

RICARDO SBRAGIO

PROJETO RACIONAL DE PROPULSORES DE ALTO SKEW

(Volume I)

**Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para a obtenção do título de Mestre em
Engenharia**

**São Paulo
1995**

BIBLIOTECA DE ENGENHARIA
UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

São Paulo
1995

Orientador:
José Augusto Pentecado Aranha

Área de Concentração:
Engenharia Naval

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para a obtenção do título de Mestre em
Engenharia

PROJETO RACIONAL DE PROPULSORES DE ALTO SKEW

RICARDO SBRAGIO

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, Prof. Dr. José Augusto Penteado Aranha, pelo ensino e orientação proporcionados não só na execução desta dissertação, mas também no curso de graduação, no qual se fundamentaram conceitos importantes no estudo da hidrodinâmica.

Aos Profs. Drs. Paulo César Leone e Jorge Pinheiro da Costa Veiga pelos esclarecimentos e incentivos dados no decorrer destes anos de trabalho e de estudos.

Aos professores dos Departamentos de Engenharia Mecânica e de Engenharia Naval da Escola Politécnica da USP que contribuíram, em seus diversos campos, para o meu aprimoramento técnico necessário ao estudo das metodologias de projeto empregadas nesta dissertação.

A amiga Eliana Targa Castilho pelo auxílio na elaboração de diversas figuras.

A meus pais pela formação básica e pela orientação que me deram no decorrer da vida.

A minha esposa Simone e aos meus filhos Filipe e Raquel pela compreensão, estímulo e apoio demonstrados nas diversas horas de estudo necessárias a este trabalho.

SUMÁRIO

Lista de tabelas XV
Lista de abreviaturas XV
Lista de símbolos XVI
Resumo XXVIII
Abstract XXXIX

1 - INTRODUÇÃO 1

1.1 - Histórico do desenvolvimento de propulsores 1
1.2 - Definição e apresentação do tema 4

2 - REVISÃO DA LITERATURA 8

3 - METODOLOGIA DO PROJETO DO PROPULSOR 19

3.1 - Metodologia de projeto 19
3.2 - Descrição resumida da espiral de projeto 26
3.2.1 - Primeiro ciclo de Projeto (projeto pela TLS) 26
3.2.2 - Enésimo ciclo de projeto (início de projeto pela TSS) 28
3.2.3 - Últimos ciclos de projeto 30

4 - TEORIA DA CIRCULAÇÃO 32

4.1 - Introdução 32
4.1.1 - Características geométricas de uma superfície de sustentação 32
4.1.2 - Sustentação em um folho bidimensional 33
4.1.3 - Sustentação em uma asa tridimensional 38

44	4.2 - Teoria da linha de sustentação
44	4.2.1 - Introdução
47	4.2.2 - Influência da velocidade induzida tangencial na geração da circulação nos perfis
52	4.2.3 - Aplicação da TLS para propulsores moderadamente carregados adaptados à esteira com distribuição de circulação ótima
60	4.3 - Teoria da superfície de sustentação
62	5 - CRITÉRIOS DE CAVITAÇÃO
63	5.1 - Tipos de cavitação
66	5.2 - Efeitos da cavitação em propulsores
67	5.3 - Projeto da lamina de modo a se evitar a cavitação devido à formação de bolhas e a cavitação em folhas
67	5.3.1 - Influência da espessura, camber e ângulo de ataque sobre o campo de pressões de um fólio
71	5.3.2 - Envoltoirias de mínima pressão permitível para se evitar cavitação devido à formação de bolhas ou cavitação em folhas
77	5.3.3 - Metodologia para projeto de modo a se evitar cavitação no perfil
81	5.4 - Cavitação devida a formação de vórtices na ponta da lamina e no bossó
81	5.4.1 - O enrolamento dos vórtices da esteira
84	5.4.2 - Modelagem da cavitação devida à formação de vórtices
95	5.4.3 - Influência da rugosidade na cavitação devido aos vórtices de ponta
97	5.4.4 - Necessidade de ensaios em túneis de cavitação
99	6 - CRITÉRIOS DE DEFINIÇÃO DO ÂNGULO DE SKEW
99	6.1 - Geração de esforços alternados pelo propulsor
102	6.2 - O uso da torção na lamina (skew) para a redução das vibrações induzidas pelo propulsor

104	6.3 - Desenvolvimento de um modelo bidimensional para o estudo de vibrações e da influência do ângulo de skew
105	6.3.1 - Modelo bidimensional quase permanente
112	6.3.2 - Modelo bidimensional não permanente (funções de Sears)
113	6.4 - Aplicação do modelo bidimensional não permanente ao projeto de um propulsor
124	6.5 - Critério para a redução de vibrações introduzidas no eixo e mancais através da torção da lâmina
124	6.5.1 - Natureza das vibrações introduzidas pelo propulsor sobre o eixo propulsor
128	6.5.2 - Distribuição de skew
131	6.6 - Vibrações da lâmina
132	6.7 - Implementação do modelo em planilha de cálculo
132	6.8 - Exemplos de cálculo para validação do modelo
132	6.8.1 - Projeto de propulsor segundo os dados do 13º e 14º ITTC
137	6.8.2 - Projeto de propulsor segundo a referência 5
149	7 - CRITÉRIOS DE RESISTÊNCIA ESTRUTURAL
150	7.1 - Metodologia de projeto estrutural
152	7.2 - Determinação dos pontos em que devem ser calculadas as tensões
153	7.3 - Determinação das tensões contínuas
153	7.3.1 - Cálculo dos esforços decorrentes do carregamento hidrodinâmico
154	7.3.1.1 - Esforços gerados devido à distribuição de empuxo (T)
157	7.3.1.2 - Esforços gerados devido à distribuição de força tangencial (H_t)
160	7.3.2 - Cálculo dos esforços decorrentes do carregamento centrífugo
161	7.3.2.1 - Momento originado pela ação centrífuga de uma massa m_a situada entre os raios r_a e R do propulsor
162	7.3.2.2 - Força centrífuga sobre a massa m_a situada entre os raios r_a e R e esforços por ela originados

208	9.2.1 - Parâmetros iniciais do projeto
208	9.2 - Resultados do último ciclo de projeto
204	9.1 - Dados de projeto
204	9 - EXEMPLO DE PROJETO RACIONAL DE PROPULSOR
202	8.3.3 - Materiais não metálicos
200	8.3.2 - Metais ferrosos
197	8.3.1 - Metais não ferrosos
195	8.3 - Materiais usados em propulsores
192	8.2 - Escolha do perfil
186	8.1 - Diâmetro e rotação
186	8 - OUTROS PARÂMETROS DE PROJETO
185	7.7 - Planilha de cálculo correspondente ao projeto estrutural
183	7.6 - Determinação da relação entre a espessura e corda
179	7.5 - Composição das tensões contínuas e alternadas segundo um critério de fadiga
176	7.4.2 - Cálculo das tensões alternadas na seção AA
172	7.4.1 - Esforços decorrentes do carregamento hidrodinâmico
171	7.4 - Tensões alternadas
167	7.3.5 - Determinação das tensões principais (círculo de Mohr) e aplicação de um critério de resistência (Von Mises)
167	7.3.3.4 - Tensão de cisalhamento devido ao momento torsor
167	7.3.3.3 - Tensão de cisalhamento devido aos cortantes
166	7.3.3.2 - Tensão normal devido à força normal
166	7.3.3.1 - Tensão normal devido ao momento fletor
164	7.3.3 - Cálculo de tensões na seção AA

264	A5.3 - Características geométricas
262	A5.2 - Distribuição de espessuras e de camber do perfil NACA 66 (TMB modified nose and tail) com camber $a = 0.8$
262	A5.1 - Introdução
262	ANEXO 5 - CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DO PERFIL NACA 66 (TMB MODIFIED NOSE AND TAIL)
257	ANEXO 4 - VERIFICAÇÃO DO PROJETO DE PROPULSORES DE 4, 5, 6 E 7 LÂMINAS DA REFERÊNCIA 5 (EXEMPLO DE CÁLCULO 6.8.2)
250	ANEXO 3 - VERIFICAÇÃO DO EXERCÍCIO PROPOSTO PELO 13º E 14º ITTC (EXEMPLO DE CÁLCULO 6.8.1)
246	A2.2 -- Planilha para determinação dos esforços vibratórios em função do ângulo de skew do propulsor
236	A2.1 - Descrição da planilha
236	ANEXO 2 - PLANILHA DESENVOLVIDA PARA O CÁLCULO DOS ESFORÇOS VARIÁVEIS E DEFINIÇÃO DO ÂNGULO DE SKEW
222	ANEXO 1 - DESENVOLVIMENTO DA FUNÇÃO DE SEARS
216	9.2.6 - Verificação pela TSS
214	9.2.5 - Determinação do número de lâminas e do ângulo de skew e verificação dos esforços vibratórios
212	9.2.4 - Resistência estrutural
211	9.2.3 - Cálculo de cavitação
209	9.2.2 - Projeto pela TLS

- ANEXO 6 - ENVOLTÓRIAS DE MÍNIMA PRESSÃO PARA OS PERFIS NACA 66 (TMB MODIFIED NOSE AND TAIL)
268
- ANEXO 7 - MODELOS MATEMÁTICOS DO VÓRTICE DE RANKINE E DE UM NÚCLEO DE VÓRTICE CAVITANTE
273
- A7.1 - Modelo matemático do vórtice de Rankine
273
- A7.2 - Modelo matemático de um vórtice cavitante
276
- ANEXO 8 - DETERMINAÇÃO DO POTENCIAL DE VELOCIDADES GERADO POR ξ VÓRTICES HELICOIDAIS SIMÉTRICAMENTE ESPAÇADOS E DAS VELOCIDADES POR ELLES INDUZIDAS
- A8.1 - Introdução
278
- A8.2 - Dedução das componentes de velocidade gerada por uma linha de vórtices helicoidal
278
- A8.3 - Dedução do campo potencial de velocidades correspondente a g linhas de vórtices helicoidais simétricamente espaçadas
281
- A8.4 - Determinação dos fatores de indução de Lerbs
291
- A8.5 - Campo de velocidades devido às folhas de vórtices helicoidais simétricamente espaçados pelas g lâminas
294
- ANEXO 9 - ESTABELECEMENTO DA CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO ÓTIMA DE UM PROPULSOR
- A9.1 - Desenvolvimento segundo Van Manen e Troost⁵⁷
300
- A9.2 - Desenvolvimento segundo Lerbs
302
- A9.3 - Comentários sobre os critérios de operação ótima de propulsores segundo Van Manen e Troost e segundo Lerbs
306
- ANEXO 10 - CÁLCULO DA LINHA MÉDIA DE UM PERFIL E DO ÂNGULO DE ATAQUE IDEAL PARA UMA DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÕES NACA COM CAMBER
308
- A10.1 - Introdução
308

409	A14.2 - Condições de contorno
405	A14.1 - Definição da geometria da lamina
405	ANEXO 14 - PROCEDIMENTOS PARA A DEFINIÇÃO GEOMÉTRICA DA LAMINA, DISTRIBUIÇÃO DE SINGULARIDADES, CÁLCULO DE VELOCIDADES INDUZIDAS E DE ESFORÇOS NA TEORIA DA SUPERFÍCIE DE SUSTENTAÇÃO
394	ANEXO 13 - REGRÊSÕES OBTIDAS PARA O CÁLCULO DO DIÂMETRO ÓTIMO A PARTIR DA SÉRIE DE WAGENINGEN
392	A12.3 - Comentários sobre os resultados
371	A12.2 - Planilha de cálculo (Excel)
349	A12.1 - Descrição da planilha
349	ANEXO 12 - PLANILHA DE CÁLCULO PARA O PROJETO ESTRUTURAL DE PROPULSORES
348	A11.3 - Programa TLS (MTT)
329	A11.2 - Planilha de cálculo (Excel)
322	A11.1 - Descrição da planilha
321	ANEXO 11 - PLANILHA DE CÁLCULO PARA PROJETO DE PROPULSORES PELA TEORIA DA LINHA DE SUSTENTAÇÃO
316	A10.2.4 - Exemplo de cálculo da linha média e do ângulo de ataque ideal correspondente as distribuições de pressão lineares do camber dos perfis NACA
315	A10.2.3 - Metodologia de cálculo da linha média de um perfil
312	A10.2.2 - Equações relativas ao problema de linha média e de espessura
308	A10.2.1 - Decomposição do problema de projeto de um fólio em um problema de espessura e em um problema de linha média
308	A10.2 - Cálculo da linha média de um fólio

435	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS
432	ANEXO 15 - ANÁLISE DA COMPONENTE DO MOMENTO M_{Cy} GERADA PELO CARREGAMENTO CENTRÍFUGO
429	A14.7 - Cálculo de esforços ao longo da lâmina
428	A14.6 - Determinação do formato da seção da lâmina
421	A14.5 - Determinação das velocidades induzidas pelos vórtices e fontes
414	A14.4 - Modelagem da lâmina e da esteira - Distribuição de polos e vórtices
411	A14.3 - Cálculo de vetores que definem a superfície de referência da lâmina (vetores \bar{R} , \bar{F} e vetor normal \bar{N})

LISTA DE FIGURAS

31	Figura 3.1 - Espiral de projeto do propulsor
32	Figura 4.1 - Elementos geométricos de uma asa e de um fólio
34	Figura 4.2 - Vorticidades geradas em escoamentos sobre um fólio
35	Figura 4.3 - Componentes da velocidade vertical no bordo de fuga
37	Figura 4.4 - Vórtice de partida gerado no início do movimento
37	Figura 4.5 - Contorno no interior do qual a circulação é zero
40	Figura 4.6 - Vórtices de ponta e Downwash
40	Figura 4.7 - Ângulo de ataque geométrico (α) e efetivo (α_e) e arraste induzido (D)
43	Figura 4.8 - Distribuição elíptica de circulação $\Gamma(x)$ ao longo da asa e emissão dos vórtices livres
45	Figura 4.9 - Folha de Vórtices Helicoidais Gerada por uma Linha de Vórtices e velocidades induzidas
47	Figura 4.10 - Diagrama de Velocidades e forças de um propulsor moderadamente carregado
50	Figura 4.11 - Desenvolvimento em um plano de uma superfície de controle ao redor de um propulsor com um número infinito de Láminas
65	Figura 5.1 - Propagação dos vórtices da ponta da lâmina e do bosso
69	Figura 5.2 - Decomposição do escoamento sobre um fólio e distribuições de pressões associadas
83	Figura 5.3 - Regiões da esteira do propulsor
91	Figura 5.4 - Dimensões de vórtices de ponta e de bosso (extraído da referência 39)
95	Figura 5.5 - Curva de cavitação de um submarino
100	Figura 6.1 - Esteira longitudinal e tangencial para um navio monohélice (casco da série 60 com $C_b=0.6$)
101	Figura 6.2 - Influência da esteira longitudinal e tangencial sobre a incidência do fluido no perfil
103	Figura 6.3 - Definição do ângulo de skew
105	Figura 6.4 - Perturbações no escoamento em um fólio

- 111 Figura 6.5 - Distribuição das velocidades induzidas (downwash) devido à circulação $\Delta\Gamma$ liberada pelo perfil t segundos antes
- 113 Figura 6.6 - Decomposição das velocidades das velocidades não permanentes na direção normal ao perfil
- 114 Figura 6.7 - Simetria das velocidades axial e tangencial da esteira
- 118 Figura 6.8 - Eixos coordenados de referência do posicionamento angular da lamina
- 136 Figura 6.9 - Empuxo alternado adimensionalizado (K_{Fx})₄ e ângulo de fase (ϕ_{Fx})₄ (quarto harmônico)
- 136 Figura 6.10 - Momento torsor alternado adimensionalizado (K_{Mx})₄ e ângulo de fase (ϕ_{Mx})₄ (quarto harmônico)
- 141 Figura 6.11 - LG dos pontos de máximo esforço (rajada)
- 144 Figura 6.12 - Esforços relativos ao cálculo de um propulsor de 4 lâminas com razão $Ae/Ao = 0.77$ e distribuição linear de ângulo de skew
- 145 Figura 6.13 - Esforços relativos ao cálculo de um propulsor de 5 lâminas com razão $Ae/Ao = 0.77$ e distribuição linear de ângulo de skew
- 146 Figura 6.14 - Esforços relativos ao cálculo de um propulsor de 6 lâminas com razão $Ae/Ao = 0.77$ e distribuição linear de ângulo de skew
- 147 Figura 6.15 - Esforços relativos ao cálculo de um propulsor de 7 lâminas com razão $Ae/Ao = 0.77$ e distribuição linear de ângulo de skew
- 148 Figura 6.16 - Comparação entre os esforços introduzidos no eixo por propulsores de 4, 5, 6 e 7 lâminas com razão $Ae/Ao = 0.77$ e distribuição linear de ângulo de skew
- 152 Figura 7.1 - Seção da lamina submetida a um momento fletor M
- 153 Figura 7.2 - Decomposição das forças de sustentação (L) e de arraste (D) em força de empuxo (T) e força tangencial (H')
- 154 Figura 7.3 - Esforços gerados pela distribuição de empuxo (T) sobre a seção AA_1 posicionada no raio $r = r_a$
- 156 Figura 7.4 - Modelo para cálculo de esforços cortante e momento fletor resultantes de um carregamento distribuído
- 157 Figura 7.5 - Parâmetros para o cálculo do momento torsor $M_{t_{v1}}(r)$ resultante da distribuição de empuxo $T(r)$

158	Figura 7.6 - Esforços gerados pela distribuição de força tangencial (F_t) centrífuga
160	Figura 7.7 - Força F_c e componentes do momento (M_c e M_c') gerados pela ação centrífuga
162	Figura 7.8 - Esforços gerados pela força centrífuga F_c
166	Figura 7.9 - Eixos I e II
170	Figura 7.10 - Comparação entre os critérios de resistência
181	Figura 7.11 - Critérios de Goodman Modificado e de Soderberg
183	Figura 7.12 - Diagrama de fadiga a ser usado no projeto do propulsor
188	Figura 8.1 - Potências associadas ao cálculo das eficiências
191	Figura 8.2 - Coeficiente C1 em função da razão Ae/Ao e de P/D
194	Figura 8.3 - Distribuição de pressões para o perfil NACA 66 (modificado) simétrico e com incidência no ângulo de ataque zero
194	Figura 8.4 - Distribuição de pressões para a linha média NACA $a=0,8$
203	Figura 8.5 (feita a partir da figura 3 da referência 15): Arranjo de material na zona do propulsor construída com material composto
207	Figura 9.1 - Distribuições de esteira longitudinal e transversal usadas no projeto do propulsor (distribuições arbitrárias)
213	Figura 9.2 - Diagrama de fadiga para o propulsor projetado
215	Figura 9.3 - Esforços vibratórios F_x , F_y , M_x e M_y em função do ângulo de skew para o propulsor projetado
217	Figura 9.4 - Definição da linha geratriz e de outros parâmetros geométricos da lamina - Figura baseada na figura 2.5 da referência 32
221	Figura 9.5 - Desenho do propulsor projetado
224	Figura A1.1 - Eixos coordenados x e y e velocidades sobre o folio
235	Figura A1.2 - Função de Sears
251	Figura A.3.1 - Desenho do propulsor do exemplo sugerido pela ITTC (extraído da referência 51)
264	Figura A5.1 - Eixos coordenados para a determinação das características geométricas do perfil

- 269 Figura A6.1 - Envoltória de mínima pressão para o perfil NACA 66 (TMB modified nose and tail) com camber zero (extraído da referência 7)
- 269 Figura A6.2 - Envoltória de mínima pressão para o perfil NACA 66 (TMB modified nose and tail) com camber $a=0.8$ e razão de camber 0.01 (extraído da referência 7)
- 270 Figura A6.3 - Envoltória de mínima pressão para o perfil NACA 66 (TMB modified nose and tail) com camber $a=0.8$ e razão de camber 0.02 (extraído da referência 7)
- 270 Figura A6.4 - Envoltória de mínima pressão para o perfil NACA 66 (TMB modified nose and tail) com camber $a=0.8$ e razão de camber 0.03 (extraído da referência 7)
- 271 Figura A6.5 - Envoltória de mínima pressão para o perfil NACA 66 (TMB modified nose and tail) com camber $a=0.8$ e razão de camber 0.04 (extraído da referência 7)
- 271 Figura A6.6 - Envoltória de mínima pressão para o perfil NACA 66 (TMB modified nose and tail) com camber $a=0.8$ e razão de camber 0.05 (extraído da referência 7)
- 272 Figura A6.7 - Envoltória de mínima pressão para o perfil NACA 66 (TMB modified nose and tail) com camber $a=0.8$ e razão de camber 0.06 (extraído da referência 7)
- 272 Figura A6.8 - Geometria ótima para um dado C_p mínimo e largura da envoltória (em graus) para o perfil ótimo (gráficos referentes ao perfil NACA 66 (TMB modified nose and tail) com camber $a=0.8$. Extraídos da referência 7)
- 273 Figura A7.1 - Características do vórtice de Rankine
- 274 Figura A7.2 - Balanço de forças em um elemento diferencial do fluido
- 279 Figura A8.1 - Coordenadas e Parâmetros a serem usados na dedução das componentes das velocidades induzidas
- 281 Figura A8.2 - Lâminas de Vórtices Helicoidais
- 301 Figura A9.1 - Diagrama de forças e de velocidades para um perfil (sem arraste viscoso)
- 310 Figura A.10.1 - Eixos coordenados e vetor normal ao perfil
- 312 Figura A10.2 - Problema de espessura, linha média e ângulo de ataque
- 313 Figura A10.3 - Contornos de integração no ponto $x=\xi$
- 316 Figura A10.4 - Distribuição linear de pressões correspondentes ao camber usado em perfis NACA
- 319 Figura A10.5 - Linha média de um perfil e ângulo de ataque ideal

- 393 Figura A12.1 - Tensões contínuas e alternadas, calculadas na planilha, para um propulsor similar ao projetado na referência 5
- 406 Figura A14.1 - Sistema de coordenadas cartesiana e cilíndrica usado na TSS (figura extraída da referência 29)
- 407 Figura A14.2 - ângulos β s e ϕ em um determinado perfil
- 409 Figura A14.3 - Sistema de coordenadas da linha média do perfil bidimensional
- 411 Figura A14.4 - Definição da superfície do camber (vetores \vec{R} e \vec{F})
- 412 Figura A14.5 - Definição dos eixos x' , y' , z' e do vetor \vec{R}
- 415 Figura A14.6 - Painel definido pelos raios p_m e p_{m+1} com o posicionamento dos bound vortices, trailing vortices e fontes (baseada na figura 8 da referência 29)
- 415 Figura A14.7 - Coordenadas dos pontos M e N em um plano radial com ângulo $\theta = \phi_n$ (baseada na figura 8 da referência 29)
- 417 Figura A14.8 - Distribuição de circulação NACA com camber a e posicionamento das placas em relação a esta distribuição (nesta figura, 10 linhas de vórtices radiais (bound vortices) se situaram no interior da corda do perfil)
- 419 Figura A14.9 - Condição de impermeabilidade do perfil para a definição da intensidade das fontes $\sigma_{m,n}$ (perfil situado na posição radial r_m)
- 420 Figura A14.10 - Distribuição dos bound vortices e dos trailing vortices
- 423 Figura A14.11 - Sistema de coordenadas e posições do ponto de controle P e do elemento do bound vortice dl (extraída da referência 29)
- 425 Figura A14.12 - Sistema de coordenadas e posições do ponto de controle P e do elemento de trailing vortice dl (extraída da referência 29)
- 428 Figura A14.13 - Fatores que definem a geometria do camber

LISTA DE TABELAS

74	74	66-021 e NACA 66-006	Tabela 5.1 - Valores de u/V_T para os folhos simétricos com distribuição de espessuras NACA
75	75	(em folhas ou bolhas)	Tabela 5.2 - Determinação da ordem de grandeza da profundidade em que ocorre cavitação
197	197	Tabela 8.1 - composição química das ligas de cobre	Tabela 8.1 - composição química das ligas de cobre
197	197	Tabela 8.2 - Propriedades mecânicas das ligas de cobre	Tabela 8.2 - Propriedades mecânicas das ligas de cobre
250	250	Tabela A3.1 - Distribuição de cordas e de ângulo de skew (propulsor da referência 51)	Tabela A3.1 - Distribuição de cordas e de ângulo de skew (propulsor da referência 51)
252	252	Tabela A3.2 - Distribuição de esteira longitudinal (v_x/V_s) - θ em graus	Tabela A3.2 - Distribuição de esteira longitudinal (v_x/V_s) - θ em graus
253	253	Tabela A3.3 - Distribuição de esteira tangencial (w/V_s) - θ em graus	Tabela A3.3 - Distribuição de esteira tangencial (w/V_s) - θ em graus
254	254	Tabela A3.4 - Decomposição da esteira longitudinal e tangencial em séries de Fourier	Tabela A3.4 - Decomposição da esteira longitudinal e tangencial em séries de Fourier
255	255	Tabela A3.5 - Velocidades induzidas axiais e tangencial calculadas pela TLS	Tabela A3.5 - Velocidades induzidas axiais e tangencial calculadas pela TLS
263	263	Tabela A5.1 - Tabela de cotas para o perfil NACA 66 (modificado) com $\text{camber } a=0.8$.	Tabela A5.1 - Tabela de cotas para o perfil NACA 66 (modificado) com $\text{camber } a=0.8$.
267	267	modificado	Tabela A5.2 - Planilha de cálculo e características geométricas do perfil NACA 66

LISTA DE ABREVIATURAS

CG - centro de gravidade
ITTC - International Towing Tank Conference
LE - Leading Edge - bordo de ataque de um perfil
NACA - National Advisory Committee for Aeronautics
TE - Trailing Edge - bordo de fuga de um perfil
TLS - Teoria da linha de sustentação
TSS - Teoria da superfície de sustentação

LISTA DE SIMBOLOS

- a - índice de carregamento dos perfis NACA com camber linear
 a_n (a_0 a a_6) - coeficientes da regressão da força de empuxo por unidade de comprimento \bar{T}
A - área de uma superfície de sustentação
A(real) - parâmetro real destinado ao cálculo de esforços variáveis (anexo 2)
 A_q - parâmetro real destinado ao cálculo de esforços variáveis, relativo ao harmônico q (anexo 2)
 A_e - área expandida
 A_{lam} - área da lâmina
 A_o - área do disco
 A_{pftl} - área do perfil
 $A_{1,2}$ - parâmetros para cálculo das velocidades induzidas (anexo 8)
b - parâmetro que especifica o ângulo de passo da esteira (anexo 14)
 b_n (b_0 a b_7) - coeficientes da regressão do cortante V_x
B(imaginario) - parâmetro imaginário destinado ao cálculo de esforços variáveis (anexo 2)
 B_q - parâmetro imaginário destinado ao cálculo de esforços variáveis, relativo ao harmônico q (anexo 2)
BHP - brake horsepower - Potência no freio
 $B_{1,2}$ - parâmetros para cálculo das velocidades induzidas (anexo 8)
c - comprimento da corda de um perfil
 \bar{c} - corda média de uma lâmina
 c_n (c_0 a c_7) - coeficientes da regressão do momento fletor M_{z1}
 c_p - corda máxima da superfície de sustentação
 C_b - coeficiente de bloco
 C_d - coeficiente de arraste viscoso
 C_l - coeficiente de sustentação
 C_{L_i} ou $C_l(\text{ideal})$ - coeficiente de sustentação gerado por um perfil quando o fluido incide em seu ângulo de ataque ideal
 $C_p(r)$ - coeficiente de pressão em um determinado raio r de um vórtice de Rankine (anexo 7)
 C_{pmin} - coeficiente de pressão mínimo (referente à pressão mínima no folio)
 C_{p1} - coeficiente de pressão na periferia de um vórtice de Rankine (posição $r = R_1$)
 C_t - coeficiente de empuxo
 $C_0, C_1, C_2, e C_3$ - constantes usadas para se desenvolver o potencial de velocidades Φ em séries (anexo 8)
 C_{o_e} - constante usada no potencial de velocidades externo à linha de vórtices Φ_e
 C_{o_i} - constante usada no potencial de velocidades interno à linha de vórtices Φ_i
 C_1 - coeficiente para cálculo do diâmetro ótimo (capítulo 8 e anexo 13)
 $de(x)$ - variação no coeficiente propulsivo por unidade de comprimento (anexo 9)
 df_t - variação na força tangencial por unidade de comprimento (anexo 9)
 df_x - força longitudinal por unidade de comprimento adimensional (anexo 2)

- dFy - força transversal por unidade de comprimento adimensional na direção do eixo y (anexo 2)
- dFz - força transversal por unidade de comprimento adimensional na direção do eixo z (anexo 2)
- dl - elemento diferencial de comprimento
- dl - vetor comprimento infinitesimal da linha de vórtices
- dMx - momento torsor por unidade de comprimento adimensional (anexo 2)
- dMy - momento transversal por unidade de comprimento adimensional na direção do eixo y (anexo 2)
- dMz - momento transversal por unidade de comprimento adimensional na direção do eixo z (anexo 2)
- d_0 a d_2 - coeficientes da regressão da força tangencial por unidade de comprimento F_t (anexo 2)
- dF - variação no empuxo por unidade de comprimento (anexo 9)
- D - diâmetro do propulsor
- D - força de arraste
- \underline{D} - força de arraste por unidade de comprimento
- \underline{D} - vetor distância entre o ponto P e o vetor $d\vec{l}$ (anexo 14)
- \underline{D}_1 (r) - força de arraste de origem não viscosa, resultante da influência da curvatura do camber sobre a força de sustentação, calculada na TSS (anexo 14)
- \underline{D}_2 (r) - força de arraste viscosa por unidade de comprimento, calculada na TSS (anexo 14)
- e - coeficiente propulsivo (anexo 9)
- $\underline{e}(x)$ - coeficiente propulsivo por unidade de comprimento radial (anexo 9)
- eh - eficiência do casco
- e_n (e_0 a e_7) - coeficientes da regressão do cortante V_z
- $e^{pot(i)}$ ou $e^{pot(iad)}$ - eficiência ideal do propulsor em água aberta (não leva em conta o arraste viscoso)
- epo - eficiência do propulsor em água aberta
- err - eficiência relativa rotativa
- et - eficiência de transmissão
- e^{mn} - intensidade da fonte discreta σ^{mn} adimensionalizada pela velocidade da embarcação (anexo 14)
- e_n (e_0 a e_7) - coeficientes da regressão do momento fletor Mb_x
- EHP - effective horsepower - Potência efetiva
- f - razão de camber (relação entre camber máximo e corda)
- f(x) - função auxiliar para o cálculo da condição de operação ótima do propulsor
- f_{a_0} (f_{a_0} a f_{a_7}) - coeficientes da regressão do produto do raio R pela força centrífuga por unidade de comprimento $\underline{F_c} : (R \cdot \underline{F_c})$
- f_0 (r) - função usada para se desenvolver o potencial de velocidades Φ em séries (anexo 8)
- f_n (r) - função usada para se desenvolver o potencial de velocidades Φ em séries (anexo 8)

- $f_{i,n}(r)$ - função usada para se desenvolver o potencial de velocidades externo à linha de vórtices helicoidal Φ em séries (anexo 8)
- $f_{i,n}(r)$ - função usada para se desenvolver o potencial de velocidades interno à linha de vórtices helicoidal Φ em séries (anexo 8)
- f_0 - valor máximo do camber (anexo 14)
- F - função objetivo para a definição do ângulo de skew
- \vec{F} - vetor tangente à interseção da superfície da lamina, definida pelo camber, e a superfície cilíndrica $y^2 + z^2 = r^2$ (vetor direção do camber) - (anexo 14)
- F_c ou $F_c(S)$ - função de correção para a razão de aspecto (capítulo 6 e anexos 2 e 12)
- $F_c(r)$ - força centrífuga por unidade de comprimento
- $F_{c_n}(F_{c_0}$ a $F_{c_l})$ - coeficientes da regressão da força centrífuga F_c
- F_x, F_y, F_z - esforços vibratórios nas direções x, y e z, respectivamente
- $(F_x)_q$ - amplitude do empuxo variável do q-ésimo harmônico
- F_0 - função objetivo a ser minimizada (anexo 2)
- F_t - força transversal sobre o eixo propulsor (capítulo 6 e anexo 2)
- \underline{F}_1 - força tangencial por unidade de comprimento da lamina
- g - número de lamina do propulsor
- $g_n(r)$ - função usada para se desenvolver o potencial de velocidades Φ em séries (anexo 8)
- $g_{b,n}^{mn}$ - intensidade do bound vortice discreto γ_{mn} adimensionalizado pela velocidade da embarcação (anexo 14)
- $g_{i,n}^{mn}$ - intensidade do bound vortice discreto γ_{mn} adimensionalizado pela velocidade da embarcação (anexo 14)
- G - circulação adimensionalizada pela velocidade da embarcação
- G_m - coeficientes da expansão em série da circulação adimensionalizada G
- h_n^a - função usada para se integrar o fator de indução axial ao longo da lamina
- h_n^b - função usada para se integrar o fator de indução tangencial ao longo da lamina
- $H_n^{(2)}(K)$ - função de Hankel
- $H_n(x)$ - transformada de Hilbert de ordem n
- i_a - fator de indução axial
- i_{ae} - fator de indução axial externo à linha de vórtices
- i_{ai} - fator de indução axial interno à linha de vórtices
- i_t - fator de indução tangencial
- i_{te} - fator de indução tangencial externo à linha de vórtices
- i_{ti} - fator de indução tangencial interno à linha de vórtices
- $I_n(y)$ - função de Bessel modificada de ordem n com argumento y
- I_n^* - coeficientes referentes à decomposição dos fatores de indução tangencial e axial (respectivamente) em séries
- I_p - momento de inércia polar do perfil.

I_x - momento de inércia em relação ao eixo x
 I_{xy} - produto de inércia em relação aos eixos x e y
 I_{xz} - produto de inércia em relação aos eixos x e z
 I_y - momento de inércia em relação ao eixo y
 $I_1(r)$ - momento de inércia em relação ao eixo I de um perfil situado no raio r do propulsor
 $I_2(r)$ - momento de inércia em relação ao eixo II de um perfil situado no raio r do propulsor
 J - coeficiente de avanço
 J - momento de inércia polar de um perfil (capítulo 7 e anexo 5)
 $J^o(K)$ - função de Bessel de primeira espécie, de ordem ν
 k - função de Goldstein
 k_0 - parâmetro usado para relacionar o raio da linha de vórtices helicoidal r_0 e o seu ângulo de passo hidrodinâmico β_0 (anexo 8)
 K - frequência reduzida
 $(K_{rx})^q$ - amplitude adimensional do empuxo variável do q ésimo harmônico
 $(K_{Mx})^q$ - amplitude adimensional do momento torsor variável do q ésimo harmônico
 $K_n^q(\nu)$ - função de Bessel modificada de ordem n com argumento ν
 Kq - coeficiente de torque
 Kt - coeficiente de empuxo
 L - força de sustentação gerada por uma superfície de sustentação
 $\frac{L}{l}$ - força de sustentação por unidade de comprimento
 $\frac{L}{l_{max}(q)}$ - amplitude da força de sustentação variável correspondente ao harmônico q
 $\frac{L_n}{l}$ - força de sustentação por unidade de comprimento normal à linha que une o bordo de ataque ao bordo de fuga, calculada pela TSS
 LN - linha neutra de um perfil
 m_0 - massa da parcela da lâmina situada entre os raios r_a e R (anexo 15)
 M - momento atuante sobre um perfil
 $Mb_{z1}(r)$ - componente do momento fletor, na direção do eixo z , originado a partir da distribuição de empuxo da lâmina, em um determinado raio r do propulsor (a presença do índice superior indica que o esforço é alternado)
 $Mb_{z2}(r)$ - componente do momento fletor, na direção do eixo z , originado a partir da distribuição de força centrífuga da lâmina, em um determinado raio r do propulsor
 $Mb_{x2}(r)$ - componente do momento fletor, na direção do eixo x , originado a partir da distribuição de força tangencial da lâmina, em um determinado raio r do propulsor (a presença do índice superior indica que o esforço é alternado)
 $Mb_{x1}(r)$ - componente do momento fletor, na direção do eixo x , originado a partir da distribuição de empuxo da lâmina, em um determinado raio r do propulsor (a presença do índice superior indica que o esforço é alternado)
 $Mb_{z1}(r)$ - componente do momento fletor, na direção do eixo z , originado a partir da distribuição de empuxo da lâmina, em um determinado raio r do propulsor (a presença do índice superior indica que o esforço é alternado)
 $Mb_{z2}(r)$ - componente do momento fletor, na direção do eixo z , originado a partir da distribuição de força tangencial da lâmina, em um determinado raio r do propulsor (a presença do índice superior indica que o esforço é alternado)

$Mb_2(r)$ - componente do momento fletor, na direção do eixo z, originado a partir da distribuição de força centrífuga da lâmina, em um determinado raio r do

$Mb_1(r)$ - componente do momento fletor, na direção do eixo I, em um determinado raio r do

propulsor (a presença do índice superior indica que o esforço é alternado)

$Mb(r)$ - componente do momento fletor, na direção do eixo II, em um determinado raio r do

propulsor (a presença do índice superior indica que o esforço é alternado)

Mcy - componente do momento gerado pelo carregamento centrífugo no eixo y.

Mcz - componente do momento gerado pelo carregamento centrífugo no eixo z.

