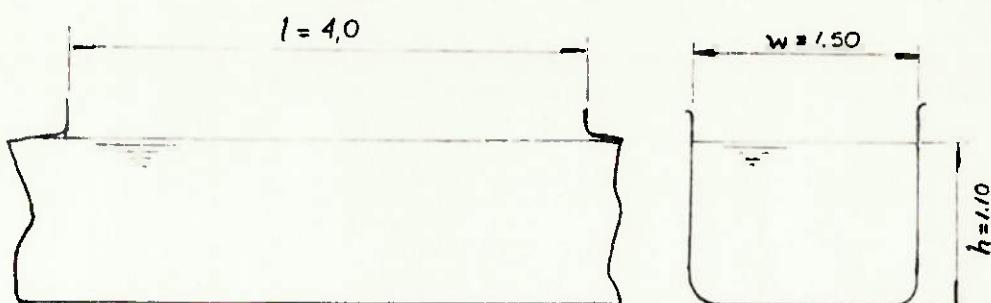


figura 3.1-1: esboço da seção de testes.

Cabe aqui lembrar que o dimensionamento dos valores de profundidade e largura do tanque foi feito tentando não só atender às dimensões do atleta nadando, como também minimizar a vazão que o circuito fechado experimentará (uma vez fixada a área da seção de ensaio e a velocidade do escoamento, tem-se a vazão correspondente).

Quanto à determinação da máxima velocidade de escoamento na seção de ensaio, foi considerado que em competições oficiais os melhores nadadores percorrem 100 m em

torno de 50,0 s. Isto leva a uma velocidade média de 2,0 m/s, que por esta razão foi adotada como velocidade máxima para o escoamento na seção de ensaio.

Tem-se, assim, os seguintes valores característicos da seção de testes:

- $S_{seção} = w \cdot h \Rightarrow S_{seção} = 1,65m^2$
- $V = 2,0m/s$
- $Q = 3,3m^3/s$

O perfil de velocidades que representa mais fielmente as condições de nado em águas paradas é sem dúvida um perfil com formato retangular, isto é, um perfil onde os efeitos de borda não se manifestam. Um meio de proporcionar tal perfil de velocidades ao escoamento de um fluido em um duto seria a instalação de um sistema com uma bomba para sucção da camada limite nas paredes da piscina. Entretanto o projeto de um sistema como este é algo mais complexo e levaria mais tempo para ser ensaiado. Portanto optou-se por não utilizar tal sistema e assim o perfil de velocidades atingível será aquele tradicional que se verifica em escoamentos turbulentos plenamente desenvolvidos como mostra a figura 3.1-2.

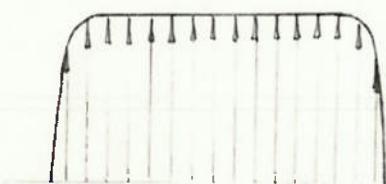


figura 3.1-2: Perfil de velocidades pretendido.

De posse dos parâmetros geométricos da piscina e da máxima velocidade que será desenvolvida na seção de ensaio, basta determinar qual será o material que revestirá internamente o tanque para que, tendo-se o valor da rugosidade superficial deste material, possa se calcular qual é a perda de carga neste trecho do circuito. Com a finalidade de minimizar esta perda de carga, deve ser escolhido um material que apresente baixa rugosidade superficial. O revestimento com tal material deverá apresentar comportamento de duto liso que caracteriza um baixo valor de coeficiente de perda de carga distribuída λ .

Partindo-se da equação (2.1-4) para o cálculo da perda de carga distribuída na seção de testes, utilizando-se

$$V = 2,0 \text{ m/s}$$

$$D_h = 1,27 \text{ m}$$

$$L = 4,0 \text{ m}$$

como valores previamente obtidos para a seção de testes e adotando $\lambda = 0,02$ por motivos a serem citados no item 3.1.7, chegou-se a um valor de perda de carga dado por

$$\Delta H_{\text{test}} = 0,013 \text{ m.}$$

Foi assumido que o atleta não contribui com perda de carga na seção de testes pois estando o mesmo em repouso em relação a um referencial absoluto, toda a energia que é dissipada pelo fluido sobre o nadador é restituída ao escoamento através do esforço do atleta para se manter em repouso. Isto é, se houvesse um corpo de prova no lugar do atleta, este deveria ser mantido fixo por meio de uma força externa e nada restituiria ao escoamento em termos de energia.

Considerou-se também que a transição do escoamento de um canal fechado para um aberto traz perdas de carga desprezíveis ao conjunto. No entanto esta hipótese só poderá ser verificada quando forem realizados ensaios com o modelo do tanque.

3.1.2 Seção da Bomba

Observando-se que o sistema apresenta um elevado valor de vazão aliado a uma perda de carga reduzida, adotou-se uma bomba de fluxo axial, escolha esta que vem de encontro ao tipo de bomba utilizada no túnel de cavitação do IPT, que apresenta características semelhantes ao tanque em questão.

Para efeito de perdas globais de carga no sistema, as velocidades deveriam ser as menores possíveis. No entanto, para que isto ocorresse, as dimensões de bomba seriam elevadas. A maior bomba de fluxo axial do mercado nacional não atendeu às especificações desejadas (carga, vazão e diâmetro). Adotou-se portanto a bomba que é empregada na instalação do IPT, que apresenta um diâmetro de cerca de 800 mm e que se sabe ser uma bomba passível de ser construída.

Desta forma, a mínima área de passagem no circuito corresponderá a seção da bomba, que no caso será

$$S_{\text{bomba}} = 0,53 m^2$$

com um respectivo diâmetro de rotor:

$$\phi_{\text{rotor}} = 0,82 m$$

Para os valores de vazão ($Q = 3,3 \text{ m}^3/\text{s}$) e área de passagem ($S_{\text{bomba}} = 0,53 \text{ m}^2$) tem-se a velocidade de $V=6,25 \text{ m/s}$. Adotando um comprimento para o trecho da bomba de $1,7 \text{ m}$ (baseado no comprimento adotado no túnel de cavitação do IPT), a equação (2.1-4) fornece a seguinte perda de carga

$$\Delta H_{\text{diss}} = 0,074 \text{ m.}$$

3.1.3 Difusores

Uma vez que já se tem a seção de testes caracterizada (área máxima de passagem) e secção da bomba (área mínima de passagem), deve-se obter o mínimo comprimento de tubulação que une tais seções de modo que seja atendida a condição de ângulo de divergência para a mínima perda de carga e que simultaneamente conduza a um tanque compacto. O valor do ângulo de divergência indicado por NEKRASOV [1] é de 7° .

A partir dos valores de área de passagem e do ângulo de divergência dos difusores, calculou-se o comprimento dos mesmos:

$$L_{\text{dif}} \cong 6,4 \text{ m}$$

Um desenho esquemático da instalação está ilustrado na figura 3.1-3.

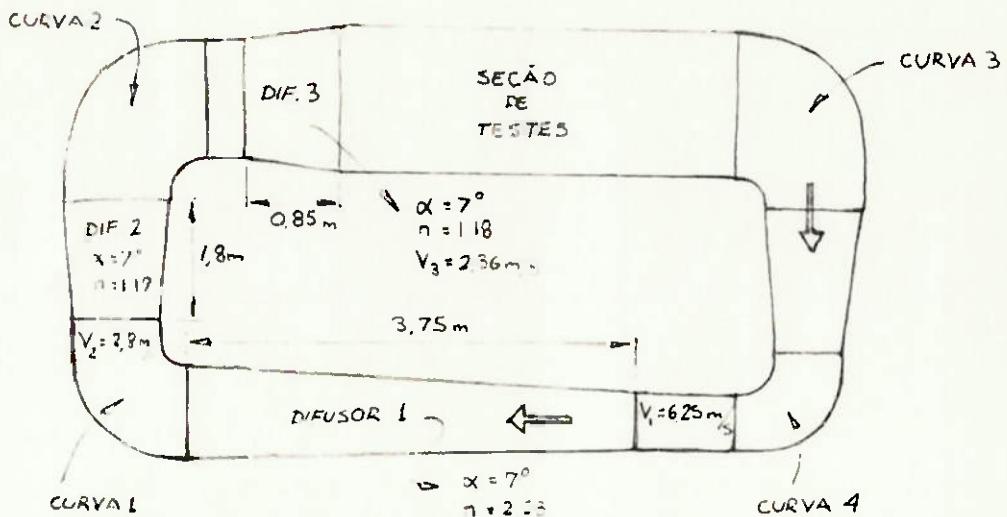


figura 3.1-3: desenho esquemático do protótipo.

O arranjo dos difusores na figura 3.1-3 foi aquele que permitiu um tanque bastante compacto. Utilizando-se as equações (2.1-1) e (2.1-2) foram calculadas as perdas de carga em cada difusor, onde os parâmetros necessários a estes cálculos estão representados na própria figura 3.1-3. Obteve-se para o difusor 1 a seguinte perda de carga:

$$\Delta H_{df1} = 0,123m$$

Da mesma forma, para os difusores 2 e 3 :

$$\Delta H_{df2} = 0,005m \quad \text{e}$$

$$\Delta H_{df3} = 0,004m.$$

3.1.4 Curvas

IDELECIC [2] recomenda que se coloquem abas direcionadoras em cotovelos de tubulações com o intuito de se evitar um descolamento do fluido em certos pontos do cotovelo acarretando um aumento da perda de carga. Além de se evitar tal efeito as abas proporcionam um perfil de velocidades mais uniforme na seção de saída do cotovelo, o que vem de encontro às necessidades do projeto em questão.

Existem basicamente dois tipos de curvas; o utilizado no túnel de cavitação do IPT, com raio de curvatura constante ao longo da seção das abas e um segundo tipo com abas ao longo de toda a curva e com raio de curvatura variável, como mostra a figura 3.1-4.

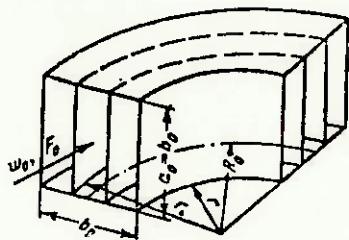


figura 3.1-4: curva de abas direcionadoras concêntricas.

Um estudo mostrou que a curva do segundo tipo (figura 3.1-4) proporciona um fator de perda de carga cerca de 30% menor que o utilizado no túnel de cavitação. Adotou-se portanto a curva de abas concêntricas.

IDEL'CIK [2] sugere um espaçamento ótimo entre as abas dado por

$$r_i = 1,26 \cdot r_{i-1} + 0,07 \cdot b_0 \quad (3.1-1)$$

onde para $i = 0$, r_0 é o raio interno da curva.

De acordo com a equação (2.1-3), o fator de perda de carga em um cotovelo pode ser expresso por uma parcela de perda distribuída e outra de perda singular. Segundo *IDEL'CIK* [2], para o tipo de cotovelo adotado, o fator de perda de carga singular é dado por

$$\zeta_{\text{ang}} = (0,46 \frac{R_0}{b_0} - 0,04) \zeta_{\text{ord}} \quad (3.1-2)$$

e o fator de perda distribuída por

$$\zeta_{\text{dist}} = 1,57 \cdot \lambda \cdot \frac{R_0}{b_0} \quad (3.1-3)$$

onde ζ_{ord} : fator de perda de carga do cotovelo sem abas;

R_0 : raio médio de curvatura do cotovelo;

b_0 : largura da seção transversal do cotovelo.

Os valores de ζ_{ord} correspondentes a cada cotovelo do tanque em questão foram obtidos a partir de suas características aplicadas a diagramas encontrados em *IDEL'CIK* [2].