Mst - momento de área em relação ao eixo I

Mst - momento de área em relação ao eixo II

MIS - multiplicador de Simpson

Mt - momento transversal sobre o eixo propulsor (capítulo 6 e anexo 2)

$Mt_1(r)$ - componente do momento torsor, na direção do eixo y, originado a partir da

distribuição de empuxo da lâmina, em um determinado raio r do propulsor (a presença

do índice superior indica que o esforço é alternado)

$Mt_2(r)$ - componente do momento torsor, na direção do eixo y, originado a partir da

distribuição de força tangencial da lâmina, em um determinado raio r do propulsor (a

presença do índice superior indica que o esforço é alternado)

$N_3(r)$ - componente da força normal, na direção do eixo y, originado a partir da distribuição

de força tangencial da lâmina, em um determinado raio r do propulsor

$N_2(r)$ - componente da força normal, na direção do eixo y, originado a partir da distribuição

de força tangencial da lâmina, em um determinado raio r do propulsor

$N_1(r)$ - componente da força normal, na direção do eixo y, originado a partir da distribuição

de força tangencial da lâmina, em um determinado raio r do propulsor

N_0 - índice superior indica que o esforço é alternado

N_1 - índice superior indica que o esforço é alternado

N_2 - índice superior indica que o esforço é alternado

N_3 - índice superior indica que o esforço é alternado

n - rotações do eixo propulsor

\bar{n} - vetor normal à superfície de um perfil (anexo 1)

n_x - componente no eixo x do vetor \bar{n} (anexo 1)

n_y - componente no eixo y do vetor \bar{n} (anexo 1)

N - vetor normal à superfície da lâmina no ponto P (anexo 14)

$N_2(r)$ - componente da força normal, na direção do eixo y, originado a partir da distribuição

de força tangencial da lâmina, em um determinado raio r do propulsor

$N_3(r)$ - componente da força normal, na direção do eixo y, originado a partir da distribuição

de força tangencial da lâmina, em um determinado raio r do propulsor

N_4 - índice superior indica que o esforço é alternado

N_5 - índice superior indica que o esforço é alternado

N_6 - índice superior indica que o esforço é alternado

N_7 - índice superior indica que o esforço é alternado

N_8 - índice superior indica que o esforço é alternado

N_9 - índice superior indica que o esforço é alternado

N_{10} - índice superior indica que o esforço é alternado

N_{11} - índice superior indica que o esforço é alternado

N_{12} - índice superior indica que o esforço é alternado

N_{13} - índice superior indica que o esforço é alternado

N_{14} - índice superior indica que o esforço é alternado

N_{15} - índice superior indica que o esforço é alternado

N_{16} - índice superior indica que o esforço é alternado

N_{17} - índice superior indica que o esforço é alternado

N_{18} - índice superior indica que o esforço é alternado

N_{19} - índice superior indica que o esforço é alternado

N_{20} - índice superior indica que o esforço é alternado

N_{21} - índice superior indica que o esforço é alternado

N_{22} - índice superior indica que o esforço é alternado

N_{23} - índice superior indica que o esforço é alternado

N_{24} - índice superior indica que o esforço é alternado

N_{25} - índice superior indica que o esforço é alternado

PHPo - Propeller horsepower - Potência requerida ao propulsor em água aberta

q - ordem do harmônico (capítulo 6)

q - intensidade de uma fonte (anexo 10)

Q - torque necessário ao propulsor quando este se encontra a ré da embarcação

Qo - torque necessário ao propulsor quando este se encontra em água aberta

Q_{x1}(r) - carregamento na direção do eixo x (direção do eixo da embarcação) originado pela distribuição de empuxo da lâmina do propulsor (a presença do índice superior indica

Q_{z2}(r) - carregamento na direção do eixo z, originado pela distribuição de força tangencial da lâmina do propulsor (a presença do índice superior indica que o esforço é alternado)

alternado)

r - raio genérico

r_a - raio onde são calculados os esforços de reação em uma seção da lâmina

r_g - raio do centro de gravidade da massa m_a, onde é aplicada a força centrífuga (anexo 15)

r_h - raio do bossó

r_m - raio médio do painel da lâmina definido pelos raios r_m e r_{m+1} (anexo 14)

r_o - raio da linha de vórtice helicoidal emitida na estrea do propulsor

r_w - raio da linha de vórtice emitida pela estera

R - raio do propulsor

R - vetor tangente à interseção do plano xy com a superfície de referência da lâmina (anexo 14)

R1 - raio do vórtice não cavitante

Rc - raio do vórtice cavitante

Rey - número de Reynolds

Rt - resistência ao avanço

s - envergadura de uma superfície de sustentação

s_n (s₀ a s₆) - coeficientes da regressão que descreve a distribuição de ângulos de skew ao longo do raio

S - razão de aspecto

S - vetor distância entre a posição do vetor dl e o ponto em que se deseja calcular a

velocidade induzida pela linha de vórtices

S(K) - função de Sears da frequência reduzida K

S_m - parte imaginária da função de Sears

Sl(r) - distância do plano xy ao bordo de ataque, medida na interseção de uma superfície

cilíndrica de raio r com a superfície de referência

S_r - parte real da função de Sears

Sl(r) - distância do plano xy ao bordo de fuga, medida na interseção de uma superfície

cilíndrica de raio r com a superfície de referência

t - tempo

t - espessura de um perfil

to ou t_{max} - espessura máxima de um perfil

to - coeficiente de redução da força propulsora
T - empuxo
THP - thrust horsepower - Potência desenvolvida pelo propulsor

u - vetor velocidade induzida pela linha de vórtices (anexo 8)
 $u_{\pm}(x)$ - componente horizontal de velocidade devido à perturbação causada por um fólio, em um escoamento, nos bordos superior (+) e inferior (-) do mesmo
 u_a - velocidade induzida axial
 $u_a(r)$ - velocidade induzida axial calculada na TLS e usada para a definição da intensidade das fontes na TSS (anexo 14)
 u_{aw} - velocidade induzida axial em uma seção da lamina deslocada na esteira (Teorema de Munk - anexo 9)
 u_p - flutuação na velocidade incidente em um perfil, na direção horizontal
 u_b^a, u_b^i, u_b^j - componentes axial, radial e tangencial da velocidade induzida pelos bound vortices (anexo 14)
 u_i^a, u_i^i, u_i^j - componentes axial, radial e tangencial da velocidade induzida pelos trailing vortices (anexo 14)
 u_n^a, u_n^i, u_n^j - componentes axial, radial e tangencial da velocidade induzida pelos trailing vortices da esteira (anexo 14)
 u_n^a, u_n^i, u_n^j - componentes axial, radial e tangencial da velocidade induzida pelas fontes (anexo 14)
 u_r - velocidade induzida radial
 u_t - velocidade induzida tangencial
 u_{tw} - velocidade induzida tangencial em uma seção da lamina deslocada na esteira (Teorema de Munk - anexo 9)
 u_a - velocidade induzida axial gerada por apenas uma das linhas de vórtices helicoidais da esteira (anexo 8)
 u_r - velocidade induzida radial gerada por apenas uma das linhas de vórtices helicoidais da esteira (anexo 8)
 u_t - velocidade induzida tangencial gerada por apenas uma das linhas de vórtices helicoidais da esteira (anexo 8)
 U - velocidade incidente
 $v_{\pm}(x)$ - componente vertical de velocidade devido à perturbação causada por um fólio, em um escoamento, nos bordos superior (+) e inferior (-) do mesmo
 v - componente vertical de velocidade perturbada causada pela presença do fólio em um escoamento
 v_p - velocidade de downwash
 v_p - flutuação na velocidade incidente sobre um perfil, na direção vertical
 v_n - velocidade não permanente, causada pela esteira da embarcação, na direção normal ao perfil

v_{nq} - velocidade não permanente relativa ao harmônico de ordem q , causada pela esteira da embarcação, na direção normal ao perfil

v_n - velocidade não permanente, causada pela esteira da embarcação, na direção tangencial em relação ao disco propulsor

v_{nq} - velocidade não permanente relativa ao harmônico de ordem q , causada pela esteira da embarcação, na direção tangencial em relação ao disco propulsor

v_x - velocidade não permanente, causada pela esteira da embarcação, na direção axial em relação ao disco propulsor

v_{xq} - velocidade não permanente relativa ao harmônico de ordem q , causada pela esteira da embarcação, na direção axial em relação ao disco propulsor

$v_{\theta}(r)$ - velocidade tangencial, na posição r , em um vórtice de Rankine

V' - campo de velocidades

V_a - velocidade de avanço

V_t - velocidade resultante incidente sobre um perfil

V_s - velocidade da embarcação

$V_{x1}(r)$ - componente do esforço cortante, na direção do eixo x , originado a partir da distribuição de empuxo da lâmina, em um determinado raio r do propulsor (a presença do índice a superior indica que o esforço é alternado)

$V_{z2}(r)$ - componente do esforço cortante, na direção do eixo z , originado a partir da distribuição de força tangencial da lâmina, em um determinado raio r do propulsor (a presença do índice a superior indica que o esforço é alternado)

$V_{z3}(r)$ - componente do esforço cortante, na direção do eixo z , originado a partir da distribuição de força centrífuga da lâmina, em um determinado raio r do propulsor

V_I - componente do esforço cortante na direção do eixo I (a presença do índice a superior indica que o esforço é alternado)

V_{II} - componente do esforço cortante na direção do eixo II (a presença do índice a superior indica que o esforço é alternado)

V_p - velocidade total no ponto de controle P

V_{media} - velocidade média incidente sobre o perfil (anexo 14)

$V_{\theta 1}$ - valor máximo da velocidade tangencial em um vórtice de Rankine, na posição $r=R_1$ (periferia do vórtice)

w - frequência das flutuações na velocidade incidente em um perfil

$w(x)$ - coeficiente de esteira radial

w_0 - coeficiente de esteira global

w_q - frequência da flutuação relativa ao harmônico q , na velocidade incidente de um perfil

W_r - módulo de resistência em relação ao eixo I , no ponto de máxima espessura do perfil

x - relação entre um raio genérico e o raio do propulsor (raio adimensionalizado)

$x_g(r)$ - coordenada x do centro de gravidade do elemento de massa elementar da lâmina

x_g - posição do CG do perfil em relação ao bordo de ataque (anexo 5)

x_h - relação entre o raio do bossó e o raio do propulsor

x_L - coordenada x do bordo de ataque da lâmina

x_{LN} - abscissas dos pontos pertencentes à linha neutra de um perfil

x_0 - raio adimensional da lâmina de onde é emitida uma linha de vórtices

- $x_s(r)$ - rake de referência da lâmina ou seja, coordenada x do ponto de interseção da superfície de referência com o plano xy e com um cilindro de raio r
- x_T - coordenada x do bordo de fuga da lâmina
- y - parâmetro que relaciona as a coordenada r e k_0 (anexo 8)
- y^c - ordenada do camber de um perfil
- $y^{c_{max}}$ - ordenada máxima do camber de um perfil
- y^D - ordenada do dorso de um perfil
- y^F - ordenada da face de um perfil
- y^{LN} - ordenadas dos pontos pertencentes à linha neutra de um perfil
- y_L - ordenadas do bordo inferior de um perfil (anexo 10)
- y_0 - parâmetro que relaciona as a coordenada r_0 e k_0 (anexo 8)
- y_u - ordenadas do bordo superior de um perfil (anexo 10)
- Y - Parâmetro pertencente à formulação das funções de Bessel I_n e K_n , expressa pela equação A8.35 (anexo 8)
- $Y^v(K)$ - função de Bessel de segunda espécie, de ordem v
- Y^c - relação entre a ordenada do camber de um perfil e a sua corda
- Y_T - relação entre a ordenada da superfície de um perfil simétrico (meia espessura) e a sua corda
- α - ângulo de ataque
- α - ângulo, medido no disco do propulsor, entre a posição de onde é emitida uma linha de vórtices helicoidal da esteira e a posição do vetor dl (anexo 8)
- α - inclinação da linha que une o bordo de ataque ao bordo de fuga de um perfil a partir do ângulo de ataque geométrico β (anexo 14)
- $\alpha(r)$ - ângulo relativo à defasagem entre a força de sustentação e a esteira que a provoca (ângulo relativo à função de Sears, visto no capítulo 6)
- α' - ângulo de ataque efetivo (considera a influência da velocidade de downwash)
- α_i - ângulo de ataque ideal de um perfil
- α_0 - ângulo de ataque fictício correspondente à sustentação gerada pela incidência de fluido no ângulo de ataque ideal de um perfil
- α_0^T - ângulo de ataque no qual a incidência do fluido produz sustentação igual a zero
- β - ângulo de passo geométrico
- β_i - ângulo de passo hidrodinâmico de cada perfil da lâmina do propulsor
- β_{io} - ângulo de passo hidrodinâmico da linha de vórtice helicoidal emitida na esteira na T.L.S
- β_{in} - ângulo de passo hidrodinâmico da seção da lâmina deslocada na esteira (Teorema de Munk - anexo 9)
- β_s - ângulo de passo da superfície de referência da lâmina
- β_w - ângulo de passo da esteira
- δ - espessura da camada limite turbulenta (capítulo 5)

- δ - ângulo entre a linha neutra de um perfil e o eixo que une o seu bordo de ataque ao bordo de fuga (capítulo 7)
 δ_m - ângulo entre a força tangencial total da lamina e o eixo z (capítulo 7)
 δ_x - coordenada angular da K'ésima lamina (anexo 14)
 $\delta_s(r)$ - ângulo de skew radial medido em vista projetada do propulsor
 $\delta_s(mbd)$ - derivada do ângulo de skew no bosso
 $\delta_s(nd)$ - ângulo de skew na ponta da lamina
 $\delta_s(tip)$ - derivada do ângulo de skew na ponta da lamina
 ΔC_T - variação no coeficiente de sustentação
 ΔL - variação na sustentação por unidade de comprimento
e ou e' - eixo coordenado paralelo ao eixo x (anexo 1)
 $\mathcal{E}(\mathcal{D})$ - coordenada x de um bound vortice ou de uma fonte (anexo 14)
 \mathcal{E}_0 - coordenada x da posição de onde parte a linha radial na qual é posicionado o bound vortice ou a fonte (anexo 14)
 \mathcal{E}_s - coordenada x da posição de onde parte a linha radial na qual é posicionado o trailing vortice (anexo 14)
 ϕ - potencial da perturbação causada no fluido pelo fólio (anexo 1 e 14)
 ϕ - potencial de velocidades devido à velocidade incidente (anexo 10)
 ϕ - ângulo de passo da linha que une o bordo de ataque ao bordo de fuga da lamina (anexo 14)
 $(\phi x)q$ - ângulo de fase do empuxo variável relativo ao harmônico q
 $(\phi Mx)q$ - ângulo de fase do momento torsor variável relativo ao harmônico q
 ϕq ou $\phi^{(q)}$ - ângulo relativo à defasagem entre a normal ao perfil e as direcões em que se encontram as componentes da esteira (relativo ao harmônico q)
 ϕ^{LE} - ângulo de posição do bordo de ataque (anexo 14)
 ϕ^{TE} - ângulo de posição do bordo de fuga (anexo 14)
 Φ - função potencial de velocidades gerada por uma linha de vórtices helicoidal (anexo 8)
 Φ - potencial total de velocidades (anexo 14)
 Φ_e - função potencial de velocidades externa à linha de vórtices helicoidal (anexo 8)
 Φ_i - função potencial de velocidades interna à linha de vórtices helicoidal (anexo 8)
 γ - distribuição de vorticidades em um perfil (capítulo 4 e anexo 10)
 γ - ângulo entre a linha de ataque de um determinado momento M e a linha que une o bordo de ataque ao bordo de fuga de um perfil (capítulo 7)
 γ^{mn} - intensidade do bound vortice discreto situado na posição m,n
 γ^{mn} - intensidade do trailing vortice discreto situado na posição m,n
 Γ - circulação em um perfil
 $\Gamma(r)$ - valor da circulação em um determinado raio r de um vórtice de Rankine (anexo 7)
 Γ_0 - intensidade da circulação no centro de uma asa
 Γ_1 - intensidade da circulação de um vórtice

- I_t - intensidade da circulação na ponta da lamina (tip)
 I_∞ - circulação em um propulsor com um número infinito de laminas
 \bar{I} - intensidade da circulação de uma linha de vórtices helicoidal da esteira
- η - função que considera a influência da espessura na sustentação gerada por um perfil (capítulo 5)
 η - eficiência (capítulo 8)
- $\eta(x)$ - ordenada da superfície de um perfil (anexo 1)
 $\eta(x)$ - ordenada da linha média de um perfil (anexo 10)
 η (bordo de ataque) - ordenada da linha média na posição correspondente ao bordo de ataque de um perfil (anexo 10)
- η (placa plana) - ordenadas da linha média de uma placa plana (anexo 10)
- ϕ - potencial de velocidades devido às perturbações causadas pelo fólio (anexo 10)
 ϕ - ângulo que parametriza o raio adimensionalizado x
 ϕ - potencial de velocidades relativo ao fluxo incidente (anexo 14)
 ϕ_1 - potencial de velocidades impar que compõe o potencial de velocidades devido às perturbações causadas pelo fólio (anexo 10)
 ϕ_0 - ângulo que parametriza o raio adimensionalizado x_0 (de onde é emitida uma linha de vórtices)
- ϕ_p - potencial de velocidades par que compõe o potencial de velocidades devido às perturbações causadas pelo fólio (anexo 10)
- λ - comprimento de onda da flutuação na velocidade incidente em um perfil
 λ_{iw} - coeficiente de avanço da esteira plenamente desenvolvida (anexo 9)
 λ_s - coeficiente de avanço da embarcação
- μ_1 - inclinação do fluxo em relação ao ângulo de passo geométrico β (considerando as velocidades induzidas) em cada ponto de controle P_i (anexo 14)
- v - coordenada que parametriza as coordenadas r e ψ (equação A8.10 do anexo 8)
- θ - posição angular medida a partir do ângulo zero da lamina do propulsor (posição vertical da lamina), no sentido de rotação do mesmo
 $\theta_c(r)$ - ângulo entre a linha que liga o centro do bossó ao ponto de aplicação da força $\underline{F}_c(r)$ no raio r e o eixo de referência do ângulo de skew
 $\theta_m(r)$ - ângulo entre a linha que liga o centro do bossó ao ponto de aplicação da força $\underline{F}_m(r)$ no raio r e o eixo de referência do ângulo de skew
 θ_l - coordenada cilíndrica do bordo de ataque da lamina
 $\theta_l(r)$ - ângulo entre a linha que liga o centro do bossó ao ponto de aplicação da força $\underline{F}_l(r)$ no raio r e o eixo de referência do ângulo de skew
 θ_r - coordenada cilíndrica do bordo de fuga da lamina

- p - densidade do fluido
 p(m) - densidade do material da lâmina
 P^m e P^{m+1} - raios limites de um painel do propulsor
- σ - índice de cavitação (capítulo 5)
 σ - tensão normal total do perfil (a presença do índice a superior indica que a tensão é alternada) (capítulo 7)
 σ^c - tensão normal devido à força centrífuga
 σ_v - tensão de Von-Mises (a presença do índice a superior indica que a tensão é alternada)
 $\sigma_{m,n}$ - intensidade da fonte discreta situada na posição m,n
 $\sigma^N(r)$ - tensão normal devido à força normal (a presença do índice a superior indica que a tensão é alternada)
 σ_f - tensão limite de fadiga para um determinado número de ciclos
 σ_u - tensão de ruptura do material
 σ_y - tensão de escoamento do material
 $\sigma_{1,2}$ - tensões principais (resultantes do círculo de Mohr) (a presença do índice a superior indica que a tensão é alternada)
- r - razão entre a espessura máxima e a corda de um perfil
 r - tensão de cisalhamento (a presença do índice a superior indica que a tensão é alternada) (capítulo 7)
 r_{max} - tensão de cisalhamento máxima (resultante do círculo de Mohr) (a presença do índice a superior indica que a tensão é alternada)
 r_p - tensão de cisalhamento devido ao cortante (a presença do índice a superior indica que a tensão é alternada)
 r_T - tensão de cisalhamento devido ao torsor (a presença do índice a superior indica que a tensão é alternada)
- v = viscosidade cinemática do fluido
 ω - velocidade de rotação do propulsor
- ξ - eixo coordenado paralelo ao eixo x (anexo 10)
 ψ - função de corrente (anexo 10)
 ψ_p - ângulo entre a posição de onde sai uma linha de vórtices helicoidal da esteira e a posição do ponto onde se deseja medir a velocidade por ela induzida (anexo 8)
 ψ - coordenada cilíndrica do ponto P (anexo 8)
- ζ - somatória complexa do potencial de velocidades (ϕ) e da função de corrente (ψ) (anexo 10)

nas lâminas e características de alguns materiais utilizados na construção de propulsores. (definidos através de um modelo de cálculo baseado nas funções de Sears), [critérios de projeto estrutural da lâmina e um modelo de cálculo para a determinação do diâmetro último do propulsor]. Por fim, são mostradas algumas características necessárias aos perfis usados (definidos através de um modelo de cálculo baseado nas funções de Sears), [critérios de definição do número de lâminas e do ângulo de skew através de esforços vibratórios Sustentação, são analisadas, nesta dissertação, critérios de cavitação, critérios para a Além da metodologia de projeto pelas Teorias de Linha e de Superfície de

projetado, como a Teoria da Superfície de Sustentação e o Método dos Elementos Finitos. bem definida, são empregadas teorias mais sofisticadas para a análise do propulsor vigas para o projeto estrutural. Em ciclos posteriores, em que a geometria da lâmina já está simples como as teorias de sustentação para o projeto hidrodinâmico e a teoria de mesma forma que o projeto de embarcações. Nos primeiros ciclos, são usadas teorias A metodologia de projeto de propulsores segue a espiral de projeto, da

como é o caso do submarino.

embarcações que necessitem ter características de emissão de ruído extremamente baixas, que não apresenta problemas mais sérios à lâmina mas que é de importância fundamental às Tal é o caso do estudo da cavitação devido à emissão de vórtices de ponta, cavitação esta interesse específicos de propulsores de embarcações militares, em particular de submarinos. apresentadas ser usadas para quaisquer propulsores, [são estudados, também, fatos de Embora este trabalho procure ser abrangente, podendo as teorias aqui

apresentar alguns critérios utilizados para o projeto de propulsores de alto skew. Esta dissertação visa descrever a metodologia de projeto de propulsores e

RESUMO

Besides the Lifting Line and Surface Methods, this thesis also analyses a criteria for cavitation, a criteria for the definition of the number of blades and the skew angle based on the vibratory forces (these forces are calculated using the Sears functions), a criteria for the structural project and a criteria for determining the optimum diameter. Finally, some characteristics of the blade sections and the materials used in propeller construction are analysed.

The propeller project method follows the project spiral like in a ship project. In the first cycles, simple theories are used like the Lifting Line Theory for the hydrodynamics project and the beam theory for the structural project. In later cycles, more elaborated theories are used for the propeller analysis, like the Lifting Surface Theory and the Finite Element Method.

Despite the fact that this work tries to be general, allowing the theories presented herein to be used in any kind of propellers, it also describes some particular cases related to military ships like the submarine propeller. So is the case of the tip vortex cavitation. This kind of cavitation does not damage the blade but it has a great importance to the ships that needs to have low noise emission characteristics, like the submarine.

This thesis attempts to describe the propeller project method and to present some criteria used in the project of highly skewed propellers.

ABSTRACT

1 - INTRODUÇÃO

1.1 - HISTÓRICO DO DESENVOLVIMENTO DE PROPULSORES

A ideia do uso da forma helicoidal em equipamentos hidrodinâmicos não é recente. De fato, encontram-se na história relatos do uso deste tipo de geometria para realizar a função de mover substâncias ou objetos. Há exemplos desde a Grécia antiga quando Arquimedes (287-212 BC) usou uma helicóide destinada a bombear água. Entretanto, Arquimedes atribuiu este tipo de equipamento aos egípcios, que o usavam para irrigação. Séculos depois, durante o Renascimento, os desenhos de Leonardo da Vinci (1452-1519) retratavam helicóides usadas como turbinas e para bombeamento. Na área da aerodinâmica, Leonardo da Vinci aplicou o princípio da helicóide para geração de empuxo ao conceber a ideia do helicóptero.

A ideia de se adotar a helicóide de Arquimedes como equipamento de propulsão naval é atribuída a Toogood e Hayes (Inglaterra - 1661). Mas o seu uso prático só pode ocorrer após o advento da propulsão a vapor. Mesmo assim, foi atrasado em virtude da inadequabilidade do uso de roda de pás nos primeiros vapores. Outras pessoas como o inglês James Hooke (1680) e o francês Du Ques (século XVIII) investigaram a ideia do uso do hélice como propulsor naval. Mas somente no início do século XIX (entre 1802 e 1804) chegou-se a um resultado prático quando o americano John Stevens of Hoboken alcançou uma velocidade entre 6 e 7 nós com a sua embarcação "Little Juliana", equipada com dois propulsores de quatro lâminas. Mas suas ideias não tiveram boa aceitação em virtude da falta de interesse naquela época.

Em 1836, foram concedidas duas patentes inglesas para propulsores, uma para o inglês Francis Pettit Smith e outra para o capitão sueco John Ericsson. O propulsor de

Smith, construído em madeira, tinha originalmente duas voilias completas. Porém, após uma colisão no canal de Paddington, em que metade do propulsor foi arrancada, sua embarcação imediatamente ganhou velocidade. Através desta observação, Smith decidiu aumentar o número de lâminas e reduzir a sua largura, chegando a um formato não muito diferente dos propulsores modernos. Por sua vez, a patente de John Ericsson foi relativa a um propulsor contra-rotativo.

As experiências de Pettit Smith na Inglaterra impressionaram Isambard Kingdom Brunel com a performance superior do propulsor sobre as rodas de pás. Por isso, ele alterou o projeto do navio Great Britain, que já estava em construção. Este navio, que possuía 322 ft de comprimento e 50.6 ft de boca, era a maior embarcação daquela época, tendo sido o primeiro a cruzar um oceano utilizando um propulsor. Por suas características construívas (casco inteiramente de ferro, duplo fundo, anteparas estanques, leme balancado e formato hidrodinâmico) foi considerado como sendo o primeiro navio moderno e confirmou a superioridade dos propulsores sobre as rodas de pás.

Ao final da primeira metade do século XIX, surgiu o uso do camber para gerar a sustentação. Os desenvolvimentos nesta época eram principalmente devido a testes de modelos em instalações de pesquisa, como as de William Froude, Charles Parsons e o Netherlands Ship Model Basin (hoje denominado MARIN).

Em 1869, C. Sharp patenteou nos Estados Unidos um propulsor que operava parcialmente submerso (surface-piercing) para propulsão de embarcações em águas rasas. O propulsor desenvolvido por Sharp utilizava perfis com camber para gerar o empuxo.

Alguns anos mais tarde, ao final do século XIX, teve-se as primeiras ocorrências do fenômeno de cavitação em propulsores, verificadas por Charles Parsons

As primeiras pesquisas sobre a teoria de sustentação datam de 1907, quando Lanchester publicou o estudo "Aerial Flight". A teoria de sustentação primeiramente usada no projeto de propulsores foi a Teoria da Linha de Sustentação, que modela a lamina como uma linha de vórtices. Porém, a Teoria da Linha de Sustentação sozinha não é suficiente para se modelar uma lamina de propulsor, em virtude da sua razão de aspecto ser baixa, na maioria dos casos. Assim, na década de 60, desenvolveu-se o uso da Teoria da Superfície de Sustentação, que leva em consideração a forma geométrica da lamina. O uso destas teorias

(NACA).

Em 1952, Tulin iniciou estudos teóricos de cavitação no David Taylor Model Basin. Estes estudos foram desenvolvidos inicialmente para estruturas finas, sendo usados posteriormente em hidrofólios e propulsores. Em 1955, iniciaram-se os trabalhos da Divisão de Hidrodinâmica do Langley Laboratory da National Advisory Committee for Aeronautics

Nas primeiras décadas do século XX, teve início o estudo de propulsores cavitantes para hidropianos e lanchas rápidas de corrida. Alguns anos mais tarde, em 1940, Postumne iniciou, na Rússia, as primeiras investigações sistemáticas a respeito de supercavitação em propulsores. Em 1944, durante discussões sobre os trabalhos de Postumne em Londres, foram apresentados alguns resultados obtidos por Todd no National Physics Laboratory, em Teddington. Esses trabalhos, iniciados em 1939, foram interrompidos neste mesmo ano por causa do início da Segunda Guerra Mundial.

During também apresentou problemas relacionados à cavitação. Durante os testes no navio Turbinia. A cavitação no Turbinia manifestou-se pela baixa velocidade alcançada. O navio fora projetado para 30 nós e atingiu somente 20 nós. Após investigações laboratoriais, o problema foi solucionado através da montagem de três propulsores em três eixos na embarcação. Nesta mesma época, o vaso de guerra britânico

tornou-se muito difundida com os avanços da tecnologia computacional nestes últimos trinta anos. Isto tornou possível o projeto de propulsores racionalmente, o que reduziu muito a emissão de ruído e a ocorrência de cavitação.

1.2 - DEFINIÇÃO E APRESENTAÇÃO DO TEMA

O objetivo desta dissertação é desenvolver a teoria e a metodologia de projeto racional de propulsores, com ênfase em propulsores de alto skew.

O projeto racional de propulsores possui vantagens sobre o projeto por séries sistemáticas. A esteira de uma embarcação se caracteriza por variar tanto no sentido radial (do centro do propulsor para sua periferia) como no sentido angular. Estas variações não são levadas em consideração ao se usar séries sistemáticas, sendo a distribuição de passo da lâmina do propulsor pré-estabelecida pela série. O projeto racional pelas teorias de circulação leva em consideração a esteira média ao longo de cada raio (na fase de projeto pela TLS ou de análise pela TSS, a variação angular é usada). Desta forma, é possível se realizar o cálculo de propulsores adaptados ao campo de velocidades radiais médias que caracterizam a esteira da embarcação. O projeto, feito deste modo, permitirá que o escoamento fluido sobre a lâmina ocorra com a mínima queda de pressão no bordo de ataque, reduzindo os problemas de separação e cavitação. Serão descritas, assim, as Teorias da Linha e da Superfície de Sustentação.

Embora não seja considerado na fase de projeto pelas teorias de sustentação, a variação angular da esteira provoca oscilações no ângulo de ataque do fluido sobre a

lâmina, resultando em variações na força de sustentação. Isto causa problemas de vibração sobre a lâmina e eixo propulsor, influenciando também na resistência estrutural (devido ao problema de fadiga). Um método empregado para se reduzir estes efeitos é o uso de propulsores de alto skew (ou seja, alto ângulo de torção da lâmina). O projeto da torção na lâmina é feito de modo que esta penetre na esteira de forma suave, evitando que a variação das forças de sustentação em cada perfil radial produza uma força variável de grande intensidade. Os propulsores de alto skew possuem o inconveniente da necessidade de maiores cuidados no projeto estrutural pois o efeito da torção sobre a lâmina se torna mais influente. Provocam também uma pequena queda de rendimento em relação a propulsores convencionais, em virtude da maior tridimensionalidade do fluxo (ocorrem fluxos secundários com componentes normais ao fluxo principal sobre cada perfil da lâmina). Em contrapartida, além de diminuírem os esforços vibratórios, nota-se uma redução na tendência de ocorrer cavitação nos propulsores de alto skew. O modelo utilizado para a determinação dos esforços variáveis de acordo com o ângulo de skew estabelecido é um modelo bidimensional não permanentemente baseado nas funções de Sears. Desta forma, em cada perfil que compõe a lâmina, o esforço é calculado, levando em conta a influência da vorticidade emitida pela esteira do perfil e o efeito da massa adicional equivalente devido a velocidade variável normal a ele. Este modelo será corrigido pela razão de aspecto da lâmina.

Um outro assunto que será verificado nesta dissertação é o projeto da lâmina de modo a se evitar cavitação. Este projeto é feito de modo a se levantar para cada perfil, qual a relação conveniente entre a espessura e o comprimento da corda. O fenômeno da cavitação é descrito em suas diversas formas de ocorrência, sendo que uma atenção especial é dada ao fenômeno da cavitação devido aos vórtices de ponta da lâmina. Este tipo de cavitação é pouco descrito na literatura, possivelmente em virtude de não ocasionar danos ao propulsor pois a propagação da cavidade ocorre na esteira do propulsor. A sua importância

propulsor pois a propagação da cavidade ocorre na esteira do propulsor. A sua importância reside no fato de que as vorticidades emitidas pela lamina emitem ruído, devendo ser pesquisadas com prioridade quando o uso do propulsor for em embarcações que necessitem de um baixo nível de ruído irradiado para o cumprimento de sua missão (como o propulsor de submarinos, por exemplo). O modelo que será utilizado será baseado nos vórtices de Rankine. Trata-se de um modelo bastante simples mas que permite visualizar os fatores que possuem influência no processo de formação dos vórtices de ponta.

Quanto ao projeto estrutural, foi utilizado um modelo baseado na teoria de vigas que permitisse o cálculo das tensões de cisalhamento resultantes do alto skew da lamina. Foi feito, também, o cálculo das tensões alternadas a partir dos esforços variáveis. Estes esforços são obtidos através do modelo bidimensional não permanente e das funções de Sears (modelo igual ao usado no cálculo de esforços alternados devido ao ângulo de skew). Através da composição das tensões contínuas e das alternadas, pode-se levantar para cada perfil da lamina uma relação entre a espessura e o comprimento da corda, de modo a se garantir a resistência estrutural. Desta forma, usando também a relação determinada de acordo com a cavitação, define-se a espessura e o comprimento da corda dos perfis que compõe a lamina.

Para complementar o projeto do propulsor, são analisados outros parâmetros que não são definidos pelas teorias de sustentação ou pela resistência estrutural. Desta forma, desenvolve-se um procedimento para se estimar o diâmetro ótimo do propulsor baseado na formulação proposta por Burnier. Esta formulação é adaptada através do uso de resultados de séries sistemáticas. Um outro aspecto analisado é o formato da família dos perfis que serão usados na lamina. A distribuição de espessuras e de camber deve ser escolhida de forma adequada a fim de se permitir que estes perfis possam operar com uma

variação razoável do seu ângulo de ataque sem apresentar a ocorrência de separação ou cavitação.

Devido à indisponibilidade atual de tanques de cavitação com instrumentação adequada ou de outras instalações laboratoriais e do alto custo dos ensaios de propulsores, a confirmação experimental ou calibração de alguns modelos de cálculo apresentados não é possível. Deste modo, ao longo do texto, serão utilizados resultados disponíveis em referências bibliográficas, de forma a checar estes modelos.

2 - REVISÃO DA LITERATURA

As teorias utilizadas em projeto de propulsores podem ser agrupadas em três diferentes grupos: As teorias de Momentum, a teoria do elemento de lamina e as teorias de circulação. Estas três teorias são descritas de forma resumida na referência 2 e 10.

A teoria do Momentum foi desenvolvida originalmente por RANKINE⁴⁹, GREENHILL²³ e FROUDE¹⁶. Esta teoria modela o propulsor como um disco ou mecanismo capaz de impor à água um aumento de pressão, que causa uma aceleração uniforme ao fluido. Na teoria do Momentum propriamente dita, não se leva em consideração a aceleração rotacional do fluido. Assim, considera-se apenas a aceleração na direção axial. Uma outra teoria bastante similar, a teoria do impulso já leva em conta esta aceleração angular. Estas teorias possuem o inconveniente de não permitir se descrever a geometria da lamina. Porém, levam a uma conclusão importante, estabelecendo que a eficiência de um propulsor ideal possui um limite superior, que varia de acordo com o carregamento do mesmo.

A teoria dos elementos de lamina foi desenvolvida independentemente por FROUDE¹⁷, em 1878 e por DRZEWIECKI¹², em 1885. Nesta teoria, a lamina é considerada como sendo composta por vários folhos bidimensionais. O empuxo e o torque são obtidos através da análise e integração dos esforços atuantes em cada seção da lamina. São utilizados dados de aerofolhos bidimensionais e, a menos que se façam correções devido a tridimensionalidade da lamina, podem ocorrer desvios devido à baixa razão de aspecto das laminas de propulsores. Esta teoria não permite o cálculo das velocidades induzidas pelas folhas de vórtices emitidas pelas laminas, o que leva a erros inaceitáveis. Entretanto, possui a virtude de prover os conceitos básicos sobre folhos, que são utilizados nas teorias de sustentação.

O primeiro desenvolvimento na direção do uso da teoria de sustentação

ocorreu quando LANCHESTER publicou seu estudo "Aerial Flight" em 1907, conforme citam ECKHARDT e MORGAN¹³ e ALLISON². Neste trabalho, LANCHESTER mostrou que uma superfície de sustentação pode ser conceitualmente modelada por uma linha de vórtices. Quando a circulação destes vórtices é combinada com um escoamento linear, uma força perpendicular à velocidade incidente é gerada. Este conceito, que é difundido na Teoria da Linha de Sustentação, foi desenvolvido matematicamente por PRANDTL⁴⁸. Posteriormente, HELMBOLD, GOLDSTEIN²⁰ e outros aplicaram esta teoria para o projeto de propulsores.

Verificou-se, entretanto, que as lâminas de propulsores com baixa razão de aspecto, desenvolvidos por esta teoria, apresentavam deficiências no passo. De fato, quanto menor a razão de aspecto, menos a lâmina se aproxima de uma linha, sendo maiores os efeitos tridimensionais. Métodos empíricos foram desenvolvidos por HILL²⁵ para se determinar o necessário aumento no ângulo de ataque que superaria esta deficiência.

LEBBS³⁵ desenvolveu, em 1952, um método rigoroso de cálculo de propulsores pela Teoria da Linha de Sustentação, baseado em fatores de indução, permitindo o seu projeto de acordo com princípios hidrodinâmicos. Desta forma, reduziu-se ao mínimo as correções empíricas necessárias. Este trabalho constitui uma descrição pormenorizada do cálculo baseado na TLS, sendo fundamental para a compreensão da metodologia do projeto.

ECKHARDT e MORGAN¹³, em 1955, apresentaram um método de projeto também baseado na Teoria da Linha de Sustentação. Este método, denominado de método aproximado, emprega as funções de Goldstein. A diferença entre este método e o método dos fatores de indução de Lerbs (método rigoroso) está no procedimento para se determinar as velocidades induzidas, a distribuição de circulação e a razão comprimento-lift. Após estas

determinações, os métodos são idênticos. Os autores citam que os resultados são suficientemente acurados, tanto quando comparados com os de outros métodos como através dos resultados de ensaios com modelos. Apresentam também como vantagem, o fato de ter reduzido em muito a necessidade de cálculos que o método rigoroso de Lerts necessitava. Realmente, na década de 50, isto representava uma redução de tempo de cálculo. Porém, atualmente, o uso de computadores torna possível o projeto de propulsores pelo método rigoroso de Lerts em segundos, reduzindo a necessidade do uso de métodos aproximados.

Mas, conforme mencionado, a modelagem da lâmina do propulsor pela Teoria da Linha de Sustentação produz deficiências no passo, tanto maiores quanto menor o razão de aspecto da lâmina. Encontra-se na literatura trabalhos referentes ao emprego de correções baseadas na Teoria da Superfície de Sustentação. MORGAN et al.⁴⁴ apresentaram fatores de correção para o camber e ângulo de ataque ideal de acordo com o carregamento e espessura da lâmina para uma série de propulsores que utilizavam distribuição de espessuras NACA 66 com linha média NACA $a=0.8$. Os resultados obtidos pelos autores mostram que o camber e ângulo de ataque ideal tridimensionais são em geral maiores que o camber e o ângulo de ataque ideal bidimensionais, para o mesmo coeficiente de sustentação. Os fatores de correção propostos pelos autores levam em consideração a razão área expandida sobre área do disco, o número de lâminas e o ângulo de skew da lâmina. Conforme pode ser verificado, a geometria da lâmina assume um papel fundamental nas correções.

A Teoria da Superfície de Sustentação permite que seja discretizada a geometria da lâmina, distribuindo sobre uma superfície de referência fontes, sorvedouros e vórtices, que simulam o escoamento sobre a mesma. Esta teoria utiliza dados provenientes da TLS para a definição inicial da superfície de referência da lâmina. KERWIN²⁹ descreve um procedimento para análise de propulsores pela TSS, na qual especifica-se uma superfície

de referência aonde são colocadas singularidades. Esta superfície de referência é definida previamente através da Teoria da Linha de Sustentação. Este procedimento permite que se introduza todos os parâmetros geométricos da lâmina, inclusive o skew e o rake. Além de descrever a geometria da lâmina, permite também alterar o ângulo de passo da esteira do propulsor, variando-o entre o ângulo de passo hidrodinâmico e o geométrico. Esta variação, entretanto, depende da experiência do projetista pois não há uma teoria que defina com precisão como é o comportamento do ângulo de passo da esteira. Outra possibilidade no procedimento de cálculo mostrado por KERWIN²⁹ é se alterar a distribuição de circulação na lâmina de modo a se descarregar as proximidades do tip, evitando problemas de cavitação nesta região.

Os estudos baseados nas teorias de sustentação descrevem a esteira do propulsor como uma folha de vórtices helicoidais igualmente espaçados. Com esta geometria bem definida, é possível calcular as velocidades induzidas nas lâminas por esta folha de vórtices. Porém, a esteira do propulsor é muito mais complexa do que esta descrição convencional. Em sua tese de doutoramento no MIT, LOUKAKIS³⁹ apresenta um modelo mais complexo da esteira de um propulsor, pesquisando o fenômeno de enrolamento de vórtices (similar ao que ocorre em asas, conforme descrito na referência 47) e de contração da esteira, que não são considerados nas teorias de sustentação. Na introdução de seu trabalho, LOUKAKIS cita que o modelo universalmente utilizado da esteira do propulsor, que consiste em linhas de vórtice sem contração e com ângulo de avanço constante, é um modelo de necessidade, que não pode ser justificado teoricamente. Cita também que o contínuo uso deste modelo de esteira teoricamente incorreto é devido ao fato de que ele produz resultados razoáveis para propulsores convencionais moderadamente carregados. De fato, a tentativa de se representar a esteira como realmente ela é resultaria em um modelo matemático excessivamente complexo e difícil de representar matematicamente. GRIFFLEY

e KERWIN²¹ também citam o problema do enrolamento da folha de vórtices, dividindo a esteira em uma região de transição, aonde ocorre o enrolamento, e uma região plenamente desenvolvida, caracterizada pela presença de um vórtice de bosso e de g vórtices de ponta já enrolados (um por lamina).

Embora as teorias de sustentação encontrem-se bastante difundidas, um método ainda empregado em projetos preliminares é o emprego de séries sistemáticas de propulsores, como as séries de Wageningen (KUIPERS³²). Estas séries consistem em famílias de propulsores nas quais alguns parâmetros principais são variados sistematicamente. O uso de estas séries deve ser visto com restrições quando o requisito de ausência de cavitação for importante. Os propulsores por elas projetados possuem distribuição de passo pré definida, não sendo assim, adaptados a esteira. Portanto, a entrada do fluido na lamina ocorre fora do ângulo de ataque ideal, tornando este propulsor propenso a apresentar cavitação.

A importância do estudo do fenômeno de cavitação aumentou consideravelmente nas últimas décadas com o advento de navios de grande deadweight e altas velocidades. VAN OOSSANEN³⁸ apresentou no International Centre of Mechanical Sciences (Udine, Itália - 1971) um estudo dos problemas associados com o teste de modelos de embarcações, com ênfase particular no estudo da cavitação em propulsores. Em seu estudo, o autor descreve a física do processo de cavitação, dividindo-a de acordo com o seu processo de formação (cavitação gasosa ou vaporosa) e de acordo com a sua natureza física (cavitação em folhas, bolhas, nuvem, e devida aos vórtices de ponta e de bosso). A importância desta última divisão encontra-se no fato de que ela permite compreender qual foi o fenômeno físico que gerou cada tipo de cavitação, permitindo assim a sua análise. VAN OOSSANEN descreve também os efeitos da cavitação em propulsores e o problema de se obter similaridade em testes de modelos.

Na visão de KUIPERS³³(1993), a cavitação devido aos vórtices de ponta é intratável na fase de projeto, sendo apenas possível fazer seu controle através de testes de modelos. De fato, a modelagem deste tipo de cavitação apresenta dificuldades, com vários fatores contribuindo para torná-la imprecisa. Em outra referência, KUIPERS³¹ descreve o fenômeno do enrolamento da folha de vórtices e apresenta modelos da estrutura de um vórtice de ponta, os quais são usados para verificar a ocorrência de cavitação em seu núcleo.

importância.

O estudo da cavitação devido aos vórtices de ponta é pouco difundido, possivelmente porque este tipo de cavitação não causa danos à lamina. As cavidades escoam pela esteira do propulsor, não ocorrendo desta forma a implosão das mesmas sobre a superfície da lamina. Porém, a injeção deste tipo de cavitação produz ruído, antes mesmo que ela seja vista. Para certos tipos de embarcações militares ou de pesquisa, em que o nível de ruído emitido necessita ser extremamente baixo, este tipo de cavitação assume grande

de bosso).

A fim de se permitir o projeto do propulsor sem a ocorrência de cavitação, BROCKETT⁷ realizou um estudo, patrocinado pelo Bureau of Ships, em que determina os envelopes de pressão mínima para os folios NACA 66 (TMB modified nose and tail), Buships Type I (NACA 16 modificado com camber parabólico) e Buships Type II (NACA 16 com camber parabólico), que são normalmente utilizados em propulsores. Este estudo é apresentado na forma de gráficos que permitem a seleção do folio ótimo (folio que permite a maior variação do ângulo de ataque sem a ocorrência de cavitação para um dado coeficiente de pressão mínimo). O uso destes gráficos é restrito ao projeto de laminas de propulsores livre de cavitação em forma de folhas ou de bolhas, não considerando as formas de cavitação geradas pelas vorticidades emanadas pela lamina (cavitação devido aos vórtices de ponta e

No que se refere às vibrações introduzidas no eixo em virtude da operação do propulsor no campo de estera variável da embarcação, tem-se que a utilização da torção da lamina representa um método eficiente de reduzi-las. A distribuição do ângulo de torção na

experimentais neste campo.

rugosidades distribuídas com este fim, sendo interessante se realizar pesquisas teóricas e As conclusões do trabalho destes autores mostram que é possível o uso benéfico de procedimento foi experimentado recentemente por JOHNSON e RUTGERSSON²⁷(1991). Tal devido aos vórtices de ponta é uma distribuição criteriosa de rugosidades na lamina. Tal conclui-se que um parâmetro que pode ser usado para se retardar a injeção de cavitação física do fenômeno e tirar algumas conclusões sobre como evita-lo. Através deste modelo, contenha imprecisões, devendo ser calibrado experimentalmente, ele permite compreender a Embora este modelo de estudo de cavitação devido aos vórtices de ponta

vórtice de Rankine.

vórtices de ponta emitidos pelas asas. Na modelagem da vorticidade, utiliza-se o modelo do experiências de LATORRE³⁴ visavam estudar o ruído emitido pela cavitação devida aos Por sua vez, LATORRE³⁴ descreve ensaios com asas em um túnel de cavitação. As OKAMURA utiliza o modelo de Rankine para comparações com as medições realizadas. distribuição de velocidades e as estruturas dos vórtices emanados pelo propulsor. lamina (ao contrário dos tubos de Pitot convencionais). Desta forma, investiga-se a (Laser Doppler Velocimeter). Tal método tem a vantagem de não perturbar o fluxo sobre a utilizado para a medição do campo de velocidades em um modelo de propulsor, o LDV por OKAMURA⁴⁶ e por LATORRE³⁴. Em seu estudo, OKAMURA descreve um método mais detalhes posteriormente, no capítulo referente à cavitação. Tal modelo é usado também O modelo mais simples descrito por KUIPERR³¹, o do vórtice de Rankine, será visto com

lâmina é determinado de acordo com o número de lâminas e com os harmônicos da esteira. Esta distribuição deve ser feita de modo a minimizar os esforços vibratórios introduzidos no eixo. O modelo de cálculo empregado nesta dissertação foi o modelo bidimensional baseado nas funções de Sears e corrigido pela razão de aspecto do propulsor. O desenvolvimento da função de Sears pode ser encontrado na literatura, como por exemplo em NEWMAN⁴⁵. O uso da função de Sears altera a formulação da força de lift variável gerada em uma superfície de sustentação, quando esta é submetida a um escoamento não estacionário. Esta função considera o efeito da velocidade de downwash produzida pelas vorticidades emanadas na esteira do propulsor e o efeito da massa adicional equivalente arrastada pelo perfil devido à componente normal da velocidade incidente sobre o mesmo.

O modelo de cálculo usando as funções de Sears não possui a precisão dos métodos baseados na Teoria da Superfície de Sustentação. Mas é um método que possibilita uma estimativa razoável dos esforços alternados e permite comparar diferentes distribuições de ângulo de torção. Uma avaliação dos resultados obtidos por diferentes métodos de cálculo de esforços vibratórios pode ser feita através do exercício proposto pelo 13^o INTERNATIONAL TOWING TANK CONFERENCE. Este exercício propõe que várias instituições realizem cálculos de esforços vibratórios em um determinado propulsor operando a ré de um modelo. Os testes realizados com o propulsor e modelo são descritos por WERBLD SMA⁵⁹, No 14^o ITTC, SCHWANCKE⁵¹ publicou os resultados dos cálculos. Os métodos de cálculo empregados se dividiram em três grupos (Métodos baseados na TSS, métodos baseados em teorias aproximadas para fluxos não estacionários e métodos baseados em teorias quase permanentes). Os resultados apresentaram uma flutuação considerável, até mesmo nos métodos baseados na TSS, demonstrando as dificuldades no cálculo analítico dos esforços alternados.