Para a curva 1 tem-se:

$$D_H = 1,08m$$

$$b_0 = 1,18m$$

$$R_0 = 0,89m$$

$$\zeta_{\text{ord}} = 0,39$$

e portanto segundo (3.1-2), (3.1-3) e (2.1-3): $\zeta = 0,15$.

Como para esta curva a velocidade característica é dada por $V=2,8m/s$, tem-se a seguinte perda de carga calculada segundo a equação (2.1-1):

$$\Delta H_{curva} = 0,059m$$

Analogamente, para a curva 2, tem-se:

$$D_H = 1,27m$$

$$b_0 = 1,4m$$

$$R_0 = 1,0m \quad \text{e portanto } \zeta = 0,14.$$

$$\zeta_{ord} = 0,407$$

Como para a curva 2 a velocidade característica é dada por $V=2,36m/s$, tem-se a perda de carga abaixo:

$$\Delta H_{curva} = 0,039m$$

A curva 3 é uma curva diferente (vide figura 3.1-5) das demais pelo fato de na mesma ocorrer uma redução na área de passagem do escoamento. Os parâmetros relevantes para este tipo de curva segundo o método de cálculo proposto por IDEL'CIK [2] são:

$$r_0 = 0,3m$$

$$b_{min} = 1,0m$$

e os valores médios calculados

$$\frac{S_{saida}}{S_{entrada}} = 0,6$$

$$\bar{R}_0 = 0,93m$$

$$\bar{b}_0 = 1,25m$$

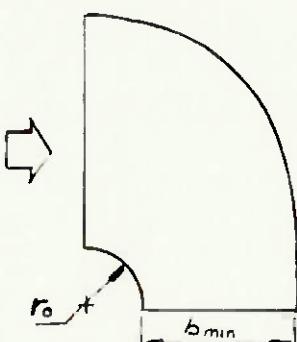


figura 3.1-5: curva com redução da área de passagem.

Tais dados aliados às equações (3.1-2), (3.1-3) e (2.1-3) fornecem o fator de perda de carga

$$\zeta = 0,068$$

Como o valor da velocidade característica é $V=3,3m/s$, obtém-se a perda de carga abaixo através da equação (2.1-1):

$$\Delta H_{curva} = 0,037m$$

Finalmente para a curva 4 (de mesmo tipo que a 1 e 2):

$$D_H = 0,82m$$

$$b_0 = 0,82m \quad \text{e portanto} \quad \zeta = 0,13.$$

$$R_0 = 0,81m$$

$$\zeta_{ord} = 0,242$$

Sendo a velocidade característica nesta curva de $V=4,9m/s$, resulta em:

$$\Delta H_{curva} = 0,156m.$$

3.1.5 Convergente

Entre as curvas 3 e 4 existe um tubo cuja seção diminui desde a saída da curva 3 até a entrada da curva 4 (vide figura 3.1-3). *IDE'L'CIK* [2] comenta que em convergentes arredondados, a perda de carga existente é devida somente à perda de carga distribuída e fornece o valor deste coeficiente como sendo função do ângulo de convergência e da relação entre as áreas de entrada e saída. No caso

$$\zeta = 0,02$$

Desta forma, foi calculado o valor desta perda segundo a equação (2.1-1), uma vez que a velocidade característica neste trecho é $V=4,9m/s$:

$$\Delta H_{\text{conv}} = 0,024m.$$

3.1.6 Minimização de Turbulências

Foi comentado anteriormente que é necessário que se tenha um mínimo nível de turbulência na seção de testes para reproduzir condições de nado em águas paradas. Para que isto fosse possível, foi colocada uma colméia com seções de passagem quadradas com 30mm de lado cada e comprimento 200mm, baseado nas dimensões encontradas na colméia do túnel de cavitação do IPT. A localização desta colméia é na seção posterior ao difusor de entrada da seção de testes. O cálculo da perda de carga introduzida por esta colméia no circuito pode ser feito através da equação (2.1-1) onde o coeficiente de perda de carga é fornecido por *IDE'L'CIK*[2] como sendo, para a colméia em questão,

$$\zeta = 0,23.$$

Portanto, para uma velocidade de $V=2,0m/s$, obteve-se:

$$\Delta H_{\text{cota}} = 0,064m.$$

Além disso, como uma forma adicional de se minimizarem as turbulências na seção de testes, optou-se por colocar a bomba o mais afastado possível da entrada da mesma, pois o escoamento logo após a bomba apresenta um comportamento turbinhonar (bomba axial). Baseado na figura 3.1-3, esta poderia ser colocada antes ou depois da curva 4. Escolheu-se entretanto colocá-la após a curva por se desconhecer o comportamento do fluxo entrando em uma curva imediatamente após sair da bomba. A fim de que o escoamento se uniformize após sua saída da curva 4, a bomba foi unida à curva por meio de um trecho retilíneo de tubo com comprimento de $0,50m$, sugerido por engenheiros da Divisão de Transportes do IPT.

As posições da bomba e da colméia no circuito podem ser vistas na figura 3.1-6 que mostra o aspecto final do circuito de circulação de água.

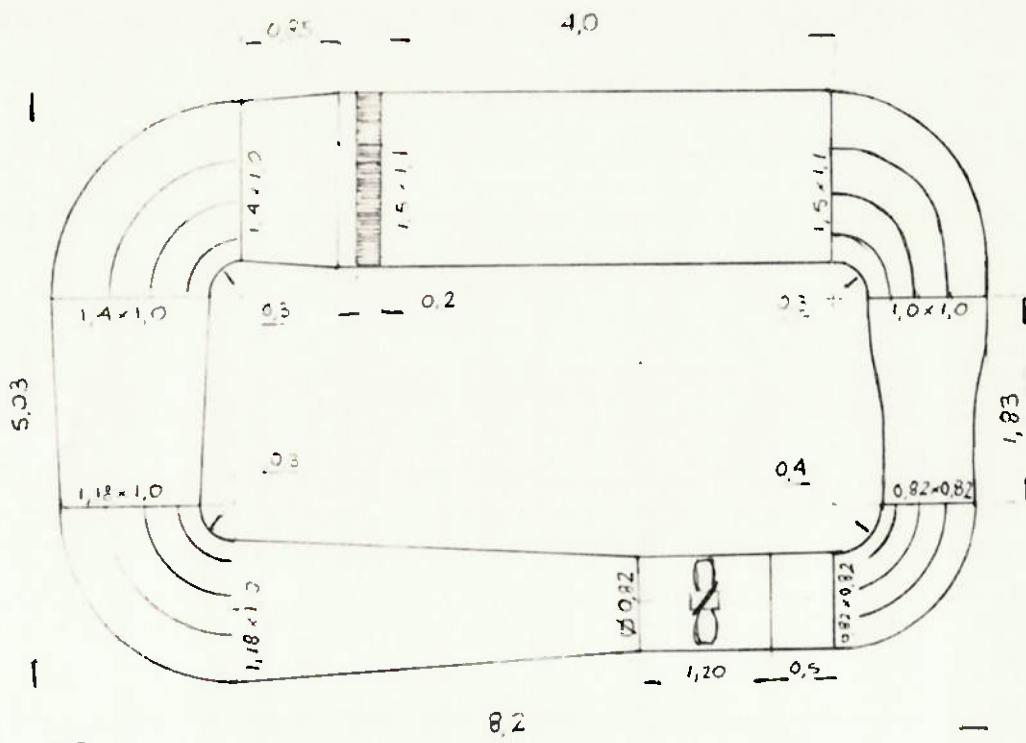


figura 3.1-6: esquema final da instalação.

3.1.7 Potência de Bomba

Com os valores de perda de carga obtidos nos itens anteriores, calculou-se o valor de perda de carga total da instalação. A partir deste foi possível obter qual seria a potência necessária à bomba do protótipo para que esta fornecesse uma vazão compatível com a velocidade de 2,0m/s na seção de testes. A perda de carga total na instalação é :

$$\Delta H_{total} = \Delta H_{testes} + \Delta H_{dist} + \Delta H_{difusores} + \Delta H_{curvas} + \Delta H_{cônica} + \Delta H_{conv}$$

$$\therefore \Delta H_{total} = 0,6m$$

A potência correspondente a esta altura manométrica e à vazão de $3,3m^3/s$ é dada pela expressão (2.1-5) e resulta

$$W=19,8kW.$$

Com o intuito de se chegar a um resultado mais apurado, calcularam-se as perdas de carga e a potência de bomba do túnel do IPT, utilizando-se a mesma metodologia de cálculo. Assim, no caso do túnel,

$$\begin{aligned}\Delta H_{total} &= \Delta H_{dif1} + \Delta H_{dif2} + \Delta H_{curvas} + \Delta H_{dist} + \Delta H_{grade} + \Delta H_{conv} \\ \therefore \Delta H_{total} &= 1,51m\end{aligned}$$

Como a vazão em tal instalação é de $2,5m^3/s$, tem-se pela equação (2.1-5) a seguinte potência calculada:

$$W=38kW.$$

Uma vez que a potência real instalada no eixo da bomba do túnel é de $51,5 kW$, tem-se, segundo a expressão (2.1-6), o seguinte fator de calibração:

$$k=1,36$$

Note-se que neste fator já está incluído o inverso do rendimento da bomba. O mesmo fator aplicado ao valor de potência calculada para o protótipo fornece uma estimativa de potência real no eixo da bomba do protótipo dada por

$$W_{real}=26,9kW \cong 35,9cv.$$

Considerando que o erro inerente ao cálculo de perda de carga que foi utilizado gira em torno de 15% a 20%, tal valor de k se mostrou aceitável. Deve-se notar que todos estes cálculos têm a finalidade de indicar, de forma aproximada, qual a potência requerida pela bomba do protótipo e, consequentemente, pela do modelo.

Uma vez que não foi possível obter o valor da rugosidade absoluta das superfícies internas do túnel do IPT, foi sugerido pelos engenheiros responsáveis que se utilizasse um fator de perda de carga distribuída (λ) de 0,02 e que este mesmo valor fosse empregado no cálculo das perdas de carga do protótipo. A construção e ensaios de um modelo em escala permitirão que se corrija a potência da bomba caso não se obtenha a velocidade requerida na seção de testes.

3.2 Análise Dimensional e Semelhança

Uma vez determinadas as características geométricas e cinemáticas do protótipo, chega-se ao momento de se proceder a uma análise dimensional que fornecerá os parâmetros necessários à construção de um modelo em escala reduzida semelhante ao protótipo projetado. Adotando-se um fator de redução de 1:10 e aplicando-o nas equações (2.3-4), chegar-se-á aos seguintes resultados:

$$L_{\text{mod}} = 0,1 \cdot L_{\text{prot}}$$

$$V_{\text{mod}} = 0,3162 \cdot V_{\text{prot}}$$

$$F_{a_{\text{mod}}} = 3,162 \cdot 10^{-3} \cdot F_{a_{\text{prot}}}$$

onde os subscritos *mod* e *prot* referem-se ao modelo e protótipo respectivamente.