O estudo da resistência estrutural da lâmina assumiu um papel importante nas últimas décadas, em virtude da necessidade de se obter lâminas com perfis cada vez mais finos, pequena inércia e melhores características hidrodinâmicas. O carregamento sobre a lâmina (tanto o contínuo como o alternado), aliado a sua geometria tornam este cálculo bastante complexo. A necessidade de se classificar as embarcações fez com que, na maioria das vezes, o propulsor fosse estruturalmente projetado segundo os critérios de sociedades classificadoras. Estes critérios embutem coeficientes de segurança normalmente altos no cálculo da espessura (normalmente de ordem superior a 5), que englobam os problemas resultantes das tensões alternadas. A importância do propulsor tanto nas embarcações

de M_y e M_z) e momento torsor alternado M_x .

F_z), o empuxo alternado F_x , o momento transversal alternado M_t (resultado da composição trabalha-se apenas com a força transversal alternada F_t (resultado da composição de F_y e sempre se minimizar as componentes significa minimizar o esforço total. desta forma, verifica-se que é mais interessante compor as forças laterais e momentos fletores pois nem cada regime de operação da embarcação. Entretanto, analisando-se esta função objetivo, atribuídos de acordo com o esforço que apresenta condições de provocar ressonância em adimensionalizados pelo empuxo e torque médios. Esta função é alterada por pesos momentos variáveis em cada um dos três eixos coordenados (F_x , F_y , F_z , M_x , M_y e M_z), GREENBLATT²² utiliza uma função objetivo, a ser minimizada, que relaciona as forças e lâmina deve ser aquele cuja frequência esteja perto da ressonância no eixo. torcionais, laterais e axiais. O esforço que deve ser reduzido com a introdução da torção da compressão. Por sua vez, o eixo possui frequências naturais correspondentes às vibrações O hélice introduz no eixo esforços alternados de torção, momento fletor e força de esforço cuja frequência se aproxima da frequência natural correspondente do eixo propulsor. Um fator que deve ser considerado no projeto da lâmina com skew é qual o

O projeto estrutural deve englobar o cálculo de esforços contínuos e alternados, avaliando-os segundo um critério de fadiga adequado. O cálculo de tensões contínuas pela teoria de vigas é mostrado de forma sistemática e racional por KRYSER e ARNOLDUS³⁰. Esta referência, embora cite a necessidade do cálculo das tensões alternadas, não entra em detalhes práticos deste cálculo. O trabalho destes autores é referente a um propulsor de baixo ângulo de torção da lâmina. Ao se utilizar esta referência, deve-se

corroborar estes materiais.

materiais neles utilizados, sendo uma boa fonte de dados sobre resistência à fadiga e totalidade dos trabalhos apresentados foi referente à resistência estrutural de propulsores e NAVAL ARCHITECTS AND MARINE ENGINEERS (SNAMPE). Neste Simpósio, quase a de propulsores gerou o simpósio "PROPELLERS 78", promovido pela SOCIETY OF A necessidade de se aprimorar o conhecimento sobre a resistência estrutural

tensões de cisalhamento resultantes do ângulo de torção da lâmina.

geometria, especialmente em propulsores de alto skew. Neste caso, deve-se considerar as projeto. Porém, a modelagem da lâmina por esta teoria não permite descrever a sua cálculo de tensões na lâmina com simplicidade e rapidez, sendo conveniente na fase de sendo uma viga com seção variável. A vantagem do uso desta teoria é que ela permite o de vigas. Esta teoria foi proposta por TAYLOR⁵⁴ e consiste em se modelar a lâmina como A teoria mais empregada no cálculo de propulsores convencionais é a teoria

racional adequado.

segurança alto, desprezando-se um estudo de esforços alternados não condiz com um projeto não ocorram quebras em hipótese alguma. Porém, o simples emprego de um coeficiente de militares (segurança) como para embarcações mercantes (economia) torna necessário que

atenar, portanto, para algumas simplificações que são válidas para um propulsor convencional e não para um propulsor de alto skew.

Para o cálculo dos esforços alternados, pode-se seguir a mesma metodologia utilizada no cálculo dos esforços vibratórios devido ao skew e utilizar as formulações simples de teoria de vigas para se calcular as tensões. Desta forma, tem-se uma estimativa das tensões contínuas e alternadas, as quais podem ser compostas por critérios de fadiga (citados, por exemplo, em SHIGLEY⁵³). Tendo sido a geometria da lâmina estruturalmente definida após alguns ciclos de projeto, deve-se fazer uma análise do propulsor pelo método dos elementos finitos, e alterá-lo caso seja necessário.

3 - METODOLOGIA DE PROJETO DO PROPULSOR

A metodologia de projeto do propulsor que será descrita neste capítulo tem como objetivo ser abrangente. Desta forma, ela é válida para quaisquer tipos de embarcações. Sempre que for o caso, no entanto, será feita a distinção entre o uso de determinadas técnicas para propulsores de submarinos ou para embarcações de superfície.

Da mesma forma como no projeto de uma embarcação, o projeto do propulsor pode ser feito utilizando-se a metodologia da espiral de projeto. Isto se deve ao fato de que, no início, dispõe-se apenas de dados básicos, oriundos dos requisitos estabelecidos pelas características da embarcação e do seu sistema propulsor. A partir destes dados, começa-se o primeiro ciclo da espiral, no qual várias características são determinadas. Estas características serão utilizadas como dados de entrada no ciclo seguinte. Deste modo, não é necessário, nem possível, nos primeiros ciclos, utilizar metodologias sofisticadas. É mais conveniente o uso de metodologias simples e rápidas como a Teoria da Linha de Sustentação (projeto hidrodinâmico) e teoria de vigas (projeto estrutural). Definida a geometria básica da lamina, pode-se passar para o uso de técnicas mais refinadas nos ciclos seguintes, como a Teoria da Superfície de Sustentação e o Método dos Elementos Finitos. Na figura 3.1 é apresentada uma espiral de projeto de um propulsor.

3.1 - METODOLOGIA DE PROJETO

O projeto de um propulsor deve ser feito de forma a se alcançar o melhor desempenho, sendo este desempenho definido a partir do tipo de embarcação em que ele será usado. Para embarcações mercantes, em que o fator preponderante é a redução de custos, é necessário que a eficiência seja máxima (desde que outros parâmetros não comprometam o propulsor como, por exemplo, a cavitação). Assim, o parâmetro eficiência deve ser usado

O passo a seguir será determinar qual a melhor combinação entre rotação e diâmetro que permita se atingir o melhor desempenho. Estes dois parâmetros são definidos sempre em conjunto, em virtude de afetarem a eficiência simultaneamente. A escolha do parâmetro-rotação é feita a partir da estimativa da potência necessária ao equipamento acionador, conforme os procedimentos que são apresentados no capítulo 8. Neste ponto, o projetista pode se deparar com dois casos: O acionamento direto através de motores ou

análise de esforços vibratórios.

propulsores de embarcações semelhantes, sendo verificado em ciclos seguintes através de usado no propulsor. O número de lâminas pode ser arbitrado inicialmente, com base em Neste ponto, ainda não há condições de se definir qual o melhor número de lâminas a ser aonde será instalado o propulsor e quais as características do seu equipamento acionador. disponíveis informações a respeito da distribuição de esteira radial e angular na posição embarcação e o empuxo necessário para a sua propulsão. Desta forma, devem estar propulsor, inicia-se o projeto propriamente dito, levantando-se as características da Após se definir qual a figura de mérito que medirá o desempenho do

de um menor nível de vibrações e de ruído emitido.

embora proporcionem uma pequena redução na eficiência, melhoram o desempenho através embarcações deste tipo, como um grande número de lâminas ou um alto ângulo de skew, partir do momento em que os padrões de ruído sejam aceitáveis. Certos aspectos usados em comprometam a sua atuação, ou seja, a busca pela eficiência máxima só pode ser feita a proporcione um nível de ruído irradiado dentro de determinados padrões que não secundário para se aferir o seu desempenho. Neste caso, é ideal que a embarcação militares (em particular o submarino), a eficiência pode ser considerada como um parâmetro para se medir o desempenho. Para outros tipos de embarcações, como algumas embarcações

acionamento indireto através de turbina e engrenagem redutora. Em um acionamento direto, poderá ocorrer do motor já ter uma rotação pré-definida ou do projetista ter poucas opções quanto a definição da rotação. Neste caso, o diâmetro é calculado de forma a proporcionar a melhor eficiência possível a partir do(s) valor(es) disponível(eis) para a rotação. Diâmetros maiores que o diâmetro ótimo calculado proporcionarão uma perda de eficiência devido ao aumento no arraste viscoso. No segundo caso, através do uso de engrenagem redutora, a rotação é liberada, devendo-se escolher o máximo diâmetro possível que se adapte à popa da embarcação e a partir deste diâmetro se definir a rotação que permita a máxima eficiência. Desta forma, estaremos usando um propulsor mais descarregado, ou seja, as velocidades induzidas e, portanto, as perdas serão menores (conforme será visto no capítulo 4).

Neste ponto, já se possui os dados necessários para se iniciar o projeto pela Teoria da Linha de Sustentação, que é descrita no capítulo 4. Esta teoria descreve o propulsor de forma simples, como sendo uma linha retilínea aonde são colocados vórtices. A variação destes vórtices na direção radial provocará a emissão de linhas de vórtices na esteira (pelo teorema de conservação de vorticidades) que, em virtude do movimento de rotação e de avanço do propulsor, se deslocarão na esteira como linhas helicoidais de raio e ângulo de passo constantes. Estas linhas induzirão velocidades sobre a lâmina do propulsor, que alterarão o seu ângulo de passo. O objetivo desta fase é se fazer a primeira definição geométrica da lâmina, calculando-se os seus ângulos de passo, seu carregamento e as velocidades induzidas pelas linhas de vórtices da esteira.

Nos cálculos pela T.L.S., não é necessário que se utilize uma distribuição de comprimento de cordas. Porém, esta pode ser arbitrada inicialmente através de propulsores semelhantes, melhorando-se assim a precisão nos cálculos através da estimativa do arraste viscoso.

Tendo sido feitos os cálculos pela TLS, já se há um conhecimento da distribuição de velocidades, de carregamento e de camber em cada perfil radial da lamina. Deste modo, pode-se passar para a fase seguinte, em que é feita uma verificação de cavitação na lamina. Para embarcações de superfície, o interesse maior é que não ocorra a cavitação de forma destrutiva na lamina, ou seja, deve-se evitar a formação de bolhas de vapor e a posterior implosão das mesmas sobre a superfície da lamina. Os gráficos

TLS.

Normalmente ocorre uma pequena queda de empuxo ao se utilizar a TSS, devendo ser feita uma compensação no ciclo seguinte, aumentando-se o empuxo requerido nos cálculos pela ser usada em ciclos posteriores quando a geometria da lamina já está bem definida. faça uma análise dos resultados pela Teoria da Superfície de Sustentação. Esta teoria pode de alto skew, em que o formato da lamina se afasta de uma linha, é indispensável que se ou seja, quanto maior for a sua razão de aspecto. Para laminas de baixa razão de aspecto ou Sustentação é tanto mais preciso quanto mais próximo de uma linha for o formato da lamina, O projeto do propulsor através da sua modelagem pela Teoria da Linha de

redução na eficiência.

propulsor se afasta da sua condição de operação ótima, tendo consequentemente uma modo a reduzir a possibilidade da ocorrência de cavitação nesta região. Neste caso, o por este método. Em alguns propulsores pode-se decidir descarregar a ponta da lamina, de Porém, seu uso se consolidou através dos resultados dos numerosos propulsores projetados condição não consideram os fenômenos de contração da esteira e do enrolamento de vórtices. capítulo 4 e esta desenvolvida no anexo 9. As hipóteses que regem o desenvolvimento desta que permita se obter a melhor eficiência possível. O uso desta condição é explicada no O cálculo pela TLS é feito estabelecendo-se uma condição de operação ótima

projeto estrutural da lâmina. Este projeto é feito com base na teoria de vigas, usando-se os se assim uma relação entre a espessura e a corda em cada perfil radial, deve-se fazer o -Após se fazer o projeto da lâmina de modo a se evitar a cavitação, definindo-

concluir alguns aspectos interessantes sobre este tipo de cavitação. emissão de vórtices é um modelo bastante simples, porém impreciso, mas que permite visualização. O modelo desenvolvido no capítulo 5 para o estudo da cavitação devido a tipos de cavitação sobre a lâmina, sendo a emissão de ruído feita antes mesmo de sua ocorrência de ruído é indesejável. Este tipo de cavitação ocorre antes da ocorrência de outros estudo está mais ligado às embarcações militares (especialmente submarinos) quando a ocorrer fora da lâmina, na esteira do propulsor, sem ocasionar danos ao mesmo. O seu propulsores projetados para embarcações mercantes em virtude deste tipo de cavitação devido à emissão de vorticidades pela ponta da lâmina ou pelo bossó não é analisada nos Cabe aqui separar a ocorrência de um outro tipo de cavitação. A cavitação

seguinte, que consiste no projeto estrutural. através do estudo de cavitação, a relação entre espessura máxima e corda a ser obtida na fase corda e da espessura máxima será feita utilizando-se, junto com a relação obtida nesta fase determinar o arraste viscoso fossem levantados de propulsores semelhantes). A definição da relembrar, nos cálculos pela TLS, foi sugerido que os valores das cordas usadas para se relação projetada racionalmente entre a espessura máxima e a corda em cada perfil (só para perfil ótimo, apresentado no capítulo 5. Neste ponto do projeto, tem-se, então, a primeira relação entre a espessura máxima e a corda em cada perfil radial, com base no conceito de camber $a=0.8$ para diversas razões de camber. Estes gráficos permitem se determinar a mostram as envoltórias de mínima pressão para os perfis NACA 66 com distribuição de levantados por BROCKETT no DAVID TAYLOR MODEL BASIN (vide anexo 6)

Tem-se assim definidos as distribuições de espessuras, de cordas e de ângulo de skew, permitindo que seja utilizada a Teoria da Superfície de Sustentação. A Teoria da Superfície de Sustentação consiste numa teoria de análise da lamina no ponto de projeto do

Neste ponto, é interessante se fazer a análise dos esforços vibratórios sobre a lamina. Através do modelo de cálculo apresentado no capítulo 6 (modelo não permanente baseado nas funções de Sears), pode-se estimar, com uma precisão suficiente para a fase de projeto, os esforços vibratórios gerados pela lamina sobre o eixo propulsor. A partir destes esforços e da análise de ressonância entre eles e os tipos de vibração do eixo, define-se o tipo da distribuição de skew e o número de laminas mais adequado ao propulsor projetado.

Após uma convergência satisfatória dos resultados obtidos em alguns ciclos de projeto, pode-se passar para os ciclos em que são usadas técnicas mais refinadas como a Teoria da Superfície de Sustentação ou o Método dos Elementos Finitos.

A partir das relações entre espessura máxima e corda obtidas pelo estudo de cavitação e pelo projeto estrutural em cada perfil radial, faz-se a definição geométrica da lamina através da intersecção entre aquelas duas relações. Obtem-se, portanto, uma distribuição de cordas e de espessuras que devem ser posteriormente carenadas. Isto é feito alterando-se os valores de espessura máxima e de corda. Deve-se garantir, entretanto, que estas alterações não provoquem cavitação ou falha estrutural.

valores de esforços hidrodinâmicos (sustentação e arraste) calculados pela T.L.S e de esforços centrífugos determinados a partir da geometria da lamina. Deve-se considerar os esforços contínuos e alternados, evitando-se, assim, falhas devido à fadiga. O objetivo deste cálculo é se levantar relações entre a espessura máxima e a corda que garantam a resistência estrutural da lamina. O detalhamento do projeto estrutural está apresentado no capítulo 7.

propulsor. É usada após ter-se um detalhamento geométrico completo da lâmina. A TSS utiliza vários dados provenientes da TLS (distribuição de circulação, ângulos de passos e velocidades induzidas axiais). A lâmina é dividida em placas, no contorno das quais são distribuídas vórtices e fontes que simulam respectivamente o camber e a espessura de cada perfil. Através do cálculo das velocidades induzidas por estas singularidades tem-se a distribuição de pressões sobre a lâmina. Calcula-se assim o empuxo gerado e a potência absorvida pelo propulsor. Este empuxo deve possuir um valor adequado para propelir a embarcação. Caso contrário, dever-se-á continuar os ciclos de projeto, aumentando-se o empuxo requerido no ciclo seguinte nos cálculos pela TLS.

Após o propulsor ter sido projetado é interessante se fazer uma análise do mesmo pelo Método dos Elementos Finitos a fim de se obter uma confirmação de sua resistência estrutural. É conveniente, também, fazer ensaios com modelos a fim de se verificar se o comportamento do propulsor corresponde ao projetado.

A seguir será apresentada uma descrição resumida da espiral de projeto do propulsor mostrada na figura 3.1.

3.2 - DESCRIÇÃO RESUMIDA DA ESPIRAL DE PROJETO

3.2.1 - PRIMEIRO CICLO DE PROJETO (PROJETO PELA T/S)

No primeiro ciclo de projeto, é utilizada a Teoria da Linha de Sustentação visando levantar as características geométricas do propulsor, que ainda são desconhecidas. As principais fases deste ciclo são:

a - Dados de Entrada:

Os dados de entrada podem ser divididos em dados relativos à embarcação e

relativos ao propulsor:

a.1 - Dados relativos à embarcação:

- Velocidade
- Rotação do eixo
- Empuxo necessário
- Distribuição da esteira ao longo do raio
- Eficiência de transmissão
- Profundidade de operação do propulsor

a.2 - Relativos ao propulsor:

- material da lâmina e suas características de resistência
- Definição prévia do número de lâminas: (arbitrada ou definida de acordo com propulsores de embarcações semelhantes).
- Definição prévia da distribuição de cordas ao longo do raio (arbitrada ou definida de acordo com propulsores de embarcações semelhantes).

b - Definição dos parâmetros iniciais:

Os seguintes parâmetros devem ser definidos inicialmente:

- Diâmetro do propulsor

- perfil das lâminas (distribuição da espessura e camber)

c - Projeto pela T.L.S:

O projeto pela Teoria da Linha de Sustentação visa levantar a distribuição de ângulos de passo hidrodinâmico, velocidades induzidas e carregamento sobre a lâmina.

d - Estudo de cavitação:

O estudo de cavitação na lâmina visa levantar a relação entre a corda e a espessura, em cada posição radial, de modo a que se evite a cavitação na lâmina.

e - Projeto estrutural:

O projeto estrutural da lâmina visa levantar a relação entre a espessura e corda, em cada posição radial, que garanta a resistência estrutural da lâmina.

f - Definição da geometria:

A partir do estudo de cavitação e do projeto estrutural, é possível se definir a espessura e a corda em cada posição radial da lâmina. Desta forma, encerra-se o primeiro ciclo de projeto com uma primeira aproximação da geometria da lâmina.

Alguns ciclos podem ser feitos usando-se somente a Teoria da Linha de Sustentação através do procedimento descrito. Sendo estes ciclos semelhantes, não serão descritos novamente. Após ter-se uma convergência dos resultados, passa-se para o uso da Teoria da Superfície de Sustentação. Este ciclo será considerado como sendo o enésimo ciclo e será descrito a seguir.

3.2.2 - ENÉSIMO CICLO DE PROJETO (INÍCIO DO PROJETO PELA TSS)

Este ciclo se caracteriza por se ter o detalhamento geométrico completo da lâmina, obtido nos ciclos anteriores, para uso em programas de análise baseados na Teoria da Superfície de Sustentação. Desta forma, a lâmina não é mais vista hidrodinamicamente como sendo uma linha, mas sim como uma superfície. O escoamento sobre a lâmina é analisado de forma tridimensional. Ao final do ciclo, a geometria é alterada caso os requisitos iniciais de projeto não tenham sido atingidos.

Neste ciclo, é introduzido um outro passo no projeto que consiste na análise de esforços vibratórios. Esta análise permite se fazer uma verificação da distribuição do ângulo de skew e do número de lâminas conveniente ao propulsor. As etapas deste enésimo ciclo serão vistas a seguir.

a - Dados de entrada no enésimo ciclo:

Como dados de entrada neste ciclo, além dos resultados do ciclo anterior, definidos pela TLS (ângulo de passo da superfície de referência e velocidades induzidas), tem-se a necessidade de se levantar as componentes tangencial e axial da esteira da embarcação, no plano do disco propulsor. Este dado é necessário para se fazer um estudo das vibrações introduzidas no eixo pela lâmina.

b - Determinação da distribuição do ângulo de skew e verificação do número de lâminas

A partir das componentes axial e tangencial da esteira pode-se fazer uma verificação dos esforços vibratórios sobre a lâmina. Deste modo, avalia-se qual a distribuição do ângulo de skew da lâmina e qual o número de lâminas que permitem minimizar os esforços vibratórios sobre o eixo.

c - Análise pela TSS:

A análise pela TSS permite considerar o escoamento sobre a lâmina de forma tridimensional. Normalmente, ocorre um decréscimo no empuxo e no rendimento quando se passa do projeto pela TLS para a análise pela TSS, tornando necessário a realização de outros ciclos de projeto.

d - Estudo de cavitação:

Além da cavitação em bolhas ou em folhas, pode-se estudar de forma teórica, neste ciclo, a ocorrência da cavitação devido aos vórtices de ponta e do ruído por eles emitidos.

e - Projeto estrutural:

Tendo sido definidas as velocidades axial e tangencial da esteira, pode-se estimar os esforços alternados sobre a lâmina com um modelo de cálculo similar ao usado para se definir os esforços vibratórios por ocasião da determinação da distribuição de skew. Assim, realiza-se o cálculo estrutural, compondo-se as tensões contínuas com as alternadas e levando-se em consideração critérios de fadiga na lâmina.

Com a lâmina hidrodinâmica e estruturalmente aprovada, passa-se para os últimos ciclos de projeto, onde são feitas a análise estrutural pelo método dos elementos finitos, a construção e o ensaios de modelos.

3.2.3 - ÚLTIMOS CICLOS DE PROJETO

Nos últimos ciclos de projeto, a geometria da lâmina já está projetada de forma a possuir características hidrodinâmicas e de resistência estrutural compatíveis com os requisitos. É necessário então confirmar experimentalmente, através da construção e ensaios com modelos, se os resultados alcançados são coerentes com os previstos no projeto. Caso não sejam, as falhas deverão ser corrigidas, revendo-se os modelos de cálculo empregados.

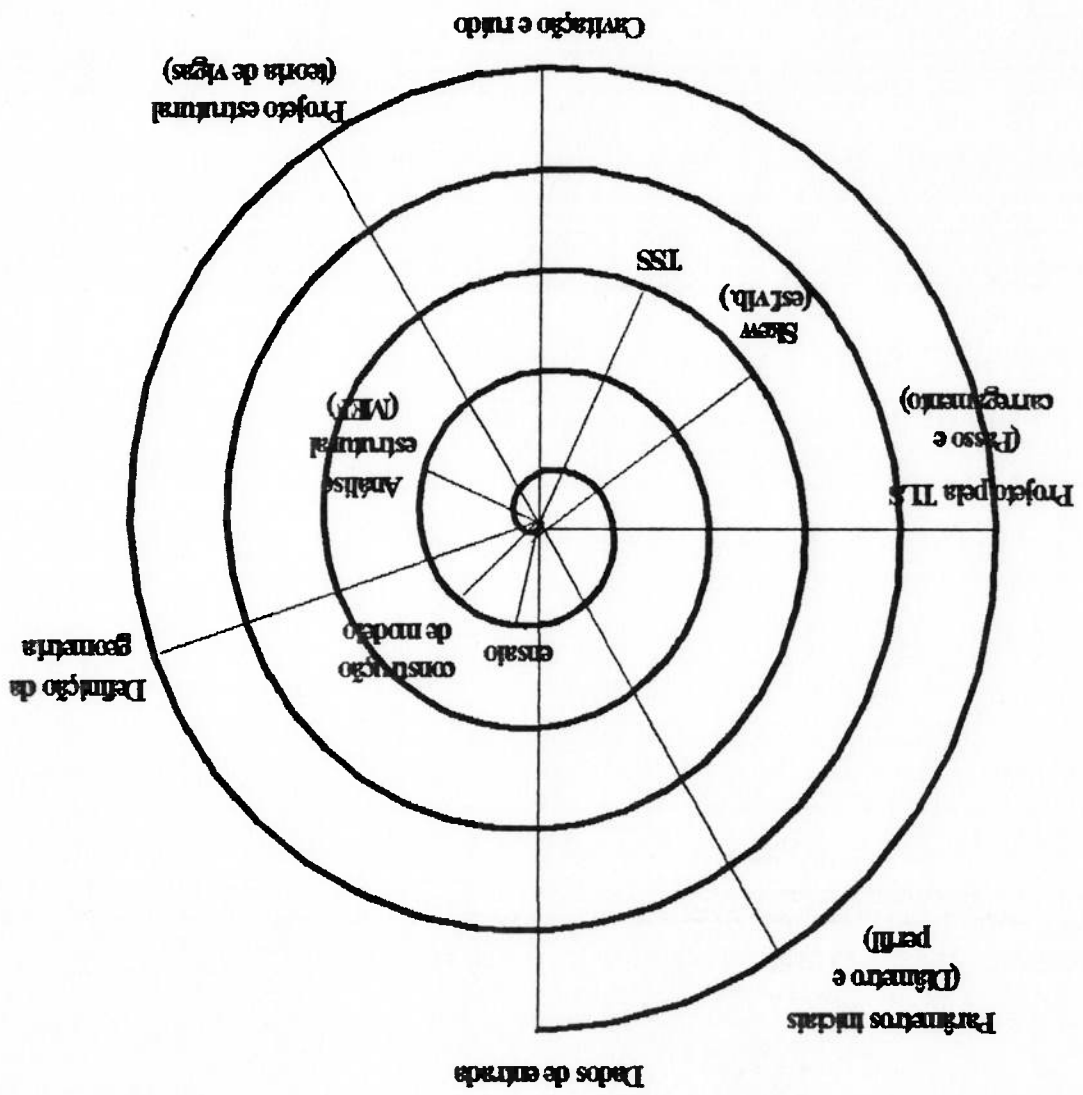


Figura 3.1 - Espiral de projeto de propulsor

4 - TEORIA DA CIRCULAÇÃO

4.1 - INTRODUÇÃO

4.1.1 - CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DE UMA SUPERFÍCIE DE SUSTENTAÇÃO

As superfícies de sustentação, tais como os propulsores tipo hélice e as asas,

possuem uma seção transversal de formato típico, denominada de fôlho.

Os elementos geométricos que definem um fôlho são a sua corda (c), a

espessura (t) e a geometria da sua linha média. A linha média une o bordo de ataque A ao

bordo de fuga F. A linha média pode ou não ter uma curvatura, a qual é denominada de

"camber". A sucessão de vários fôlhos elementares forma a superfície de sustentação, a qual

possui uma envergadura (s). Pode-se definir, assim, a razão de aspecto S como sendo a

relação entre o quadrado da envergadura s^2 da superfície de sustentação pela sua área A:

$$S = \frac{A}{s^2} \quad (4.1)$$

Estes elementos que formam a geometria do hélice estão representados na

figura 4.1.

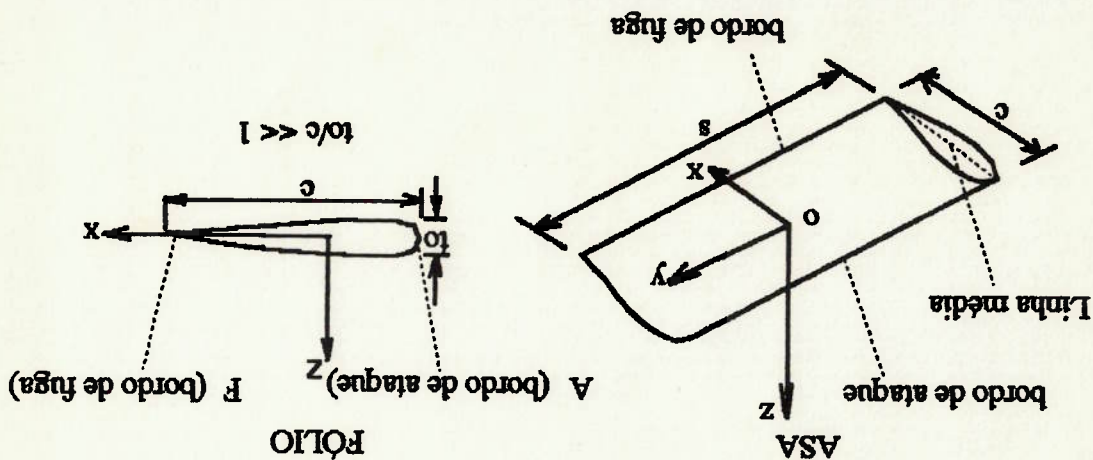


Figura 4.1 - Elementos geométricos de uma asa e de um fôlho

No interior da camada limite, a variação de velocidades dá origem a vórtices tanto na parte superior do fôlio como na parte inferior. Em um escoamento com ângulo de ataque zero sobre um fôlio sem camber, os vórtices possuem uma distribuição simétrica em relação à linha média do perfil. Não há, portanto, circulação sobre o mesmo. Havendo assimetria de escoamento, tanto por causa de um ângulo de ataque como por causa do camber, há uma aceleração do fluido no dorso superior e uma desaceleração no dorso

ao interior da camada limite e à esteira.

A variação de velocidades no interior da camada limite provoca o aparecimento de tensões de cisalhamento, as quais dão origem a uma força de arraste viscosa. Fora da camada limite, o fluido se comporta como ideal, podendo-se considerar o escoamento como sendo potencial ou irrotacional. Os efeitos viscosos se restringem, assim,

considerada como idêntica ao corpo.

O escoamento de um fluido real (viscoso) sobre um fôlio provoca a formação de uma fina camada de partículas fluidas que se agrega ao fôlio, devido a viscosidade do fluido. Esta camada, denominada de camada limite, é definida como sendo aquela na qual a velocidade do fluido varia desde zero (na superfície do corpo) até 99% da velocidade potencial naquele ponto. Esta camada possui uma espessura muito fina, podendo ser

4.1.2 - SUSTENTAÇÃO EM UM FÓLIO BIDIMENSIONAL

Normalmente nos fôlios, a razão entre a espessura t e a corda c é muito pequeno. Assim, evita-se que se formem gradientes de pressões elevados sobre ele, impedindo a ocorrência de separação e cavitação do fluido. Do mesmo modo, o ângulo de ataque com que o fluido incide sobre o fôlio deve ser

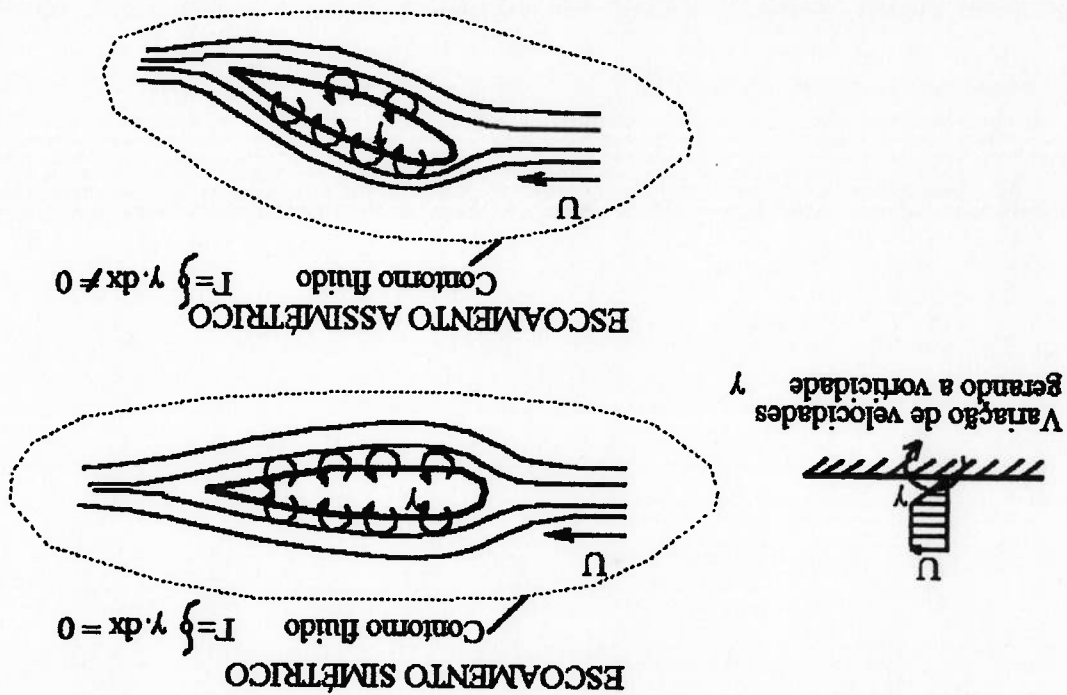
Assim, conforme discutido, a origem física da sustentação foi devido à desaceleração da velocidade na camada limite, de forma assimétrica ao longo do fólio. Portanto, a sustentação

$$\Gamma = \int_0^0 \gamma \cdot dx$$

(4.2)

A circulação total Γ será a responsável pelo aparecimento da força de sustentação sobre o perfil, podendo ser expressa matematicamente através da integração da distribuição de vorticidades γ ao longo da linha média (considerando-se que a espessura do fólio possui pouca influência sobre a circulação), conforme a equação 4.2:

Figura 4.2 - Vorticidades geradas em escoamentos sobre um fólio



o do escoamento assimétrico com sustentação podem ser vistos na figura 4.2. circulação total Γ sobre o fólio. Tanto o caso de escoamento simétrico sem sustentação como mais vorticidade se formando no dorso superior do que no dorso inferior, gerando uma inferior, de modo a que se mantenha a continuidade do escoamento. Isto significa que há

é gerada devido à viscosidade do fluido na camada limite, e relaciona-se com a circulação Γ através da seguinte expressão, devida a Kutta-Joukowski:

$$\Gamma = \rho \cdot U \cdot \alpha$$

(4.3)

Para se calcular o valor da circulação Γ , deve-se estabelecer uma condição física que aproxime o escoamento potencial ao escoamento real sobre o perfil. No escoamento real, a viscosidade do fluido não permite que este contorne o bordo de fuga. Logo, o escoamento deve ser modelado de modo que o ponto de estagnação ocorra no bordo de fuga do fólio. Esta é a chamada condição de Kutta.

Aplicando-se a condição de Kutta, pode-se estimar o valor da circulação que obrigie o ponto de estagnação a permanecer no bordo de fuga. Isto será feito com o auxílio da figura 4.3:

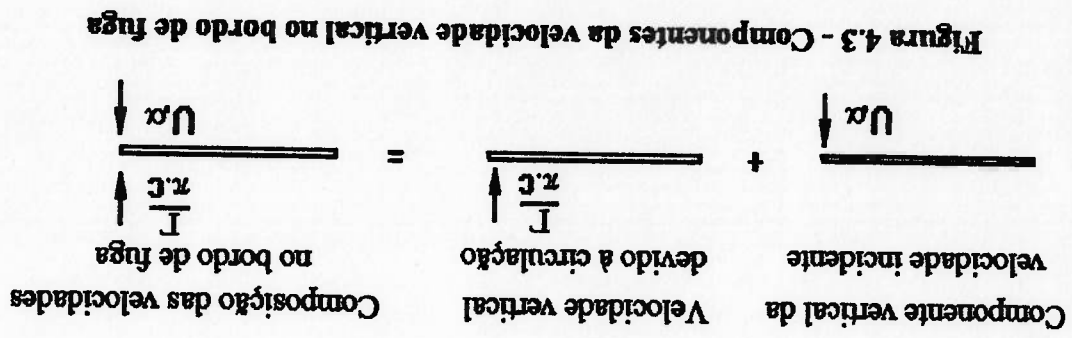


Figura 4.3 - Componentes da velocidade vertical no bordo de fuga

Nesta figura, um perfil sem camber foi aproximado por uma placa plana, de modo a simplificar o problema. A sustentação é devida ao ângulo de ataque, o qual pode ser considerado muito pequeno. Assim, a velocidade vertical no bordo de fuga devido à incidência do fluido é aproximadamente igual a:

$$v = U \cdot \alpha$$

(4.4)

Até agora foi visto como a circulação no fólio, originada a partir da viscosidade, provocou a força de sustentação. Esta circulação, no entanto, não pode simplesmente surgir no domínio fluido. Em um escoamento irrotacional, a circulação total

cavitação (equação 5.5).

Esta equação apresenta uma boa confirmação experimental, conforme pode ser visto nos gráficos apresentados por ABBOTT e DORNHOFF. A equação completa para fólios da família NACA com distribuição de pressões linear pode ser vista no capítulo 5, referente à

$$C_L = 2 \cdot \pi \cdot \alpha \quad (4.9)$$

chega-se a seguinte expressão para este coeficiente:

$$C_L = \frac{I}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c \cdot U^2} \quad (4.8)$$

Definido o coeficiente de sustentação como:

$$I = \rho \cdot U \cdot T = \rho \cdot U^2 \cdot c \cdot \pi \cdot \alpha \quad (4.7)$$

Kutta-Joukowski (equação 4.3), tem-se:

Usando o valor da circulação obtida a partir da condição de Kutta (equação 4.6) na lei de Este resultado é exato para a placa plana. Para um fólio real, o erro é da ordem de $\epsilon = 1/c$.

$$T = \pi \cdot c \cdot U \cdot \alpha \quad (4.6)$$

junto com as equações 4.4 e 4.5 sugerem a seguinte expressão para a circulação:

(condição de Kutta) quando a velocidade vertical total for nula. Esta observação, aplicada escoamento. Ou seja, só se pode esperar que o bordo de fuga seja um ponto de estagnação A existência de uma velocidade vertical no bordo de fuga provoca uma singularidade no

$$v = \frac{\Gamma}{\pi \cdot c} \quad (4.5)$$

Por sua vez, a velocidade vertical no bordo de fuga devido à circulação Γ é:

neste domínio deve ser igual a zero. Portanto, deve haver uma circulação $-I$ que anule a

circulação sobre o fólio.

Analisando-se o regime transitente pouco após o início do movimento do fólio, tem-se que a circulação I não se estabelece instantaneamente. O fluido contorna o bordo de fuga e um contra-fluxo é gerado no dorso superior do fólio, próximo ao bordo de fuga (vide figura 4.4). Este contra-fluxo provoca a formação de um vórtice, denominado de vórtice de partida, que é empurrado para o fluido à medida que a circulação aumenta.

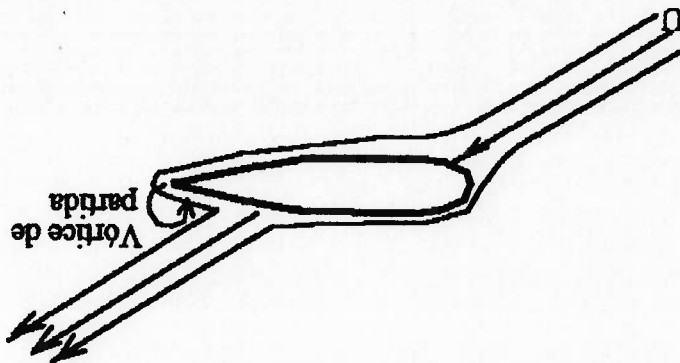


figura 4.4 - vórtice de partida gerado no início do movimento

No interior de um contorno fluido que contenha o fólio e o vórtice de partida (contorno C da figura 4.5), a circulação total é zero e, assim, a teoria se ajusta.

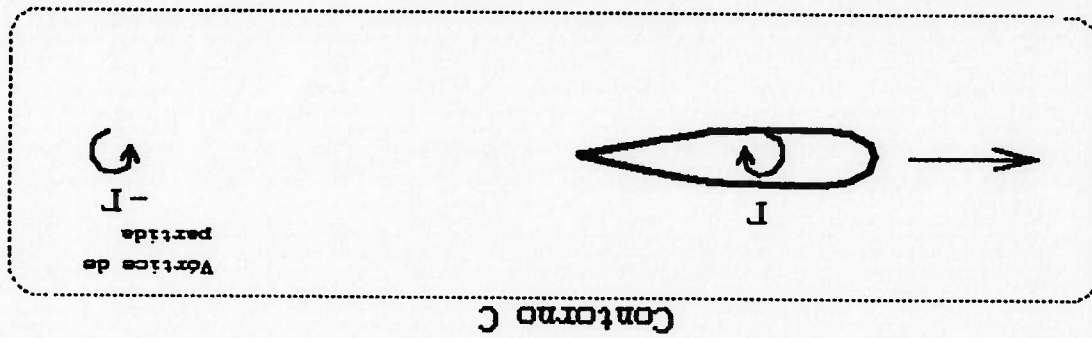


figura 4.5 - Contorno no interior do qual a circulação é zero

4.1.3 - SUSTENTAÇÃO EM UMA ASA TRIDIMENSIONAL

A teoria exposta até agora considerou apenas o modelo bidimensional, sem

levar em conta a convergência finita de uma superfície de sustentação. Será feita, a seguir, a análise de uma asa com convergência finita na qual ocorre um escoamento tridimensional. O motivo de se estudar a asa é que a física do seu escoamento tridimensional é semelhante à que ocorre em um propulsor, sendo, em contrapartida, muito mais simples de se visualizar.

Assim, será feita a introdução de conceitos básicos da Teoria da Linha de Sustentação, que descreve uma asa ou uma lâmina de um propulsor como sendo composta por uma linha de

vórtices.

Segundo o Teorema de Helmholtz, uma linha de vórtices não pode terminar

no meio fluido. De fato, pode-se fazer uma analogia entre a lei de conservação de massa e a lei de conservação de vorticidades. A lei de conservação de massas é obtida, em um fluido

incompressível, pela condição de divergente do campo de velocidades ser igual a zero:

$$\text{div } \vec{V} = 0 \quad (\text{para um fluido incompressível}) \quad (4.10)$$

Por sua vez, a vorticidade pode ser expressa como sendo o rotacional de um campo de

velocidades:

$$\vec{\gamma} = \text{rot } \vec{V} \quad (4.11)$$

Destes forma, o divergente de $\vec{\gamma}$ é igual ao divergente do rotacional do campo de velocidades

e, portanto, igual a zero:

$$\text{div } \vec{\gamma} = \text{div}(\text{rot } \vec{V}) = 0 \quad (4.12)$$

Ou seja, tal qual o campo de velocidades de um fluido incompressível, a divergência das

vorticidades é também nula. É intuitivo o resultado que um tubo de fluxo, tangente ao campo de velocidades, não pode terminar no interior do fluido por uma questão de conservação de massa; matematicamente, este resultado se deve à equação 4.10. Por razões análogas, nas

equações 4.11 e 4.12, um tubo de vórtices não pode terminar no interior do fluido (Teorema de Helmholtz): ou este tubo se estende ao infinito ou ele se fecha num circuito.

No estudo do escoamento sobre um fôlio, este se comporta de forma bidimensional, da mesma forma que uma asa de envergadura infinita. A representação deste modelo bidimensional é, portanto, uma linha de vórtices infinita.

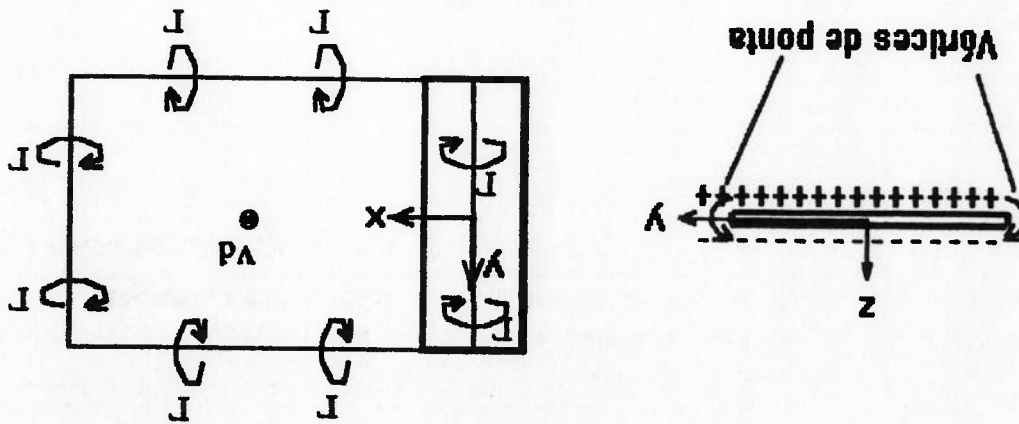
No estudo do escoamento tridimensional sobre uma asa de razão de aspecto finita (envergadura finita), um fenômeno de origem física, que não ocorre no modelo bidimensional, deve ser levado em consideração: A asa apresenta uma região de alta pressão na sua parte inferior e uma região de baixa pressão na sua parte superior. Nas suas extremidades, esta diferença de pressões causa uma vorticidade conforme mostrado na figura 4.6. Esta vorticidade é denominada de vórtice de ponta e pode ser facilmente visualizada nas extremidades das asas de aviões ou nos aerofólios de carros de corrida. As linhas de vórtices são emanadas das extremidades da superfície de sustentação e se estendem paralelamente ao sentido do movimento até se unirem aos vórtices de partida, formando um circuito, de acordo com o teorema de Helmholtz.

Estas linhas de vórtices provocam o surgimento de uma velocidade V_d , denominada de "downwash", que não ocorre no modelo bidimensional. Esta velocidade está mostrada na figura 4.6 e pode, grosso modo, ser aproximada pela seguinte expressão:

$$V_d \approx \frac{2\Gamma}{\pi.S}$$

(4.13)

Figura 4.6 - Vórtices de ponta e Downwash



O efeito do downwash é o de reduzir o ângulo de ataque geométrico, conforme pode ser visto na figura 4.7. A circulação e o coeficiente de sustentação são obtidos, portanto, a partir do ângulo de ataque efetivo, pois este é o ângulo com que o fluido realmente incide sobre a asa. Denominando de α_e o ângulo de ataque efetivo, tem-se:

$$T = \pi \cdot c \cdot U \cdot \alpha_e \quad (4.14)$$

$$C_L = 2 \cdot \pi \cdot \alpha_e \quad (4.15)$$

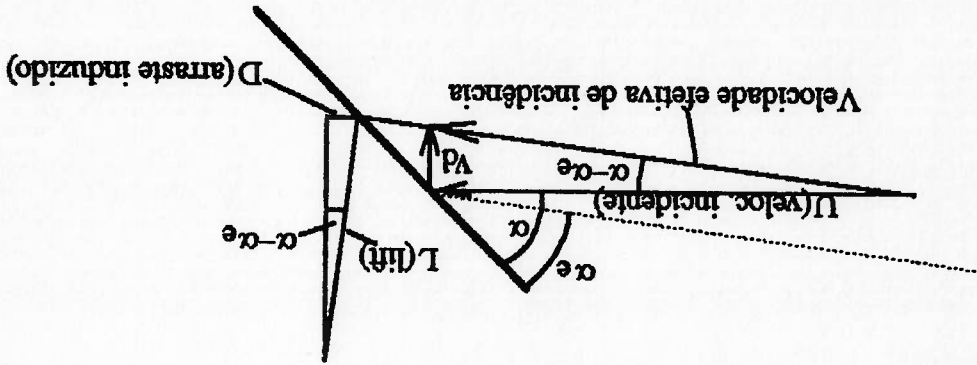


Figura 4.7 - Ângulo de ataque geométrico (α) e efetivo (α_e) e arraste induzido (D)

A partir da figura 4.7, pode-se verificar a seguinte relação:

$$\tan(\alpha - \alpha_e) = \frac{U'}{U} \quad (4.16)$$

Sendo o ângulo $\alpha - \alpha_e$ pequeno, pode-se aproximar a $\tan(\alpha - \alpha_e)$ por $\alpha - \alpha_e$. Tem-se assim:

$$\alpha - \alpha_e = \frac{U}{V} \Rightarrow \alpha_e = \alpha - \frac{U}{V} \quad (4.17)$$

Para se determinar o valor do ângulo de ataque efetivo em relação aos parâmetros geométricos da asa, pode-se utilizar as equações 4.13 e 4.14. Substituindo-as em 4.17,

chega-se a:

$$\alpha_e = \frac{\left(1 + \frac{s}{2.c}\right)}{\alpha} \quad (4.18)$$

Para se verificar a influência da razão de aspecto S no ângulo de ataque efetivo α_e ,

conseqüentemente, no coeficiente de lift C_L , pode-se considerar que ela possui uma ordem de

grandeza dada pela relação entre a envergadura "s" e a corda "c" (esta relação é exata para a

razão de aspecto de uma asa retangular). Substituindo esta relação na equação 4.18, tem-se:

$$\alpha_e \approx \frac{\left(1 + \frac{s}{2}\right)}{\alpha} \quad (4.18a)$$

O coeficiente de sustentação C_L , expresso pela equação 4.15, passa a ser:

$$C_L = 2 \cdot \pi \cdot \alpha_e = \frac{2 \cdot \pi \cdot \alpha \left(1 + \frac{s}{2.c}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \alpha} \approx \frac{\left(1 + \frac{s}{2}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \alpha} \quad (4.19)$$

Verifica-se, portanto, que um dos efeitos do downwash é reduzir a força de sustentação

sobre a asa. Esta perda de sustentação será tanto maior quanto menor for a razão de aspecto

S da asa, o que é intuitivo pois, em asas de pequena razão de aspecto, os efeitos

tridimensionais (que geram as perdas) serão maiores. Um outro efeito é o de gerar uma força

de arraste, denominada de arraste induzido. Este arraste induzido (\underline{D}) é a componente da

força de sustentação na direção do escoamento (direção da velocidade U), conforme pode ser

visto na figura 4.7. Esta componente não existe em asas de razão de aspecto infinita em

virtude de não haver downwash nestas asas. O arraste induzido é expresso por:

$$\underline{D} = \underline{L} \cdot \sin(\alpha - \alpha_e) \approx \underline{L} \cdot (\alpha - \alpha_e) \quad (4.20)$$

O coeficiente de arraste induzido é expresso por:

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2} \rho U^2 c} = \frac{L \cdot (\alpha - \alpha_0)}{\frac{1}{2} \rho U^2 c} = C_L \cdot (\alpha - \alpha_0) \quad (4.21)$$

Substituindo em 4.21 a expressão do ângulo de ataque α (definida a partir da equação

4.18a), obtêm-se:

$$C_D \approx C_L \cdot \alpha_0 \cdot \frac{S}{\pi S} \approx \frac{C_L^2}{2} \quad (4.22)$$

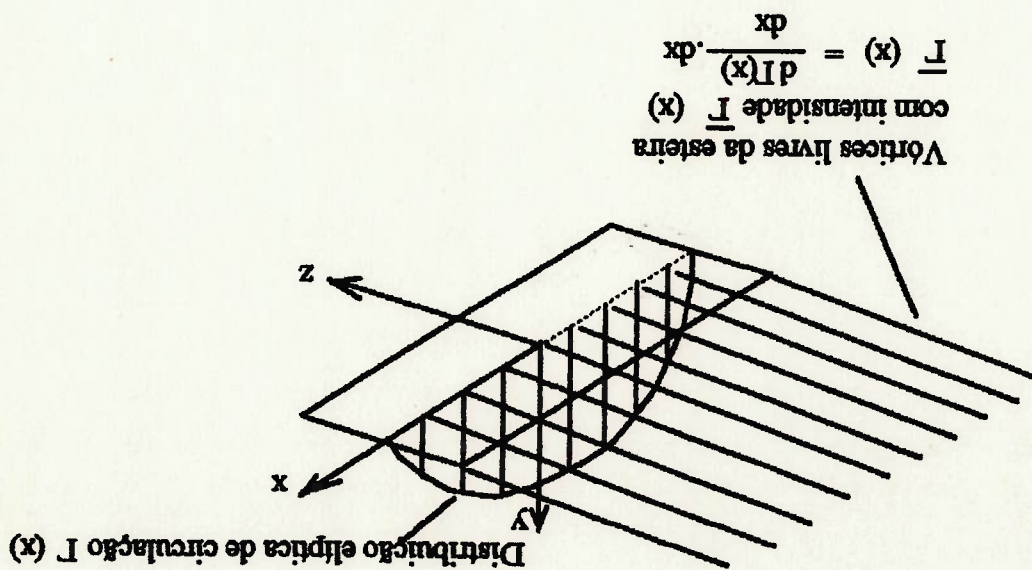
A equação 4.22 é exata para uma distribuição elíptica de sustentação. Nesta equação, pode-se verificar que o arraste induzido é proporcional ao quadrado da força de sustentação e, portanto, ao quadrado do ângulo de ataque. Pode-se concluir, também, que o arraste induzido é inversamente proporcional à razão entre envergadura e corda ou seja, inversamente proporcional à razão de aspecto S . Tal fato já era de se esperar pois para asas de razão de aspecto infinita, o escoamento é bidimensional, não havendo o downwash.

O modelo descrito até agora, embora forneça o resultado exato para uma asa de forma elíptica, é qualitativo em essência; ele tem o mérito somente de mostrar, de uma forma simples, o efeito da tridimensionalidade da asa nas expressões dos coeficientes de forças. Na realidade, a distribuição de vorticidades ao longo da envergadura da asa não é constante. De fato, conforme pode ser visto em NEWMAN⁴⁵, demonstra-se que a distribuição de circulação que provoca a menor perda por arraste induzido em uma asa plana corresponde a uma distribuição de circulação elíptica de valor zero nas extremidades da asa e valor máximo no centro. Este tipo de distribuição provoca a emissão de linhas de vórtices livres no sentido perpendicular à envergadura da asa e na direção do escoamento (lei da conservação de vorticidades), conforme pode ser visto na figura 4.8. Denominando de Γ a intensidade da circulação destes vórtices livres, tem-se:

$$\Gamma = (d\Gamma/dx) \cdot dx \quad (4.23)$$

De uma forma geral, a modelagem da asa descrita no parágrafo anterior, com uma distribuição de circulação elíptica, exemplifica de maneira clara a representação de uma superfície de sustentação pela teoria da linha de sustentação. No caso da lâmina do propulsor, esta teoria utiliza uma geometria básica (diâmetro e número de lâminas) para calcular parâmetros importantes no projeto, como as velocidades induzidas, o ângulo de passo hidrodinâmico, o coeficiente Cl/cD e a distribuição de circulação, sem exigir uma descrição aprofundada da lâmina (a TLS não necessita de dados de espessura, comprimento de corda e ângulo de torção da lâmina, por exemplo). A partir dos resultados obtidos pela TLS, define-se a geometria da lâmina, escolhendo-se os perfis mais adequados que permitirão que o propulsor alcance o empuxo requerido. Com esta geometria definida, utiliza-se a Teoria da Superfície de Sustentação (que será descrita em itens posteriores) para

Figura 4.8 - Distribuição elíptica de circulação $\Gamma(x)$ ao longo da asa e emissão dos vórtices livres



representar a lamina. A TSS permitir-se fazer uma verificacao final do projeto, mostrando

ou não a necessidade de sua reciclagem.

A seguir, serã iniciado o estudo sobre as teorias de circulacão (teoria da linha de sustentacão e da superficie de sustentacão) aplicadas ao projeto do propulsor. Em linhas gerais, a lamina do propulsor comporta-se de modo semelhante à asa. No escoamento tridimensional sobre a lamina do propulsor, ocorre a formacão de velocidades induzidas, que, do mesmo modo que o downwash na asa plana, representam perdas de eficiencia, reduzindo o empuxo gerado pelo propulsor e aumentando o torque necessãrio. Estas velocidades induzidas serão tanto maiores quanto maior for o carregamento exigido do propulsor, comprovando, assim, o fato de que quanto maior o indice de carregamento do propulsor, menor serã a sua eficiencia.

4.2 - TEORIA DA LINHA DE SUSTENTACÃO

4.2.1 - INTRODUÇÃO

De forma similar ao descrito no item anterior para a asa plana, a teoria da linha de sustentacão representa cada lamina do propulsor como sendo uma linha de vórtices, sem levar em conta fatores geométricos como a corda e espessura. Esta linha de vórtices possui uma distribuicão de circulacão Γ que varia radialmente. Devido a Lei de conservacão de vorticidades, a variacão desta distribuicão de circulacão ao longo do raio gerará linhas de vórtices livres que se propagam na esteira do propulsor de forma helicoidal, devido ao seu movimento de rotacão, conforme ilustrado na figura 4.9.

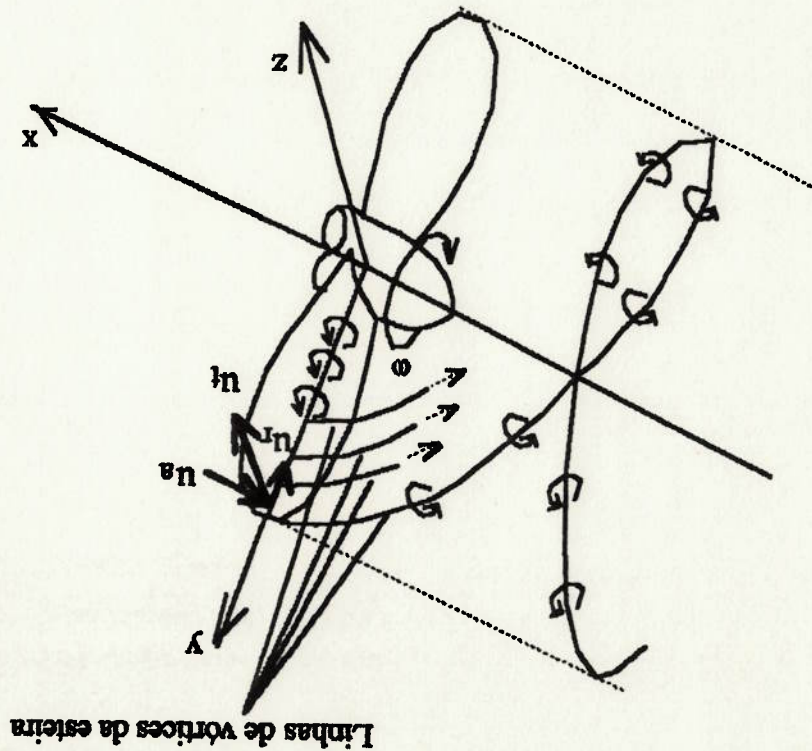
$$\vec{\Gamma} = (d\Gamma / dr) \cdot dr$$

(4.24)

A circulação dos vórtices livres da esteira induzirá um campo de velocidades sobre a lâmina do propulsor, que pode ser calculado segundo a lei de Biot-Savart, conforme procedimento mostrado no anexo 8 (a lei de Biot Savart está representada na equação A8.1 deste anexo). Estas velocidades induzidas são decompostas nas direções axial, radial e tangencial do propulsor. Denominando de Γ a distribuição de circulação da linha de vórtices que simula a lâmina do propulsor, tem-se que a circulação de uma linha de vórtices livres helicoidal $\vec{\Gamma}$, que é criada devido à conservação da circulação, é expressa por:

Figura 4.9 - Folhas de Vórtices Helicoidais Cerradas por uma Linha de Vórtices e velocidades induzidas

- u_a - velocidade induzida axial em um determinado ponto da lâmina
- u_t - velocidade induzida tangencial em um determinado ponto da lâmina
- u_r - velocidade induzida radial em um determinado ponto da lâmina



Nesta equação, ω representa um elemento de comprimento na direção radial da lâmina do propulsor. Como pode ser visto, esta expressão para a circulação dos vórtices livres da estira é similar à da asa plana (equação 4.23).

O formato da folha de vórtices livres e a intensidade das velocidades por ela induzidas são mutuamente dependentes. Assim, divide-se os propulsores em três categorias, dependendo da condição de carregamento do mesmo:

a) Propulsores levemente carregados: Neste caso, o formato das folhas de vórtices é assumido como sendo determinado pela velocidade de avanço (V_a) e pela de rotação (ωr). Despreza-se a influência das velocidades induzidas tangencial (u_t), axial (u_a) e radial (u_r) na determinação do formato da folha de vórtices.

b) Propulsores moderadamente carregados: Este caso se aplica à maioria dos propulsores, exceto os usados em rebocadores. A influência das velocidades induzidas tangencial (u_t) e axial (u_a) são levadas em consideração na determinação do formato das folhas de vórtices. Os efeitos da contração da estira correspondentes à influência da velocidade induzida radial (u_r) são desprezados.

c) Propulsores fortemente carregados: Neste caso, correspondente aos propulsores de rebocadores na condição de bollard pull, a influência das velocidades induzidas tangencial (u_t), radial (u_r) e axial (u_a) não podem ser desprezadas, devendo ser levadas em consideração no formato das folhas de vórtices.

Excetuando-se, portanto, o caso de projeto de propulsores de rebocadores, a maioria dos outros projetos (inclusive os de propulsores de submarinos) se enquadram na categoria de propulsores moderadamente carregados. Estes serão, portanto, objeto deste

estudo. A figura 4.10 mostra o diagrama classico de velocidades de um propulsor

moderadamente carregado.

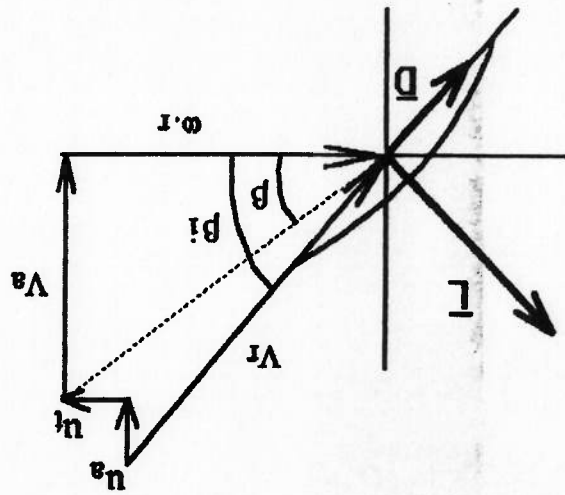


Figura 4.10 - Diagrama de Velocidades e forças de um propulsor moderadamente carregado

4.2.2 - INFLUÊNCIA DA VELOCIDADE INDUZIDA NA GERAÇÃO DA CIRCULAÇÃO NOS PERFIS TANGENCIAL NA

Conforme foi mencionado no item anterior, um propulsor moderadamente carregado possui uma velocidade induzida radial desprezível. As velocidades induzidas axiais e tangencial são, portanto, os objetos de interesse no estudo de propulsores moderadamente carregados. Estas velocidades, tal qual o downwash em uma asa plana, reduzem a eficiência da superfície de sustentação, representando uma perda no empuxo e um aumento no torque necessário ao propulsor.

Neste item, pretende-se demonstrar que, embora represente perda de eficiência, a componente tangencial da velocidade induzida é a responsável pela geração da circulação sobre o perfil, sendo, assim, fundamental na sustentação criada sobre o mesmo.

Uma simplificação inicial que se faz no estudo da circulação sobre as lâminas de um propulsor é considerar o mesmo como tendo um número infinito de lâminas. Desta forma, pode-se estabelecer uma superfície de controle circumferencial com um determinado raio que se estenda a vante e a ré do propulsor e calcular a circulação de modo contínuo no contorno desta superfície de controle. O contorno mostrado na figura 4.11 representa a expansão em um plano desta superfície de controle desenvolvida no raio r do propulsor. O contorno exclui os perfis que compõem as infinitas lâminas, circundando-os (por conveniência, na figura 4.11, representaram-se apenas três perfis, que correspondem a três das infinitas lâminas do propulsor). Desta forma, a circulação no interior do contorno é zero pois elas estão restritas aos perfis (que se encontram fora do contorno). Esta circulação é

dada por:

$$\Gamma = \oint V \cdot dl = 0$$

(4.25)

Considerando-se a superfície de controle com uma largura suficiente, tem-se que, a vante, o fluido não é influenciado pelas linhas de vórtice da esteira do propulsor. A velocidade tangencial induzida é igual a zero. A ré do propulsor, pode-se considerar que a influência das linhas de vórtice provocam uma velocidade induzida igual ao dobro da velocidade induzida na lâmina. Isto se deve ao fato de que, muito a ré do propulsor, as linhas de vórtice possuem um comprimento, para vante e para ré, suficientemente grande para que possam ser consideradas como se estendendo de $-\infty$ a $+\infty$, causando uma velocidade induzida duas vezes maior do que a determinada na posição do disco propulsor (onde as linhas de vórtice da esteira se estendem da posição zero, no disco, à posição $-\infty$, ao longe). Assim, no que se refere à velocidade induzida tangencial, tem-se que, na posição muito a vante do disco

propulsor, ela possui valor zero. Na posição do disco propulsor, ela possui o valor u . E , na posição muito a ré do propulsor, ela possui o valor $2 \cdot u$.

Desenvolvendo o produto escalar $V \cdot d\vec{l}$ de acordo com o contorno mostrado

na figura 4.11, tem-se:

$$\Gamma = -(\omega \cdot r) \cdot (dl_1 + dl_2 + dl_3 + \dots) + (Va + u_0) \cdot dl_0 + (\omega \cdot r - 2 \cdot u_0) \cdot 2 \cdot \pi \cdot r - (Va + u_0) \cdot dl_0 + (\Gamma_1 + \Gamma_2 + \Gamma_3 + \dots) = 0$$

(4.26)

A somatória dos elementos de comprimento entre as lâminas (dl_1, dl_2, dl_3, \dots) corresponde

ao perimetro no raio r , ou seja:

$$dl_1 + dl_2 + dl_3 + \dots = 2 \cdot \pi \cdot r$$

(4.27)

A somatória da circulação Γ em cada lâmina é igual à circulação total de um propulsor com

um número infinito de pás Γ_∞ , ou seja:

$$\Gamma_1 + \Gamma_2 + \Gamma_3 + \dots = \Gamma_\infty$$

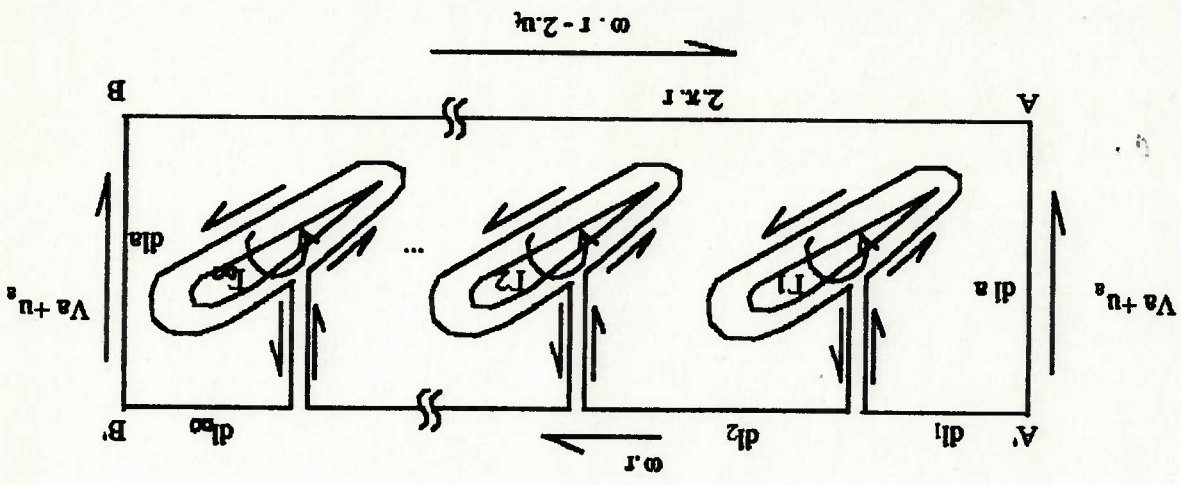
(4.28)

Assim, substituindo-se as equações (4.27) e (4.28) na equação (4.26), tem-se:

$$-4 \cdot \pi \cdot r \cdot u_0 + \Gamma_\infty = 0 \Rightarrow \Gamma_\infty = 4 \cdot \pi \cdot r \cdot u_0$$

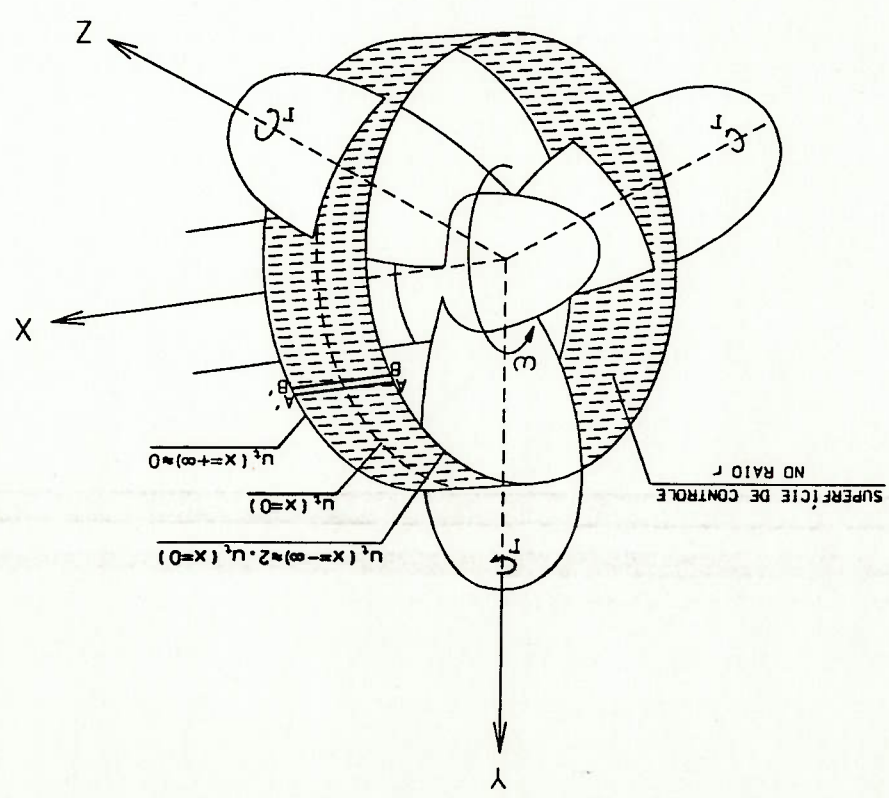
(4.29)

Figura 4.11 - Desenvolvimento em um plano de uma superfície de controle ao redor de um propulsor com um número infinito de Lâminas



Superfície de controle, em um raio r , desenvolvida em um plano

OBS.: POR CONVENIÊNCIA, REPRESENTOU-SE APENAS TRÊS DAS INFINITAS LÂMINAS



A expressão 4.29 demonstra que a circulação depende da velocidade induzida

tangencial v_i , conforme citado no início deste item. A circulação de um propulsor com um número infinito de lâminas não é usada na teoria da linha de sustentação, podendo,

entretanto, ser calculada a partir dos seus resultados. O uso desta equação no projeto de propulsores esta ligado às funções de Goldstein, sendo usada, por exemplo, no método aproximado de projeto descrito por ECKHARDT e MORGAN¹³. Nesta referência, são

apresentadas as funções de Goldstein para propulsores de 3, 4, 5, e 6 lâminas. As funções de Goldstein, representadas por "k" relacionam a circulação total em um determinado raio r de um propulsor com g lâminas e a circulação no mesmo raio r de um propulsor com um número infinito de lâminas, ou seja:

$$k = \frac{g \cdot \Gamma_1}{\Gamma_\infty} = \frac{g \cdot \Gamma_1}{4 \cdot \pi \cdot r \cdot n_i} \Rightarrow \Gamma_1 = 4 \cdot \pi \cdot r \cdot n_i \cdot k \quad (4.30)$$

Na expressão 4.30, Γ_1 representa a circulação em um perfil bidimensional,

posicionado em um raio r, de uma única lâmina do propulsor. Daqui por diante, por conveniência, a circulação em uma única lâmina será chamada somente de Γ .

A força de sustentação ("lift") por unidade de comprimento (\bar{L}) pode ser

calculada em cada perfil, sendo proporcional a esta circulação Γ . É expressa pela Lei de Kutta-Joukowski linearizada para perfis finos (equação 4.31), conforme descrito na teoria de

fólios bidimensionais exposta no item 4.1.2 (equação 4.7):

$$\bar{L} = \rho \cdot V \cdot \Gamma$$

(4.31)

No uso da TLS para o projeto de propulsores é necessário, assim, se calcular

os valores das velocidades induzidas pelas linhas de vórtices da esteira do propulsor. LFRBS³⁵ apresentou uma metodologia para se realizar o cálculo exato destas velocidades,

através de parâmetros geométricos do propulsor denominados de fatores de indução, que esta desenvolvida no anexo 8. Estas velocidades alteram consideravelmente o ângulo de passo do escoamento fluido em propulsores moderadamente carregados, sendo, desta forma, essenciais no cálculo pela Teoria da Linha de Sustentação. No item seguinte, será descrito como esta teoria é usada no cálculo de propulsores com distribuição de circulação ótima.

4.2.3 - APLICAÇÃO DA TLS PARA PROPULSORES MODERADAMENTE CARREGADOS ADAPTADOS A ESTEIRA COM DISTRIBUIÇÃO DE CIRCULAÇÃO ÓTIMA

A modelagem do sistema de vórtices de um propulsor moderadamente carregado é feito considerando-se que as velocidades induzidas pelas folhas de vórtices não afetam o formato destas. Esta hipótese, conforme cita LFRBS35, é assumida apenas para propulsores moderadamente ou levemente carregados. Logo, as folhas de vórtices produzidas pelo propulsor podem ser consideradas como sendo perfeitamente helicoidais, com passo constante.

Para se iniciar o projeto de um propulsor adaptado à esteira pela Teoria da Linha de Sustentação, é necessário se estabelecer qual a condição de operação que deverá ser utilizada no projeto. No caso, será utilizada a condição de operação ótima do propulsor, conforme definida por LFRBS36 e desenvolvida no anexo 9.

A condição de operação ótima de um propulsor pode ser definida como aquela em que o propulsor requer a mínima potência para que ele desenvolva o empuxo desejado na velocidade desejada. Ocorrendo isto, a lâmina terá uma distribuição de circulação ao longo do seu raio que será dita ótima. Esta definição deve ser transcrita de

forma matemática de modo que possa ser usada no projeto do propulsor. O desenvolvimento matemático da condição de operação ótima do propulsor está descrito no anexo 9, conforme desenvolvida por LFRBS. Este desenvolvimento é baseado no conceito de que, em uma lâmina com uma determinada distribuição de circulação, se removermos um diferencial de circulação de um determinado raio e o trasladarmos para um outro raio e , com isto, aumentarmos a eficiência, tem-se que o propulsor está fora da sua condição de operação ótima. No caso de trasladarmos este diferencial de circulação e a eficiência permanecer constante, então, o propulsor estará operando em sua condição ótima.

Esta consideração se traduz em uma relação geométrica que relaciona o ângulo de ataque hidrodinâmico β com o ângulo de ataque geométrico β . Esta relação é expressa pela equação A9.28, transcrita a seguir:

$$\frac{\tan \beta(x)}{\tan \beta'(x)} = e^{e^{po(ideal)}} \frac{(1 - w_0)^{1/2}}{(1 - w(x))^{1/2}} = f(x) \quad \text{(equação A9.28)}$$

Para facilitar o desenvolvimento de equações posteriores, foi definida, na

equação A9.28, a função $f(x)$ que permitirá escrever a condição de operação ótima de forma mais simples. Nesta equação, o ângulo de ataque hidrodinâmico β é estabelecido a partir do ângulo de ataque geométrico β , utilizando-se o coeficiente de esteira axial local $w(x)$, o coeficiente de esteira axial global w_0 e a eficiência do propulsor ideal em água aberta ($e^{po(ideal)}$). A eficiência do propulsor ideal em água aberta ($e^{po(ideal)}$) é definida como sendo a

eficiência que o propulsor teria, quando operando em água aberta, considerando-se um arraste de tração e de forma igual a zero. Esta eficiência é, portanto, inatingível para uma propulsor operando em sua condição de projeto. A eficiência real será sempre inferior a ela. A presença deste parâmetro na equação representativa da condição de operação ótima é devido somente ao seu desenvolvimento matemático, não significando que o propulsor tenha esta eficiência. Porém, este valor deve ser estabelecido no início do projeto pela T.L.S. Ao estabelecer-lo, obtemos o ângulo de passo hidrodinâmico β e, através dos cálculos pela T.L.S,

o empuxo e demais características do propulsor (inclusive a eficiência real). O cálculo do empuxo, a partir da condição de operação ótima, ou seja, a partir do valor de $e^{pot(ideal)}$, mostra o caráter iterativo do projeto pela T.L.S. O empuxo a ser obtido pelo propulsor deve possuir um valor que é determinado pelas características hidrodinâmicas e de operação da embarcação. Arbitrando-se um valor alto para $e^{pot(ideal)}$, a eficiência real do propulsor também será alta, mas o empuxo desenvolvido será baixo (eficiência alta está ligada a baixas velocidades induzidas e, portanto, a uma baixa circulação na lâmina). Em contrapartida, arbitrando-se um valor baixo para $e^{pot(ideal)}$, a eficiência será baixa, mas o empuxo final será alto. Em um determinado valor de $e^{pot(ideal)}$, o empuxo obtido no projeto igualar-se-á ao empuxo necessário. Isto é conseguido através de sucessivas iterações.

Tendo sido obtida a expressão matemática relativa à condição de operação ótima, deve-se agora verificar como é dada continuidade ao cálculos pela T.L.S. Os ângulos de passo geométrico e hidrodinâmico estão relacionados pela condição de operação ótima. As expressões destes ângulos são obtidas a partir do diagrama de velocidades dos propulsores moderadamente carregados, mostrados na figura 4.10. As equações para estes

dois ângulos estão descritas abaixo:

$$\tan \beta = \frac{V_a \cdot \omega \cdot R \cdot x}{V_s \cdot (1-w(x))} = \frac{\omega \cdot R \cdot x}{(1-w(x)) \cdot \lambda_s} \quad (4.32)$$

$$\tan \beta_i = \frac{V_a + n_a}{\omega \cdot r - n_i} = \frac{\frac{V_s}{\omega \cdot x \cdot R} - \frac{V_s}{n_i}}{\frac{x}{\lambda_s} - \frac{V_s}{n_i}} \quad (4.33)$$

sendo λ_s o coeficiente de avanço relativo à velocidade da embarcação, definido por:

$$\lambda_s = \frac{\omega \cdot R}{V_s} \quad (4.34)$$

A definição destes ângulos permite se definir, na realidade, os limites para as velocidades induzidas axiais (u_a) e tangencial (u_t), de forma a se fechar geometricamente o polígono de velocidades em cada perfil, conforme pode ser visto na figura 4.10.

As velocidades induzidas são intimamente relacionadas à distribuição de circulação sobre a lâmina, conforme o desenvolvimento que será feito nas equações a seguir. Tem-se, assim, que pode-se determinar qual o valor da circulação em cada perfil da lâmina e, portanto, qual o empuxo que a lâmina desenvolverá, a partir dos parâmetros geométricos do escoamento que definem o polígono de velocidades da lâmina (ângulos de passo geométrico e hidrodinâmico) A condição de operação ótima pode ser reescrita, substituindo-se em sua expressão matemática (equação A9.28), as expressões dos ângulos de passo geométrico e hidrodinâmicos (equações 4.32 e 4.33). Tem-se, assim:

$$f(x) \cdot \frac{V_s}{n_s} + \frac{x}{(1-w(x)) \cdot \lambda_s} \cdot \frac{V_s}{n_t} = (1-w(x)) \cdot (1-f(x)) \quad (4.35)$$

Esta expressão significa que a condição de operação ótima esta sendo cumprida e que a geometria do polígono de velocidades esta levando em consideração as velocidades induzidas.

Conforme desenvolvimento feito no anexo 9, o qual envolve a estimativa das velocidades induzidas pela folha de vórtices da esteira do propulsor, determinou-se a relação entre as velocidades induzidas axiais (u_a) e tangencial (u_t) e a circulação Γ em cada perfil que compõe a lâmina. As velocidades induzidas são descritas segundo os fatores de indução de Lerbs i_a (referente à velocidade induzida axial) e i_t (referente à velocidade induzida tangencial). Estes fatores representam a relação entre a velocidade induzida por uma linha de vórtice helicoidal e uma velocidade induzida de referência (esta última é definida como sendo a causada por uma linha de vórtices retilínea que se propaga de zero a infinito, com a

mesma intensidade da linha de vórtice helicoidal). O motivo do uso dos fatores de indução é que eles evitam problemas matemáticos quando a distância entre o ponto em que são calculadas as velocidades induzidas e a posição da linha de vórtices tender a zero. Por sua vez, a circulação é descrita em uma forma adimensionalizada pela velocidade da embarcação, que é dada pela equação (A8.89):

$$G = \frac{\pi D V_s}{T}$$

(equação A8.89)

Destas formas, as velocidades induzidas (expressas pelos fatores de indução) e a circulação adimensionalizada G relacionam-se através das equações A8.90 e A8.105. Estas equações foram desenvolvidas no anexo 8 e possuem o mesmo significado físico, com a diferença que uma está desenvolvida na forma integral para o raio adimensional x e a outra na forma de somatória para a coordenada angular ϕ (esta coordenada parametriza a coordenada x - vide

equação A8.91 e A8.92 no anexo 8):

$$\frac{V_s}{V} f(x) = \frac{2}{1} \int_{x_0}^x \frac{dx_0}{1} \cdot \frac{x - x_0}{1} \cdot i_s \cdot dx_0$$

(equação A8.90)

$$\frac{V_s}{V} \phi = \frac{1}{1} \sum_{n=1}^{\infty} m \cdot G_n \cdot H_n^m(\phi)$$

(equação A8.105)

Deve-se agora aplicar a equação 4.35 (que leva em consideração a condição de operação ótima do propulsor e o polígono de velocidades de cada perfil), nas equações A8.90 e A8.105 (que descrevem a relação entre as velocidades induzidas e a circulação

adimensional). Assim, chega-se a:

- na forma integral:

$$f(x) \cdot \frac{2}{1} \int_{x_0}^x \frac{dx_0}{1} \cdot \frac{x - x_0}{1} \cdot i_s \cdot dx_0 + \frac{x}{(1-w) \cdot \lambda_s} \cdot \frac{2}{1} \int_{x_0}^x \frac{dx_0}{1} \cdot \frac{x - x_0}{1} \cdot i_s \cdot dx_0 = (1-w) \cdot (1-f(x)) \quad (4.36)$$

$$\text{ou seja: } \int_{x_0}^x \frac{dx_0}{1} \cdot \frac{x - x_0}{1} \cdot \left\{ f(x) \cdot i_s + \frac{x}{(1-w) \cdot \lambda_s} \cdot i_s \right\} \cdot dx_0 = 2 \cdot (1-w) \cdot (1-f(x)) \quad (4.37)$$

As equações 4.37 e 4.39 representam a condição de operação ótima do propulsor (que relaciona os ângulos passo hidrodinâmico e geométrico) associada ao polígono de velocidades do perfil e levam em consideração a relação entre as velocidades induzidas e a circulação na lâmina. O projeto pela Teoria da Linha de Sustentação é feito, na prática, através da equação 4.39. Nesta equação, a somatória não pode ser feita de um a infinito mas sim de acordo com o número de divisões feitas na lâmina do propulsor. Em geral, a lâmina é dividida em oito partes iguais, sendo que junto ao bossó e junto ao tip, são feitos refinamentos no cálculo através da divisão em mais duas partes.

x = raio adimensional do perfil aonde é realizado o cálculo.

x_h = raio adimensional do bossó; e

w = coeficiente de esteira local;

λ_s = coeficiente de avanço relativo à velocidade da embarcação (equação 4.34)

$f(x)$ = função referente à condição de operação ótima do propulsor (equação A9.28);

da lâmina (equações A8.99 e A8.104);

determinada posição ϕ , causadas pelas linhas de vórtice emitidas desde o bossó até a ponta

$H'_m(\phi)$ = representa a integração das velocidades induzidas tangencial e axial, em uma

(vide equação A8.95);

G_m = coeficientes da somatória que descreve a distribuição de circulação adimensional G

Nestas equações tem-se que:

ou seja:
$$\sum_{m=1}^{\infty} m \cdot G_m \left\{ f(x) \cdot H'_m(\phi) + \frac{x}{(1-w) \cdot \lambda_s} H'_m(\phi) \right\} = (1-x_n) \cdot (1-w) \cdot (1-f(x)) \quad (4.39)$$

(4.38)

$$f(x) \cdot \frac{1}{1-x_n} \cdot \sum_{m=1}^{\infty} m \cdot G_m \cdot H'_m(\phi) + \frac{x}{(1-w) \cdot \lambda_s} \cdot \frac{1}{1-x_n} \cdot \sum_{m=1}^{\infty} m \cdot G_m \cdot H'_m(\phi) = (1-w) \cdot (1-f(x))$$

- na forma de somatorias:

A equação 4.39 define o propulsor da seguinte forma: após estabelecer-se um

valor para a eficiência do propulsor ideal em água aberta ($e^{po(ideal)}$), ou seja, de se estimar o

valor da função $f(x)$ (equação A9.28), tem-se representado pela equação 4.39 a geometria do

polígono de velocidades do perfil e a relação entre as velocidades induzidas e a circulação

adimensional G . Assim, para um valor de $e^{po(ideal)}$, calcula-se quais as velocidades induzidas

e circulação G em cada perfil da lâmina (expressa pelas suas componentes G_m). A partir do

valor de G , calcula-se o coeficiente c_{VD} da seguinte forma:

$$C_L = \frac{L}{2 \cdot \rho \cdot c \cdot V^2} = \frac{c \cdot V_r}{2 \cdot \Gamma} = \frac{c \cdot V_r}{2 \cdot G \cdot \pi \cdot D \cdot V_s} = \frac{c \cdot V_r}{2 \cdot \pi \cdot D \cdot G \cdot \cos \beta_l} \cdot c \cdot \left(\frac{x}{n_l} - \frac{\lambda_s}{V_s} \right) \quad (4.40)$$

$$\text{ou seja: } \frac{D}{C_L \cdot c} = \frac{2 \cdot \pi \cdot G \cdot \cos \beta_l}{\left(\frac{x}{n_l} - \frac{\lambda_s}{V_s} \right)} \quad (4.41)$$

Resumindo-se, os seguintes passos devem ser efetuados no projeto pela TLS:

a) Objetivo: A partir dos dados de entrada, obter um propulsor que permita desenvolver o

empuxo requerido pela embarcação;

b) Arbitra-se um valor para a eficiência do propulsor ideal em água aberta, com o objetivo de

se projetar o propulsor para se atingir o empuxo necessário: Para este valor arbitrado chegar-

se-á, através dos cálculos, a um valor de empuxo gerado pelo propulsor. Para um valor

arbitrado de $e^{po(ideal)}$ alto, a eficiência real do propulsor será alta. Desta forma, as velocidades

induzidas (que representam perdas no propulsor) serão baixas e a circulação e empuxo serão

baixos. Em contrapartida, arbitrando-se valores baixos de eficiência, por raciocínio análogo,

tem-se que o empuxo será alto. O processo é, assim, iterativo, devendo convergir para o

valor de empuxo requerido pela embarcação;

c) Cálculo da condição de operação ótima: Calcula-se a função $f(x)$ que relaciona a tangente do ângulo de passo hidrodinâmico à tangente do ângulo de passo geométrico (segundo a condição de operação ótima do propulsor) através da equação A9.28;

d) Cálculo das velocidades induzidas através dos fatores de indução: Calculam-se os fatores de indução i_a e i_t (equações A8.83 a A8.86) em cada raio adimensional de interesse (x ou φ). Estes fatores de indução permitem o cálculo das velocidades induzidas na posição radial x (ou φ) por g linhas de vórtice emitidas, uma por cada lâmina, a partir de uma posição radial x_0 (ou φ_0). Após este cálculo, deve-se determinar a velocidade induzida total através da integração dos fatores de indução i_a ou i_t , ao longo da lâmina, integração esta que é representada pelos coeficientes h'_m e h''_m (equação A8.104). Desta forma, obtêm-se as velocidades induzidas por todas as linhas de vórtices emitidas ao longo da lâmina.

e) Cálculo da distribuição de circulação adimensional G : Calcula-se a distribuição de circulação G correspondente à condição de operação ótima do propulsor (equações 4.39 e A8.95);

f) Cálculo do coeficiente $c_{L/D}$ e do empuxo: A partir da distribuição de circulação ótima obtida, calcula-se o coeficiente de sustentação de cada seção da lâmina e o empuxo gerado;

g) Necessidade de iterações: Se o empuxo gerado for igual ao desejado, o projeto pela Teoria da Linha de sustentação esta terminado. Se for diferente, retorna-se ao item "a" e arbitra-se uma outra eficiência do propulsor ideal em água aberta; e

h) Definição da geometria da lâmina: Com os valores obtidos a partir da Teoria da Linha de sustentação (coeficiente de sustentação, velocidades induzidas, ângulo de passo hidrodinâmico, circulação e carregamento) pode-se definir a geometria da lâmina, escolhendo-se o camber, a espessura e a corda de modo que o perfil não cavite e tenha uma

resistência estrutural adequada. Com a geometria definida, pode-se fazer uma análise do projeto pela Teoria da Superfície de sustentação, que será descrita a seguir.