Assim, deve-se ter na seção de testes do modelo:

$$V_{\text{mod}} = 0,632 \text{ m/s} \quad \text{e portanto} \quad Q_{\text{mod}} = 0,01 \text{ m}^3/\text{s}.$$

$$S_{\text{mod}} = 0,0165 \text{ m}^2$$

Pela equação (2.3-8) e com os dados obtidos acima, chega-se à seguinte perda de carga total no modelo:

$$\Delta H_{total} = 0,06m.$$

Como a vazão máxima no modelo será de $Q_{mod} = 0.01m^3/s$, a potência de bomba pode ser calculada através da expressão (2.3-9) e resulta

$$W_{mod} = 6W.$$

Utilizando-se novamente o fator de calibração, chegar-se-á a uma potência corrigida de:

$$W_{mod,corr} = 8,2W.$$

Outra característica da bomba do modelo a ser definida é a sua rotação. Adotando para a rotação da bomba do protótipo a mesma rotação empregada no túnel do IPT (aproximadamente 500 rpm), a relação (2.3-11) fornecerá

$$N_{mod} = 1500 \text{ rpm}.$$

3.3 Controle de Vazão

A idéia inicial para o controle de vazão era de que este fosse feito através de uma válvula tipo persiana colocada próxima à entrada da seção de testes. Pretendia-se com isto alterar a velocidade do escoamento na seção de testes através da variação de perda de carga na válvula, sendo a rotação da bomba mantida constante. Entretanto verificou-se que as características operacionais da piscina, isto é, vazão elevada e baixa perda de carga, fariam com que uma bomba axial comum trabalhasse em uma região de sua curva característica ($H \times Q$) onde pequenas variações de vazão são conseguidas através de relativamente grandes variações de perda de carga do sistema (imposta pela válvula), variações estas que deveriam ser vencidas pela carga imposta pela bomba. Isto faria com que a potência requerida pela bomba aumentasse consideravelmente.

Uma forma de se contornar tal problema seria o projeto e construção de uma bomba com passo elevado e baixa rotação. No entanto, considerando-se que o acionamento da

bomba se daria por meio de um motor trifásico de indução, cuja rotação mínima é relativamente elevada, seria necessário um redutor de velocidade considerável, o que torna inviável esta solução.

Assim optou-se por controlar a vazão do sistema através da variação de rotação da bomba. No protótipo, isto pode ser conseguido através do uso de um inversor de frequência (bem difundido atualmente) acoplado a um motor trifásico comum. No modelo, a variação da rotação da bomba será realizada por meio da utilização de um servomotor CC, já que as potências envolvidas são relativamente baixas e existe um motor de porte adequado disponível.

3.4 Detalhes Construtivos do Modelo

3.4.1 Seção de Testes e Tubulação

Em função da configuração geométrica bastante complexa dos dutos que foram projetados, tornou-se necessária a construção de cada elemento do sistema de circulação de água, uma vez que não existe nada semelhante ao requerido no mercado. O material empregado foi aquele que melhor propiciou condições de fabricação e acabamento superficial interno, no caso, a fibra de vidro. Moldes apropriados foram confeccionados em poliuretano (em vista da facilidade de sua conformação) e recobertos com várias camadas de acabamento. Posteriormente, foram aplicadas camadas de resina, manta e tecido sobre os moldes de acordo com as necessidades de resistência de cada elemento. As etapas de construção da tubulação podem ser vistas nas fotos 1, 2 e 3 do anexo.

Pelo fato de a seção de testes ter uma geometria simples, optou-se por construí-la em acrílico (vide fotos 9 e 10 do anexo) para permitir a visualização do escoamento bem como do torpedo autopropelido.

3.4.2 Rotor da Bomba

Devido à complexidade e custo, o rotor da bomba axial do modelo não foi projetado e construído especificamente para esta função. A Divisão de Transportes do IPT possui uma série de hélices utilizados em modelos de embarcações em escala. Como havia a possibilidade de empréstimo, optou-se por empregar um hélice disponível dentre os vários existentes para sua utilização como bomba do modelo da piscina. Buscou-se então um hélice do tipo que opera confinado e que apresentasse um diâmetro compatível com as dimensões do modelo. Juntamente com o hélice, foi fornecida sua curva característica de operação como propulsor na forma da tabela 3.4-1. Os pontos da curva foram obtidos através do ensaio esquematizado na figura 3.4-1.

J	K_T
0,0	0,380
0,1	0,370
0,2	0,345
0,3	0,330
0,4	0,315
0,5	0,295
0,6	0,265
0,7	0,210
0,8	0,160
0,9	0,100
1,0	0,040

tabela 3.4-1: adimensionais de hélice

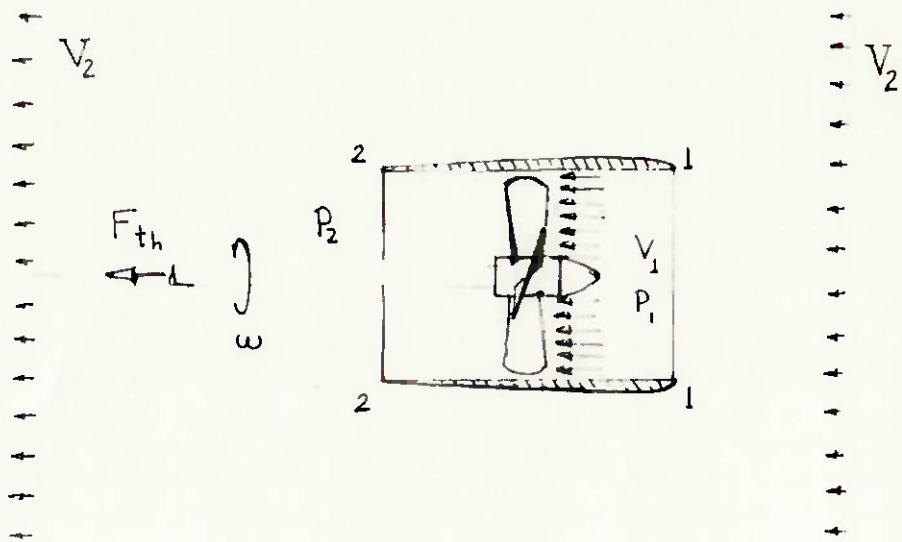


figura 3.4-1: representação esquemática do ensaio.

Os adimensionais J e K_{Th} são definidos por:

$$\bullet J = \frac{V_a}{\frac{\omega}{2\pi} \cdot d} : \text{adimensional de velocidade} \quad (3.4-1)$$

onde V_a : velocidade de avanço do hélice no ensaio;

ω : velocidade angular do hélice;

d : diâmetro do hélice.

$$\bullet K_{Th} = \frac{F_{Th}}{\rho \cdot (\frac{\omega}{2\pi})^2 \cdot d^4} : \text{adimensional de empuxo} \quad (3.4-2)$$

onde F_{Th} : força de empuxo no hélice.

Reescrevendo as expressões para os adimensionais ψ e φ dadas por (2.5-5) e (2.5-6) tem-se:

$$\psi = \frac{2g \cdot \Delta H}{(\frac{\omega \cdot d}{2})^2} \quad (3.4-3) \quad \text{e} \quad \varphi = \frac{V}{\frac{\omega \cdot d}{2}} \quad (3.4-4)$$

Escrevendo-se a força de empuxo no hélice em termos de pressão tem-se:

$$F_{\text{th}} = \Delta p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \rho \cdot g \cdot \Delta H \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (3.4-5)$$

Substituindo-se a expressão (3.4-5) em (3.4-2) e rearranjando-se os termos, obtém-

se:

$$\psi = \frac{8 \cdot K_{\text{th}}}{\pi^2} \quad (3.4-6)$$

Baseado na figura 3.4-1 e escrevendo-se a equação de Bernoulli entre as seções 1 e 2 tem-se:

$$p_1 + \rho \frac{V_1^2}{2} = p_2 + \rho \frac{V_2^2}{2} \quad (3.4-7)$$

onde V_1 : velocidade de aproximação da água em relação ao hélice (V);

V_2 : velocidade de avanço do conjunto pois é desprezada a parcela de energia cinética dissipada na saída do tubo (V_a).

Assim, obtém-se de (3.4-7):

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \cdot (V_a^2 - V^2) \quad (3.4-8)$$

Substituindo-se (3.4-8) na expressão (3.4-5) chega-se a:

$$F_n = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot (V^2 - V_a^2) \quad (3.4-9)$$

Finalmente ao se substituírem as expressões (3.4-2), (3.4-4) e (3.4-1) em (3.4-9), obtém-se com o rearranjo de termos a seguinte expressão:

$$\varphi^2 = \frac{8 \cdot K_n}{\pi^3} + \frac{J^2}{\pi^2} \quad (3.4-10)$$

As expressões (3.4-6) e (3.4-10) são aquelas que transformam os adimensionais de hélice propulsora para o hélice funcionando como bomba. Aplicando-se tais transformações à tabela (3.4-1) obtém-se a tabela (3.4-2):

φ	ψ
0,313	0,098
0,311	0,095
0,305	0,089
0,307	0,085
0,312	0,081
0,319	0,076
0,324	0,068
0,322	0,054
0,325	0,041
0,328	0,026
0,334	0,010

tabela 3.4-2: adimensionais de hélice como bomba

Para os pontos da tabela 3.4-2 foi aproximada uma parábola que representa a curva característica do hélice operando como bomba e está representada no gráfico 3.4-1:

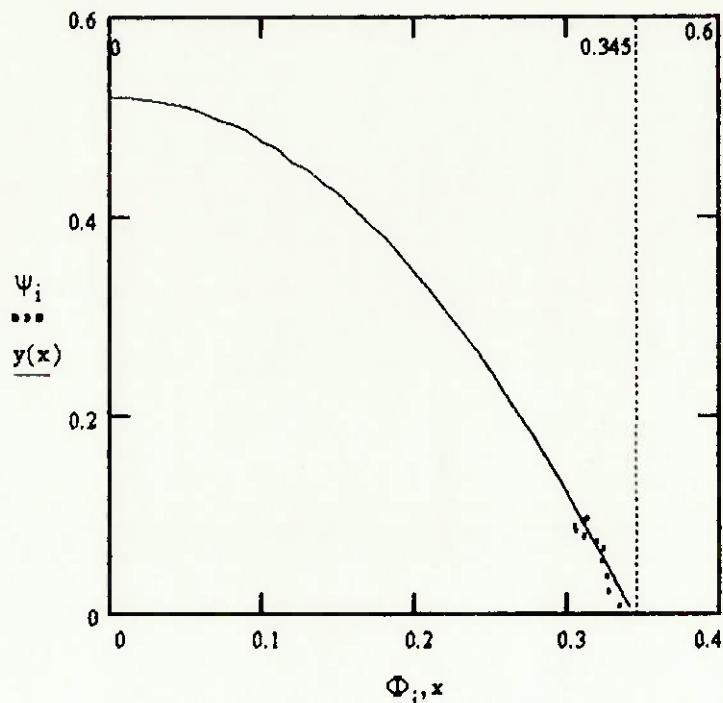


gráfico 3.4-1: curva característica do hélice.

Para a parábola aproximada obtiveram-se os parâmetros A , B e C requeridos pela expressão (2.5-7), a saber:

$$A = -4,43, \quad B \approx 0 \quad \text{e} \quad C = 0,52 \quad (3.4-11)$$

O resultado obtido acima será utilizado na modelagem dinâmica do sistema (vide equação 2.5-8).

3.4.3 Pás Posteriores

Com a finalidade de se reduzir a parcela de velocidade com direção ortogonal à direção principal de escoamento provocada pela rotação da bomba, foi projetado um conjunto de pás diretrizes posteriores à seção da bomba, também chamado de estator.

A figura 3.4-2 ilustra o triângulo de velocidades do fluxo na saída das pás da bomba:

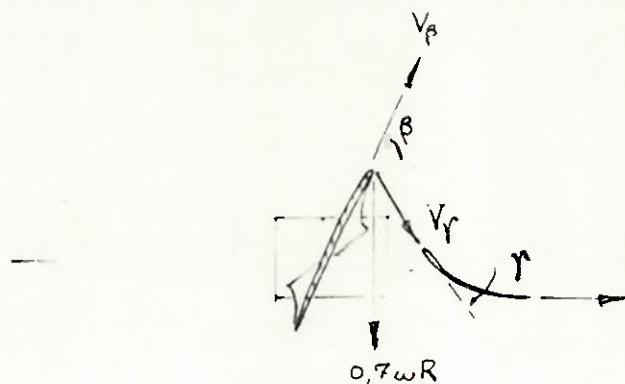


Figura 3.4-2: representação esquemática do triângulo de velocidades na saída da bomba.

Para efeito de facilidade de fabricação do estator, este terá o ângulo de entrada de suas pás constante. Assim utilizou-se o diâmetro significativo do rotor (70% do diâmetro máximo) para o cálculo das velocidades e ângulos representados na figura 3.4-2. Como todos os coeficientes da equação (2.5-10) são agora conhecidos, tal expressão pode ser simplificada resultando na seguinte expressão:

$$Q_0 = 4,9 \cdot 10^{-5} \cdot \omega_0 \quad (3.4-12)$$

É interessante notar que, para condições de regime permanente, a vazão imposta pela bomba é proporcional à sua rotação; isto implica que os ângulos do triângulo de velocidades (vide figura 3.4-2) se mantêm constantes independentemente da rotação da bomba. A partir destas considerações pode-se calcular o ângulo de entrada das pás do estator como sendo, para o ponto de máximo rendimento da bomba ($\psi \equiv 0,3$):

$$\gamma = 51,3^\circ$$

Por outro lado, para a condição de bomba operando em vazio ($\psi = 0$), o ângulo formado entre a velocidade absoluta de saída e a direção axial é nulo, o que leva ao ângulo de entrada de pás do como sendo nulo também. Assim, como a bomba trabalhará na região de carga praticamente nula até no máximo ao redor de seu ponto de maior rendimento (para condições de aceleração do fluido), adotou-se um ângulo médio para a construção do estator como sendo:

$$\gamma_{medio} = 25^\circ$$

3.4.4 Seção da Bomba

A seção da bomba foi usinada em nylon (devido a sua rigidez relativa e facilidade de usinagem) com diâmetro interno que fornecesse uma folga em relação ao rotor de 1,5% do diâmetro deste último. A configuração da seção da bomba com o mancal, hélice e estator pode ser observada na figura 3.4-3 e nas fotos 4, 5 e 6 do anexo.

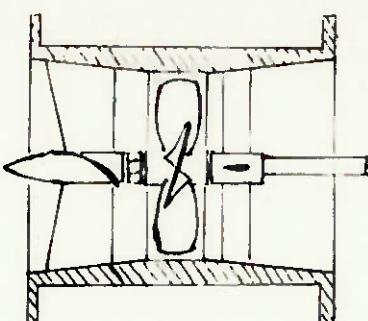


figura 3.4-3: seção da bomba.

3.4.5 Sistema de Controle e Acionamento da Bomba

Como dito anteriormente, a bomba será acionada por um servomotor CC. Tal motor faz parte de um conjunto didático (vide foto 7 do anexo) composto por:

- circuito analógico de controle baseado na utilização de amplificadores operacionais;
- amplificador de potência para acionamento do motor;
- tacogerador acoplado ao motor para leitura de sua rotação;
- potenciômetro para leitura da posição angular do eixo do motor;
- redutor de polias com 5 fatores de redução de velocidade;
- medidores (voltímetro, amperímetro e tacômetro).

O tacogerador e o potenciômetro acoplados ao motor não foram utilizados no sistema de controle.

O circuito analógico é de tal forma construído que permite a implementação de diversas técnicas de controle através de alteração nos valores de resistências e capacitâncias.

O motor foi ligado ao eixo da bomba através do redutor com acoplamentos elásticos entre cada um dos componentes de modo a permitir pequenos desalinhamentos na montagem do conjunto. Buscou-se uma relação de transmissão no redutor que possibiltesse

ao motor trabalhar numa faixa de torque e corrente adequados. Pode-se visualizar o conjunto montado na foto 8 do anexo.

3.4.6 Nadador e Sensor de Posição

Com a finalidade de se estudar o comportamento do sistema controlado, construiu-se um torpedo autopropelido que faria as vezes do nadador. Este torpedo tem sua velocidade imposta através de um variador de tensão que alimenta seu motor.

A geometria deste torpedo foi planejada de forma a ser atingir um valor de arrasto hidrodinâmico semelhante ao que ocorre em um nadador. Os materiais que foram utilizados na sua construção permitiram que sua densidade fosse próxima à da água, de modo que seu hélice propulsor ficasse submerso.

A posição do torpedo na seção de testes é medida através do sistema mostrado na figura 3.4-4, onde a cada posição do nadador corresponde um sinal de tensão lido no potenciômetro. Este é o sinal que fechará a malha de realimentação do sistema.

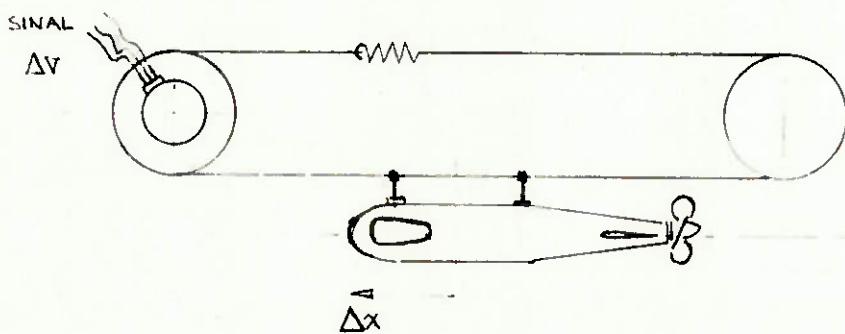


figura 3.4-4: torpedo e medidor de posição.

O sistema integrado e alguns de seus aspectos podem ser vistos nas fotos de 11, 12, 13 e 14 do anexo.

3.5 Modelagem Dinâmica para o Modelo em Escala

3.5.1 Planta

Assume-se o ponto ($Q_0 = 0,007 \text{ m}^3/\text{s}$, $\omega_0 = 143 \text{ rad/s}$) como sendo o ponto de equilíbrio em torno do qual o sistema irá operar. Como o diâmetro externo e de cubo do rotor da bomba são respectivamente 74mm e 17mm, obtém-se através das expressões (2.5-8a), (2.5-8b), (3.4-11), (2.5-9a), (2.5-9b) e (2.5-9c):

$$\begin{aligned} K_Q &= -138,9 \cdot 10^6 \\ K_{QN} &= 0 \\ K_N &= 0,36 \end{aligned} \quad (3.5-1)$$

O valor de I_{eq} foi obtido através da integração numérica do primeiro termo da expressão (2.5-3) ao longo de todo o circuito que resultou em:

$$I_{eq} = 0,0056 \text{ m} \quad (3.5-2)$$

A substituição de (3.5-1) e (3.5-2), para o ponto de operação em questão, em (2.5-13) resulta na seguinte função de transferência para a planta:

$$G_p(s) = \frac{q(s)}{n(s)} = \frac{5,3 \cdot 10^{-5}}{0,09 \cdot s + 1} \quad (3.5-3).$$

Deve-se notar que o tempo de resposta da planta é muito baixo ($\tau_p = 0,09 \text{ s}$) devido às características construtivas do hélice utilizado.

A área equivalente que se encontra na expressão (2.5-9a) para o cálculo de K_Q foi obtida através da igualdade imposta entre a perda de carga do sistema calculada no item 3.2 e o último termo da equação (2.5-4) para a condição de máxima vazão.

3.5.2 Motor

Os parâmetros requeridos pela expressão (2.5-14) foram obtidos experimentalmente e valem

$$K_t = 0,038 \text{ N.m/A};$$

$$R_a = 2,92 \text{ } \Omega;$$

$$J = 55,3 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2;$$

$$f_m = 1,38 \cdot 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{m/rad} \cdot \text{s}^{-1};$$

$$K_b = 0,039 \text{ V/rad} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Assim a função de transferência do motor dada pela expressão (2.5-14) resulta em:

$$G_m(s) = \frac{\bar{\omega}(s)}{V_a(s)} = \frac{24,96}{0,106 \cdot s + 1} \quad (3.5-4).$$

É interessante dizer que o valor do momento de inércia J é o momento de inércia reduzido ao eixo do motor, isto é, compreendendo o rotor e eixo da bomba, rotor do motor e a relação de transmissão.

3.5.3 Sistema Controlado

O sistema controlado pode ser representado pelo seguinte diagrama de blocos da figura 3.5-1:

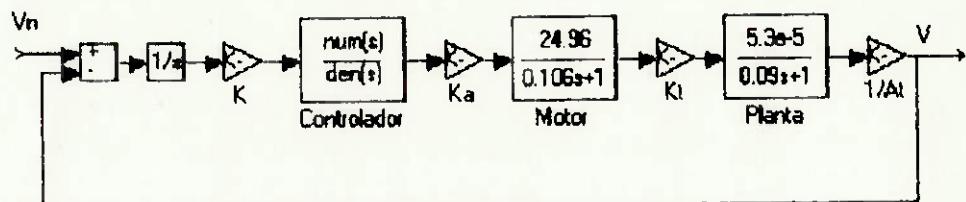


figura 3.5-1: diagrama de blocos final.

onde V_n e V representam a velocidade do torpedo e velocidade do escoamento na seção de testes.

O bloco de ganho puro K representa o sistema de medida de posição do torpedo (vide figura 3.4-4). Este ganho representa a transformação do erro do sinal de posição do torpedo para o erro do sinal de tensão elétrica que entra no controlador. Este ganho foi levantado experimentalmente quando o conjunto do sistema de medição (potenciômetro, polias, fio e estrutura) estava fabricado. O resultado obtido foi:

$$K = 43,8V/m.$$

O bloco de ganho puro K_a representa o redutor de velocidade que existe entre o eixo do motor e o eixo da bomba (como comentado anteriormente). Seu valor é o inverso da relação de transmissão. Como a relação de transmissão disponível e que se mostrou

apropriada para as condições de trabalho do motor é de $\sqrt{3}:1$, o valor do ganho do redutor é:

$$K_t = 0,58$$

O bloco K_a representa o ganho do amplificador de potência de acionamento do motor e vale:

$$K_a = 5$$

Finalmente o bloco cujo ganho é dado por $1/A_t$, representa a transformação da vazão para a velocidade do escoamento na seção de testes. Como a área da seção de testes é de $0,0165m^2$, o valor do ganho é o inverso desta área e resulta em:

$$1/A_t = 60,6m^{-2}$$

3.6 Estratégia de Controle

O controlador a ser implementado deve fazer com que o sistema controlado atenda às seguintes especificações no domínio do tempo:

- erro de posição em regime nulo para uma entrada do tipo degrau;
- máximo sobressinal de posição de 0,1m;
- tempo de acomodação de posição igual a 4,0 segundos.

O sistema físico em malha aberta pode ser representado pelo diagrama da figura 3.6-1.

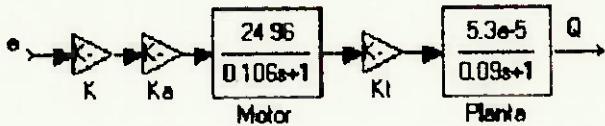


figura 3.6-1: sistema físico em malha aberta.

onde e representa uma entrada de posição do torpedo e a saída do sistema é a vazão Q imposta pela bomba. Observa-se que este é um sistema do tipo 0, isto é, para uma entrada degrau o erro de posição do torpedo será diferente de zero. É interessante notar que o sistema representado pelo diagrama da figura 3.5-1 em malha aberta é do tipo 1. Isto significa que o erro em regime da variável velocidade é nulo para uma entrada degrau, não implicando entretanto que o erro de posição seja nulo.

Estas considerações indicam que o controlador deverá possuir um integrador de modo a anular o erro de posição em regime. Dentre os controladores analógicos passíveis de serem implementados com o sistema disponível, aqueles que poderiam atender às especificações são:

- P.I. (proporcional - integral) ou
- P.I.D. (proporcional - integral - derivativo).