O projeto pela TLS fornece como dados de saída os valores do coeficiente $C_{l,c/D}$, das velocidades induzidas u_i e u_a (e consequentemente da velocidade incidente V_i) e dos ângulos de passo hidrodinâmico β_i . No anexo 12 está apresentada e descrita a planilha de cálculo referente ao projeto pela TLS. Encontra-se também, neste anexo, para fins de comparação com esta planilha, os resultados de um exemplo rodado no programa TLS, desenvolvido no Massachusetts Institute of Technology.

4.3 - TEORIA DA SUPERFÍCIE DE SUSTENTAÇÃO

A Teoria da Linha de Sustentação descrita nos itens anteriores modela a lamina do propulsor como uma linha de vórtices, a partir da qual se propaga uma folha de vórtices helicoidal. A validade desta teoria é tanto maior quanto maior for a razão de aspecto da lamina, ou seja, quanto mais o formato desta se aproximar de uma linha. Quanto menor for a razão de aspecto ou quanto maior for o ângulo de torção (ou ângulo de skew) da lamina, mais a sua geometria se afasta deste modelo. É necessário portanto, se usar ferramentas mais sofisticadas como a Teoria da Superfície de Sustentação.

A Teoria da Superfície de Sustentação (TSS) usada em propulsores teve um desenvolvimento muito acentuado a partir da década de 60, tendo por base os preceitos estabelecidos pela Teoria da Linha de Sustentação. Ela utiliza a geometria do propulsor, considerando a espessura e corda dos perfis, o seu ângulo de torção e o rake, no cálculo dos esforços sobre a lamina. Além disto, considera o efeito da velocidade induzida radial e do ângulo de passo da esteira nestes cálculos.

De um modo geral, a TSS divide a lamina do propulsor em placas, definidas por um espaçamento angular e por um espaçamento radial constantes. Nestas placas, são distribuídas vorticidades que simulam a circulação sobre a lamina e fontes que simulam a sua espessura. Ao longo de cada raio, são estabelecidos determinados pontos de controle, nos quais serão calculadas as velocidades induzidas. A partir das velocidades em cada ponto de controle, é calculada a distribuição de pressões ao longo do raio. A integração das pressões ao longo da superfície da lamina permitirá o cálculo da força de sustentação sobre a mesma.

A TSS utiliza, como dados de entrada para os seus cálculos, valores determinados pela T.S., tais como a distribuição de circulação adimensional C e o ângulo de passo hidrodinâmico β . Assim, a TSS é, em essência, uma teoria de análise, na qual a partir de uma geometria da lamina pré-determinada, obtêm-se os esforços, potências e outros parâmetros. A partir destes resultados, deve-se ou não alterar as características do propulsor, de modo a que ele atenda os requisitos de projeto.

No anexo 14, encontra-se uma descrição mais detalhada dos procedimentos usados na TSS para a definição da geometria, cálculo das velocidades induzidas pelas singularidades e cálculo dos esforços sobre a lamina.

5 - CRITÉRIOS DE CAVITAÇÃO

O fenômeno de cavitação em propulsores foi verificado primeiramente por Charles Parsons durante ensaios com o navio Turbina no final do século XIX.

O Turbina era um navio experimental equipado com uma turbina a vapor de 1500 HP e um propulsor de 30 polegadas de diâmetro, o qual operava sem redução a 2500 rpm. Este navio tinha sido construído com o objetivo de provar a superioridade das turbinas a vapor sobre motores alternativos.

Em seu primeiro teste, o Turbina atingiu uma velocidade de somente 20 nós, enquanto se esperava que ele atingisse mais de 30 nós.

Parsons realizou experimentos nos dois anos seguintes usando modelos de propulsores de 2 polegadas de diâmetro, que foram ensaiados em um tanque circular com água quente. A observação dos modelos foi feita com um estroboscópio projetado por ele mesmo, o que o possibilitou descrever a injeção de cavitação.

O Turbina teve sua turbina substituída por três turbinas menores, acopladas em três eixos (uma em cada eixo) com três propulsores de 18 polegadas cada. O navio atingiu oficialmente uma velocidade de 32.61 nós, em 1897.

Vários outros problemas em propulsores de navios, no decorrer deste século, levaram à necessidade de se estudar e de se evitar a ocorrência de cavitação. Atualmente, no caso de navios mercantes, o uso de altas velocidades e de maiores deslocamentos provocaram um aumento nas potências instaladas, o que levou os projetistas de propulsores ao uso de técnicas mais sofisticadas para o estudo de cavitação. No caso de navios de guerra e, particularmente de submarinos, os requisitos de ruído tornam fundamental este estudo, em

virtude da cavitação em propulsores ser uma das principais fontes de geração de ruído

submarino.

5.1 - TIPOS DE CAVITAÇÃO

A cavitação pode ser definida como a passagem de um fluido à condição de

vapor à temperatura constante através da redução de sua pressão. As cavidades, após se formarem, se deslocam de regiões de baixa pressão para regiões de pressão mais elevada e se colapsam. Há dois tipos de cavitação. No primeiro, a cavidade pode ser formada e crescer em virtude da vaporização do fluido, sendo neste caso chamada de cavitação vaporosa. Ocorre quando a pressão local do fluido se aproxima da pressão de vaporização. O colapso das bolhas ocorre violentamente, dando origem à erosão e ruído. No segundo, a cavidade ou bolha pode se formar e crescer devido à difusão de gases dissolvidos na água para o interior da cavidade. É a chamada cavitação gasosa. Neste tipo de cavitação, a pressão de injeção é normalmente maior do que a pressão de injeção da cavitação vaporosa. Porém, a escala de tempo da formação e colapso das bolhas é muito maior do que na cavitação vaporosa. Por isto, durante o processo de cavitação vaporosa, a formação e o colapso das cavidades ocorrem em um tempo extremamente curto, muito menor do que o necessário para que haja difusão gasosa para dentro das mesmas. Assim, os processos de cavitação hidrodinâmicos são eminentemente vaporosos.

Os líquidos são capazes de resistir à tensão de tração. O experimento de BERTHELOT (1850) demonstrou, através do aquecimento e posterior resfriamento da água, que aparecem no líquido tensões de tração, em virtude da aderência do mesmo às paredes do recipiente em que se encontra. Estas tensões serão tanto maiores quanto menor for a

quantidade de impurezas ou gases dissolvidos no meio líquido. Para que ocorra a formação de cavidades é necessário que haja, no líquido, pontos fracos que possibilitem o desenvolvimento destas cavidades. Estes pontos fracos podem ser bolhas de ar, gases ou outros líquidos dissolvidos. No caso da água do mar, vê-se claramente que é um ambiente propício para a formação de cavidades.

Além da classificação da cavitação em gasosa e vaporosa, pode-se classificar a sua ocorrência de acordo com a sua natureza física da seguinte forma:

- Cavitação sob a forma de folhas ("Sheet cavitation");
- Cavitação sob a forma de bolhas ("bubble cavitation");
- Cavitação devido à formação de vórtices de ponta ("tip vortex cavitation"); e
- Cavitação devido à formação de vórtices de bosso ("hub vortex cavitation").

A cavitação sob a forma de folhas tem início no bordo de ataque das lâminas dos propulsores e ocorre quando a pressão nesta região atinge um valor próximo à pressão de vaporização do fluido. Isto pode ocorrer quando os perfis das lâminas operam em ângulos de ataque diferentes do ângulo de ataque ideal. O alto gradiente de pressão que surge quando o ângulo de ataque se afasta do ângulo de ataque ideal (similar ao gradiente de pressão de uma placa plana com ângulo de ataque) faz com que se forme este tipo de cavitação nas proximidades do bordo de ataque. A cavitação dar-se-á no dorso quando o ângulo de ataque for positivo e na face quando o ângulo de ataque for negativo, se estendendo para a ré do perfil sob o formato de uma folha de vapor.

A cavitação sob a forma de bolhas ocorre devido à queda de pressão no fluido quando este escoar sobre a superfície curva do perfil. Ocorre inicialmente nas imediações da seção de maior espessura do perfil (aproximadamente na sua corda média) e se manifesta

sob a forma de um crescimento e colapso rápido de bolhas localizadas, provocando ruído,

vibração e erosão sobre a lâmina.

A cavitação devido a formação de vorticidades ocorre em virtude da queda de pressão no núcleo do vórtice. Pode ocorrer na ponta da lâmina e no bosso do propulsor, de forma similar ao que ocorre nas extremidades das superfícies de sustentação do tipo asa. A pressão é mínima no centro do vórtice e, ao atingir aproximadamente a pressão de vaporização, ocorre a cavitação no seu núcleo. Estes vórtices se formam na ponta da lâmina e no bosso devido à diferença de pressões entre a face e o dorso das lâminas. A equalização destas pressões nestas regiões provocam o aparecimento das vorticidades que se propagam de forma helicoidal (na ponta da lâmina) ou retilínea (no bosso), devido à velocidade de rotação da lâmina (vide figura 5.1). Estes dois tipos de cavitação não provocam danos ao propulsor em virtude do colapso das bolhas ocorrer na esteira. Porém, elas geram ruídos antes mesmo do vórtice cavitante ser visualizado por causa do escoamento de água em alta velocidade provocado pelo vórtice. (ou seja, antes da pressão no núcleo do vórtice atingir aproximadamente a pressão de vaporização). Estes ruídos devem ser evitados dependendo do tipo de embarcação em que vá operar o propulsor.

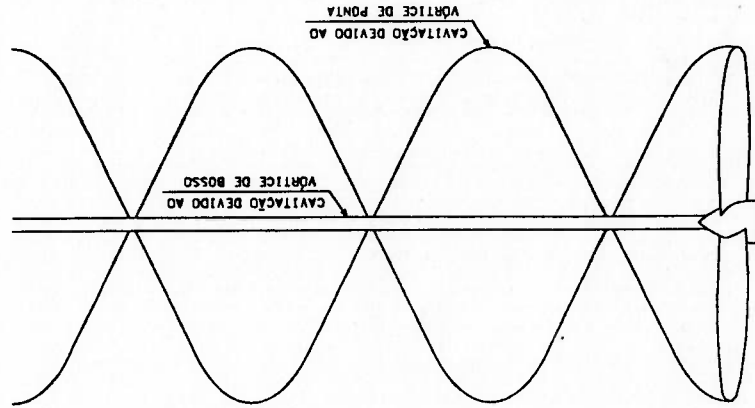


Figura 5.1 - Propagação dos vórtices da ponta da lâmina e do bosso

5.2 - EFEITOS DA CAVITAÇÃO EM PROPULSORES

Os seguintes efeitos podem ocorrer devido à cavitação nas lâminas dos

propulsores:

- Queda na performance do propulsor;
- Erosão e corrosão na lâmina; e
- Vibração e ruído.

a) Queda da performance do propulsor: A cavitação age sobre o perfil do propulsor alterando o fluxo sobre o mesmo. Isto influencia a distribuição de pressões sobre o perfil, provocando alteração no empuxo, no torque e, consequentemente, na eficiência. O efeito é basicamente de reduzir a relação entre a sustentação e o arraste, diminuindo assim, a eficiência.

b) Erosão e corrosão na lâmina: O processo de colapso das bolhas formadas pela cavitação provoca erosão na lâmina do propulsor. Esta erosão é bastante localizada e ocorre principalmente na cavitação devido à formação de bolhas. Segundo VAN OOSANEN⁵⁸, uma teoria muito aceita é a que propõe que a alta energia associada ao colapso destas bolhas é devida a entrada de um jato d'água na bolha durante o colapso, provocando uma onda de choque e erosão sobre a superfície do propulsor, na região aonde a pressão começa a se elevar. A erosão ocorre principalmente na cavitação devido à formação de bolhas, podendo ocorrer também na cavitação em forma de folhas, no caso das folhas de vapor se quebrarem em bolhas individuais sobre a superfície da lâmina. Um outro efeito que pode ocorrer na lâmina é um processo de corrosão associada à erosão. Quando se inicia a erosão devido à cavitação, a corrosão acelera o processo de destruição da lâmina. Por outro lado, a ocorrência de corrosão provoca a formação de rugosidades que facilitam o processo de cavitação, caso a pressão seja suficientemente baixa. As rugosidades originadas pela corrosão aumentam a turbulência da camada limite, provocando flutuações elevadas na distribuição de pressões,

as quais, dependendo da pressão média do fluido, geram em diversos pontos pressões correspondentes às de vaporização do fluido.

c) Vibração e ruído: O impacto resultante da implosão das bolhas de cavitação sobre a superfície da lâmina, de forma contínua, gera esforços vibratórios sobre o propulsor, além de danificá-lo. Além disto, o ruído provocado por estas implosões é irradiado no meio fluido, sendo indesejável no caso de embarcações militares, especialmente submarinos.

5.3- PROJETO DA LÂMINA DE MODO A SE EVITAR A CAVITAÇÃO DEVIDO A FORMAÇÃO DE BOLHAS E A CAVITAÇÃO EM FOLHAS

5.3.1 - INFLUÊNCIA DA ESPESSURA, CAMBER E ÂNGULO DE ATAQUE SOBRE O CAMPO DE PRESSÕES DE UM FOLHO

A ocorrência da cavitação devido à formação de bolhas sobre o perfil e da cavitação em forma de folhas são fenômenos distintos, embora ambos sejam gerados pela queda de pressão no perfil.

O campo de velocidades, e consequentemente o de pressões, originado ao longo de um perfil por um escoamento com ângulo de ataque pode ser decomposto de forma linear, segundo a teoria do potencial, em três parcelas, quais sejam (vide figura 5.2):

- Escoamento sobre um perfil simétrico (sem camber) e com espessura: Neste tipo de escoamento, não há a geração de sustentação, em virtude da simetria do campo de pressões a ele associado, representado na figura 5.2;

- Escoramento sobre uma linha média que define o camber. O campo de pressões associado

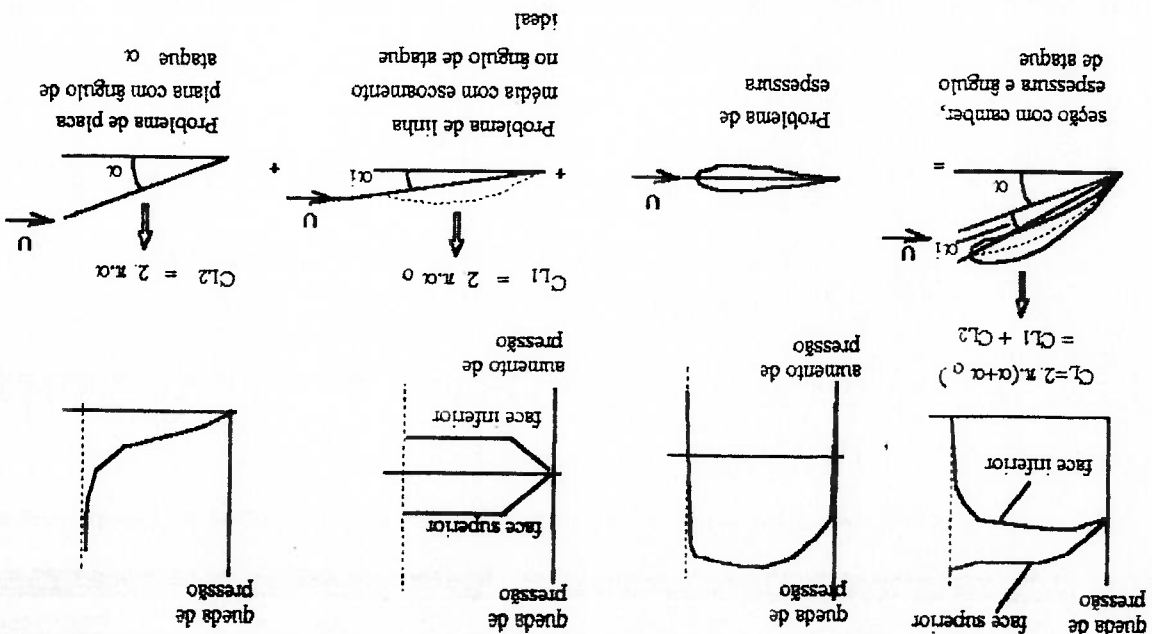
ao escoramento que incide sobre a linha média do perfil, no seu ângulo de ataque ideal, provoca a geração de uma força de sustentação. O coeficiente de sustentação associado à esta força é denominado de coeficiente de lift ideal ($C_{l(ideal)}$). Para cada tipo de linha média pode-se calcular o ângulo de ataque ideal do perfil (vide anexo 10), que é definido como o ângulo no qual a incidência do escoramento provoca a menor queda de pressão no bordo de ataque. A queda de pressão correspondente ao escoramento sobre a linha média de um perfil NACA com entrada do fluido no ângulo de ataque ideal pode ser vista na figura 5.2.

- Escoramento sobre uma placa plana com ângulo de ataque: A entrada do fluido em um ângulo de ataque diferente do ângulo de ataque ideal de um perfil corresponde a se adicionar, aos dois campos de pressão anteriores, um campo de pressão similar ao de uma placa plana com um ângulo de ataque igual à diferença entre o ângulo de ataque geométrico (ângulo entre a direção do escoramento e a linha que une bordo de ataque ao bordo de fuga) e o ângulo de ataque ideal. Este campo de pressões provoca o aparecimento de uma força de sustentação proporcional ao ângulo de ataque. Na figura 5.2, tem-se a representação deste campo de pressões.

De acordo com o exposto, pode-se notar a grande influência da espessura, do camber e do ângulo de ataque sobre o campo de pressões e, conseqüentemente sobre o fenômeno de cavitação no perfil.

A cavitação em folhas ocorre no bordo de ataque, devido a uma queda de pressão acentuada nesta região (a pressão cai à um valor aproximadamente igual à pressão de vaporização do fluido) de ataque em ângulos de ataque diferentes do ângulo de ataque ideal. A cavitação se propaga ao longo do perfil com o formato de uma folha, aparecendo no dorso para ângulos de ataque positivos e na face para ângulos de ataque negativos. Uma maneira de se reduzir o efeito da queda de pressão no bordo de ataque é arredonda-lo. Desta forma, superpõe-se a distribuição correspondente ao perfil simétrico com espessura à distribuição de pressões da placa plana com ângulo de

Figura 5.2 - Decomposição do escoamento sobre um folio e distribuições de pressões associadas



ataque, reduzindo a queda de pressão (vide figura 5.2). Quanto maior for a espessura do bordo de ataque, maior poderá ser o ângulo de ataque do escoamento sobre o perfil.

A cavitação em bolhas é devida à queda de pressão provocada pelo camber e pela espessura do perfil, ocorrendo nas imediações do ponto de máxima espessura deste. O formato deste tipo de cavitação é o de bolhas de vapor que se formam devido à baixa pressão e implodem quando entram na direção de regiões de pressão mais elevada do perfil. Nota-se assim que, quanto maior a espessura ou o camber do perfil, mais facilmente ocorrerá este tipo de cavitação.

Ha, assim, uma solução de compromisso entre se aumentar a espessura do perfil, permitindo um arredondamento de seu bordo de ataque e diminuindo a possibilidade de cavitação em folhas ou se reduzir a espessura, a fim de se evitar a cavitação por formação de bolhas. A espessura que otimiza esta solução de compromisso é a que permite a máxima variação do ângulo de ataque para um dado índice de cavitação, sem que haja a ocorrência de qualquer tipo de cavitação. O perfil assim obtido é denominado de perfil ótimo.

Na descrição feita acima, procurou-se separar os efeitos que originaram cada tipo de cavitação a fim de se permitir uma melhor visualização deste fenômeno. Porém, deve-se lembrar que os campos de pressões se interrelacionam e, portanto, há a influência dos fatores que causam um tipo de cavitação sobre o outro tipo. Assim, tem-se que o campo de pressões devido à entrada do fluido fora do ângulo de ataque ideal também influi na cavitação devido à formação de bolhas (embora em menor proporção), pois este campo se estende ao longo de todo o folio. Da mesma forma, a espessura e o camber do perfil também contribuem com seu campo de pressões, sobre a cavitação na forma de folhas.

○ campo de pressões total, resultante da contribuição da espessura, do camber e do ângulo de ataque provocará a injeção de cavitação quando a pressão mínima corresponder à pressão de vaporização do fluido. Assim, no projeto do propulsor, cada perfil que compõe a lamina deve ser analisado de forma a impedir que isto ocorra.

5.3.2 - ENVOLTÓRIAS DE MÍNIMA PRESSÃO PERMISSÍVEL PARA SE EVITAR CAVITAÇÃO DEVIDO À FORMAÇÃO DE BOLHAS OU CAVITAÇÃO EM FOLHAS

BROCKETT⁷⁷ desenvolveu, no DAVID TAYLOR MODEL BASIN, um relatório em que são apresentadas os gráficos das envoltórias de mínima pressão para os perfis das famílias NACA 66 (TMB modified nose and tail), Buships type I (NACA 16 modificado com camber parabólico) e Buships Type II (NACA 16 com camber parabólico). Estas curvas são muito úteis para a seleção dos perfis que compõem as lâminas de um propulsor de modo a se evitar a ocorrência de cavitação.

As envoltórias de mínima pressão para os perfis NACA 66 estão apresentadas no anexo 6. Estas curvas são plotadas para um dado tipo de perfil (com uma distribuição de espessuras e camber determinados), correspondendo cada gráfico a uma determinada razão de camber (relação entre camber máximo e corda). A ordenada é o ângulo de ataque geométrico do perfil e a abscissa é menos o coeficiente de pressão mínimo, que é dado por:

$$-C_{p_{min}} = \frac{1}{P_{\infty} - P_{min}} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}$$

(5.1)

Estas curvas são parametrizadas pela razão entre a espessura máxima e a corda (t):

$$t = \frac{c}{t_{max}}$$

(5.2)

O coeficiente de pressão mínimo $C_{p_{min}}$ é um parâmetro que depende das características do fólio. Desprezando os efeitos das velocidades induzidas sobre o módulo da velocidade incidente V_r (elas afetam muito pouco o valor do módulo de V_r , sendo a sua influência principal a variação do ângulo de incidência de V_r), tem-se que $C_{p_{min}}$ é uma função da profundidade em que se encontra o propulsor (representada pela pressão P_{∞}) e das características do perfil como a razão espessura pela corda, camber e ângulo de ataque (que são representadas pela pressão mínima sobre a face, P_{min}). Conforme já mencionado, estas características são pequenas, e permitem o uso da teoria linearizada de fólios para se fazer algumas aproximações sobre o valor de $C_{p_{min}}$. A lei de Bernoulli linearizada é expressa por:

$$p_{\infty} - p_{min} \approx \rho V_r \cdot n \quad (5.2a)$$

onde a velocidade u representa a componente da velocidade de perturbação, que o fólio induz no fluido, e que possui a mesma direção da velocidade de incidência V_r . Devido às características do fólio, já citadas, tem-se que $u \ll V_r$. Aplicando-se a equação 5.2a em 5.1,

tem-se:

$$-C_{p_{min}} = \frac{\rho V_r \cdot n}{2 \cdot \rho V_r^2} \approx \frac{V_r}{2} \ll 1$$

O uso das envoltórias de mínima pressão na seleção das dimensões do fólio,

de modo a se evitar os tipos de cavitação já mencionados, é baseado no conceito de fólio ótimo, definido anteriormente (fólio que permite a maior variação do ângulo de ataque sem a ocorrência de cavitação para um dado índice de cavitação (σ)). O índice de cavitação σ é

dado por:

$$\sigma = \frac{P_{\infty} - P_v}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_r^2} \quad (5.3)$$

Como pode ser verificado, o índice de cavitação σ não é função do fólio (a menos da influência das velocidades induzidas sobre o módulo da velocidade de incidência V_r , que é desprezível). Este índice é relacionado com a pressão hidrostática p_{∞} (ou seja, com a

profundidade do propulsor). Considera-se que a ocorrência de cavitação se dá quando a pressão mínima na face do perfil p_{min} se iguala à pressão de vaporização p_v (ou seja quando $-C_p^{min} = \sigma$). A pressão de vaporização p_v , à uma temperatura de 20 graus C, é igual a $0.02383 \text{ Kg/cm}^2 = 2337.7 \text{ N/m}^2$, sendo muito baixa quando comparada com as pressões hidrostáticas normais de operação de propulsores. Desta forma, pode-se, a grosso modo, se estimar um limite para a profundidade de operação de um propulsor, sem que ocorra cavitação sobre o mesmo (este limite não considera a cavitação devido aos vórtices de ponta de bosso). Este limite não é preciso mas permite algumas conclusões sobre o fenômeno de cavitação na lâmina. Considerando-se a injeção de cavitação, ou seja igualando-se o coeficiente de pressão mínimo (equação 5.1) e o índice de cavitação (equação 5.3), tem-se:

$$(5.3a) \quad \frac{p_o - p_v}{\rho \cdot V^2} \approx \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot V_1$$

A relação entre as velocidades u e V_1 é uma função do camber, da razão espessura máxima pela corda e do ângulo de ataque do perfil. Considerando que a entrada do fluido se dá no ângulo de ataque ideal, pode-se considerar apenas a influência do camber e da razão t_o/c na estimativa de um valor para u/V_1 . É interessante se analisar esta relação nas duas posições extremas da lâmina: no bosso e no tip. As imediações do bosso são as regiões do propulsor que utilizam perfis com maior relação t_o/c , tendo a relação u/V_1 os seus maiores valores. Nas imediações do tip, embora a lâmina possua perfis extremamente afilados (e, portanto, a relação u/V_1 é baixa), as velocidades de incidência do fluido são muito altas, o que propicia a ocorrência de cavitação. ABBOTT e DOENHOF¹ apresentam tabelas que mostram os valores da relação u/V_1 , devido ao escoamento sobre perfis simétricos (consideraram somente a influência da espessura). Estes valores são mostrados na tabela 5.1 para os perfis da família NACA 66, normalmente usados em propulsores. Considerou-se o perfil mais espesso (NACA 66-021) e o mais afilado (NACA 66-006) como sendo perfis típicos para as regiões do bosso e da ponta da lâmina, respectivamente:

Tabela 5.1 - Valores de u/Vr para os perfis simétricos com distribuição de espessuras NACA 66-021 e NACA 66-006

Perfil	to/c	u/Vr
NACA 66-021	0.21	0.284
NACA 66-006	0.06	0.075

Considerando-se o camber NACA $a=0.8$, que é um camber típico de propulsores, tem-se que a relação u/Vr (devida ao camber) é igual a $0.278 \cdot Cl$. Desta forma, com os coeficientes de lift usados normalmente em propulsores, tem-se que esta relação será da ordem de 0.09. Somando-se este valor às relações u/Vr devido à espessura, tem-se:

- Para perfis próximos ao bossos: $u/Vr \approx 0.374$

- Para perfis próximos ao tip: $u/Vr \approx 0.165$

Assim, desenvolvendo a equação 5.3a, desprezando-se o valor de p_v (que é extremamente baixo, conforme já citado) e empregando estes valores, tem-se a seguinte expressão para a pressão hidrostática em que haveria a injeção de cavitação:

$$p_e \approx \frac{V^2}{n} \cdot \rho \cdot V^2 \approx (0.165 \text{ a } 0.374) \cdot \rho \cdot V^2 \quad (5.3b)$$

É interessante utilizar dados típicos de operações de embarcações, de modo a se tirar algumas conclusões quanto ao fenômeno de cavitação. Assim, considerando uma embarcação qualquer que opere com uma rotação aproximada de 220 rpm, com uma velocidade de 20 nós (considerando uma esteira local da ordem de $1-w \approx 0.5$ no bossos e $1-w \approx 0.8$ na ponta da lâmina, a velocidade de avanço correspondente é da ordem de 10 nós no bossos e de 16 nós no tip), e que o propulsor desta embarcação tenha um diâmetro da ordem de 3.5 m, tem-se as seguintes ordens de grandeza para a análise da sua profundidade em que ocorre a injeção de cavitação:

Um estudo mais preciso sobre a cavitação na lâmina pode ser feito com o auxílio das envoltórias de mínima pressão. Nestas envoltórias (mostradas no anexo 6 para os perfis NACA 66 com $\alpha=0.8$), a pressão mínima é a resultante da soma das quedas de pressão devido ao ângulo de ataque com a devida à espessura e camber do perfil. Através destas curvas, pode-se identificar claramente a influência da espessura e do ângulo de ataque

descarregá-la, reduzindo-se o camber.

c - Uma maneira de se reduzir a injeção de cavitação na lâmina, na região do tip, é

porta ou do boss).

b - Em submarinos, a cavitação na lâmina (em forma de bolhas ou em folhas) é extremamente difícil de ocorrer, em virtude da sua profundidade de operação. Mesmo quando o submarino estiver operando em cotas menores (por exemplo na cota periscópica), a sua velocidade será mais reduzida em virtude do aumento da resistência devido à parcela referente à formação de ondas próprias. Assim, no projeto de um propulsor de submarino, outros tipos de cavitação assumem maior importância (cavitação devido aos vórtices de

que no boss. Isto é devido às altas velocidades incidentes nesta região;

a - Na região da ponta da lâmina, a injeção de cavitação ocorre com maior facilidade do

Esta estimativa, mostrada na tabela 5.2, permite as seguintes conclusões:

Tabela 5.2 - Determinação da ordem de grandeza da profundidade em que ocorre cavitação (em folhas ou bolhas)

* desprezou-se as velocidades induzidas no cálculo da velocidade incidente V_r

região	r/R	ω_r (m/s)	V_a (m/s)	V_r (m/s)*	pressão de p_{oo}	p_{oo} (kgf/cm ²)	profundidade
boss	~ 0.2	8.1	5.1	9.6	$\sim 0.374 \cdot p \cdot V_r^2$	0.36	zero
tip	1	40.3	8.2	41.1	$\sim 0.165 \cdot p \cdot V_r^2$	2.91	18.3 m

O perfil ótimo para um dado coeficiente de pressão mínimo será aquele que permitir a maior variação do ângulo de ataque, sem que haja a ocorrência de cavitação. Nas envoltórias de mínima pressão apresentadas no anexo 6, pode-se verificar que o lugar geométrico dos perfis ótimos é dado pela envoltória das curvas que representam as envoltórias de mínima pressão, denominada de envoltória das envoltórias de mínima pressão. A fim de facilitar a utilização destas curvas, BROCKERTT plotou, em outro gráfico, as envoltórias das envoltórias, usando como abscissa o valor de menos o coeficiente de

pressão.

Esta situação corresponde à região em que as curvas se apresentam com uma inclinação muito grande em relação ao eixo das abscissas. Nos gráficos do anexo 6 (figuras A6.1 a A6.7), espessura maior cavitarão primeiramente. Assim, mesmo com ângulo de ataque zero (contado a partir do ângulo de ataque ideal), pode ocorrer cavitação, havendo a tendência de perfis com devido à formação de bolhas. Assim, mesmo com ângulo de ataque zero (contado a partir do pressão na região de máxima espessura dos perfis, ou seja, a cavitação que ocorre deverá ser de pressão baixos, aumenta-se a possibilidade de ocorrer cavitação devido à queda de relação ao eixo das abscissas (coeficientes de pressão altos). Por outro lado, para coeficientes esta situação corresponde à região em que as curvas apresentam uma inclinação menor em queda de pressão demasiada nesta região. Nos gráficos das figuras A6.1 a A6.7 do anexo 6, espessuras. Nestes perfis, a espessura e arredondamento do bordo de ataque impedirão uma ângulos de ataque possíveis sem que haja a cavitação correspondem à perfis com maiores entrada do fluido em ângulos de ataque diferentes do ideal. Tem-se, assim, que os máximos pressão de vaporização. O problema principal neste caso será a queda de pressão devido à queda de pressão na região de máxima espessura do perfil não será suficiente para atingir a altos, reduz-se a possibilidade de ocorrência de cavitação devido à formação de bolhas pois a sobre os tipos de cavitação. Assim, para coeficientes de pressão com valores suficientemente

pressão e como ordenada a razão espessura-corda. Esta curva é parametrizada pela razão de

canber f e está apresentada no anexo 6 (figura A6.8).

5.3.3 - METODOLOGIA PARA PROJETO DE MODO A SE EVITAR CAVITAÇÃO NO PERFIL

O objetivo a ser alcançado é se obter uma distribuição de cordas e de espessuras carenadas que não provoquem cavitação e, ao mesmo tempo, garantam uma resistência estrutural adequada (a resistência estrutural será vista no capítulo 7).

O procedimento de cálculo é necessariamente iterativo, a medida que não estão disponíveis no início do projeto vários dados necessários (por exemplo, valores das velocidades induzidas, coeficiente de sustentação e a própria distribuição de cordas e de espessuras).

O projeto da lamina de modo a que não haja cavitação em forma de folhas ou cavitação em forma de bolhas, usando-se as envoltoiras de mínima pressão mostradas no anexo 6, é feito através do conceito de perfil ótimo. Assim, a seguinte metodologia deve ser usada no projeto:

a) Projeto preliminar pela Teoria da Linha de Sustentação (T.L.S.): O cálculo preliminar do propulsor pela T.L.S. destina-se a obter as primeiras estimativas da velocidade de incidência do fluido sobre o perfil, das velocidades induzidas e da razão C_L/C_D. Nesta etapa, ainda não há a definição da distribuição de cordas e de espessura da lamina. Porém, como o cálculo é feito pela T.L.S, a lamina é modelada por uma linha de vórtices, não levando em conta o seu formato. O valor da corda serviria apenas para o cálculo do arraste viscoso. Pode-se portanto, assumir as distribuições de corda e de espessura como sendo iguais a zero (o arraste viscoso

neste caso é zero) ou adotar uma distribuição aproximada, de acordo com propulsores semelhantes ou com a experiência do projetista. Estas duas opções serão posteriormente refinadas através dos cálculos iterativos que este procedimento exige.

b) Cálculo do índice de cavitação para cada seção da lâmina (σ) e do coeficiente de pressão mínimo correspondente à injeção de cavitação ($C_{p_{min}}$): O índice de cavitação para as diversas seções é calculado pela equação 5.3, usando-se o valor da velocidade de incidência (determinada a partir dos resultados da TLS). O índice de cavitação deve ser calculado para a lâmina na posição vertical para cima (ter-se-á assim, os menores valores do índice de cavitação). Para o cálculo do coeficiente de pressão mínimo do perfil, considera-se que a injeção de cavitação ocorre quando o valor do índice de cavitação se iguala a menos o valor do coeficiente de pressão mínimo. Assim, na injeção de cavitação tem-se:

$$-C_{p_{min}} = \sigma \Leftrightarrow p_{min} = p_v \quad (5.4)$$

Em virtude de se contornar os efeitos da variação de esteira radial ao longo da posição angular, GLOVER et al.¹⁹ sugerem utilizar 70% do valor obtido para o índice de cavitação no cálculo do coeficiente de pressão mínimo.

c) Estimativa do coeficiente de sustentação (C_L): Através do cálculo preliminar pela TLS, obtém-se a distribuição do coeficiente c.C/D. Para se estimar o valor do coeficiente de sustentação C_L a partir daquele coeficiente, deve-se fazer uma estimativa inicial da distribuição de corda/diâmetro (c/D). Como o projeto é feito para uma entrada no ângulo de ataque ideal, o coeficiente de sustentação requerido por cada perfil será considerado como sendo igual ao coeficiente de sustentação ideal C_{L_i}.

d) Estimativa da razão de camber (f): O coeficiente de sustentação de um perfil com camber pode ser expresso por:

$$C_L = 2 \cdot \pi \cdot \eta \cdot (a - a_{0L}) \quad (5.5)$$

Nesta equação, α_{0L} representa o ângulo experimental em que a incidência do fluido produz uma força de sustentação igual a zero (contado a partir da linha que une o bordo de ataque ao bordo de fuga); α representa o ângulo de ataque do fluido e η representa a influência da distribuição de espessura sobre o coeficiente de sustentação. BROCKERTT⁷ cita os seguintes valores experimentais para a determinação do ângulo de sustentação zero para o camber NACA $a=0.8$ e para o valor de η correspondente ao perfil NACA 66 (modified nose and tail):

$$\alpha_{0L} = -2.05 \cdot f \quad (\alpha_{0L} \text{ em radianos}) \quad (5.6)$$

$$\eta = 1 - 0.83 \cdot \tau \quad (\tau \text{ é a razão espessura pela corda}) \quad (5.7)$$

Substituindo 5.6 e 5.7 em 5.5, tem-se:

$$C_L = 2 \cdot \pi \cdot (1 - 0.83 \cdot \tau) \cdot (\alpha + 2.05 \cdot f), \quad (\alpha \text{ em radianos}) \quad (5.8)$$

Considerando a entrada do fluido no ângulo de ataque ideal ($\alpha = \alpha_i$), tem-se que o

coeficiente de sustentação correspondente é o ideal (C_L^i). O ângulo de ataque ideal pode ser

determinado de acordo com a equação A10.52, desenvolvida no anexo 10. Para a linha

média NACA $a=0.8$, este ângulo é determinado por:

$$\alpha_i = 1.54^\circ \cdot C_L \quad (\alpha_i \text{ em graus}) \quad (5.9)$$

Substituindo em 5.8 e desenvolvendo, chega-se a:

$$C_L^i = 2 \cdot \pi \cdot (1 - 0.83 \cdot \tau) \cdot \left(1.54 \cdot C_L + 2.05 \cdot f \right) \quad (5.10)$$

de onde se tira o valor da razão de camber f :

$$f = C_L^i \cdot \left[\frac{1}{1.54 \cdot \pi} - \frac{2.05}{2.05 \cdot \pi} \right] \cdot (2.05) \quad (5.11)$$

Como nesta etapa ainda não está determinado o valor da razão espessura-corda (τ), pode-se considerar o mesmo igual a zero ou arbitrar-se um valor de acordo com propulsores semelhantes, sendo o valor refinado por iterações posteriores.

e) Estimativa da razão de espessura (τ): A partir dos valores de menos o coeficiente de pressão mínimo ($-C_{p_{min}}$) e da razão de camber (f), obtêm-se a partir dos gráficos das figuras A6.1 e A6.8 (vide anexo 6) o valor da razão espessura-corda para cada posição radial, baseado no conceito de perfil ótimo.

f) Estimativa das relações entre corda e espessura que garantam a resistência estrutural de cada seção da lâmina. Esta estimativa é feita através do projeto estrutural da lâmina, descrito no capítulo 7.

g) Determinação do valor da corda e da espessura para cada seção. Através da interseção da reta obtida a partir do valor de τ (item e) com a relação entre corda e espessura obtida a partir de cálculos estruturais (item f), obtêm-se o valor inicial da espessura t_0 e da corda c_0 que evitam a cavitação e garantem a resistência estrutural. Estes valores são para cada posição radial do perfil, necessitando ser carenados. O processo de cálculo é iterativo, devendo-se voltar ao item "a" com estes valores, a fim de se reiniciar os cálculos.

No desenvolvimento deste item foram utilizadas as características do perfil NACA 66 com camber $a=0.8$. O mesmo desenvolvimento pode ser aplicado para outros tipos de perfis, sendo necessário se levantar os dados correspondentes aos mesmos.

Conforme já verificado, no caso do propulsor do submarino, a sua profundidade de operação representa um fator benéfico, dificultando a injeção de cavitação na lâmina. Considerando também que o primeiro tipo de cavitação que ocorre no propulsor é devido aos vórtices de ponta e do boss, e que estes vórtices emitem ruído, conclui-se que as atenções do projeto devem estar voltadas para a definição do índice de cavitação que evita a emissão do ruído gerado por estes vórtices. É interessante, porém, fazer uma verificação

ajós o projeto a fim de verificar realmente a não ocorrência da cavitação na lamina tanto na profundidade de operação como na profundidade periscópica.

5.4 - CAVITAÇÃO DEVIDA A FORMAÇÃO DE VÓRTICES NA PONTA DA LAMINA E NO BOSSO.