3.6.1 Controlador P.I.

Pode-se expressar a função de transferência de um controlador do tipo P.I. da seguinte forma:

$$G_c(s) = K_p + K_i \cdot \frac{1}{s} = K_p \cdot \left(1 + \frac{K_i}{K_p} \cdot \frac{1}{s}\right) \quad (3.6-1).$$

A determinação dos valores de K_p e K_i será feita através da técnica do lugar das raízes em conjunto com as especificações de sobressinal e tempo de acomodação.

Sabendo-se que o lugar das raízes é construído a partir da equação característica

$$1 + G_c(s) \cdot G(s) = 0 \quad (3.6-2)$$

tem-se para o sistema ilustrado na figura 3.5-1 e controlador em questão, a seguinte equação característica:

$$1 + K_p \cdot \frac{10,2s + 10,2 \cdot \frac{K_i}{K_p}}{0,0095s^4 + 0,196s^3 + s^2} = 0 \quad (3.6-3)$$

O gráfico do lugar das raízes para a planta ilustrada na figura 3.5-1 controlada com um P.I. pode ser visto na figura 3.6-1.

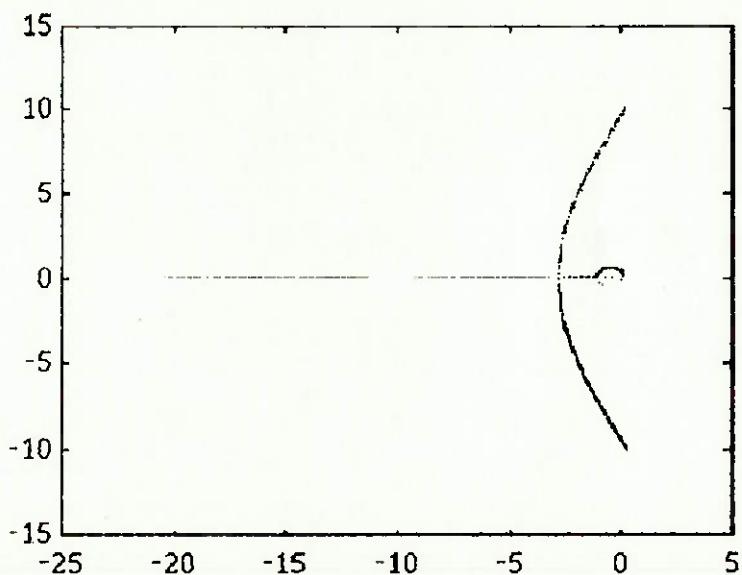


figura 3.6-1: lugar das raízes para P.I. com $K_i/K_p = 0,5$ e $0 < K_p < 2$.

O lugar das raízes mostrou-se pouco sensível a variações da relação K_i/K_p . Assim adotou-se $K_p = 0,5$ e $K_i = 0,3$, implementados através da escolha de resistores e capacitores adequados. A simulação da resposta do sistema controlado a uma entrada degrau de velocidade do torpedo em torno de uma posição de equilíbrio onde $V_n = 0,4m/s$ pode ser vista na figura 3.6-2:

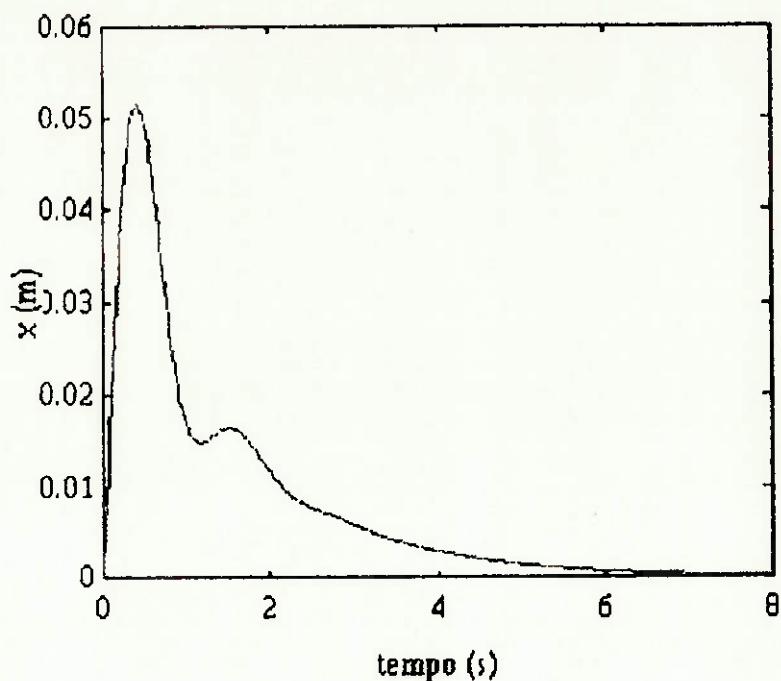


figura 3.6-2: resposta a uma entrada degrau de $0,2m/s$ em torno da velocidade de equilíbrio

Através de simulações verificou-se que este controlador atendeu de forma satisfatória às especificações desejadas.

3.6.2 Controlador P.I.D.

A função de transferência de um controlador do tipo P.I.D. pode ser expressa da seguinte forma:

$$G_c(s) = K_p + K_i \cdot \frac{1}{s} + K_d \cdot s = K_p \cdot \left(1 + \frac{K_i}{K_p} \cdot \frac{1}{s} + \frac{K_d}{K_p} \cdot s\right) \quad (3.6-4).$$

É importante frisar que não é possível a implementação de um controlador P.I.D. somente com o uso de capacitores e resistores através do circuito analógico do qual se dispõe. No entanto o controlador dado pelo expressão (3.6-4) pode ser implementado sob a seguinte forma

$$G_c(s) = K_p \cdot \frac{\left(s + \frac{K_i}{K_p} + \frac{K_d}{K_p} \cdot s^2\right)}{s(1 + K_d \cdot s)} \quad (3.6-5)$$

Para K_d em torno de 0,1, o controlador cuja função de transferência é a expressão (3.6-5) comporta-se razoavelmente bem como um P.I.D.

A equação característica para o P.I.D. é:

$$1 + K_p \cdot \frac{10,2 \cdot \frac{K_d}{K_p} s^2 + 10,2s + 10,2 \cdot \frac{K_i}{K_p}}{0,0095 K_d s^5 + (0,196 K_d + 0,0095) s^4 + (K_d + 0,196) s^3 + s^2} = 0 \quad (3.6-6)$$

O gráfico do lugar das raízes para a planta ilustrada na figura 3.5-1 controlada com um P.I.D. pode ser observado na figura 3.6-3.

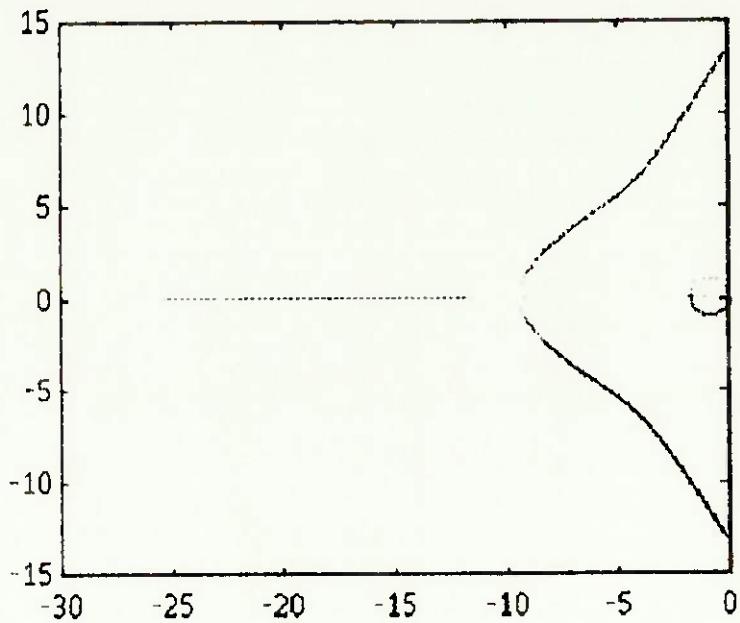


figura 3.6-3: lugar das raízes para P.I.D. com $K_t/K_p = 0,8$, $K_d/K_p = 0,2$
e $0 < K_p < 2$.

A partir do lugar das raízes adotaram-se os seguintes valores para os ganhos:

- $K_t = 0,4$;
- $K_d = 0,1$; (3.6-7)
- $K_p = 0,5$.

Simulando-se a resposta do sistema controlado pelo P.I.D. com os parâmetros dados por (3.6-7) para uma entrada degrau de velocidade da mesma forma como foi feita no item 3.6-1, obteve-se o gráfico apresentado na figura 3.6-4:

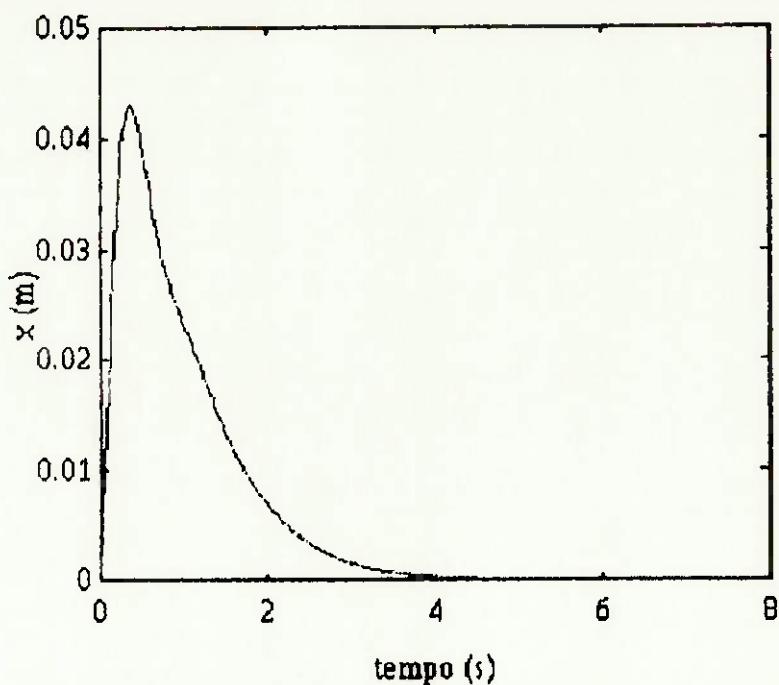


figura 3.6-4: resposta a uma entrada degrau de 0,2m/s em torno da velocidade de equilíbrio para P.I.D.

Observa-se que a resposta do sistema utilizando-se um controlador P.I.D. apresenta melhores características em termos de tempo de acomodação, oscilação e sobressinal de posição. Maiores detalhes serão comentados em item posterior.

4 DISCUSSÃO

4.1 Considerações sobre o sistema físico

A calibração de um modelo matemático é uma forma comumente utilizada de se aproximar o resultado obtido diretamente através de cálculos ao fenômeno real. Foi com esta finalidade que se empregou tal técnica a um sistema de características e comportamento conhecidos de forma a se obter uma estimativa da potência da bomba do tanque em desenvolvimento.

A hipótese que foi feita nos cálculos sobre a igualdade entre os coeficientes de perda de carga distribuída do protótipo e do modelo levou em consideração que se conseguisse atingir um nível de rugosidade absoluta nas superfícies do modelo suficientemente pequeno para que uma condição de rugosidade relativa próxima à do protótipo fosse atingida, uma vez que houve uma diminuição nas dimensões características do tanque para se obter o modelo. Ainda sobre a igualdade feita, é importante ressaltar que a adoção do valor deste coeficiente como sendo igual a 0,02 foi uma sugestão de encarregados técnicos da Divisão de Transportes do IPT (responsáveis pela operação do túnel de cavitação) e ao mesmo tempo uma simplificação de cálculo.

Em ensaios, a potência consumida pelo motor nas condições de máxima vazão foi em torno de 40W sem o torpedo na seção de testes. Comparando-se este valor com a potência estimada de cerca de 8W levantou-se a existência de três importantes fontes de erro, a saber:

- erro no fator de perda de carga adotado (λ);
- transição de escoamento confinado para escoamento aberto;
- rendimento do conjunto motor - bomba.

Como o fator de perda de carga (λ) depende da rugosidade superficial do duto, a adoção de um valor inferior ao real, no caso, conduz a uma potência requerida subestimada. No entanto, dificilmente a potência calculada inicialmente ($6W$) dobraria com a variação de (λ) dentro de limites razoáveis.

Percebeu-se, durante os ensaios, que a transição do escoamento da parte fechada para a aberta do circuito gerava desde perturbações no escoamento até a formação de ondas. Estes fenômenos são grandes dissipadores de energia que não foram levados em consideração na análise matemática em função da dificuldade de sua modelagem; consequentemente a potência calculada é menor do que a potência requerida, podendo representar cerca de 30% do valor da potência total.

Como a bomba do modelo opera muito abaixo de seu ponto ótimo (na curva da bomba mostrada na figura 3.4-1, o ponto ótimo ocorre com $\varphi \approx 0,2$ e o ponto de operação é $\varphi \approx 0,31$), seu rendimento no ponto de operação deve ser muito baixo. Devido a uma tentativa infrutífera de se tomar a pressão antes e depois da seção da bomba já instalada no modelo, não foi possível levantar as curvas características da mesma, como por exemplo seu rendimento. Como não se dispunha da sua curva de rendimento no momento do cálculo da potência, adotou-se rendimento igual a 100% para o conjunto motor - bomba. Entretanto chegou-se a uma estimativa para os rendimentos através de cálculos teóricos:

- $\eta_{\text{bomba}} \cong 35\%$;
- $\eta_{\text{motor}} \cong 90\%$.

Assim o rendimento estimado do conjunto motor - bomba está por volta de 30%, o que implicaria que dos $40W$ fornecidos ao motor, só $12W$ seriam passados para a água. Destes $12W$, cerca de $5W$ seriam dissipados na transição e os outros $7W$ seriam dissipados com a perda de carga do sistema.

Verificou-se também que a hipótese adotada sobre a não dissipação de energia no nadador é falha pois a energia que o nadador restitui ao fluido não é igual àquela que o escoamento dissipia em virtude das perturbações que se propagam na direção do escoamento

4.2 Considerações sobre a modelagem dinâmica

Como foi dito anteriormente, ocorre considerável formação de ondas na seção de testes devida à transição do escoamento da parte fechada para a aberta do circuito, fenômeno este assinalado pela presença da tempestade inversa na seção de testes. Assim o sistema representado pela expressão (2.5-4) deve ter um acréscimo de termos devidos a reservatórios de energia potencial (variação de nível) na seção de testes. Com este refinamento de modelagem o sistema passaria a ser de ordem superior a um, uma vez que além da energia cinética já considerada (expressão 2.5-4) ter-se-ia energia potencial envolvida.

A caracterização da planta pode ser melhorada também através do levantamento das curvas reais de bomba e de perda de carga no circuito ajustando-se então os parâmetros previamente calculados através da modelagem teórica.

4.3 Considerações sobre o sistema de controle

Dos controladores sugeridos em item anterior, somente o controlador do tipo P.I. foi efetivamente implementado e ensaiado. Pode-se obter a partir do gráfico do lugar das raízes da figura 3.6-1 que o ganho proporcional do controlador para a condição de amortecimento adequado e estabilidade está em torno de 1,0. No entanto, em ensaios, a

formação de ondas (não modelada) mostrou que a utilização de ganhos desta ordem levava o sistema à instabilidade. Através de um ajuste no controlador chegou-se a um ganho proporcional igual a 0,6 que fez com que o sistema controlado ficasse estável e ainda atendesse às especificações de projeto, respondendo de forma próxima à simulada.

O controlador P.I.D. não foi implementado por dois motivos básicos. O primeiro motivo é que a tensão que alimenta o potenciômetro do sensor de posição provém de um retificador de onda completa e apresenta *ripple* de 1%. Este ruído é interpretado pelo controlador de forma que o termo derivativo deste último o encara como um erro de posição do torpedo. Como a freqüência deste *ripple* é de 120Hz, o controlador atua sobre o motor fazendo com que seu eixo tenha uma oscilação angular de pequena amplitude sobreposta ao movimento rotativo desejado, oscilação esta que praticamente saíra a corrente do motor (limitada em 3A) e impede que este responda às necessidades de aceleração da massa fluida.

O segundo motivo é que, da mesma forma que o termo derivativo encara o *ripple* como erro de posição, a oscilação do torpedo causada pela formação de ondas faz com que o sistema fique instável para o controlador P.I.D. Uma possível solução para este problema é o refinamento da modelagem dinâmica do sistema, fornecimento do sinal para o sensor de posição isento de *ripple* e concepção de um sistema de controle cujo termo derivativo atue apenas na faixa de freqüências de interesse, filtrando as freqüências elevadas.

5 CONCLUSÕES

O modelo construído comprova a viabilidade de se controlar a posição do nadador na piscina compacta independentemente do ritmo imposto pelo atleta. Espera-se que a resposta do sistema real seja melhor do que aquela obtida com o torpedo como representante do nadador pelo fato de que este não tem a mesma capacidade de aceleração que aquele, levando-se em conta a relação de escala.

A estimativa de potência de bomba ficou aquém da real para o modelo devido às considerações feitas sobre a transição do escoamento de confinado para aberto e rendimento do conjunto motor - bomba. Esta estimativa pode ser melhorada com a realização de ensaios e tomada de dados mais elaborados, de forma que parâmetros mais confiáveis sejam obtidos.

Notou-se em ensaios que para garantir um tempo de resposta satisfatório, a potência necessária durante acelerações da massa fluida chegou a 2,5 vezes maior do que a potência requerida no ponto de operação em regime permanente.

A modelagem dinâmica, apesar de simplificada, se mostrou satisfatória uma vez que o sistema respondeu bem aos requisitos de projeto. Uma modelagem mais completa aliada a um controlador mais sofisticado permitiria especificações de projeto mais exigentes.

Por último, cabe citar que a extapolação dos resultados obtidos no modelo para o protótipo pode ser conseguida, em uma primeira aproximação, através da análise de semelhança já realizada.

ANEXO: FOTOS DO MODELO

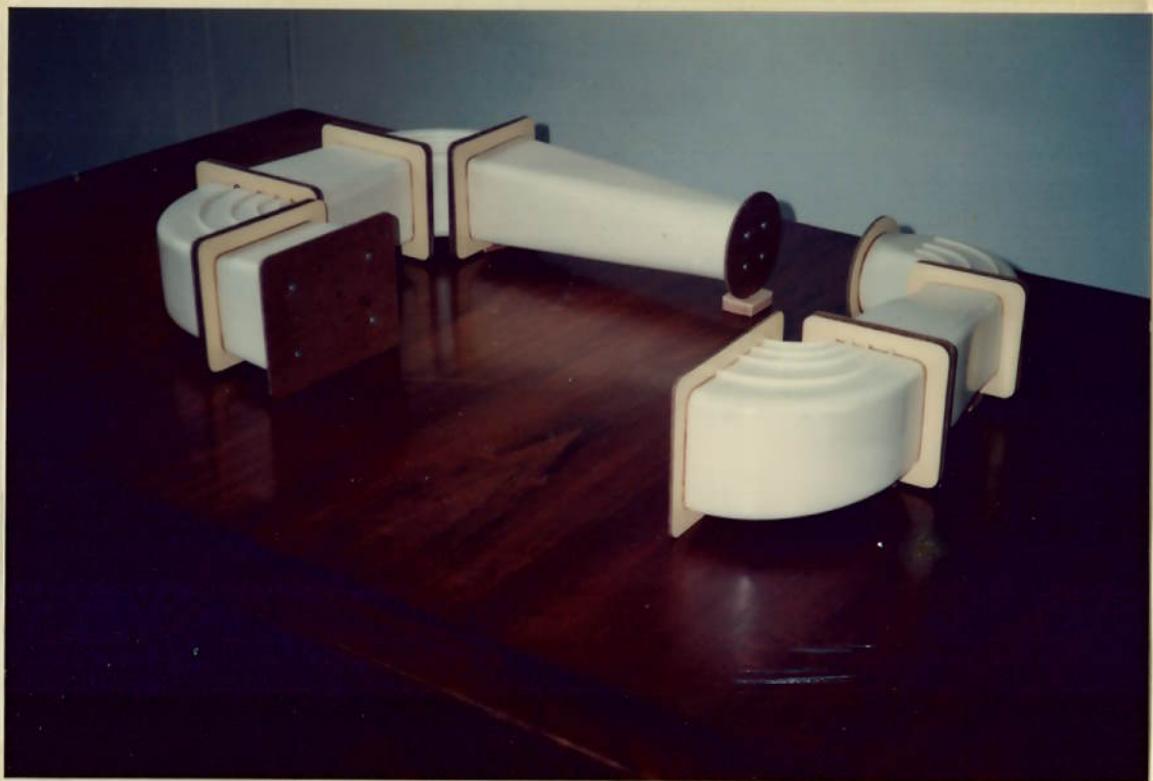


foto 1: moldes em poliuretano acabados.

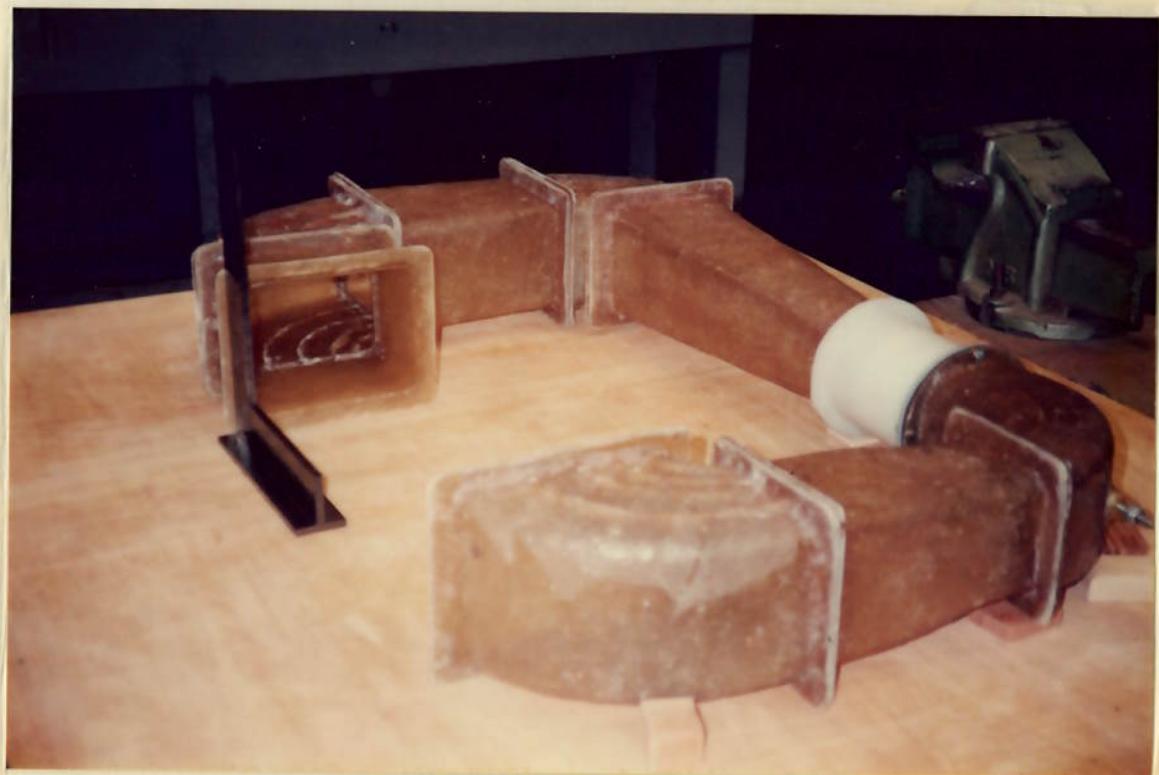


foto 2: tubulação em fibra de vidro.



foto 3: detalhe de recobrimento de um molde com fibra de vidro.