5.4.1 - O ENROLAMENTO DOS VÓRTICES DA ESTEIRA

O conhecimento disponível acerca da cavitação na ponta da lamina e no bossó é bastante limitado, provavelmente em virtude deste tipo de cavitação não ser danosa ao propulsor. Porém, os vórtices gerados provocam um aumento no nível de ruído irradiado pelo propulsor. Toma-se assim, um problema específico de certas classes de embarcações onde o ruído irradiado deve ter níveis extremamente baixos, como é o caso das embarcações militares. No caso particular do submarino, este se vale da sua capacidade de imersão para se ocultar, e deste modo adquirir o alvo, atacar e se evadir com eficácia. Uma das formas mais eficientes de se detectar um submarino imerso é através de sua propagação acústica. Sendo o propulsor uma das principais fontes de emissão de ruído, torna-se de vital importância que, durante a fase de projeto, seja verificado o nível de ruído por ele irradiado, de forma a mantê-lo dentro de limites aceitáveis.

O padrão de vorticidades formado sobre as lâminas do propulsor consiste em uma distribuição de vorticidades no sentido radial (denominados na literatura de bound vortices) e de uma distribuição no sentido tangencial a cada raio (denominados de trailing vortices). Os trailing vortices se propagam na esteira, na forma helicoidal devido à rotação do propulsor, sendo então denominados de free vortices ou vórtices livres.

Nos modelos clássicos lineares usados nas teorias de sustentação para o projeto do propulsor, considera-se que os vórtices livres da esteira formam uma superfície helicoidal (folha de vórtices), com passo e raios bem definidos e constantes, que se propagam invariavelmente pela esteira.

Nos modelos não lineares, considera-se que os vórtices de esteira se deformam e se enrolam inteiramente tanto na ponta da lamina como no boss, dando origem aos vórtices de ponta (tip vortices) e aos vórtices de boss (hub vortices). O vórtice do boss é um vórtice de propagação retilínea que se estende na direção da esteira do propulsor. O vórtice de ponta é um vórtice de propagação helicoidal, despreendido na região da ponta da lamina do propulsor. Neste modelo, conforme citam GREENEY e KERWIN²¹, a esteira do propulsor pode ser dividida em uma região de transição e em uma região plenamente desenvolvida, conforme mostrado na figura 5.3. Na região de transição, ocorre a contração da esteira e a deformação da folha de vórtices. Esta deformação ocorre sob a forma de um enrolamento de parte da folha de vórtices em torno do vórtice de ponta e da outra parte em torno do vórtice do boss. Na região plenamente desenvolvida, o enrolamento dos vórtices da esteira é pleno, resultando em g vórtices de ponta helicoidais (g é o número de lâminas do propulsor) igualmente espaçados de intensidade Γ_r , com ângulo de passo β_w e raio r_w que circundam um vórtice de boss retilíneo com intensidade $g^*\Gamma_r$. Este fenômeno de enrolamento de vórtices é verificado também em asas planas, sendo que, neste caso, a folha de vórtices é enrolada em dois vórtices lineares retilíneos que são emanados das pontas das asas (referência 47). A circulação de cada um destes vórtices possui intensidade igual a somatória de todas as vorticidades emitidas por cada metade da asa e, portanto, igual a circulação da asa no seu plano de simetria (desprezando os efeitos dissipativos).

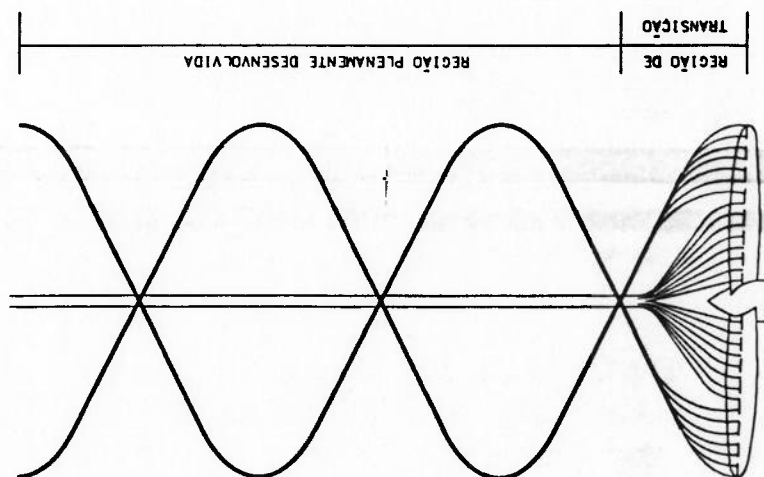


Figura 5.3 - Regiões da esteira do propulsor

Medidas feitas por SAMPSON⁵⁰ e citadas por GREELEY e KERWIN²¹ mostraram que a circulação nos vórtices de ponta plenamente desenvolvidos em asas, é somente 60 a 80% do valor máximo da circulação na asa. GREELEY e KERWIN²¹ citam também que, experimentalmente, chegou-se a conclusão de que uma razão entre o raio do núcleo da vorticidade e raio da hélice igual a 0.02 e uma intensidade da circulação Γ_t igual a 80% do valor máximo da circulação na lâmina modelam muito bem a esteira plenamente desenvolvida de um propulsor.

KUIPERS³¹ apresentou os resultados obtidos por KADEN²⁸ que indicam que a circulação Γ_t nos vórtices de ponta de asas, em uma distância inferior a 10% da meia envergadura da asa, pode ser expressa pela seguinte fórmula:

$$\Gamma_t = g \cdot y^{1/3} \cdot \Gamma_0, \text{ para } y < 0.1 \quad (5.12)$$

sendo y a distância medida a partir da asa, na direção de sua esteira, adimensionalizada pela meia envergadura da asa, g uma constante com valor da ordem de 1 (não confundir com g , número de lâminas), e Γ_0 o valor da circulação no centro da asa. Por esta fórmula, verifica-se que na posição $y=0.1$, tem-se que aproximadamente 46% da vorticidade total está presente no vórtice de ponta.

Por sua vez, GREBLEY e KERWIN²¹ citam os resultados obtidos por MOORE⁴² que calculou um enrolamento completo dos vórtices em $y=10$, sendo que em $y=1$, a intensidade dos mesmos já atinge 80% da circulação da meia envergadura.

Experimentos desenvolvidos por LOUKAKIS³⁹ mostraram que o comportamento real da esteira do propulsor é bastante complexo. Esta esteira se enrola rapidamente em um número de vórtices helicoidais simetricamente espaçados igual ao número de lâminas e em um vórtice de bossó retilíneo. Na região de transição, parte da folha de vórtices de uma lâmina é absorvida pelo vórtice de ponta da lâmina seguinte. A modelagem desta região é, portanto, extremamente complexa. Na região plenamente desenvolvida, entretanto, é possível se prever como será o seu comportamento em virtude de que, nela, a distribuição e a geometria dos vórtices já estão bem definidos.

5.4.2 - MODELAGEM DA CAVITAÇÃO DEVIDA À FORMAÇÃO DE VÓRTICES

A modelagem da cavitação devida à formação de vórtices será feita baseada na descrição do fenômeno apresentada por LATORRE³⁴ e no modelo matemático dos vórtices de Rankine (apresentado por KUIPER³¹), que está desenvolvido no anexo 7.

LATORRE³⁴ descreveu os estágios de formação de cavidades devido aos vórtices de ponta que se originam em asas. Os ensaios de LATORRE foram feitos com um folio elíptico testado no túnel de cavitação da Universidade de Tóquio. O fluido escoava no interior do túnel a 14 m/s e incidia no folio com um ângulo de ataque de 15 graus. O túnel era equipado com hidrofones ligados a um osciloscópio que permitia visualizar o sinal de ruído gerado pelo escoamento. Outros detalhes sobre a descrição do folio e da experiência podem ser encontrados na referência 34.

As características da cavitação devida aos vórtices e ao seu ruído associado,

descritas por LATORRE, são as seguintes:

a) No início da experiência, com o fluxo escoando no túnel de cavitação com um índice de cavitação suficientemente alto (no caso, igual a 6.03), é captado apenas o ruído de fundo nos hidrofones do túnel;

b) Reduzindo-se o índice de cavitação para 4.6, registra-se a cavitação em seus estágios iniciais, quando esta ainda não é visível, caracterizando-se pelo aparecimento de pequenas "explosões" no sinal de ruído captado;

c) Continuando-se a reduzir o índice de cavitação ($\sigma = 4.5$), a intensidade e a razão de ocorrência destas pequenas "explosões" aumentam. Na esteira do folio se inicia a visualização de uma cavitação retilínea intermitente;

d) Reduzindo-se um pouco mais o índice de cavitação ($\sigma = 4.25$), a intensidade do ruído aumenta e se verifica a presença de um vórtice cavitante retilíneo que escapa das pontas do folio.

O início da cavitação devida aos vórtices ocorre, portanto, no índice de cavitação correspondente às primeiras "explosões" detectadas ($\sigma = 4.6$). LATORRE³⁴ apresentou a hipótese de que estas "explosões" são devidas à presença de núcleos de cavitação na água que flui pelo folio. Estes núcleos entram no campo de velocidades espiral do vórtice formado na ponta da asa e se expandem rapidamente devido à queda de pressão relativa a este campo de velocidades, causando assim, o ruído característico destas "explosões".

No propulsor, ocorre um fenômeno análogo, com a formação dos vórtices de ponta e do bossó, descritos no item 5.4.1. A modelagem da cavitação devida a estes vórtices será feita de acordo com os modelos matemáticos do vórtice de Rankine não cavitante e de um vórtice cavitante, desenvolvidos no anexo 7, e com base nas seguintes hipóteses:

a) Os vórtices emitidos pela ponta e pelo bossó serão idealizados como vórtices de Rankine, com intensidade Γ e $g^*\Gamma$, respectivamente;

b) A injeção de cavitação ocorre quando há a emissão de ruído devido a expansão e implusão das primeiras bolhas de vapor nos vórtices da esteira, quando a cavitação ainda não é visível. Matematicamente, considerar-se-á que este fenômeno ocorre quando a pressão do núcleo do vórtice atingir a pressão de vaporização do fluido.

c) Considera-se que o enrolamento dos vórtices de uma determinada lâmina ocorre no bossó e no tip, com igual intensidade e que este enrolamento se dá tão logo o vórtice seja emitido pela lâmina, sem perdas viscosas. Pelo teorema de conservação de vorticidades, isto significa que o valor do vórtice de ponta e do bossó (de apenas uma lâmina) serão iguais ao valor máximo da distribuição de circulação da lâmina. Deve-se considerar que, no caso do vórtice de bossó, o valor total do mesmo é igual a "g" vezes a intensidade do vórtice emitido por uma lâmina.

d) Não será considerada a influência do campo de pressões gerado pelo vórtice do bossó sobre o gerado pelos vórtices de ponta e vice-versa, devido ao afastamento entre estes vórtices. Da mesma forma, não será considerada a influência entre o campo de pressões gerado pelo vórtice de ponta de uma lâmina sobre outra.

No que se refere a esta última hipótese, tem-se que a influência do vórtice do bossó na região do vórtice de ponta pode ser verificada comparando-se a pressão gerada pelo

vórtice de bósso na região da ponta da lâmina quando este se encontra na iminência da cavitação com a pressão ao longe correspondente (p_∞). Considera-se que a iminência da cavitação ocorre quando a pressão no centro do vórtice, p_o , é igual à pressão de vaporização (p_v). A distribuição de pressões externa a um vórtice de Rankine não cavitante é definida através das equações A7.9 e A7.14 (anexo 7). Estas equações podem ser colocadas de forma

$$p(r) - p_o = \frac{\rho \cdot T^2}{1} \cdot \frac{4 \cdot \pi^2}{R_1^2} \cdot \left(1 - \frac{R_1^4}{2 \cdot r^2} \right) \quad (r > R_1) \quad (5.13)$$

única na seguinte equação:

Nesta equação, T representa o valor da circulação do vórtice do bósso, $p(r)$ representa a pressão em um raio r qualquer, p_o é a pressão no centro do vórtice e R_1 é o raio do vórtice do bósso. A relação entre a pressão na região do tip (posição $r=R_1$), causada pelo vórtice do bósso, e a pressão ao longe (p_∞) é obtida a partir da equação 5.13, considerando-se, nesta equação, as posições $r = R_1$ e $r = \infty$, respectivamente. Chega-se, assim, a:

$$\frac{p(R_1) - p_o}{p_\infty - p_o} = \left(1 - \frac{R_1^4}{2 \cdot R_1^2} \right) \quad (5.14)$$

O raio R_1 do vórtice do bósso é menor do que o raio do bósso. Porém, como o que importa é estimar a ordem de grandeza da pressão $p(R_1)$, considera-se-a que R_1 é aproximadamente igual a r . Assim, estamos sendo conservativos na estima da ordem de grandeza de $p(R_1)$. A

relação 5.14 passa a ser:

$$\frac{p(R_1) - p_o}{p_\infty - p_o} = \left(1 - \frac{x_h^2}{2} \right) \quad (5.15)$$

Sendo um valor típico do raio adimensional do bósso x_h igual a 0.2 e, considerando-se que a

pressão p_o é igual a p_v e muito menor que p_∞ , chega-se a:

$$\frac{p(R_1)}{p_\infty} \approx 0.98 \quad (5.16)$$

ou seja, a influência do vórtice do bossô na região do vórtice de ponta é muito pequena e será, portanto, desprezada. Da mesma forma pode-se mostrar que a influência de um vórtice de uma lâmina sobre o vórtice de ponta é pequena.

A partir destas hipóteses, será feito o desenvolvimento do modelo matemático que visa se verificar a profundidade em que se iniciará a cavitação devido à formação de vórtices. Isto é feito considerando-se que a injeção de cavitação ocorre quando a pressão mínima no núcleo do vórtice não cavitante atinge a pressão de vaporização correspondente à temperatura em que se encontra a água do mar. Neste ponto, ocorre vaporização da água no interior do vórtice. De acordo com o modelo desenvolvido no anexo 7, baseado no vórtice de Rankine, isto equivale a se igualar o valor da pressão po obtida da distribuição de pressões do vórtice não cavitante (equação A7.16) com o valor da pressão de vaporização pv do vórtice cavitante (equação A7.22). Nestas equações, R1 representa o raio do vórtice não cavitante enquanto que Rc representa o raio do vórtice cavitante:

$$p_o - p_o = \frac{\rho \cdot I_1^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot R_1^2} \quad (\text{equação A7.16 referente ao vórtice não cavitante})$$

$$p_o - p_v = \frac{\rho \cdot I_1^2}{8 \cdot \pi^2 \cdot R_c^2} \quad (\text{equação A7.22 referente ao vórtice cavitante})$$

através da igualdade das expressões acima, chega-se à seguinte relação entre os raios dos vórtices não cavitante R1 e cavitante Rc:

$$p_o = p_v \Rightarrow R_c = \frac{R_1}{\sqrt{2}} \quad (5.17)$$

através da equação A7.22, pode-se obter uma expressão para o índice de cavitação em que ocorre a injeção de cavitação devido aos vórtices de ponta. Este índice é expresso por:

$$\sigma = \frac{p_o - p_v}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2} = \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot R_c \cdot V}{I_1} \right)^2 \quad (5.17a)$$

A estimativa da profundidade em que há a ocorrência de cavitação devido aos vórtices emitidos pelas lâminas do propulsor pode ser estimada através do cálculo da pressão p_{∞} pela equação A7.22. Para isto, é necessário se fazer uma estimativa do valor de T_1 e de R_c .

O valor de T_1 pode ser considerado igual ao valor do vórtice de ponta da lâmina (T_1) no caso do estudo dos vórtices de ponta (tip vortices) ou igual ao valor do vórtice de bosso (g^*T_1) no caso do estudo dos vórtices de bosso. O valor de T_1 é estimado como sendo igual ao valor máximo da distribuição de circulação ao longo do raio (desprezando-se a dissipação viscosa). Isto ocorre devido ao teorema de conservação de vorticidades e à hipótese de se considerar que ocorre um enrolamento pleno dos vórtices de uma lâmina em igual intensidade tanto na ponta da lâmina como no bosso. A distribuição de circulação ao longo da lâmina pode ser estimada pela teoria da linha de sustentação.

O valor de raio do núcleo cavitante está relacionado ao valor do raio da vorticidade quando há a injeção de cavitação através da equação 5.17. Uma maneira de se estimar o raio do vórtice não cavitante é apresentada por LATORRE³⁴, que se baseia no trabalho de MCCORMICK⁴¹. MCCORMICK cita que o núcleo resultante do enrolamento de vórtices está relacionado com a camada limite viscosa do fólio, podendo sua espessura ser estimada como sendo igual à espessura δ da camada limite turbulenta segundo a formulação proposta por PRANDTL para a placa plana sem rugosidades:

$$R_1 \approx \delta = \frac{0.37 \cdot c_o}{Rey_{0.2}} \quad (5.18)$$

sendo:

$$Rey = \text{número de Reynolds baseado na espessura máxima da superfície de sustentação: } Rey = \frac{V \cdot c_o}{\nu} \quad (5.19)$$

$V =$ velocidade de incidência do fluido

Esta aproximação é devida ao fato de que a vorticidade liberada no bordo de fuga de um perfil é gerada devido às variações da velocidade no interior da camada limite formada sobre o mesmo, devendo ter como dimensão característica a espessura desta camada limite.

c_o = corda máxima da superfície de sustentação
 ν = viscosidade cinemática do fluido

A equação 5.18 permite uma estimativa do raio do núcleo não cavitante de uma superfície de sustentação, podendo ser adaptada convenientemente para o cálculo do raio dos vórtices emitidos pelas pontas das lâminas. Porém, no caso do bósso do propulsor, há uma junção de "g" vórtices, o que torna irreal o uso desta equação. Analisando-se a equação A7.22 (correspondente à pressão p_∞ em que ocorre a injeção de cavitação) e as dimensões físicas destes dois tipos de vórtices verifica-se que é possível que a ocorrência da cavitação devida ao vórtice de ponta se dê antes da cavitação devido ao vórtice do bósso, permitindo o uso da equação 5.18. Na equação A7.22, quanto menor o raio do vórtice R_c e quanto maior a circulação Γ_1 , maior será a pressão p_∞ em que ocorre a injeção de cavitação. Verifica-se experimentalmente que o raio do vórtice do bósso é muito maior que o do vórtice da ponta (conforme pode ser visto nas ilustrações mostradas na figura 5.4, extraídas do trabalho de LOUKAKIS³⁹), tendendo a que no vórtice de ponta, a pressão p_∞ em que ocorre cavitação seja maior do que no vórtice de bósso. No bósso, porém, a circulação é "g" vezes maior que na ponta, o que tende a tornar a pressão p_∞ em que há cavitação maior do que na ponta. Provavelmente, no balanço destes dois efeitos contrários, o efeito predominante é o do menor raio do vórtice do tip, pois, visualmente, a relação entre o raio do vórtice do bósso e o do tip possui uma ordem de grandeza muitas vezes superior à do número de lâminas "g". Logo, espera-se que a pressão em que ocorre a cavitação devido aos vórtices de ponta seja maior do que a pressão em que ocorre a cavitação devido aos

de bosso. Portanto, o primeiro tipo de cavitação a ocorrer deve ser o gerado pelos vórtices da ponta da lâmina, merecendo assim, maiores atenções.

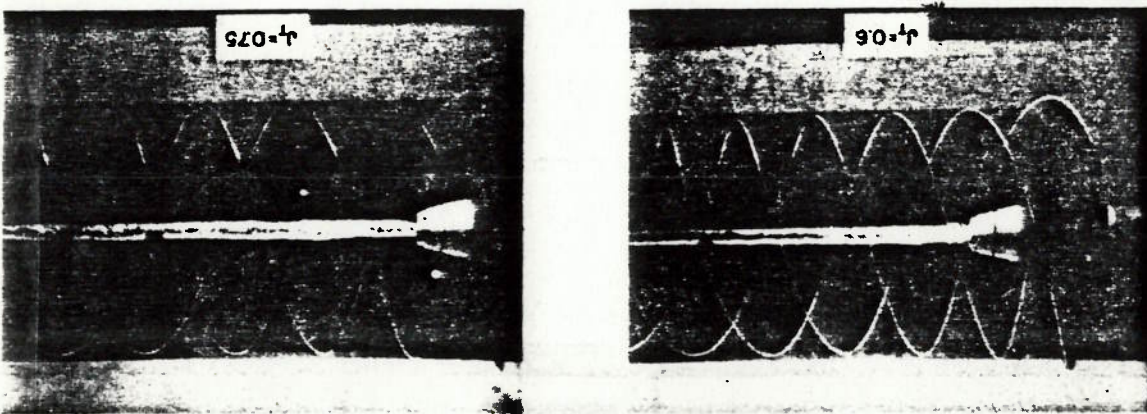


Figura 5.4 - Dimensões de vórtices de ponta e de bosso (extraído da referência 39)

A teoria exposta anteriormente permite descrever, de forma simples, o fenômeno físico da cavitação devido à formação dos vórtices de ponta. Verifica-se que a profundidade em que se dará a cavitação será governada pelo carregamento na lâmina (intensidade da circulação máxima), pelo raio do vórtice cavitante (influenciado pelo número de Reynolds) e pela densidade do fluido, conforme pode ser verificado na equação A7.22. Porém, o modelo é muito sensível às imprecisões decorrentes das formulações usadas na estimativa de alguns destes parâmetros. Dentre estas imprecisões, pode-se listar as seguintes:

a) Estimativa do raio do vórtice cavitante: Embora seja coerente afirmar que o raio do vórtice cavitante está relacionado com a espessura da camada limite, o uso da formulação proposta por PRANDTL para a camada limite de uma placa plana sem rugosidades (equação 5.18) não pode ser tomada como um método preciso de se determinar esta espessura. Esta formulação permite apenas dar uma ideia da ordem de grandeza da camada limite.

b) Estimativa do número de Reynolds que represente de modo conveniente a lâmina: Uma outra imprecisão no uso da fórmula 5.18 é a necessidade de se definir o número de Reynolds que representa a lâmina. Este número é diretamente proporcional à velocidade de incidência do fluido e ao comprimento da corda e inversamente proporcional à viscosidade cinemática do fluido. Tanto a velocidade de incidência do fluido como a corda dos perfis apresentam uma variação muito grande ao longo do raio. Uma alternativa para se determinar o número de Reynolds da lâmina é utilizar as características da lâmina correspondentes ao raio adimensional $x=0.7$, raio este onde a força de sustentação por unidade de comprimento assume um valor próximo ao seu máximo.

c) Influência da viscosidade sobre o enrolamento e decaimento dos vórtices: No modelo do vórtice de Rankine, não foi considerado o decaimento da intensidade do vórtice devido à influência da viscosidade e nem o fato de que o enrolamento total do vórtice não é instantâneo, havendo uma região de transição de difícil modelagem. No que se refere ao decaimento, deve-se relembra o exposto por SAMPPSON⁵⁰ e por GREELY e KERWIN²¹ sobre a intensidade do vórtice de ponta. SAMPPSON cita que esta intensidade está entre 60 a 80% do valor máximo da circulação na asa, enquanto que GREELY e KERWIN citam que este valor é da ordem de 80%. De qualquer forma, este decaimento de intensidade deve ser analisado experimentalmente pois provoca grandes variações no valor da circulação a ser usada na equação A7.22.

d) Emissão de ruído antes da visualização dos vórtices: No caso do submarino, a injeção de ruído em frequências e intensidades possíveis de serem captadas pelo sonar e não pela visualização dos vórtices de ponta, pois a emissão de ruído ocorre primeiramente. O índice de cavitação e, portanto, a pressão em que ocorre a emissão de ruído é um pouco maior que o índice e pressão em que se visualizam os vórtices. Esta imprecisão é, entretanto, muito menor que as imprecisões anteriores.

Devido a estas imprecisões e ao fato de que, na equação A7.22, a intensidade do vórtice e o seu raio são elevados ao quadrado, erros pequenos na determinação destes valores acarretarão em erros consideráveis na determinação da pressão ao longe e, consequentemente, na profundidade de operação. Portanto, é ideal conciliar a equação A7.22, resultados experimentais que permitam determinar com maior precisão o valor final da profundidade em que ocorre a cavitação devido à formação dos vórtices de ponta. Assim, a equação A7.22 pode ser expressa como uma função da densidade, da intensidade do vórtice e do seu raio e proporcional a uma constante a ser calibrada experimentalmente (constante C), podendo ser reescrita como:

$$p_m - p_v = C \cdot \frac{\rho I^2}{8 \cdot \pi^2 \cdot R_c^2} \quad (5.20)$$

Nesta equação, o raio do vórtice cavitante R_c é calculado de acordo com as equações 5.17 e 5.18, sendo o número de Reynolds determinado no raio adimensional $x=0.7$. Esta equação permite que se visualize os fatores que influenciam na cavitação devido a formação de vórtices de ponta. É interessante notar que, excluindo-se as constantes, a equação 5.20 representa a relação entre o quadrado da cavitação no vórtice e o quadrado do seu raio. Conforme visto no capítulo 4, o arraste induzido é proporcional ao coeficiente de sustentação ao quadrado, ou seja, ao quadrado da cavitação. Em contrapartida, o raio do

vórtice cavitante é diretamente proporcional à espessura da camada limite, dentro da qual os efeitos viscosos são importantes. A equação 5.20 pode, assim, ser interpretada como uma relação entre o arraste induzido e o arraste de fricção. O arraste induzido pode ser reduzido através da redução das velocidades induzidas. Logo, quanto mais descarregado for o propulsor, menores as velocidades induzidas, menores as perdas por arraste induzido e menor a profundidade que o propulsor poderá operar sem a ocorrência de cavitação devido aos vórtices de ponta.

Desde que seja possível se calibrar experimentalmente a constante C , a equação 5.20 pode ser usada de duas formas:

a) Análise do propulsor: através da estimativa da curva de cavitação de um submarino, que expressa a velocidade máxima do mesmo em cada profundidade de operação (vide figura 5.5), sem que ocorra emissão de ruído relativo à cavitação. Para isto, deve-se ter definido para cada velocidade e profundidade do submarino, o empuxo necessário. Nesta etapa, desconhece-se ainda a profundidade de operação. Pode-se considerar, inicialmente, o empuxo correspondente à situação em que o submarino encontra-se submerso em uma cota suficientemente profunda de modo que a resistência devido à formação de ondas é desprezível. A partir de uma análise pelas teorias da linha e da superfície de sustentação, obtém-se a intensidade de circulação máxima na lamina e, através da equação 5.20, determina-se a profundidade p_{∞} em que ocorre a emissão de ruído pela cavitação. Esta será a profundidade mínima que o submarino poderá operar nesta velocidade. Caso, nesta profundidade, seja necessário se considerar a parcela de resistência devido à formação de ondas (ou a devido a operação com esnorquel, periscópio ou outros mastros) no cálculo do empuxo, deve-se fazer uma iteração, recalculando-se a circulação máxima na lamina e, assim, a profundidade de operação.

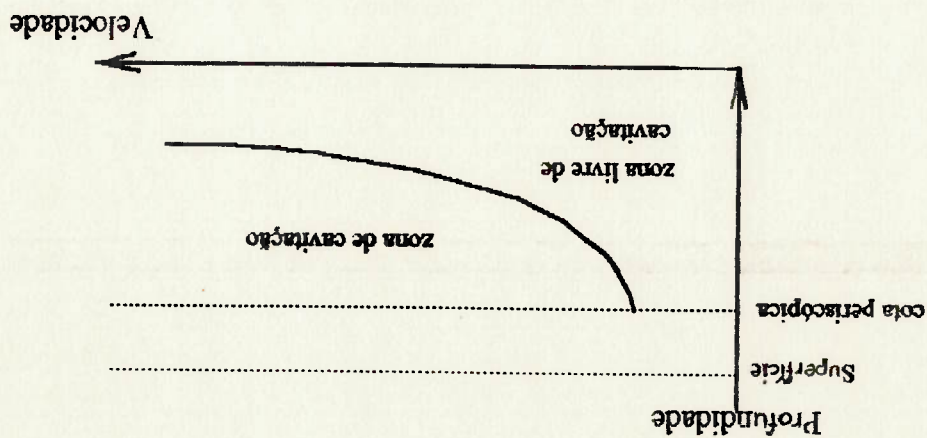
A influência da rugosidade na cavitação devido aos vórtices de ponta pode ser visualizada empregando-se a equação desenvolvida a partir do modelo do vórtice de Rankine (equação 5.20). Conforme pode ser verificado nesta equação, a pressão mínima em que pode atuar a lamina (p_{∞}), sem a ocorrência de cavitação, é inversamente proporcional ao

5.4.3 - INFLUÊNCIA DA RUGOSIDADE NA CAVITAÇÃO DEVIDO AOS VÓRTICES DE PONTA

Teoria da Superfície de Sustentação.

deformada para uma eventual redução do carregamento sobre o tip, durante os cálculos pela da curva de distribuição de circulação ao longo da lamina quando esta distribuição for na lamina (equação 5.20). Este valor pode ser usado no projeto do propulsor como o máximo raio do núcleo cavitante (equações 5.18 e 5.17) e a circulação máxima Γ_1 que pode ocorrer velocidade incidente e, portanto, do número de Reynolds do propulsor. Assim, estima-se o relativa a esta profundidade, pode-se fazer uma estimativa preliminar pela T.L.S da emissão de ruídos de cavitação, a profundidade de operação e a velocidade livre de cavitação b) Projeto do propulsor: tendo sido definidos, como requisitos de projeto para se evitar

Figura 5.5 - Curva de cavitação de um submarino



quadrado do raio do vórtice. O valor deste raio é proporcional à espessura da camada limite turbulenta (equação 5.18), sendo esta espessura diretamente influenciada pela rugosidade. Deste modo, quanto maior a rugosidade do perfil, maior a espessura da camada limite e maior o raio do vórtice emitido. Segundo LATORRE³⁴, a rugosidade superficial do perfil não apresenta influência na intensidade do vórtice. De fato, a rugosidade está diretamente associada aos efeitos da viscosidade (ou seja, associada ao número de Reynolds), efeitos estes que criam a força de sustentação mas não influenciam a sua intensidade (ou seja, não alteram a circulação na lâmina). A rugosidade, portanto, aumenta o raio deste vórtice, mantendo a sua intensidade constante. Provoca, assim, uma redução na pressão mínima em que ocorre a cavitação. Isto é benéfico para a operação do submarino pois permite que este empregue o mesmo carregamento no propulsor em menores profundidades.

Fisicamente, o aumento do raio do vórtice, para uma mesma circulação, diminui as velocidades periféricas do mesmo, reduzindo a possibilidade de que a queda de pressão no centro do vórtice atinja a pressão de vaporização do líquido.

Esta influência do uso de rugosidades para se melhorar as características do propulsor no que se refere à cavitação devido aos vórtices de ponta foi verificada experimentalmente nos trabalhos de JOHNSON e RUTGERSSON²⁷, no SSPA (Suécia). O estudo por eles feito verificou a influência do uso de vários padrões de distribuição de rugosidades e de bulbos em hidrofólios que representassem uma seção de lâmina do propulsor. O uso de bulbos e de rugosidades isoladas não se demonstraram eficientes em se retardar a injeção de cavitação. O uso de rugosidades distribuídas, entretanto, revelou uma substancial melhoria, retardando a injeção de cavitação. O padrão de rugosidades usado era composto de grãos de areia com um diâmetro máximo de 2 mm aplicados no bordo de ataque, no lado de pressão do hidrofólio. As conclusões de seu trabalho ressaltaram a

importância em se cobrir a ponta da lâmina com rugosidades e mostraram que o aumento do arraste foi da ordem de 1 a 10%, dependendo do carregamento do hidrofólio, o que resultaria em uma perda de eficiência no propulsor da ordem de 1 a 2%. Em contrapartida, foi obtido um aumento de 10 a 15% na velocidade livre de cavitação.

Embora os números obtidos por Johnson e Ruitgersson sejam específicos do tipo de hidrofólio usado, os seus resultados demonstram uma coerência com a teoria apresentada e abrem uma linha de investigação no estudo dos vórtices de ponta emitidos pelos propulsores. Verifica-se, devido às dificuldades de modelagem com precisão deste fenômeno, que o estudo de vórtices de ponta deve ser feito com uma forte base experimental, através de ensaios em túneis de cavitação, equipados de forma a poder medir o nível de ruído irradiado pelo propulsor.

5.4.4 - NECESSIDADE DE ENSAIOS EM TÚNEIS DE CAVITAÇÃO

Conforme analisado anteriormente, o estudo de cavitação deve obrigatoriamente estar ligado a ensaios que permitam se comprovar as teorias utilizadas ou se definir constantes para o cálculo.

No caso particular do estudo da cavitação devido aos vórtices de ponta, pouco tem sido divulgado sobre o assunto, em virtude deste tipo de cavitação não ser malefício ao propulsor. Assim, o interesse neste estudo está restrito às embarcações que necessitem evitar ruídos de cavitação, como é o caso de submarinos e outras embarcações militares. A insuficiência de dados para estudo e a dificuldade de modelagem com precisão tornam necessários ensaios, dentre os quais, pode-se levantar os seguintes:

a) Definição do raio do núcleo cavitante a partir da espessura da camada limite ou a partir do número de Reynolds representativo da operação do propulsor (que permita se determinar esta espessura);

b) Definição da intensidade do vórtice de ponta emitido na esteira da lâmina a partir da intensidade da circulação máxima do propulsor. Verificação da influência da viscosidade da água no decaimento da intensidade destes vórtices;

c) Verificação da relação entre o índice de cavitação referente à emissão de ruído e o referente à visualização de vórtices cavitantes; e

d) Verificação da influência da rugosidade sobre a cavitação devido aos vórtices de ponta formados pelo propulsor e como esta rugosidade pode ser usada de forma a atrasar a incepto deste tipo de cavitação.

6 - CRITÉRIOS DE DEFINIÇÃO DO ÂNGULO DE SKEW

6.1 - GERAÇÃO DE ESFORÇOS ALTERNADOS PELO PROPULSOR

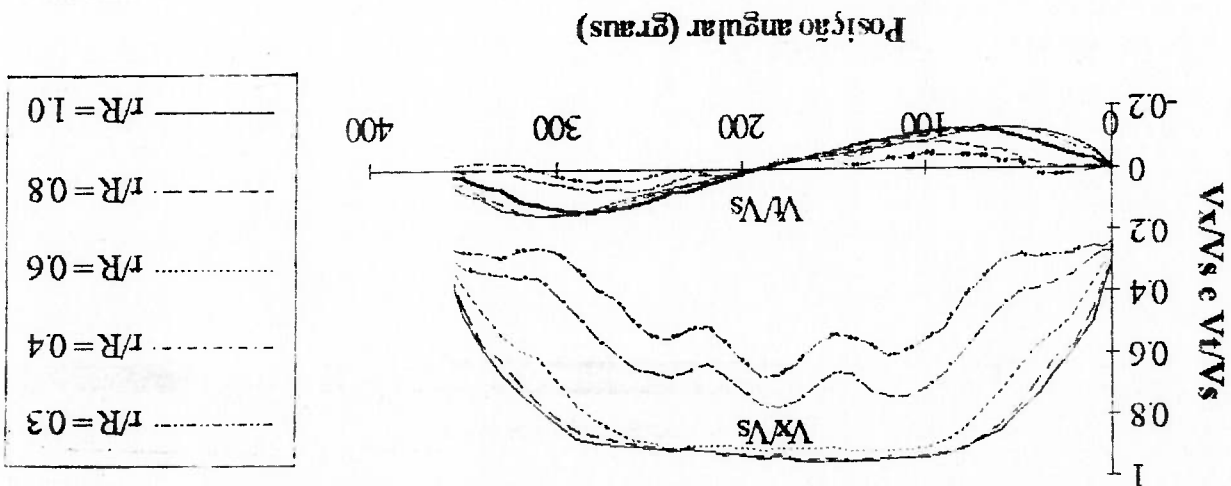
A região aonde opera o propulsor apresenta um escoamento completamente perturbado pela presença do casco da embarcação. De uma forma geral, a água é arrastada pelo casco, possuindo um movimento dirigido predominantemente para vante. Este fluxo de água é denominado de esteira, sendo formado basicamente por dois motivos: O primeiro é devido ao arraste viscoso do casco e dos seus apêndices (No caso de um submarino, há uma grande influência dos lemes horizontais e verticais de ré, e em menor escala da superestrutura e vela). O segundo é devido à região de alta pressão que se forma pela junção das linhas de corrente a ré (a velocidade relativa entre o fluido e o casco diminui, fazendo com que a velocidade do fluxo de água que escora pelo casco seja menor que a velocidade da embarcação). O formato da esteira depende, portanto, do formato da embarcação e de seus apêndices, sendo o seu perfil de velocidades, nas direções longitudinal, radial e tangencial ao disco propulsor, bastante variável.

Conforme pode ser verificado na figura 6.1, em um navio monohélice, o padrão de esteira longitudinal apresenta uma grande intensidade nas posições 0 e 180 graus (contados a partir da posição vertical da lâmina) devido à maior proximidade com o cadaste, e uma intensidade menor nas posições 90 e 270 graus devido ao fluxo menos perturbado nestas posições. Já a esteira tangencial apresenta uma menor intensidade e possui a tendência de acompanhar o formato da popa, com o fluido dirigindo-se de baixo para cima. A esteira radial é praticamente desprezível em hélices de baixo e médio carregamentos, tendendo a provocar uma ligeira contração do fluxo. Para embarcações monohélices, as componentes de esteira tendem a apresentar uma simetria em relação ao plano central longitudinal.

As teorias de circulação usadas no projeto consideram, para a determinação da velocidade de incidência do fluido, um campo de esteira radial médio e não o campo tridimensional que ocorre na realidade (vide o mostrado como exemplo na figura 6.1). Assim sendo, é inevitável que haja variações no ângulo de ataque do fluido incidente sobre os perfis, provocando variações na força de sustentação (lift) e na de arraste (drag) e gerando forças e momentos alternados sobre o propulsor e eixo. A figura 6.2 ilustra, de forma simplificada, a influência da esteira longitudinal e tangencial sobre a variação do ângulo de ataque e sobre a velocidade com que o fluido incide sobre o perfil.

O projeto racional do propulsor é feito de modo que a entrada do fluido ocorra no ângulo de ataque ideal dos perfis elementares que o formam. Assim, evita-se uma queda de pressão demasiada na região do bordo de ataque, que poderia gerar cavitação e separação do fluido. É necessário, portanto, se determinar a velocidade de incidência do fluido bem como o seu ângulo de passo hidrodinâmico. Estes dois itens são determinados pela rotação do propulsor, velocidade de avanço (função da esteira) e velocidades induzidas.

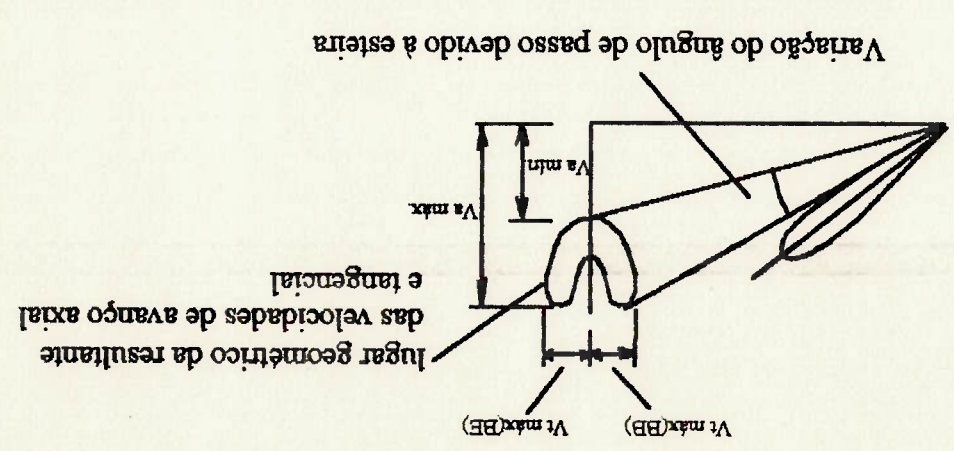
Figura 6.1 - Esteira longitudinal e tangencial para um navio monohélice (casco da série 60 com $C_b=0.6$)



a) Esforços alternados sobre o eixo do propulsor e, conseqüentemente, sobre os mancais do eixo: Estes esforços são normalmente chamados de esforços nos mancais ("bearing forces"). Sua ocorrência, quando de maneira demasiada, provocará fadiga no eixo propulsor, desgaste acentuado nos mancais, introdução de vibrações no eixo e no casco da embarcação, e ruído. Conforme será visto posteriormente, as frequências destes esforços serão função dos harmônicos da rotação que são múltiplos do número de lâminas do propulsor e de seus harmônicos adjacentes; e

b) Esforços alternados sobre a lâmina do propulsor: A ocorrência destes esforços, quando de maneira acentuada, provocará fadiga na lâmina, indução de vibrações no propulsor e na água e geração de ruído. As frequências destes esforços serão função de todos os harmônicos da rotação do propulsor.

Figura 6.2 - Influência da esteira longitudinal e tangencial sobre a incidência do fluido no perfil



6.2 - O USO DA TORÇÃO NA LÂMINA (SKEW) PARA A REDUÇÃO DAS VIBRAÇÕES INDUZIDAS PELO PROPULSOR:

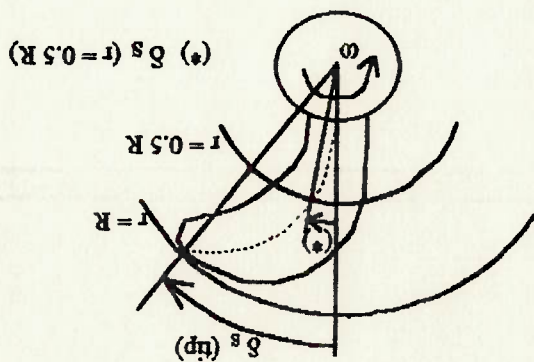
Uma das maneiras mais eficientes de se reduzir os esforços vibratórios gerados pela passagem da lâmina do propulsor no campo tridimensional de esteira variável consiste em se introduzir uma torção na lâmina, de modo que a sua entrada em uma região de esteira mais intensa ocorra de maneira gradual. Assim, evita-se que uma variação brusca no ângulo de ataque ocorra de modo simultâneo em todos os perfis radiais que compõem a lâmina, reduzindo a intensidade dos esforços variáveis gerados.

O ângulo radial de skew $\delta_r(r)$ é definido como sendo o ângulo medido, em vista projetada do propulsor, entre uma linha radial que une o centro do bomo do propulsor e o centro do perfil da raiz do propulsor e uma linha radial que une o centro do bomo e o centro do perfil da seção considerada, conforme pode ser visto na figura 6.3. O ângulo de skew $\delta_r(r)$ é considerado positivo quando medido no sentido contrário ao de rotação do propulsor e negativo quando medido no mesmo sentido. O ângulo de skew representativo do propulsor é considerado como sendo o ângulo de skew na ponta da lâmina (tip) quando não há ângulo de skew negativo em nenhum raio da lâmina. No caso de haver ângulo de skew negativo em alguns raios da lâmina (isto pode ocorrer nos raios mais próximos ao bomo), o ângulo de skew representativo do propulsor é considerado como sendo a diferença entre o ângulo de skew no tip e o ângulo máximo de skew negativo da lâmina.

Além de servir para a redução das vibrações e, consequentemente do ruído gerado, fato de grande importância em submarinos, navios militares e de pesquisa, o uso do skew melhora a performance do propulsor no que diz respeito à cavitação. De acordo com CUMMING et al.11, o uso de um propulsor com alto skew faz com que a injeção de cavitação ocorra em velocidades maiores do que ocorreria em propulsores sem skew. A razão para que isto ocorra ainda não é bem compreendida. Uma hipótese é que em propulsores com alto skew, o bordo de ataque não se apresenta perpendicular à incidência do fluido e, consequentemente, são gerados fluxos secundários que provocam uma perda na circulação total na lâmina, de modo semelhante às perdas causadas pelo "Downwash". Em contrapartida às vantagens citadas, o uso do skew apresenta como desvantagem a redução da eficiência do propulsor, embora em pequena escala, em virtude das perdas causadas pelos

A medida do ângulo de skew pode ser feita tanto em graus como em porcentagem. Sendo a medida do skew feita em porcentagem, o ângulo usado como referência é o ângulo entre duas lâminas consecutivas (igual a $360^\circ/g$, onde g é o número de lâminas). Assim, um propulsor de cinco lâminas, por exemplo, é dito possuir 100% de skew, quando o ângulo de skew no tip for igual a 72 graus. Para o número de lâminas normalmente usados em propulsores (entre 3 e 7 lâminas), considera-se um propulsor como sendo de alto skew quando possuir um ângulo de skew no tip maior ou igual a 50%.

Figura 6.3 - Definição do ângulo de skew



fluxos secundários. Além disto, deve-se ter uma atenção especial no projeto devido ao incremento das tensões de cisalhamento que ocorrem por causa do ângulo de torção na lâmina.

A seguir será feito o desenvolvimento de um modelo bidimensional que servirá para a estimativa das vibrações oriundas da passagem de uma superfície de sustentação em um fluxo não uniforme.

6.3 - DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO BIDIMENSIONAL PARA O ESTUDO DE VIBRAÇÕES E DA INFLUÊNCIA DO ÂNGULO DE SKEW

Para o desenvolvimento de um modelo bidimensional que permita o estudo das vibrações geradas por um propulsor e a influência do ângulo de skew sobre as mesmas, será feito inicialmente o estudo das oscilações que ocorrem na força de sustentação gerada sobre uma asa plana quando esta se desloca sobre um fluido com uma perturbação harmônica. A partir dos resultados obtidos para esta asa, será feita uma adaptação dos mesmos para o caso do propulsor. Isto é feito considerando-se que cada lâmina do propulsor é formada por vários perfis bidimensionais.

Dois modelos matemáticos de escoamentos não uniformes serão desenvolvidos. No primeiro, são feitas simplificações que tornam a física do modelo extremamente simples de ser entendida. Porém, tornam os resultados válidos apenas para frequências de oscilação muito baixas, sendo portanto chamado de modelo quase permanente. No segundo modelo, é introduzida a Função de Sears de frequência reduzida, que torna o modelo aplicável para quaisquer comprimentos de onda.

6.3.1 - MODELO BIDIMENSIONAL QUASE PERMANENTE

Neste modelo, considera-se a superfície de sustentação infinitamente longa, sobre a qual incide um fluido com uma velocidade predominante (denominada V_j), sendo que esta velocidade possui flutuações tanto na direção normal ao escoamento quanto no sentido do mesmo. Estas flutuações são chamadas respectivamente de v_p e u_p .

As seguintes hipóteses serão feitas:

a) A superfície de sustentação é considerada infinitamente longa, ou seja, sua envergadura é muito maior do que a sua corda, caracterizando o escoamento como sendo bidimensional;

b) O camber e a espessura dos perfis bidimensionais que compõem a superfície de sustentação são muito menores do que a corda, permitindo que seja usada uma teoria

linearizada para o cálculo da sustentação;

c) As flutuações de velocidade v_p e u_p são muito menores do que a velocidade não perturbada V_j ; e

d) O projeto da superfície de sustentação é feito considerando-se que a incidência do fluido ocorre com velocidade média igual a V_j , incidente no ângulo de ataque ideal do perfil.

Na figura 6.4, está representado o modelo a ser desenvolvido:

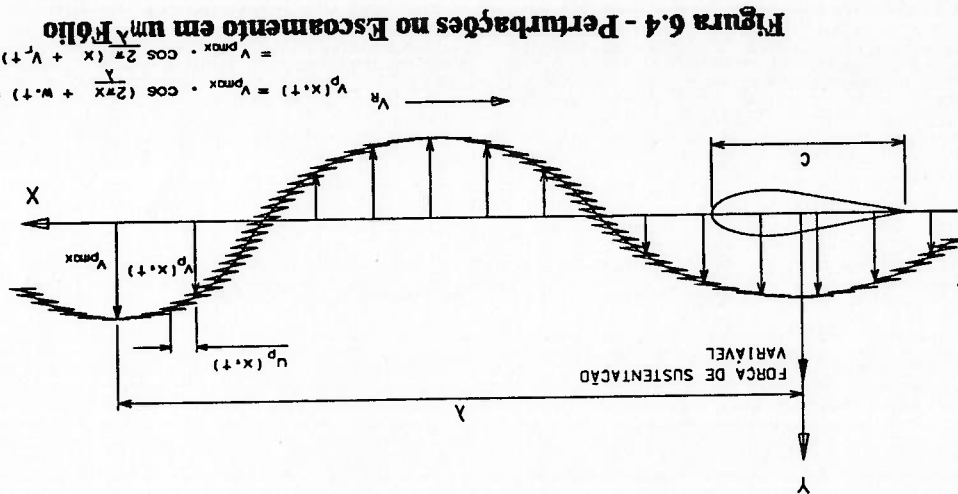


Figura 6.4 - Perturbações no Escoamento em um Perfil

Desprezando-se os efeitos de espessura, a força de lift por unidade de comprimento gerada em uma superfície de sustentação, quando submetida a um fluxo com

velocidade permanente incidente constante (V_p) é dado por:

$$L = \frac{1}{2} \rho c V_p^2 C_L \quad (6.1)$$

$$C_L = 2 \pi (\alpha + \alpha_0) \quad (6.2)$$

Na equação 6.2, o ângulo de ataque geométrico do perfil é α e o ângulo de ataque correspondente à sustentação originada pelo camber. Estas duas equações resultam

na seguinte expressão para a força de lift:

$$L = \rho c V_p^2 \pi (\alpha + \alpha_0) \quad (6.3)$$

A variação na força de lift pode ser expressa na forma de derivadas parciais em relação ao

ângulo de ataque α e à velocidade incidente V_p , da seguinte forma:

$$\frac{\partial L}{\partial \alpha} = \frac{\partial L}{\partial V_p} \cdot dV_p + \frac{\partial L}{\partial \alpha} \cdot d\alpha \quad (6.4)$$

A variação da velocidade permanente V_p , na sua direção normal, v_p , é equivalente a uma

variação no ângulo de ataque sobre o perfil, sendo dada por:

$$\frac{v_p}{V_p} \approx d\alpha \quad (6.5)$$

Por sua vez, a variação de V_p , na sua própria direção, u_p , é:

$$u_p \approx dV_p \quad (6.6)$$

As componentes $\frac{\partial L}{\partial \alpha}$ e $\frac{\partial L}{\partial V_p}$, da equação 6.4 são obtidas através da derivação da

equação 6.3 sendo iguais a:

$$\frac{\partial L}{\partial \alpha} = \rho c V_p^2 \pi \quad (6.7)$$

$$\frac{\partial L}{\partial V_p} = 2 \rho c V_p \pi (\alpha + \alpha_0) \quad (6.8)$$

Substituindo-se as equações 6.5, 6.6, 6.7 e 6.8 na equação 6.4 chega-se à seguinte expressão

para a variação na força de sustentação:

$$\Delta L = \rho c V_p^2 \pi v_p / V_p + 2 \rho c V_p \pi (\alpha + \alpha_0) \cdot u_p \quad (6.9)$$

Analogamente ao coeficiente de lift, pode-se definir uma variação no

coeficiente de lift, dada por:

$$\Delta C_L = \frac{\overline{N}}{2 \cdot \pi \cdot V_p + 2 \cdot n_p \cdot (\alpha + \alpha_0)} \cdot \left[V_p + \frac{V_p'}{2 \cdot \pi \cdot V_p + 2 \cdot n_p \cdot (\alpha + \alpha_0)} \right] \quad (6.10)$$

No caso de um propulsor, em que o projeto é feito considerando-se a entrada

do fluido no ângulo de ataque ideal e que o camber deve ser pequeno por questões de cavitação e separação do fluido, a soma do ângulo de ataque α com o ângulo de ataque virtual devido ao camber α_0 é muito pequena. Assim, tem-se que $V_p \gg 2 \cdot n_p \cdot (\alpha + \alpha_0)$.

Conclui-se portanto que, na análise de vibrações em asas ou em propulsores, as atenções

devem estar voltadas para a velocidade da perturbação normal ao perfil (V_p).

HORTLOCK²⁶ Salienta que, no caso de propulsores, o fluxo não permanente

na direção do escoamento pode ser desprezado. Porém, no caso de máquinas hidráulicas como turbinas ou ventiladores, este fluxo torna-se importante. Conforme pode ser visto na

equação 6.9, o termo referente à velocidade não permanente na direção do escoamento está

ligado ao ângulo de ataque e ao camber. O fato desta velocidade ter sido desprezada equivale

a considerar o perfil sem camber (simétrico) e a entrada do fluxo no ângulo de ataque ideal

(no caso de um perfil simétrico, o ângulo de ataque ideal é zero). Através desta

consideração, chega-se à seguinte equação para a variação no coeficiente de lift:

$$\Delta C_L = \frac{\overline{N}}{2 \cdot \pi \cdot V_p} \cdot \left(\frac{1}{2} \right) \cdot \rho \cdot c \cdot V_p'^2 \approx \frac{V_p'}{2 \cdot \pi \cdot V_p} \quad (6.11)$$

De uma maneira geral, pode-se considerar que a velocidade da perturbação

V_p é expressa como uma composição de ondas harmônicas de frequência w que se deslocam

no espaço com velocidade V_p . Tem-se, assim, para um determinado harmônico:

$$V_p(x, t) = V_{pmx} \cdot \cos \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot x}{\lambda} + w \cdot t \right) \quad (6.12)$$

sendo:

$\lambda =$ comprimento de onda da perturbação;

w = frequência da perturbação;

$$V_i = \text{Velocidade incidente: } V_i = \frac{w \cdot \lambda}{2 \cdot \pi} = \frac{w \cdot c}{2 \cdot K} \quad (6.13)$$

$$K = \text{frequência reduzida: } K = \frac{w \cdot c}{2 \cdot V_i} = \frac{\lambda}{2 \cdot V_i} \quad (6.14)$$

A função K , denominada na literatura de frequência reduzida, será vista posteriormente.

A expressão (6.12) pode ser representada na forma complexa como sendo a

parte real da seguinte expressão:

$$v_p(x, t) = \text{Re} \left\{ v_{pmx} \cdot \exp \left[i \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot x}{\lambda} + w \cdot t \right) \right] \right\} \quad (6.15)$$

ou, aplicando-se (6.13) em (6.15):

$$v_p(x, t) = \text{Re} \left\{ v_{pmx} \cdot \exp \left[i \cdot \frac{\lambda}{2 \cdot \pi} \cdot (x + V_i \cdot t) \right] \right\} \quad (6.16)$$

tomada igual a zero. Portanto,

$$v_p(t) = \text{Re} \left\{ v_{pmx} \cdot \exp \left[i \cdot \frac{\lambda}{2 \cdot \pi} \cdot V_i \cdot t \right] \right\} \quad (6.17)$$

Substituindo-se a expressão (6.17) na equação (6.11), chega-se à seguinte expressão para a

variação no coeficiente de lift provocada pela oscilação no escoamento:

$$\Delta C_L = \frac{\Delta \Gamma}{(1/2) \cdot \rho \cdot c \cdot V_i^2} \approx \frac{2 \cdot \pi}{V_i} \cdot \text{Re} \left\{ v_{pmx} \cdot \exp \left[i \cdot \frac{\lambda}{2 \cdot \pi} \cdot V_i \cdot t \right] \right\} \quad (6.18)$$

A equação 6.18 nos leva a conclusão de que a variação na força de lift apresenta uma resposta instantânea à velocidade perturbada. O fluxo cossenoidal geraria, assim, uma variação na força de lift com a mesma fase e frequência.

De um modo geral, a equação 6.18 apresenta o formato da expressão que permite calcular a variação na força de lift e a sua dedução ilustra claramente como é feita a

geração da sustentação variável devido a um fluxo não uniforme. Entretanto, esta equação não leva em consideração os seguintes fatores:

a) Razão de aspecto: A razão de aspecto de uma asa ou de um propulsor não é infinita e,

portanto, o escoamento não é completamente bidimensional. A introdução de uma dimensão finita na convergência da asa ou no raio da lâmina do propulsor provocará a necessidade de correções na formulação 6.18, em virtude do surgimento de fluxos induzidos pela esteira sobre a asa ou propulsor. Estes fluxos, denominados na asa de "downwash", tenderão a reduzir o ângulo de ataque com que o fluido incide sobre a superfície de sustentação e, assim, reduzirão a força de sustentação variável. BRESLIN⁶ apresenta as correções na formulação 6.18 para asas com razões de aspecto moderadas e baixas:

$$\Delta C_L = \frac{\Delta L}{2 \cdot \pi} \cdot \rho \cdot c \cdot V_r^2 \approx \left(1 + \frac{S}{2}\right) \cdot V_r \cdot \text{Re} \left\{ V_{pmx} \cdot \exp \left[i \cdot \frac{\lambda}{2 \cdot \pi} \cdot V_r \cdot t \right] \right\}; \quad (4 \leq S \leq \infty) \quad (6.19)$$

$$\Delta C_L = \frac{\Delta L}{2 \cdot \pi} \cdot \rho \cdot c \cdot V_r^2 \approx \left(\frac{S}{4}\right) \cdot V_r \cdot \text{Re} \left\{ V_{pmx} \cdot \exp \left[i \cdot \frac{\lambda}{2 \cdot \pi} \cdot V_r \cdot t \right] \right\}; \quad S \approx O(1) \quad (6.20)$$

A correção para a razão de aspecto na fórmula 6.20 foi desenvolvida na Teoria de Jones para asas de baixa razão de aspecto. A vantagem destas correções é que elas independem da geometria da asa, podendo, portanto, ser aplicadas à lâminas de propulsores. Uma formulação para o fator de correção à equação (6.18) que recupera os limites mostrados nas equações (6.19) e (6.20), e que pode ser usada para quaisquer razões de aspecto é*:

$$F_c = 1 + \frac{S}{2} + \frac{S \cdot \left(1 + \frac{S}{2}\right)}{2} \quad (6.21)$$

* ARANHA, J.A.P. (Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Naval). Teoria de Asas, Notas de Aula, 1992

$$\Delta C_l = \frac{Nl}{(1/2) \cdot \rho \cdot c \cdot V^2} \approx \frac{V_r \cdot (Fc)}{2 \cdot \pi} \cdot \text{Re} \left\{ v_{pmx} \cdot \exp \left[i \cdot \frac{\lambda}{2 \cdot \pi} \cdot V_r \cdot t \right] \right\} \quad (6.22)$$

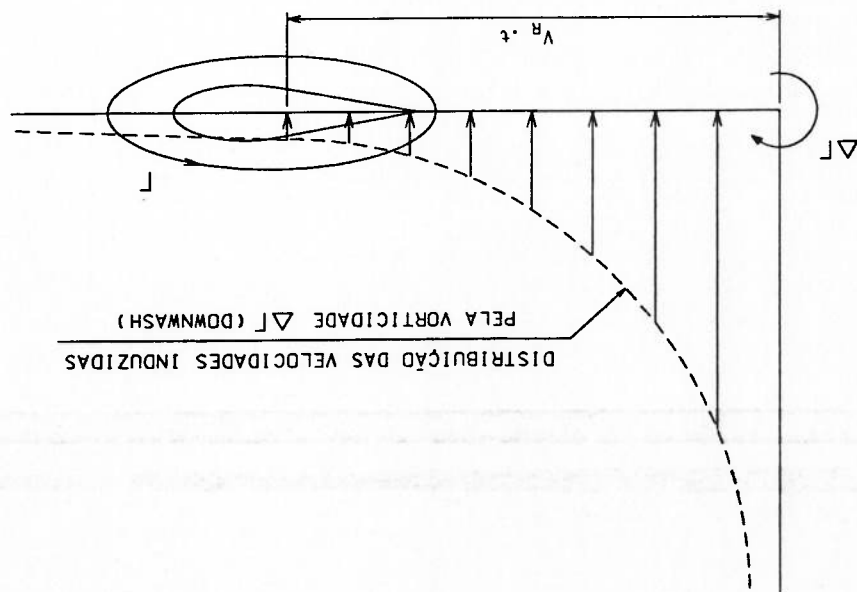
Introduzindo este fator na fórmula (6.18), tem-se:

b) Efeito de massa adicional: A velocidade perturbada v_p é representada matematicamente por uma cossenóide. Portanto, ocorre uma aceleração senoidal no fluido dada pela derivada de v_p em relação ao tempo. A força correspondente a esta aceleração é equivalente a submeter o perfil a uma aceleração senoidal na direção normal à velocidade permanente quando o comprimento de onda da perturbação for muito maior do que a corda. Isto corresponde à uma massa adicional arrastada pelo perfil. Este efeito foi completamente desprezado no desenvolvimento quase permanente feito anteriormente.

c) Vórtices liberados no meio fluido: Qualquer variação na força de sustentação está relacionada à uma variação na circulação do perfil. Pelo teorema de conservação de vorticidades, a circulação deve-se conservar no meio fluido. Portanto, ao variar a sua sustentação, o perfil liberará vorticidades na esteira de modo a conservar a circulação total no meio fluido, conforme mostrado na figura 6.5. Estas vorticidades induzirão velocidades sobre a asa ou lamina do propulsor, alterando o ângulo de ataque com que o fluido incide sobre os perfis. Isto representa uma espécie de efeito de memória da esteira pois as vorticidades liberadas na esteira continuam afetando o ângulo de incidência do fluido instantes após terem sido liberadas. Logo, a sustentação na seção bidimensional é o resultado tanto da circulação no perfil no instante considerado como do histórico de variação da circulação nos instantes anteriores, o qual é manifestado na esteira.

O modelo apresentado neste item representa de forma simplificada o fenômeno da geração de esforços variáveis. O uso deste modelo é tanto mais adequado quanto menor for a frequência reduzida K , ou seja, quando a corda do perfil for muito menor que o comprimento de onda da perturbação. Neste caso, a frequência da perturbação w é muito menor do que a frequência típica do escoamento sobre a superfície de sustentação (que é da ordem de V/c). A perturbação assume, portanto, uma forma quase-estática, tornando este modelo consistente. Com o aumento da frequência reduzida, ou seja, quando a frequência da perturbação w passa a ser da ordem de V/c , torna-se necessário levar em consideração os fenômenos citados acima, o que será feito a seguir através do desenvolvimento do modelo bidimensional não permanente, baseado nas funções de Sears.

Figura 6.5 - Distribuição das velocidades induzidas (downwash) devido à circulação $\Delta\Gamma$ liberada pelo perfil t segundos antes



6.3.2 - MODELO BIDIMENSIONAL NÃO PERMANENTE (FUNÇÕES DE SEARS)

A solução para o caso bidimensional, levando-se em consideração o descrito

nos itens (b) e (c) acima, foi obtida por SEARS⁵², sendo igual a:

$$C_L = \frac{L}{(1/2) \cdot p \cdot c \cdot V^2} \approx 2 \cdot \pi \cdot \frac{V}{V_{pmx}} \cdot \text{Re} \left\{ S(K) \cdot \exp \left[i \cdot \frac{\lambda}{2 \cdot \pi} \cdot V \cdot t \right] \right\} \quad (6.23)$$

Na expressão (6.23), $S(K)$ é a função de Sears da frequência reduzida K . A

frequência reduzida K é dada pela equação (6.14) e representa a relação entre o comprimento

da corda do perfil e o comprimento de onda da perturbação. Para comprimentos de onda

muito maiores que a corda do perfil, o valor de K tende a zero e o da função de Sears $S(K)$

tende a 1. Este é o caso que foi descrito no item anterior, onde os efeitos não permanentes

são desprezíveis. Recupera-se, assim, a fórmula (6.18), sendo o modelo chamado, portanto,

de quase permanente. Para valores de K maiores, os efeitos não permanentes se tornam cada

vez mais importantes. A magnitude da função de Sears $S(K)$ decresce monotonicamente com

o aumento de K . Neste caso, torna-se necessário um modelo bidimensional não permanente,

o qual foi elaborado por Sears e que será descrito neste item. A função de Sears é dada por:

$$S(K) = \frac{(2.1) / (\pi K)}{H_1^{(2)} + i H_0^{(2)}} \quad (6.24)$$

onde: $H_0^{(2)}(K) = J_0(K) - i Y_0(K)$

$H_1^{(2)}(K)$ = função de Hankel,

$J_0(K)$ = função de Bessel de primeira espécie, de ordem 0, e

$Y_0(K)$ = função de Bessel de segunda espécie, de ordem 0.

Aplicando-se à equação 6.23 a correção 6.23 a correção F_c para razão de aspecto expressa pela equação

6.21, chega-se à expressão do coeficiente de sustentação variável que será usado na

determinação dos esforços vibratórios:

$$C_L = \frac{2 \cdot \pi \cdot V}{V_{pmx}} \cdot \text{Re} \left\{ S(K) \cdot e^{i \cdot \frac{\lambda}{2 \cdot \pi} \cdot V \cdot t} \right\} = \frac{(H_c)}{2 \cdot \pi \cdot V_{pmx}} \cdot \text{Re} \left\{ S(K) \cdot \exp(i \cdot 2 \cdot K \cdot V \cdot t / c) \right\} \quad (6.26)$$

6.4 - APLICAÇÃO DO MODELO BIDIMENSIONAL NÃO PERMANENTE AO PROJETO DE UM PROPULSOR

Para a aplicação do modelo bidimensional ao caso do propulsor, considerar-se-á que as componentes axial e tangencial da esteira podem ser expressas através de séries de Fourier. Como a velocidade de interesse no estudo de vibrações deve ser a perpendicular ao perfil, as componentes tangencial e axial devem ser rebatidas segundo a direção normal, sendo a velocidade resultante, denominada de v_n , equivalente à velocidade de perturbação v_p , descrita no item anterior. Na figura 6.6, podem ser visualizadas estas velocidades:

$$v_n = v_x \cdot \cos \beta'_1 + v_t \cdot \sin \beta'_1 \quad (6.27)$$

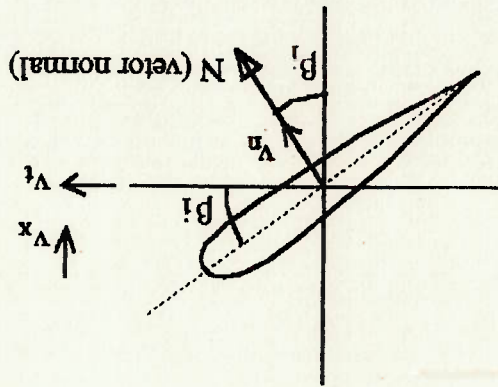


Figura 6.6 - Decomposição das velocidades não permanentes na direção normal ao perfil

A equação 6.27 pode ser adimensionalizada segundo a velocidade do navio

V_s , resultando em:

$$\frac{V'_n}{V_s} = \frac{V'_x}{V_s} \cdot \cos \beta'_1 + \frac{V'_t}{V_s} \cdot \sin \beta'_1 \quad (6.28)$$

As velocidades não permanentes adimensionalizadas da esteira v'_x/V_s e v'_t/V_s podem ser desenvolvidas em séries de Fourier. Devido à simetria em relação ao eixo longitudinal, no caso de embarcações monohélices (vide figura 6.7), estas velocidades podem ser expressas respectivamente por uma série de cossenos e por uma série de senos:

Nestas equações, o índice q indica os harmônicos em que são decompostas as velocidades V_x

e V_y . O ângulo θ indica a posição angular medida a partir do ângulo zero da lâmina do propulsor (posição vertical da lâmina), no sentido de rotação do mesmo. Em $q=0$, temos a parcela constante da esteira, a qual não é considerada no estudo da vibração. Substituindo as

equações 6.29 e 6.30 em 6.28:

$$\frac{V_x}{V_n} = \sum_{q=0}^b \frac{V_q}{V_n} \cdot \cos(q \cdot \theta) \cdot \cos(\beta'_1) + \sum_{q=0}^b \frac{V_q}{V_n} \cdot \sin(q \cdot \theta) \cdot \sin(\beta'_1) \quad (6.31)$$

Separando cada harmônico desta equação:

$$\frac{V_x}{V_n} = \frac{V_q}{V_n} \cdot \cos(q \cdot \theta) \cdot \cos(\beta'_1) + \frac{V_q}{V_n} \cdot \sin(q \cdot \theta) \cdot \sin(\beta'_1) \quad (6.32)$$

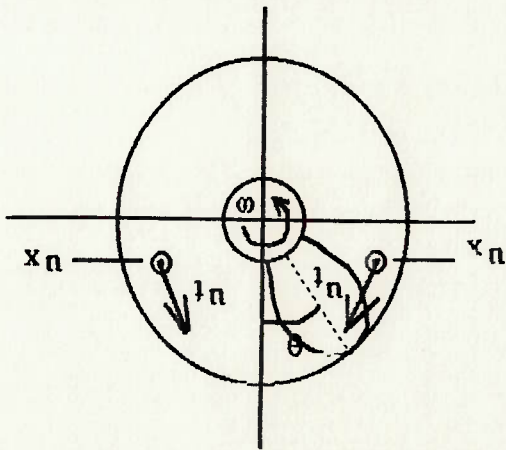
A equação 6.32 também pode ser escrita na seguinte forma:

$$\frac{V_x}{V_n} = \left| \frac{V_q}{V_n} \right| \cdot \cos(q \cdot \theta - \phi^q) \quad (6.33)$$

onde:

$$\left| \frac{V_x}{V_n} \right| \cdot \cos(\phi^q) = \frac{V_q}{V_n} \cdot \cos(\beta'_1) \Rightarrow \cos(\phi^q) = \frac{V_q}{V_n} \cdot \frac{\cos(\beta'_1)}{\left| \frac{V_x}{V_n} \right|} \quad (6.34)$$

Figura 6.7 - Simetria das velocidades axial e tangencial da esteira



$$(6.30)$$

$$(6.29)$$

$$\frac{V_x}{V_n} = \sum_{q=0}^b \frac{V_q}{V_n} \cdot \cos(q \cdot \theta)$$

$$\frac{V_y}{V_n} = \sum_{q=0}^b \frac{V_q}{V_n} \cdot \sin(q \cdot \theta)$$

em função do ângulo de posição da lâmina em relação à posição vertical (ângulo θ). Sendo a

Para o propulsor operando em uma esteira variável, a força de sustentação pode ser escrita

$$\text{onde: } \underline{L}_{max}(w, r) = \frac{(Fc)}{\rho \cdot \pi \cdot c(r) \cdot V_r(r)} \cdot v_{pmax}(r) \cdot |S(K(r))| \quad (6.43)$$

$$\text{ou: } \underline{L}(w, r) = \underline{L}_{max}(w, r) \cdot \text{Re} \left\{ e^{i(\alpha(r)+w \cdot t)} \right\} \quad (6.42)$$

$$\underline{L}(w, r) = \frac{(Fc)}{\rho \cdot \pi \cdot c(r) \cdot V_r(r)} \cdot v_{pmax}(r) \cdot |S(K(r))| \cdot \text{Re} \left\{ e^{i(\alpha(r)+w \cdot t)} \right\} \quad (6.41)$$

Substituindo em 6.39 em 6.38:

$$\text{onde: } \tan \alpha(r) = \frac{S_m(K(r))}{S_n(K(r))} \quad (6.40)$$

$$S(K(r)) = S_n(K(r)) + i \cdot S_m(K(r)) = |S(K(r))| \cdot e^{i(\alpha(r))} \quad (6.39)$$

imaginária:

Considerando que a função de Sears pode ser expressa por uma parte real e uma parte

$$\underline{L}(w, r) = \frac{(Fc)}{\rho \cdot \pi \cdot c(r) \cdot V_r(r)} \cdot v_{pmax}(r) \cdot \text{Re} \left\{ S(K(r)) \cdot e^{i \cdot w \cdot t} \right\} \quad (6.38)$$

Por sua vez, a partir da equação 6.26, tem-se que a força de sustentação é expressa por:

$$v_p(x, t) = \text{Re} \left\{ v_{pmax} \cdot \exp \left[i \cdot \frac{\lambda}{2 \cdot \pi} \cdot V_r \cdot t \right] \right\} = v_{pmax} \cdot \cos(w \cdot t) \quad (\text{equação 6.17})$$

corresponde à velocidade normal à lâmina v_{ng} .

equação 6.17, a qual se encontra reescrita abaixo. No caso do propulsor, esta velocidade v_p

No item 6.3.1, descreveu-se a velocidade da perturbação $v_p(x, t)$ através da

$$\left| \frac{V^s}{v_{ng(max)}} \right| = \sqrt{\left(\frac{V^s}{v_{lq}} \right)^2 \cdot \text{sen}^2 \beta'_1 + \left(\frac{V^s}{v_{xq}} \right)^2 \cdot \text{cos}^2 \beta'_1} \quad (6.37)$$

$$\tan \phi^b = \frac{v_{xq}}{v_{lq}} \cdot \tan \beta'_1 \quad (6.36)$$

$$\left| \frac{V^s}{v_{ng(max)}} \right| \cos \phi^b = \frac{V^s}{v_{xq}} \cdot \text{cos} \beta'_1 \Rightarrow \cos \phi^b = \frac{V^s}{v_{xq}} \cdot \text{cos} \beta'_1 / \left| \frac{V^s}{v_{ng(max)}} \right| \quad (6.35)$$

velocidade da perturbação em um determinado harmônico dada pela equação 6.33 e,

comparando-a com a equação 6.17 (que está transcrita neste parágrafo), tem-se que:

$$w^q \cdot 1 = q \cdot \theta - \phi^q \quad (6.44)$$

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} = \frac{q}{q} \quad (6.45)$$

onde ω é a velocidade angular de rotação do propulsor. Em 6.44, o índice q na frequência da perturbação w indica que esta frequência é relativa ao harmônico q . Substituindo 6.44 e 6.45

em 6.42:

$$\underline{I}(\omega, q, r, \theta) = \underline{I} \max(\omega, q, r) \operatorname{Re} \left\{ e^{i(\alpha(r) + q \cdot \theta - \phi^q(r))} \right\} \quad (6.46)$$

sendo a força $\underline{I} \max(\omega, q, r)$ dada pela seguinte expressão, similar à equação 6.43 (nesta equação, substituiu-se a velocidade da perturbação $v^{pmx}(r)$ pela velocidade correspondente

à perturbação no propulsor, em um determinado harmônico q , $v_{nq}(r)$):

$$\underline{I} \max(w, r) = \frac{(Fc)}{p \cdot \pi \cdot c(r) \cdot V_r(r)} \cdot v_{nq}(r) \cdot |S(K(r))| \quad (6.46a)$$

Até este ponto, ainda não foi introduzido o ângulo de torção que será dado à

lamina para se reduzir as vibrações. Este ângulo, que será denominando de $\phi_p(r)$, representa uma fase a ser adicionada ao ângulo de posição da lamina θ . Convencionou-se considerar o ângulo de skew positivo quando a torção é dada no sentido contrário ao de rotação do propulsor, ou seja, no sentido contrário ao ângulo θ . Portanto, a fim de se manter esta convenção, o ângulo de skew deve ser subtraído deste ângulo. Chega-se, assim, à seguinte expressão para a força de sustentação, gerada pela velocidade de perturbação correspondente

a um determinado harmônico q :

$$\underline{I}(\omega, q, r, \theta) = \underline{I} \max(\omega, q, r) \operatorname{Re} \left\{ e^{i \left[q \left(\theta - \phi_p(r) + \frac{q}{\alpha(r)} \phi^q(r) \right) \right]} \right\} \quad (6.47)$$

A influência do ângulo de skew $\phi_p(r)$ na redução dos esforços variáveis pode ser facilmente verificada eliminando-se as influências dos outros ângulos mostrados na equação 6.47. Assim, pode-se considerar uma situação hipotética em que a esteira apresenta apenas a

variação angular, possuindo um valor constante médio ao longo do raio, e que as lâminas apresentam o mesmo comprimento de corda ao longo do raio. Neste caso, tem-se que as exponenciais com os ângulos $\phi^*(r)/g$ e $\alpha(r)/g$, respectivamente, são constantes em relação ao raio r . A exponencial em θ pode ser representada como uma função $f(\theta)$. A única função do raio passa a ser a exponencial com o ângulo de skew $\delta_s(r)$. Assim, a equação 6.47 pode ser representada da seguinte forma:

$$I(\omega, q, r, \theta) = \underline{I}_{max}(\omega, q, r) \cdot \text{Re} \left\{ e^{i q \theta} \cdot e^{-i q \delta_s(r)} \cdot e^{-i q \frac{\alpha(r)}{g} \phi^*(r)} \right\} = \underline{I}_{max}(\omega, q, r) \cdot f(\theta) \cdot \text{Re} \left\{ e^{-i q \delta_s(r)} \right\} \quad (6.47a)$$

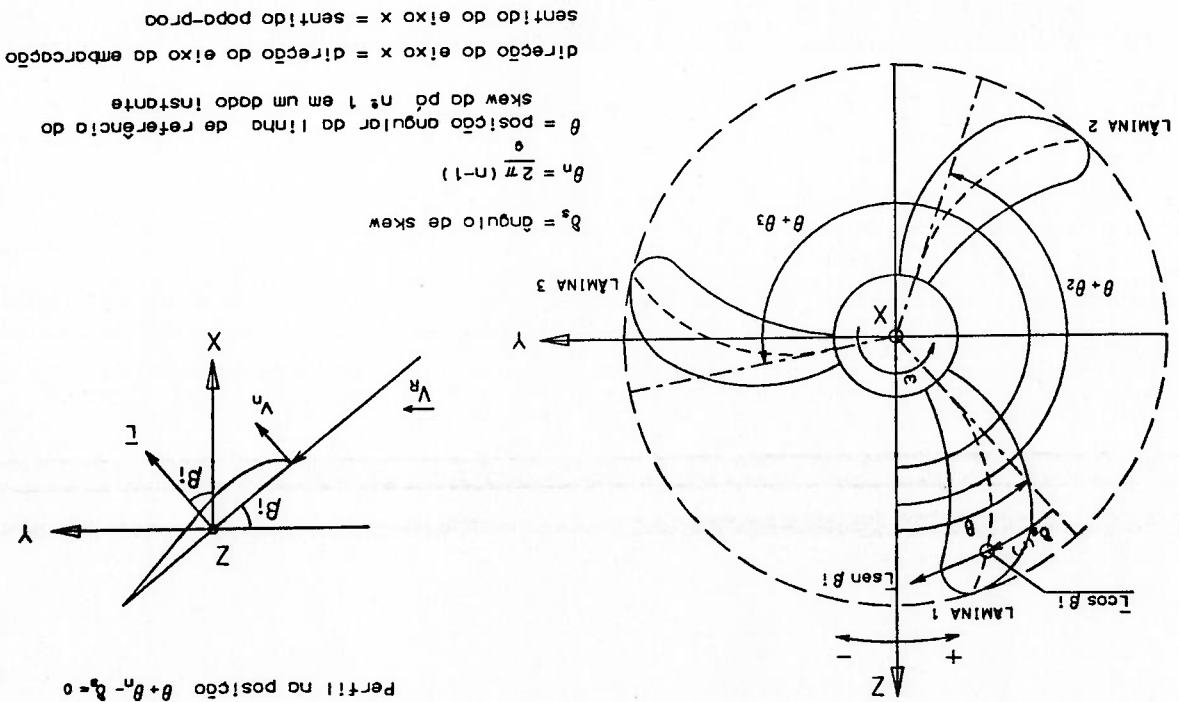
Integrando-se esta equação ao longo do raio, tem-se a seguinte força de sustentação variável em uma dada posição angular θ , para a perturbação correspondente ao harmônico q :

$$\underline{I}(\omega, q, \theta) = f(\theta) \cdot \text{cte} \cdot \int_R^r \underline{I}_{max}(\omega, q, r) \cdot \text{Re} \left\{ e^{-i q \delta_s(r)} \right\} \cdot dr \quad (6.47b)$$

Nesta integral, é fácil visualizar que, para determinados ângulos $\delta_s(r)$, as forças de sustentação em cada posição radial estarão em fase e, deste modo, a integral resultará em um valor máximo. Para outras distribuições de ângulos $\delta_s(r)$, poder-se-á defasar a força de sustentação variável em cada posição radial, reduzindo, assim, o esforço total. Esta é a função da distribuição de skew da lâmina.

A determinação das forças e momentos variáveis provenientes da força de sustentação variável é feita segundo as coordenadas cartesianas mostradas na figura 6.8.

Figura 6.8 - Fixos coordenados de referência do posicionamento angular da lâmina



A partir desta figura, verifica-se que a posição angular do elemento da lâmina n correspondente a um determinado raio r é:

$$\theta + \theta_n - \delta_s = \theta + \theta_n - \delta_s + \frac{\pi}{2} \cdot (n-1) - \delta_s, n=1,2,\dots,g \quad (6.48)$$

Com este ângulo θ_n , a expressão da força de sustentação em uma determinada lâmina n

$$\text{passa a ser:} \quad \left\{ \begin{aligned} \bar{L}(\omega, q, r, n, \theta) &= \bar{L}_{max}(\omega, q, r) \cdot \text{Re} \left\{ e^{i \left[\theta - \delta_s(r) + \frac{\pi}{2} \left(\frac{\delta}{\alpha(r)} - \phi_q(r) + \theta_n \right) \right]} \right\} \end{aligned} \right. \quad (6.49)$$

Esta expressão da força de sustentação leva em consideração, portanto, a posição angular de cada perfil radial de cada lâmina ($\theta + \theta_n - \delta_s$), o ângulo relativo à defasagem entre a normal ao perfil e as direções em que se encontram as componentes da esteira (ϕ_q), e o ângulo relativo à defasagem entre a força de sustentação e a esteira que a provoca (ângulo α originado pela função de Sears).