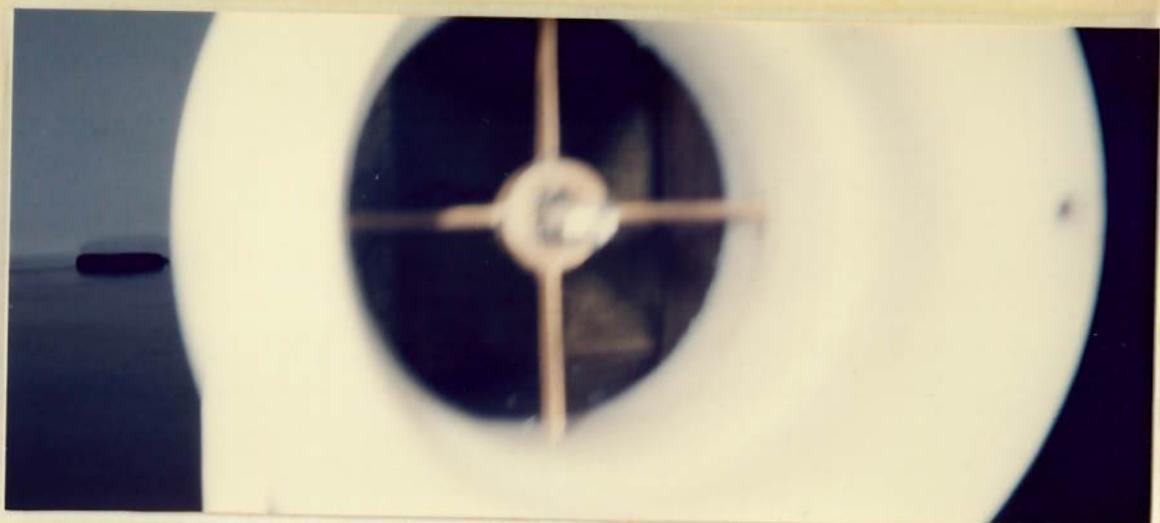


foto 4: detalhe da seção da bomba com mancal e eixo.

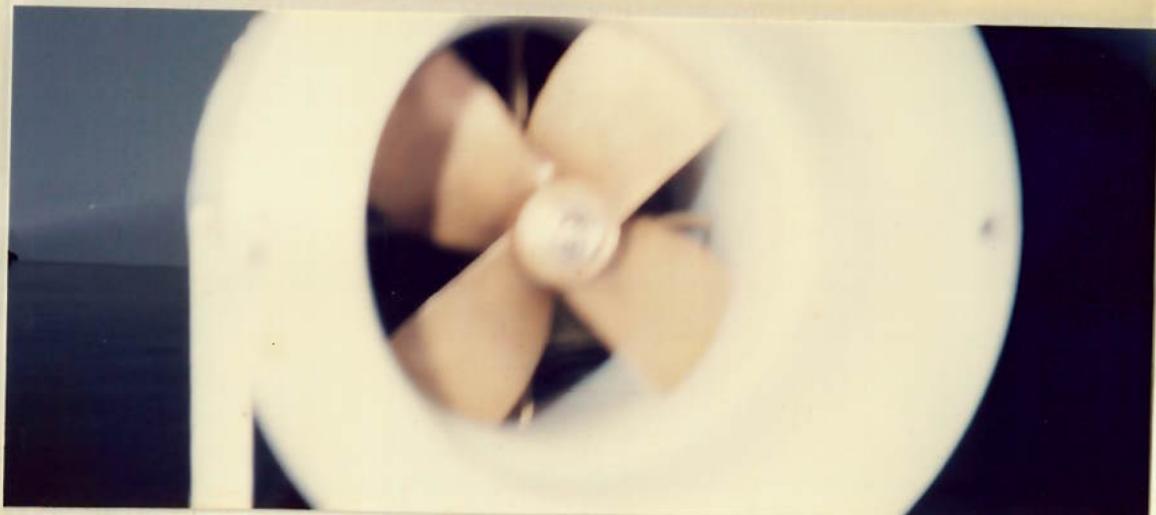


foto 5: montagem do hélice na seção.



foto 6: seção da bomba completa.



foto 7: componentes do sistema de controle analógico.

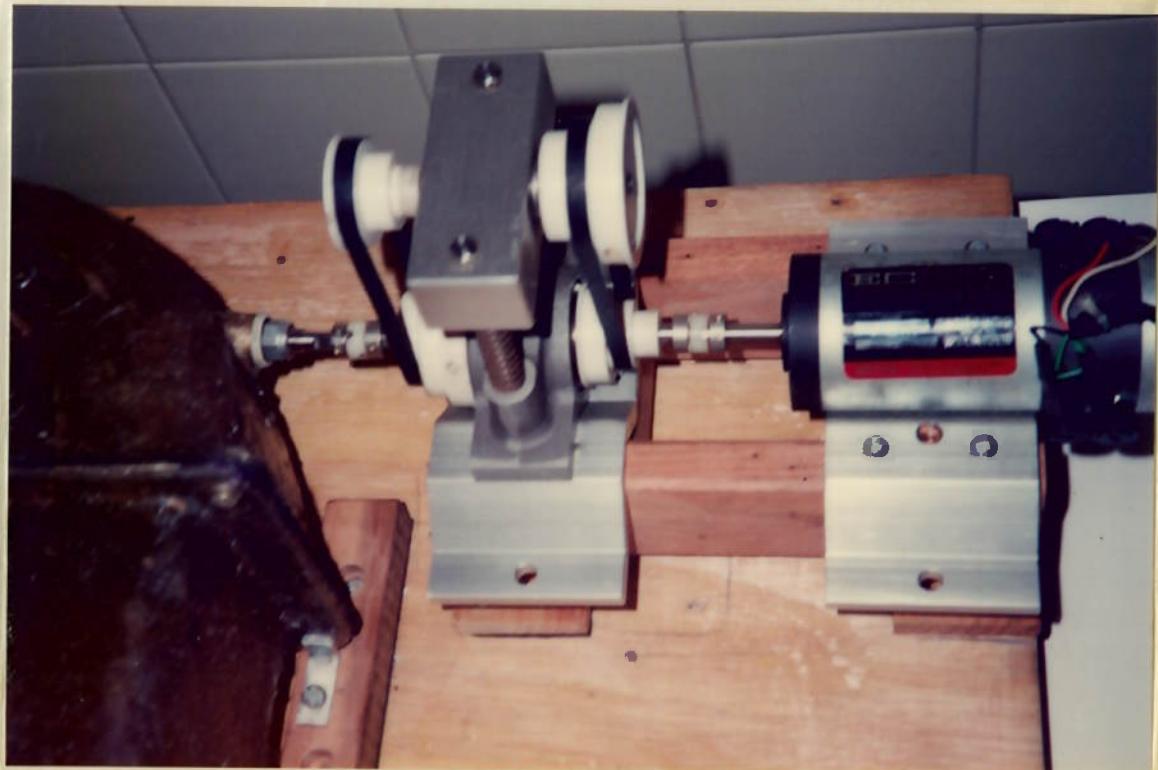


foto 8: detalhe do motor, redução e acoplamentos.

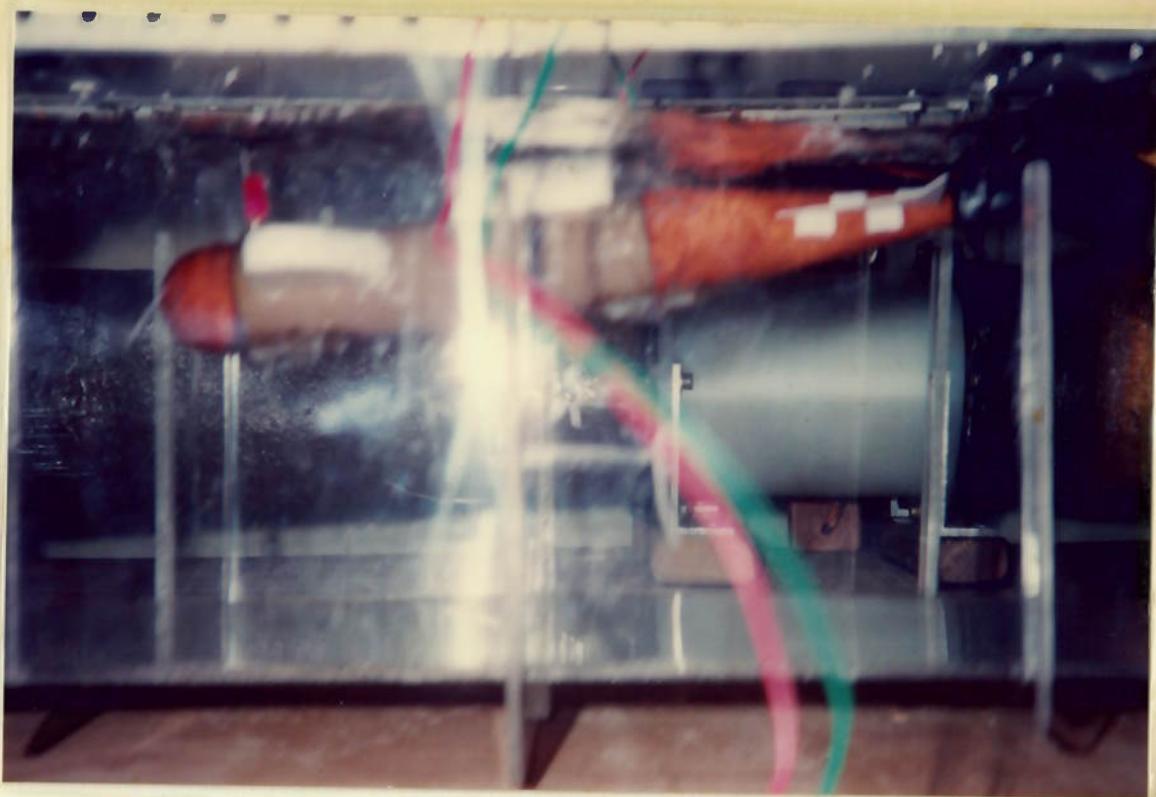


foto 9: torpedo autopropelido.

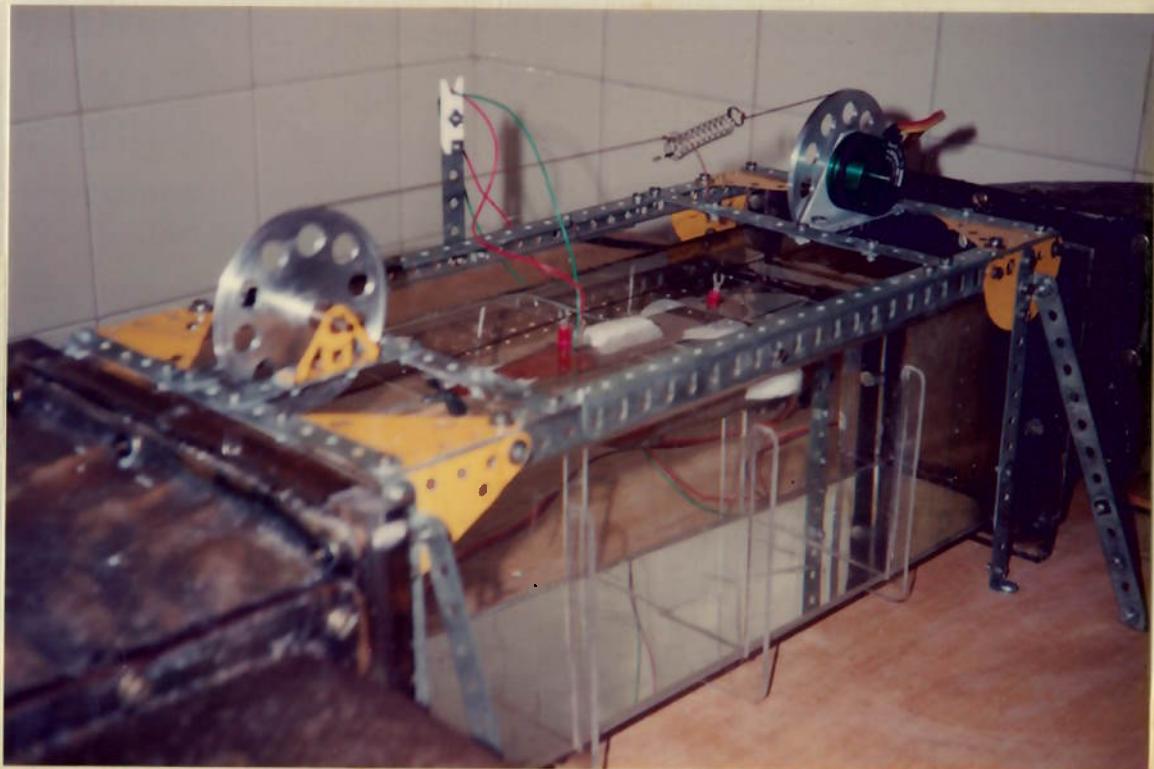


foto 10: seção de testes e sistema de medição de posição do torpedo.

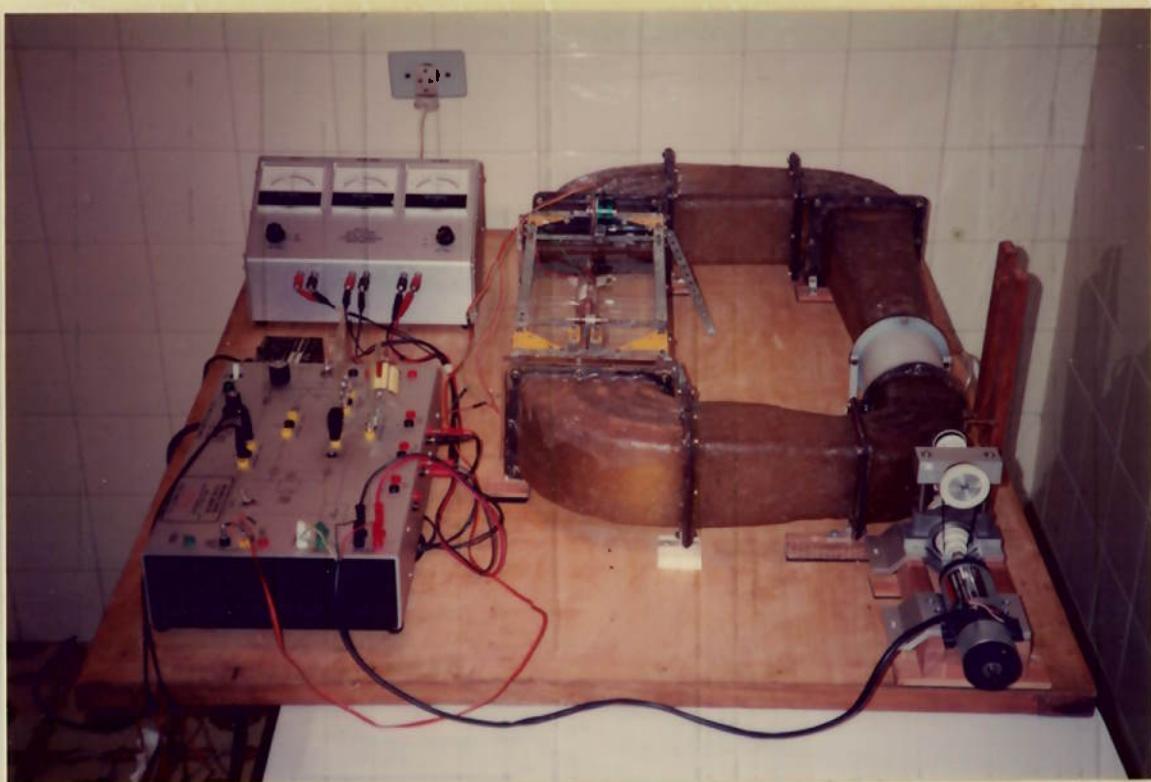


foto 11: conjunto completo: modelo e sistema de controle.



foto 12: detalhe da curva anterior à bomba e manômetros.

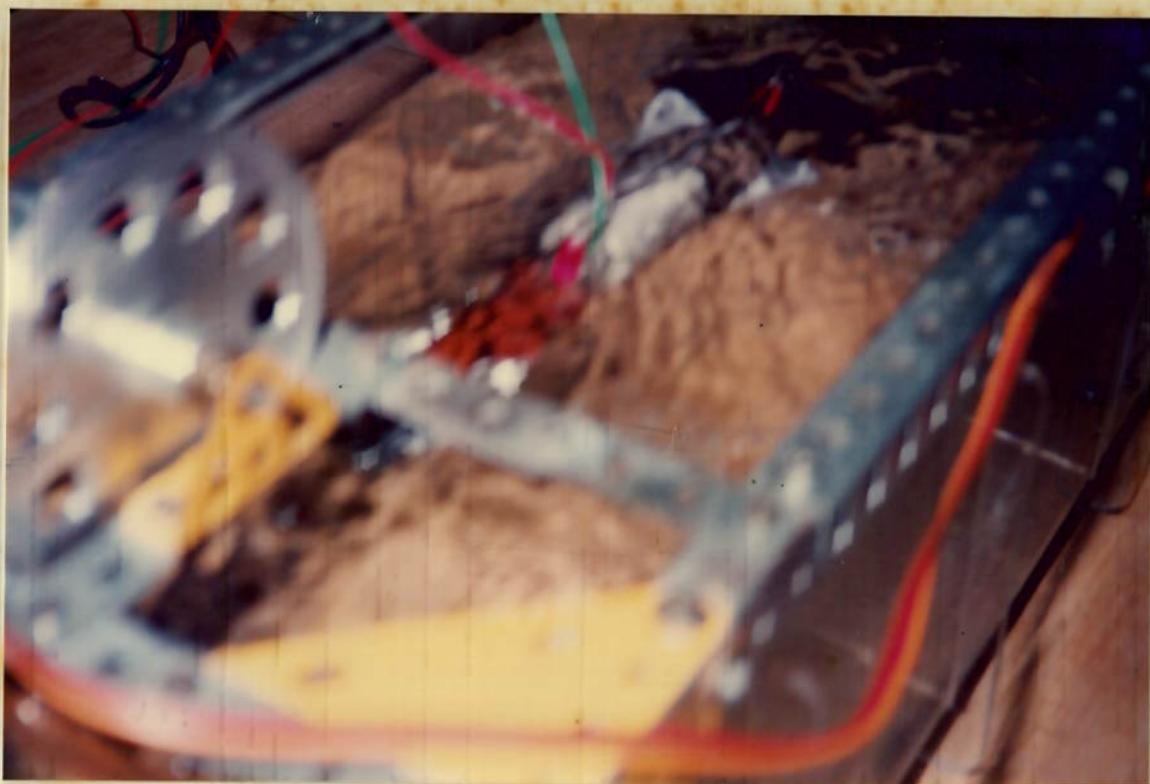


foto 13: escoamento na seção de testes.

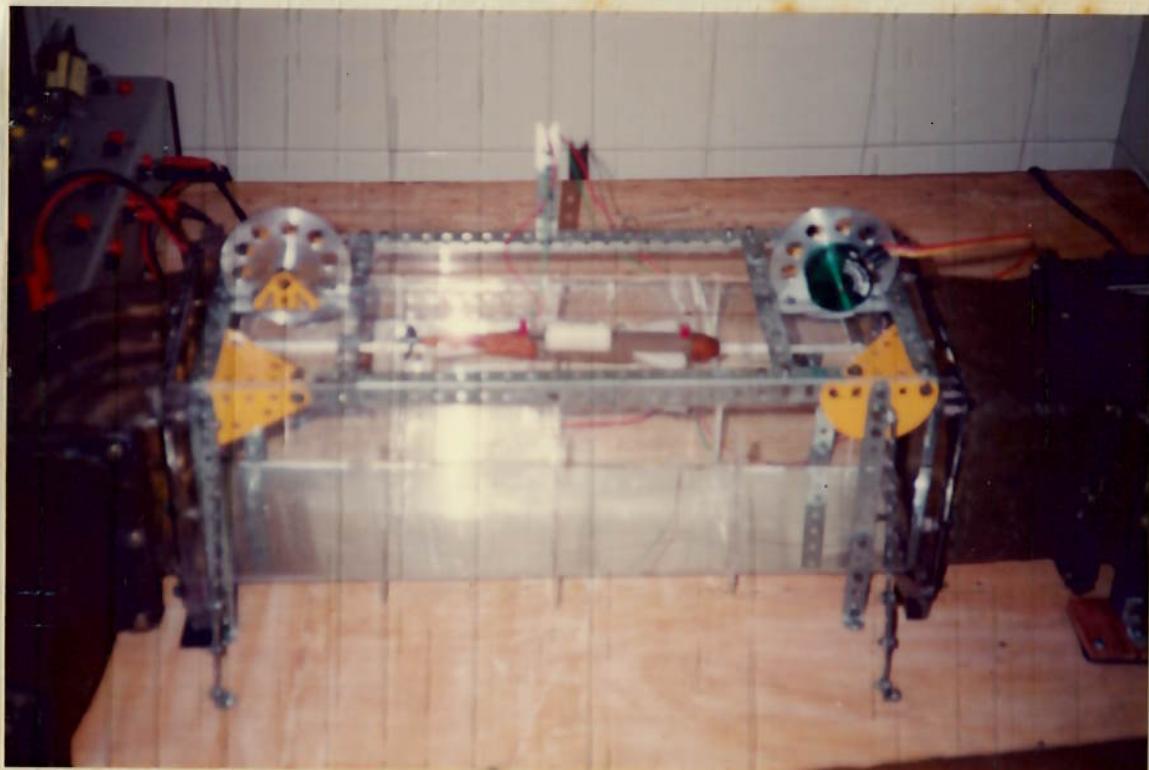


foto 14: torpedo em sua posição de equilíbrio na seção de testes.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] NEKRASOV, B. **Hydraulics for Aeronautical Engineers.** Trad de V. Talmy. Moscou, Peace Publishers, s.d. Cap. 30, p. 107-111: Gradual Expansion; Cap 31, p. 111-113: Pipe Contraction.
- [2] IDELCIK, I. -E. **Mémento des pertes de charge.** Trad de M. Meury. Paris, Editeur Eyrolles, 1969. p. 93, 188, 192, 203, 225-226, 304, 310.
- [3] SOCIETY OF NAVAL ARCHITECTS AND MARINE ENGINEERS. **Principles of Naval Architecture.** s.l., s.ed., 1988. p. 4-6.