A determinação das forças e momentos provenientes da força de sustentação é feita de acordo com as coordenadas mostradas na figura 6.8. Assim, para o perfil situado em um raio r da lâmina n em uma posição angular θ , tem-se as seguintes expressões para os esforços (por unidade de comprimento da lâmina e por lâmina):

a) Forças por unidade de comprimento:

$$dF_x(\omega, q, r, n, \theta) = \overline{L}_{max}(\omega, q, r) \cos \beta'_1(r) \operatorname{Re} \left(e^{i\left(\theta + \theta_n - \delta_s + \frac{q}{\omega} \right)} \right) \quad (6.50)$$

$$dF_y(\omega, q, r, n, \theta) = \overline{L}_{max}(\omega, q, r) \operatorname{sen} \beta'_1(r) \cos(\theta + \theta_n - \delta_s) \operatorname{Re} \left(e^{i\left(\theta + \theta_n - \delta_s + \frac{q}{\omega} \right)} \right) \quad (6.51)$$

$$dF_z(\omega, q, r, n, \theta) = -\overline{L}_{max}(\omega, q, r) \operatorname{sen} \beta'_1(r) \operatorname{sen}(\theta + \theta_n - \delta_s) \operatorname{Re} \left(e^{i\left(\theta + \theta_n - \delta_s + \frac{q}{\omega} \right)} \right) \quad (6.52)$$

b) Momentos por unidade de comprimento:

$$dM_x(\omega, q, r, n, \theta) = -\overline{L}_{max}(\omega, q, r) \operatorname{sen} \beta'_1(r) \operatorname{Re} \left(e^{i\left(\theta + \theta_n - \delta_s + \frac{q}{\omega} \right)} \right) \quad (6.53)$$

$$dM_y(\omega, q, r, n, \theta) = \overline{L}_{max}(\omega, q, r) \cos \beta'_1(r) \operatorname{sen}(\theta + \theta_n - \delta_s) \operatorname{Re} \left(e^{i\left(\theta + \theta_n - \delta_s + \frac{q}{\omega} \right)} \right) \quad (6.54)$$

$$dM_z(\omega, q, r, n, \theta) = -\overline{L}_{max}(\omega, q, r) \cos \beta'_1(r) \operatorname{cos}(\theta + \theta_n - \delta_s) \operatorname{Re} \left(e^{i\left(\theta + \theta_n - \delta_s + \frac{q}{\omega} \right)} \right) \quad (6.55)$$

Integrando as expressões 6.50 a 6.55 entre o bossó ($r=r_h$) e a ponta da lâmina ($r=R$), e somando as parcelas referentes a cada harmônico em cada lâmina, tem-se os seguintes resultados:

a) Forças:

$$F_x(\theta) = \sum_{n=1}^{q-1} \sum_{k=1}^n \overline{L}_{max}(\omega, q, r) \cos \beta'_1(r) \operatorname{Re} \left(e^{i\left(\theta + \theta_n - \delta_s + \frac{q}{\omega} \right)} \right) \quad (6.56)$$

$$F_y(\theta) = \sum_{n=1}^{q-1} \sum_{k=1}^n \overline{L}_{max}(\omega, q, r) \operatorname{sen} \beta'_1(r) \cos(\theta + \theta_n - \delta_s) \operatorname{Re} \left(e^{i\left(\theta + \theta_n - \delta_s + \frac{q}{\omega} \right)} \right) \quad (6.57)$$

$$F_z(\theta) = \sum_{r=0}^{\infty} \sum_{Y}^{q-1} \int_{-L}^L \max(\omega, q, r) \cdot \text{sen} \beta'_1(r) \cdot \text{sen}(\theta + \theta_n - \delta_s) \cdot \text{Re} \left(e^{i q \left(\theta + \theta_n - \delta_s + \frac{b}{\omega} + \frac{b}{\phi} \right)} \right) \cdot dt \quad (6.58)$$

b) Momentos:

$$M_x(\theta) = \sum_{r=0}^{\infty} \sum_{Y}^{q-1} \int_{-L}^L \max(\omega, q, r) \cdot \text{sen} \beta'_1(r) \cdot r \cdot \text{Re} \left(e^{i q \left(\theta + \theta_n - \delta_s + \frac{b}{\omega} + \frac{b}{\phi} \right)} \right) \cdot dt \quad (6.59)$$

$$M_y(\theta) = \sum_{r=0}^{\infty} \sum_{Y}^{q-1} \int_{-L}^L \max(\omega, q, r) \cdot \cos \beta'_1(r) \cdot r \cdot \cos(\theta + \theta_n - \delta_s) \cdot \text{Re} \left(e^{i q \left(\theta + \theta_n - \delta_s + \frac{b}{\omega} + \frac{b}{\phi} \right)} \right) \cdot dt \quad (6.60)$$

$$M_z(\theta) = \sum_{r=0}^{\infty} \sum_{Y}^{q-1} \int_{-L}^L \max(\omega, q, r) \cdot \cos \beta'_1(r) \cdot r \cdot \text{sen}(\theta + \theta_n - \delta_s) \cdot \text{Re} \left(e^{i q \left(\theta + \theta_n - \delta_s + \frac{b}{\omega} + \frac{b}{\phi} \right)} \right) \cdot dt \quad (6.61)$$

As equações (6.56) a (6.61) podem ser desenvolvidas substituindo-se nelas as seguintes

relações:

$$a) \sum_{r=0}^{n-1} e^{i q \theta_n} = \begin{cases} g & \text{para } q = m \cdot g \\ 0 & \text{para } q \neq m \cdot g \end{cases} \quad (\text{m \u00e9 n\u00famero inteiro}) \quad (6.62)$$

$$b) e^{i q \theta} \cdot \cos \theta = \frac{1}{2} \left[e^{i(\theta+1)\theta} + e^{i(\theta-1)\theta} \right] \quad (6.63)$$

$$c) e^{i q \theta} \cdot \text{sen} \theta = \frac{1}{2i} \left[e^{i(\theta+1)\theta} - e^{i(\theta-1)\theta} \right] \quad (6.64)$$

Deste modo, ser\u00e1 feito, a seguir, o desenvolvimento da express\u00e3o de F_y . Os outros

desenvolvimentos n\u00e3o ser\u00e3o feitos por serem an\u00e1logos:

$$F_y(\theta) = \sum_{r=0}^{\infty} \sum_{Y}^{q-1} \int_{-L}^L \max(\omega, q, r) \cdot \cos \beta'_1(r) \cdot \cos(\theta + \theta_n - \delta_s) \cdot \text{Re} \left(e^{i q \left(\theta + \theta_n - \delta_s + \frac{b}{\omega} + \frac{b}{\phi} \right)} \right) \cdot dt \quad (\text{eq. 6.57})$$

Usando a express\u00e3o 6.63:

$$F_y(\theta) = \frac{1}{2} \sum_{r=0}^{\infty} \sum_{Y}^{q-1} \int_{-L}^L \max(\omega, q, r) \cdot \text{sen} \beta'_1(r) \cdot \text{Re} \left[e^{i(\theta+1)(\theta + \theta_n - \delta_s)} + e^{i(\theta-1)(\theta + \theta_n - \delta_s)} \right] \cdot e^{i q \left(\frac{b}{\omega} + \frac{b}{\phi} \right)} \cdot dt \quad (6.65)$$

a) Forças:

$$F_y^z(\theta) = \frac{2}{g} \sum_0^{m-1} \left\{ \int_Y^{\bar{L} \max} \omega(m, g-1, r) \cdot \text{sen} \beta'_1(r) \cdot \text{Re} \left(e^{i(m, g-1)(\theta-\delta_2)} \cdot e^{i(\alpha_{m, g-1})-\phi_{m, g-1}} \right) \cdot dr + \right. \\ \left. - \int_Y^{\bar{L} \max} \omega(m, g+1, r) \cdot \text{sen} \beta'_1(r) \cdot \text{Re} \left(e^{i(m, g+1)(\theta-\delta_2)} \cdot e^{i(\alpha_{m, g+1})-\phi_{m, g+1}} \right) \cdot dr \right\} \quad (6.71)$$

$$F_y(\theta) = \frac{2}{g} \sum_0^{m-1} \left\{ \int_Y^{\bar{L} \max} \omega(m, g-1, r) \cdot \text{sen} \beta'_1(r) \cdot \text{Re} \left(e^{i(m, g-1)(\theta-\delta_2)} \cdot e^{i(\alpha_{m, g-1})-\phi_{m, g-1}} \right) \cdot dr + \right. \\ \left. + \int_Y^{\bar{L} \max} \omega(m, g+1, r) \cdot \text{sen} \beta'_1(r) \cdot \text{Re} \left(e^{i(m, g+1)(\theta-\delta_2)} \cdot e^{i(\alpha_{m, g+1})-\phi_{m, g+1}} \right) \cdot dr \right\} \quad (6.70)$$

$$F_x(\theta) = g \cdot \sum_0^{m-1} \int_Y^{\bar{L} \max} \omega(m, g, r) \cdot \cos \beta'_1(r) \cdot \text{Re} \left(e^{i(m, g)(\theta-\delta_2 + \frac{\alpha_{m, g}}{m, g} - \phi_{m, g})} \right) \cdot dr \quad (6.69)$$

oscilações no escoamento:

Através deste procedimento, chega-se às expressões finais para os esforços decorrentes das

$$F_y(\theta) = \frac{2}{g} \sum_0^{m-1} \left\{ \int_Y^{\bar{L} \max} \omega(m, g-1, r) \cdot \text{sen} \beta'_1(r) \cdot \text{Re} \left(e^{i(m, g-1)(\theta-\delta_2)} \cdot e^{i(\alpha_{m, g-1})-\phi_{m, g-1}} \right) \cdot dr + \right. \\ \left. + \int_Y^{\bar{L} \max} \omega(m, g+1, r) \cdot \text{sen} \beta'_1(r) \cdot \text{Re} \left(e^{i(m, g+1)(\theta-\delta_2)} \cdot e^{i(\alpha_{m, g+1})-\phi_{m, g+1}} \right) \cdot dr \right\} \quad (6.68)$$

Usando a expressão 6.62:

$$F_y(\theta) = \frac{1}{g} \sum_0^{q-1} \int_Y^{\bar{L} \max} \omega(q, r) \cdot \text{sen} \beta'_1(r) \cdot \text{Re} \left(\sum_0^{n-1} e^{i(q+1)(\theta+\theta_n-\delta_2)} \cdot e^{i(q+1)(\theta-\delta_2)} \cdot e^{i(q)(\frac{q}{g}-\phi_q)} \right) \cdot dr + \\ + \frac{1}{g} \sum_0^{q-1} \int_Y^{\bar{L} \max} \omega(q, r) \cdot \text{sen} \beta'_1(r) \cdot \text{Re} \left(\sum_0^{n-1} e^{i(q-1)(\theta+\theta_n-\delta_2)} \cdot e^{i(q-1)(\theta-\delta_2)} \cdot e^{i(q)(\frac{q}{g}-\phi_q)} \right) \cdot dr \quad (6.67)$$

$$F_y(\theta) = \frac{1}{g} \sum_0^{q-1} \sum_0^{n-1} \int_Y^{\bar{L} \max} \omega(q, r) \cdot \text{sen} \beta'_1(r) \cdot \text{Re} \left(e^{i(q+1)(\theta+\theta_n-\delta_2)} \cdot e^{i(q)(\frac{q}{g}-\phi_q)} \right) \cdot dr + \\ + \frac{1}{g} \sum_0^{q-1} \sum_0^{n-1} \int_Y^{\bar{L} \max} \omega(q, r) \cdot \text{sen} \beta'_1(r) \cdot \text{Re} \left(e^{i(q-1)(\theta+\theta_n-\delta_2)} \cdot e^{i(q)(\frac{q}{g}-\phi_q)} \right) \cdot dr \quad (6.66)$$

Estas equações de forças e momentos são fundamentais para o estudo das vibrações introduzidas no eixo e mancais. Conforme pode ser visto nelas, o ângulo de skew $\delta(r)$ é introduzido em cada posição radial do propulsor como uma fase que altera os esforços em cada raio. O esforço total é obtido através da integração destes esforços ao longo do raio. Utilizando-se distribuições convenientes do ângulo de skew $\delta(r)$, pode-se, assim, reduzir a intensidade do esforço total desejado (forças ou momentos). Estas equações exibem uma característica interessante: segundo elas, a frequência das vibrações será sempre múltipla do número de lâminas do propulsor. Porém, a intensidade dos esforços terá uma influência do harmônico múltiplo de número de lâminas ou dos harmônicos a ele adjacentes (dependendo do tipo do esforço). Assim, os esforços introduzidos na direção do eixo propulsor (F_x e M_x) são funções dos harmônicos da rotação múltiplos do número de lâminas ($m \cdot g$) enquanto que os esforços nas direções normais ao eixo propulsor (F_y, F_z, M_y e M_z) são funções dos harmônicos adjacentes aos harmônicos múltiplos do número de lâminas ($m \cdot g \pm 1$). Para a elaboração de um critério que reduza as vibrações introduzidas sobre o eixo, este fato é de extrema importância. Porém, para a redução das vibrações (e ruído) gerados por cada lâmina individualmente, deve-se considerar todos os outros harmônicos da frequência de rotação.

b) Momentos:

$$M_x(\theta) = -g \cdot \sum_{m=1}^{m-1} \int_R^r \bar{L} \max(\omega(m, g), r) \cdot \text{sen} \beta'_1(r) \cdot r \cdot \text{Re} \left(e^{i m g \left(\theta - \delta_g + \frac{\alpha_m \phi}{m g} \right)} \right) \cdot dr \quad (6.72)$$

$$M_y(\theta) = \frac{g}{2} \cdot \sum_{m=1}^{m-1} \left\{ \int_R^r \bar{L} \max(\omega(m, g) - 1, r) \cdot \text{cos} \beta'_1(r) \cdot r \cdot \text{Re} \left(e^{i m g (\theta - \delta_g)} \right) \cdot e^{i (\alpha_m g - 1) - \phi_{(m, g-1)}} \cdot dr + \int_R^r \bar{L} \max(\omega(m, g) + 1, r) \cdot \text{cos} \beta'_1(r) \cdot r \cdot \text{Re} \left(e^{i m g (\theta - \delta_g)} \right) \cdot e^{i (\alpha_m g + 1) - \phi_{(m, g+1)}} \cdot dr \right\} \quad (6.73)$$

$$M_z(\theta) = \frac{g}{2} \cdot \sum_{m=1}^{m-1} \left\{ \int_R^r \bar{L} \max(\omega(m, g) - 1, r) \cdot \text{cos} \beta'_1(r) \cdot r \cdot \text{Re} \left(i \cdot e^{i m g (\theta - \delta_g)} \right) \cdot e^{i (\alpha_m g - 1) - \phi_{(m, g-1)}} \cdot dr + \int_R^r \bar{L} \max(\omega(m, g) + 1, r) \cdot \text{cos} \beta'_1(r) \cdot r \cdot \text{Re} \left(i \cdot e^{i m g (\theta - \delta_g)} \right) \cdot e^{i (\alpha_m g + 1) - \phi_{(m, g+1)}} \cdot dr \right\} \quad (6.74)$$

As expressões 6.69 a 6.74 podem ser simplificadas considerando-se que

apenas os harmônicos correspondentes à $m=1$ apresentam um valor considerável no cálculo.

Para $m=2$, os valores das velocidades axiais e tangencial da esteira correspondente a estes

harmônicos ($2g-1$, $2g$ e $2g+1$), passam a ser muito pequenas e podem ser desprezadas.

Usando portanto, apenas o valor de $m=1$ e desenvolvendo a parte real das equações, tem-se:

a) Forças:

$$(6.75) \quad F_x(\theta) = g \cdot \int_R^r \underline{L} \max(\omega, g, r) \cos \beta'_1(r) \cos \left(\theta - \delta_s + \frac{g}{\alpha} - \frac{g}{\phi} \right) \cdot dr$$

$$(6.76) \quad F_y(\theta) = \frac{g}{2} \cdot \left[\int_R^r \underline{L} \max(\omega, g-1, r) \cdot \text{sen} \beta'_1(r) \cdot \cos \left(\theta - \delta_s + \frac{g}{\alpha^{(g-1)}} - \frac{g}{\phi^{(g-1)}} \right) \cdot dr + \int_R^r \underline{L} \max(\omega, g+1, r) \cdot \text{sen} \beta'_1(r) \cdot \cos \left(\theta - \delta_s + \frac{g}{\alpha^{(g+1)}} - \frac{g}{\phi^{(g+1)}} \right) \cdot dr \right]$$

$$(6.77) \quad F_z(\theta) = \frac{g}{2} \cdot \left[- \int_R^r \underline{L} \max(\omega, g-1, r) \cdot \text{sen} \beta'_1(r) \cdot \text{sen} \left(\theta - \delta_s + \frac{g}{\alpha^{(g-1)}} - \frac{g}{\phi^{(g-1)}} \right) \cdot dr + \int_R^r \underline{L} \max(\omega, g+1, r) \cdot \text{sen} \beta'_1(r) \cdot \text{sen} \left(\theta - \delta_s + \frac{g}{\alpha^{(g+1)}} - \frac{g}{\phi^{(g+1)}} \right) \cdot dr \right]$$

$$(6.78) \quad M_x(\theta) = -g \cdot \int_R^r \underline{L} \max(\omega, g, r) \cdot \text{sen} \beta'_1(r) \cdot r \cdot \cos \left(\theta - \delta_s + \frac{g}{\alpha} - \frac{g}{\phi} \right) \cdot dr$$

$$(6.79) \quad M_y(\theta) = \frac{g}{2} \cdot \left[\int_R^r \underline{L} \max(\omega, g-1, r) \cdot \cos \beta'_1(r) \cdot r \cdot \cos \left(\theta - \delta_s + \frac{g}{\alpha^{(g-1)}} - \frac{g}{\phi^{(g-1)}} \right) \cdot dr + \int_R^r \underline{L} \max(\omega, g+1, r) \cdot \cos \beta'_1(r) \cdot r \cdot \cos \left(\theta - \delta_s + \frac{g}{\alpha^{(g+1)}} - \frac{g}{\phi^{(g+1)}} \right) \cdot dr \right]$$

$$(6.80) \quad M_z(\theta) = \frac{g}{2} \cdot \left[- \int_R^r \underline{L} \max(\omega, g-1, r) \cdot \cos \beta'_1(r) \cdot r \cdot \text{sen} \left(\theta - \delta_s + \frac{g}{\alpha^{(g-1)}} - \frac{g}{\phi^{(g-1)}} \right) \cdot dr + \int_R^r \underline{L} \max(\omega, g+1, r) \cdot \cos \beta'_1(r) \cdot r \cdot \text{sen} \left(\theta - \delta_s + \frac{g}{\alpha^{(g+1)}} - \frac{g}{\phi^{(g+1)}} \right) \cdot dr \right]$$

b) Momentos:

6.5 - CRITÉRIO PARA A REDUÇÃO DE VIBRAÇÕES INTRODUZIDAS NO EIXO E MANCAIS ATRAVÉS DA TORÇÃO DA LAMINA

No item anterior, foram definidas as frequências de excitação das forças variáveis introduzidas sobre o eixo propulsor, bem como as equações que permitem o cálculo das intensidades destas forças. Ao variarmos o ângulo de skew δ s de forma a minimizar um destes esforços não implica em que estejamos minimizando os outros. Deve-se fazer, portanto, uma análise de quais os esforços que devem ser minimizados, o que dependerá da proximidade das frequências destes esforços com as frequências naturais do eixo propulsor. O projeto do propulsor e do eixo estão assim, intimamente relacionados.

6.5.1 - NATUREZA DAS VIBRAÇÕES INTRODUZIDAS PELO PROPULSOR SOBRE O EIXO PROPULSOR

Há diversas causas de introdução de vibrações sobre o eixo propulsor de uma embarcação. As principais fontes de vibração sobre o eixo são o propulsor e o motor acionador. O motor acionador provoca a introdução de vibrações, no caso de acionamento do eixo por motores diesel por causa dos esforços provenientes da combustão e das forças de inércia. No caso de acionamento do eixo por turbina ou motor elétrico (como ocorre no submarino), eliminam-se as vibrações geradas pelo acionador, devendo as atenções estarem voltadas apenas para as geradas pelo propulsor.

Há dois tipos de vibrações introduzidas pelo propulsor sobre o eixo:

a) Vibrações oriundas do desbalanceamento mecânico ou de irregularidades entre as lâminas: A frequência desta vibração é igual à frequência de rotação do propulsor. Este tipo de esforço é originado pela não igualdade entre as lâminas em termos de passo, camber, espessura ou outros fatores geométricos.

b) Vibrações oriundas da passagem do propulsor pelo campo de esteira variável: Este tipo de vibrações foi equacionado no item anterior e ocorre em qualquer embarcação, em maior ou menor escala.

O primeiro tipo de vibração, oriunda do desbalanceamento mecânico ou de irregularidades entre as lâminas, pode ser reduzido através de um controle sobre os processos de fabricação do propulsor. A referência [18] recomenda as seguintes tolerâncias para um navio do tipo "destroyer":

- O bosso do propulsor, lâminas e internos do bosso devem estar estaticamente balanceados antes da montagem. O propulsor montado deve ser dinamicamente balanceado. A força centrífuga causada pelo desbalanceo residual na rotação máxima de projeto não deve exceder a 1% do peso do propulsor montado. O propulsor montado é definido como incluindo as lâminas, o bosso e os internos do bosso.

- As tolerâncias de passo do propulsor devem ser as seguintes:

- a) O passo em qualquer seção radial de lâmina deve estar dentro de mais ou menos 1% do passo de projeto;
- b) O passo médio de cada lâmina deve estar dentro de mais ou menos 0.75% do passo de projeto;
- c) A diferença no desvio do passo percentual em relação ao passo de projeto de duas

seções de lâminas adjacentes não pode exceder 0.5%.

Estas tolerâncias são importantes tanto do ponto de vista de geração de esforços vibratórios como para a performance hidrodinâmica do propulsor.

As forças oriundas da passagem do propulsor por um campo de esteira

variável induzido, no eixo, três tipos de vibrações (todas terão frequências múltiplas do

produto entre o número de lâminas e a rotação do propulsor):

- Vibração longitudinal: caracterizada pela oscilação vibratória linear ao longo do próprio

eixo;

- Vibração torsional: caracterizada pela oscilação vibratória angular do eixo; e

- Vibração lateral: caracterizada pela oscilação vibratória na direção transversal ao eixo.

A intensidade destas vibrações dependerá da proximidade da frequência dos

esforços com as frequências naturais do eixo, da intensidade destes esforços e do

amortecimento do eixo. É fundamental, portanto, que se estime, na fase de projeto, quais as

frequências naturais do eixo propulsor a fim de se verificar quais os esforços cujas

frequências (múltiplas de $g \cdot \omega$) se encontram próximas das frequências naturais do eixo e que

devem ser reduzidos pela aplicação do ângulo de torção (skew) na lâmina. Os seis esforços

que excitam o eixo propulsor podem ser transcritos em uma função objetivo, conforme

sugerido por GREENBLATT²², em que as amplitudes dos esforços oscilatórios são

normalizados em relação a 5% do esforço contínuo de empuxo ou de torque, conforme o

caso, e submetidas a uma função peso. A função peso é escolhida pelo projetista de acordo

com qual frequência natural do eixo (torsional, longitudinal ou lateral) se encontra próxima à

função de excitação (múltipla de $g \cdot \omega$). Esta função objetivo é expressa da seguinte forma:

$$F = \frac{P_1 \cdot F_x}{0.05 \cdot T} + \frac{P_2 \cdot F_y}{0.05 \cdot T} + \frac{P_3 \cdot F_z}{0.05 \cdot T} + \frac{P_4 \cdot M_x}{0.05 \cdot Q} + \frac{P_5 \cdot M_y}{0.05 \cdot Q} + \frac{P_6 \cdot M_z}{0.05 \cdot Q} \quad (6.81)$$

GREENBLATT²² cita, como exemplo, o caso em que a frequência natural longitudinal do

eixo se aproxima da frequência de excitação da força oscilatória axial F_x (múltipla de $g \cdot \omega$)

quando a embarcação estiver na potência máxima e a frequência natural torsional do eixo se

aproxima da frequência de excitação do torque oscilatório M_x (múltipla de $g \cdot \omega$) quando a

embarcacão estiver a 75% da potência máxima. Neste caso, a escolha de $P_1=5$, $P_4=1$ e $P_2=P_3=P_5=P_6=0$ permitiria reduzir o empuxo oscilatório ao mesmo tempo que reduziria o torque oscilatório em uma escala menor. O valor destas funções peso devem ser estabelecidas, portanto, de acordo com as frequências de ressonância do eixo e com a experiência do projetista.

Pode-se também definir a função objetivo com base nos esforços longitudinais (F_x e M_x) e nos esforços transversais (F_t e M_t), sendo estes últimos calculados pelas seguintes equações:

$$M_t = (M_y^2 + M_z^2)^{1/2} \quad (6.83)$$

$$F_t = (F_y^2 + F_z^2)^{1/2} \quad (6.82)$$

Resulta-se, deste modo, na seguinte função objetivo:

$$F = \frac{P_1 \cdot F_x}{0.05 \cdot T} + \frac{P_2 \cdot F_t}{0.05 \cdot T} + \frac{P_3 \cdot M_x}{0.05 \cdot Q} + \frac{P_4 \cdot M_t}{0.05 \cdot Q} \quad (6.84)$$

Esta função objetivo, quando comparada com a da equação 6.81, possui a vantagem de representar realmente os esforços transversais pois, quando se leva em consideração a minimização destes esforços, nem sempre minimizar a soma dos esforços F_y e F_z ou M_y e M_z (atribuindo-se valores iguais aos seus pesos) representa o mesmo que minimizar F_t ou M_t . Em contrapartida, se a ideia for minimizar os esforços no eixo y ou eixo z individualmente, a equação 6.81 é mais prática.

6.5.2 - DISTRIBUIÇÃO DE SKEW

Para a minimização dos esforços vibratórios, é necessário a definição de uma função que descreva o ângulo de skew em função do raio do propulsor. Várias funções podem ser utilizadas, sendo difícil se predizer qual proporcionará uma distribuição de skew que possibilite um mínimo de vibrações. Este mínimo deve ser procurado dentro de cada distribuição arbitrária. Quanto maior o grau da função, ter-se-á um maior número de incógnitas e, portanto, a geometria do ângulo de skew deverá ser descrita com maiores detalhes. Os custos computacionais serão também influenciados pelo grau da função visto que quanto maior o número de variáveis presentes, maior será o tempo de processamento.

De uma forma geral, três funções simples que podem ser utilizadas para modelar a distribuição de skew são as funções de primeiro grau (linear), segundo grau (quadrática) e terceiro grau (cúbica). Estas funções, descrevem, para cada posição radial x (sendo x o valor do raio r adimensionalizado pelo raio do propulsor R), o valor do ângulo de skew $\delta_s(x)$. Estas distribuições serão analisadas a seguir:

a) Distribuição de skew linear: a distribuição de skew linear, modelada por uma função do primeiro grau representa a função mais simples, sendo expressa por:

$$\delta_s(x) = c \cdot x + d \quad (6.85)$$

Nesta função, são necessários dois parâmetros para se definir o skew, que são o ângulo de skew na ponta da lamina ($\delta_s(x=1) = \delta_s(np)$) e a derivada do ângulo de skew em função do raio ($d\delta_s/dx = \text{constante}$). As constantes da equação 6.85 são definidas da seguinte forma:

$$c = \frac{d\delta_s}{dx} = \frac{d\delta_s(np)}{np} = \frac{d}{1-x_n} \quad (6.86)$$

$$d = \frac{1-x_n}{\delta_s(np) \cdot x_n} \quad (6.87)$$

b) Distribuição de skew quadrática: a distribuição de skew quadrática, modelada por uma

função do segundo grau, é expressa por:

$$\delta_s(x) = b \cdot x^2 + c \cdot x + d \tag{6.88}$$

Nesta função são necessários três parâmetros para se definir o skew, que podem ser:

○ ângulo de skew na ponta da lamina ($\delta_s(x=1) = \delta_s(np)$), a posição aonde iniciar-se-á o

ângulo de skew (○ ponto de início será considerado como sendo o raio do bossô por

simplicidade e, portanto, $\delta_s(x=x_n) = 0$) e a derivada inicial do ângulo de skew

($d\delta_s/dx(x=x_n) = \delta'_s(np)$) para o skew iniciando no raio do bossô). A partir destas

considerações, as constantes da equação 6.88 são definidas da seguinte forma:

$$b = \frac{\delta'_s(np) - \delta'_s(np) \cdot (1 - x_n)}{\delta'_s(np) \cdot (1 - x_n)^2}$$

(6.89)

$$c = \frac{\delta'_s(np) \cdot (1 - x_n^2) - 2 \cdot x_n \cdot \delta'_s(np)}{\delta'_s(np) \cdot (1 - x_n)^2}$$

(6.90)

$$d = \frac{(1 - x_n)^2}{\delta'_s(np) \cdot (x_n^2 - x_n) + \delta'_s(np) \cdot x_n^2}$$

(6.91)

c) Distribuição de skew cúbica: A distribuição de skew cúbica, modelada por uma função do

terceiro grau, é expressa por:

$$\delta_s(x) = a \cdot x^3 + b \cdot x^2 + c \cdot x + d$$

(6.92)

Nesta função são necessários quatro parâmetros para se definir o skew, que podem ser:

○ ângulo de skew na ponta da lamina ($\delta_s(x=1) = \delta_s(np)$), a derivada do ângulo de skew na

ponta da lamina ($d\delta_s/dx(x=1) = \delta'_s(np)$), a posição aonde iniciar-se-á o ângulo de skew (○

ponto de início será considerado como sendo o raio do bossô por simplicidade e, portanto,

$\delta_s(x=x_n) = 0$) e a derivada inicial do ângulo de skew ($d\delta_s/dx(x=x_n) = \delta'_s(np)$) para o

skew iniciando no raio do bosso). A partir destas considerações, as constantes da equação

(6.92) são definidas da seguinte forma:

$$a = \frac{\delta_s(hnb) + \delta_s(np) \cdot (1 - x_n) - 2 \cdot \delta_s(np)}{(1 - x_n)^3} \quad (6.93)$$

$$b = \frac{-\delta_s(hnb) \cdot (2 - x_n - x_n^2) - \delta_s(np) \cdot (1 + x_n - 2 \cdot x_n^2) + 3 \cdot \delta_s(np) \cdot (1 + x_n)}{(1 - x_n)^3} \quad (6.94)$$

$$c = \frac{\delta_s(hnb) \cdot (1 - x_n) \cdot (1 + 2 \cdot x_n) + x_n \cdot \delta_s(np) \cdot (1 - x_n) \cdot (x_n + 2) - 6 \cdot \delta_s(np) \cdot x_n}{(1 - x_n)^3} \quad (6.95)$$

$$d = \frac{-\delta_s(hnb) \cdot x_n + \delta_s(np) \cdot x_n^2 \cdot (1 - x_n) + \delta_s(np) \cdot x_n^2 \cdot (3 - x_n)}{(1 - x_n)^3} \quad (6.96)$$

○ uso da distribuição linear apresenta como vantagens a simplicidade e rapidez na escolha dos parâmetros que a definem e o rápido tempo de processamento. Em contrapartida, não apresenta a mesma gama de variações que a distribuição cúbica e mesmo a quadrática oferecem. ○ uso da distribuição cúbica permite se testar uma maior diversidade de propulsores. Porém, pode gerar formas não convencionais de propulsores. Além disto, como o número de variáveis é maior, o tempo de processamento também o será. A distribuição quadrática apresenta-se como uma distribuição intermediária entre as duas anteriores, possibilitando se alcançar um formato de propulsor eficiente, com um número de variáveis e um tempo computacional médio. Não é possível se generalizar qual a melhor entre estas três opções de distribuições pois, cada caso é um caso diferente no projeto de propulsores. Além disto, várias outras opções de distribuição de skew podem ser usadas, algumas com certeza que permitam se atingir resultados melhores que as abordadas aqui. Porém, a distribuição adequada não é a que possibilite um mínimo de vibração, pois nunca

se haverá a certeza de se ter atingido este ponto, mas sim aquela que possibilite se atingir valores dentro dos requisitos de projeto e que seja viável econômica e construtivamente.

6.6 - VIBRAÇÕES DA LÂMINA

Os esforços vibratórios gerados pela passagem do propulsor no campo de estera podem provocar também a vibração da lâmina. Este tipo de vibração poderá ocasionar a falha estrutural da lâmina devido à fadiga da mesma, além de induzir a propagação de ruído na água. Deve ser, portanto, evitada.

A redução das vibrações da lâmina está ligada diretamente ao afastamento de suas frequências naturais de vibração da frequência de excitação (frequência de rotação do propulsor e seus harmônicos). Pode-se também utilizar procedimento análogo ao desenvolvido para a redução de esforços vibratórios sobre o eixo, introduzindo-se nas funções objetivo termos correspondentes aos harmônicos dos esforços que se encontram em ressonância. Porém, deste modo, o objetivo de se reduzir a vibração sobre o eixo propulsor pode ser penalizado.

Assim, no caso de vibrações da lâmina, é mais interessante se evitar a ocorrência de ressonância. Após a lâmina ter sido configurada (normalmente após os primeiros ciclos de projeto), é ideal se fazer uma análise das frequências naturais de vibração pelo método dos elementos finitos (a geometria da lâmina torna muito difícil o cálculo analítico das frequências naturais) e, se necessário, se alterar a geometria da mesma.

6.7 - IMPLEMENTAÇÃO DO MODELO EM PLANILHA DE CÁLCULO

O modelo de definição do ângulo de skew baseado nas vibrações introduzidas no eixo foi implementado em planilha de cálculo Excel, para uma distribuição linear e para uma distribuição quadrática de ângulo de skew, segundo as equações desenvolvidas no item 6.4. Tanto a planilha como a sua descrição encontram-se no anexo 2.

6.8 - EXEMPLOS DE CÁLCULO PARA VALIDAÇÃO DO MODELO

Para a validação do modelo de cálculo dos esforços variáveis serão desenvolvidos dois exemplos. O primeiro é um exercício clássico proposto pelo INTERNATIONAL TOWING TANK CONFERENCE. Este exercício, embora permita checar a acuracidade dos resultados (pois foi desenvolvido por diversos organismos e posteriormente teve seus resultados comparados), possui a desvantagem de ter sido feito com um único propulsor que apresentava um baixo ângulo de skew (da ordem de 9 graus). Este exemplo, portanto, não permite checar a influência da variação do ângulo de skew nos esforços alternados. O segundo exemplo foi calculado por BOSWELL e COXS e apresenta os resultados para ângulos de skew de 0, 50% e 100% para propulsores de 4, 5, 6 e 7 lâminas, sendo útil para se verificar a influência do número de lâminas e do ângulo de skew sobre os esforços vibratórios.

6.8.1 - PROJETO DE PROPULSOR SEGUNDO OS DADOS DO 13º E 14º ITTC

O objetivo deste exemplo será verificar o valor da amplitude dos esforços alternados calculados para o propulsor sugerido como exercício pelo ITTC.

O PROPELLER COMMITTEE do 13º INTERNATIONAL TOWING TANK CONFERENCE (referência 59) recomendou que se fizessem cálculos comparativos dos esforços vibratórios em propulsores. Das 85 organizações que receberam o questionário com o exemplo a ser calculado, 22 aceitaram participar. O propulsor analisado era um propulsor de 4 lâminas de razão de aspecto 0.475 e razão de passo 1.025 da série de Wageningen. Os dados de estrema tangencial e longitudinal foram correspondentes a um modelo da série 60, com coeficiente de bloco $C_b = 0.60$. Quatorze organizações enviaram os resultados, os quais foram publicados no 14º INTERNATIONAL TOWING TANK CONFERENCE por SCHWANECKE⁵¹.

De acordo com a recomendação da ITTC, os esforços vibratórios foram apresentados na forma $a_q \cdot \sin(q \cdot \theta + \phi)$, onde q representa a ordem do harmônico do esforço. O ITTC também recomendou que as amplitudes dos esforços vibratórios fossem apresentadas da seguinte forma:

$$(K_{Mx})^q = \frac{(M_x)^q}{\rho n^2 \cdot D^5} \quad (6.98)$$

(6.97)

onde:

(F_x)_q = amplitude do empuxo variável do q'ésimo harmônico; e(M_x)_q = amplitude do momento torsor variável do q'ésimo harmônico

Os resultados da força e momento torsor e seus respectivos ângulos de fase (para o quarto harmônico) a que chegaram as organizações participantes neste exercício estão mostradas nas figuras 6.9 e 6.10, bem como os resultados alcançados pela teoria exposta neste estudo. Os números indicativos nestas figuras se referem aos métodos usados pelas seguintes organizações:

- 1a e 1b: National Physical Laboratory, Ship Division, U.K.

- 2: Swedish State Shipbuilding Experimental Tank, Suécia.

- 3: Institut für Schiffstheorie, Viena, Austria.

- 3: Hamburgische Schiffbau-Versuchsanstalt, Alemanha.

- 4: Ship Research Institute, Japão.

- 5: Admiralty Research Laboratory, U.K.

- 6: Stevens Institute of Technology, DavLab, USA.

- 7: Naval Ship Research and Development Center, USA.

- 8: Centro per gli Studi di Tecnica Navale - CETNA, Italia.

- 9: Institut für Schiffbau der Universität Hamburg, Alemanha

- 10: Centrum Techniki Okretowej, Polónia.

- 11a e 11b: Krylov Shipbuilding Institute, USSR;

- 12: Netherlands Ship Model Basin, Holanda.

- 13: Mitsubishi Heavy Industries, Techn. Inst., Japão.

Os métodos de cálculo usados foram subdivididos em três grupos:

- Métodos baseados na teoria da superfície de sustentação aplicada para fluxos não permanentes: 4, 6, 7, 9, 10 e 12;

- Métodos baseados em teorias aproximadas para fluxos não permanentes: 1a, 3, 5, 8 e 11b;

- Métodos baseados em teorias quase-permanentes: 2, 11a, 1b e 13.

Destes métodos é interessante verificar que o método 1a, usado pela NATIONAL PHYSICAL LABORATORY (U.K.), foi baseado em uma teoria de faixas bidimensionais e considera os efeitos não permanentes através da teoria de Sears para aerofólios bidimensionais. Da mesma forma, o método 3, usado pelo INSTITUT FÜR SCHIFFSTHEORIE e pelo HAMBURGISCHE SCHIFFBAU-VERSUCHSANSTALT, se

baseia também em teorias de faixas bidimensionais e usa as funções de Sears para modelar os efeitos não permanentes. Este método emprega correções de forma a simular a tridimensionalidade do fluxo a partir da razão de aspecto da lâmina.

Os dados do propulsor e do modelo apresentados pelo ITTC nas referências 59 e 51 e o desenvolvimento do cálculo dos esforços vibratórios encontram-se no anexo 3. A seguir, serão citados os resultados obtidos para o empuxo e momento torsor alternados correspondentes ao quarto harmônico. Estes resultados serão plotados nas figuras 6.9 e 6.10, junto com os resultados dos métodos aproximados para fluxos não permanentes, com o índice "ex.6.8.1". Conforme pode ser visto, os resultados correspondem satisfatoriamente aos obtidos pelos métodos de cálculo baseados na TSS e pelos resultados experimentais da ITTC.

- Empuxo alternado (quarto harmônico):

$$F_x = -1.215 * \text{sen}(4.\theta + 74.57^\circ) \text{ N}$$

$$F_x \text{ máx.} = 1.215 \text{ N}$$

$$(K_{Fx})_4 = 0.00309$$

$$(\phi_{Fx})_4 = 74.57 \text{ graus} = 1.301 \text{ rad.}$$

Diferença em relação ao valor de $(K_{Fx})_4$ experimental \approx -32.4%

Diferença em relação ao valor de $(\phi_{Fx})_4$ experimental \approx -9.7%

- Momento torsor alternado (quarto harmônico):

$$M_x = 0.04984 * \text{sen}(4.\theta + 75.31^\circ) \text{ N.m}$$

$$M_x \text{ máx.} = 0.04984 \text{ N.m}$$

$$(K_{Mx})_4 = 0.0005006$$

$$(\phi_{Mx})_4 = 75.31 \text{ graus} = 1.314 \text{ rad.}$$

Diferença em relação ao valor de $(K_{Mx})_4$ experimental \approx -13.5%

Diferença em relação ao valor de $(\phi_{Mx})_4$ experimental \approx -9.9%

Figura 6.10 - Momento torsor alternado adimensionalizado (KM_x) e ângulo de fase (ϕ) (M_x) (quarto harmônico)

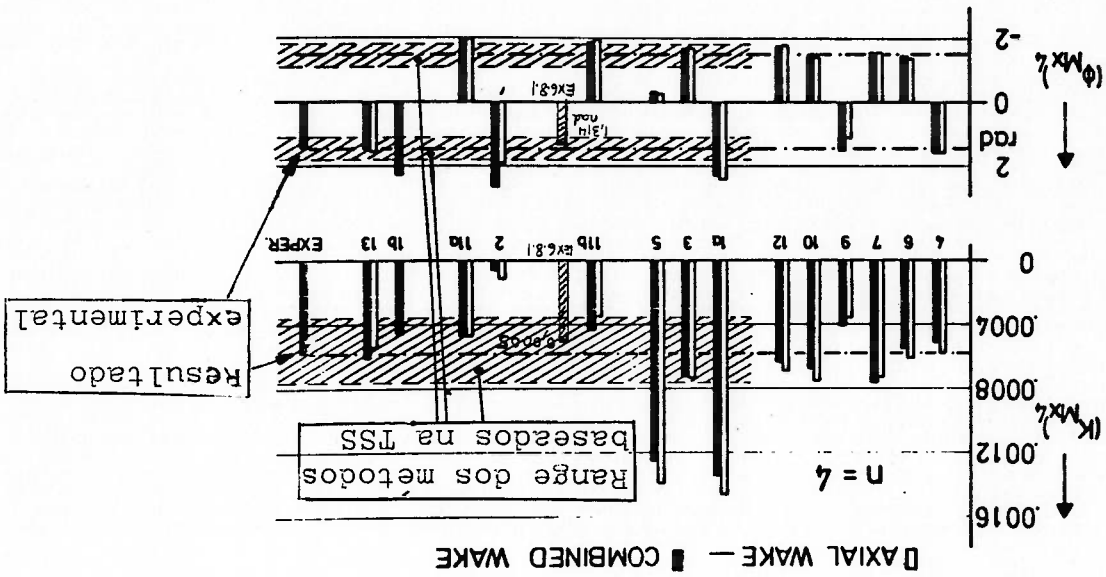
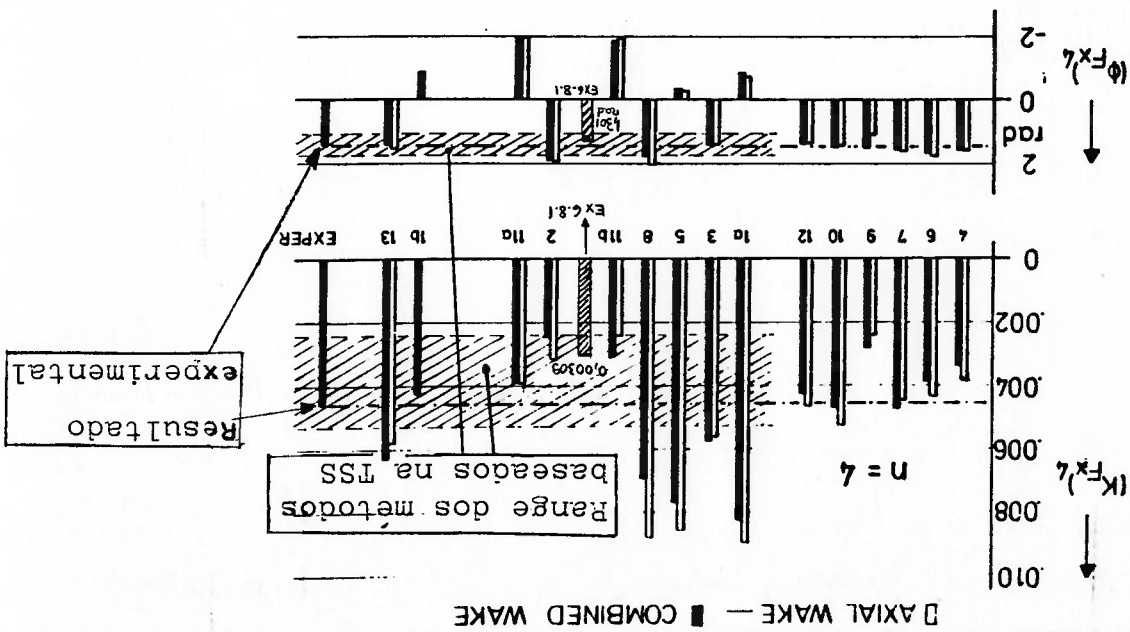


Figura 6.9 - Empuxo alternado adimensionalizado (KF_x) e ângulo de fase (ϕ) (F_x) (quarto harmônico)



6.8.2 - PROJETO DE PROPULSOR SEGUNDO A REFERENCIA 5

BOSWELL e COX⁵ apresentaram o projeto de um propulsor para um navio cargueiro monohélice e mostraram alguns resultados quanto a influência do ângulo de torção na lâmina sobre os esforços alternados.

Embora esta referência apresente apenas os dados de projeto do propulsor de 6 lâminas e ângulo de skew de 100%, ela mostra os resultados teóricos dos esforços vibratórios calculados para propulsores de 4, 5, 6 e 7 lâminas, com mesma razão Ae/Ao, e ângulos de skew de 0% 50% e 100%. Consiste, portanto, em uma boa fonte de dados para se checar o modelo teórico desenvolvido.

Os propulsores projetados possuem uma razão de área expandida pela área do disco constante. Os dados e os passos do projeto encontram-se no anexo 4. Os resultados obtidos encontram-se apresentados nos gráficos das figuras 6.12 a 6.16. É interessante notar uma imperfeição no modelo adotado para o cálculo da função de correção para a razão de aspecto da lâmina. Esta função, expressa pela equação 6.21, introduz uma correção devido à tridimensionalidade do escoamento, que leva em consideração a razão de aspecto S da lâmina. A razão de aspecto é a relação entre a envergadura ao quadrado e a área da lâmina. Todos os propulsores calculados neste exemplo possuem a mesma razão área expandida sobre área do disco. Portanto, somente a envergadura influencia a razão de aspecto. Conclui-se, assim, que é importante se definir como é feito o cálculo da envergadura da lâmina.

No exemplo em questão, a envergadura de todas as lâminas foi calculada como sendo o comprimento da linha que une os pontos médios das cordas em cada posição radial, ou seja, a linha que define o skew em cada raio. Este tipo de definição provoca um erro no cálculo da envergadura real. Considere-se dois propulsores que possuem a mesma

razão A_e/A_o e a mesma convergência (definida deste modo), porém, com ângulos de skew diferentes (considere que o primeiro apresenta skew zero e o segundo 100% de ângulo de skew). Consequentemente, estes propulsores terão diâmetros diferentes. As funções de correção para a razão de aspecto ($F_c(S)$), expressa pela equação 6.21) destes dois propulsores serão exatamente iguais, visto que a razão A_e/A_o e a convergência são iguais. Porém, o propulsor com 100% de ângulo de skew na ponta possui efeitos tridimensionais muito maiores que o propulsor sem skew (este último se aproxima mais de uma linha de sustentação), e portanto, terá perdas maiores, e uma menor intensidade de força de sustentação variável. Quanto maior for o ângulo de skew, maior deve ser o erro no cálculo dos esforços vibratórios, sendo o valor calculado, sempre conservativo, ou seja, sempre maior que o valor real.

A partir dos resultados encontrados nos cálculos, os quais se acham nos gráficos das figuras 6.12 a 6.16, pode-se levantar as seguintes conclusões:

a) Comparação com os resultados da referência 5: Conforme apresentado nos gráficos das figuras 6.12 a 6.15, verifica-se que, qualitativamente, os pontos calculados possuem um comportamento similar aos dos propulsores da referência 5. No entanto, quantitativamente, há algumas variações na intensidade dos esforços. Isto pode ser ocasionado devido às diferenças entre os métodos de cálculo utilizados nesta dissertação e os usados na referência 5 ou em virtude de diferenças resultantes do próprio projeto dos propulsores (os propulsores projetados utilizaram distribuições ótimas de carregamento, enquanto que os da referência 5 utilizaram distribuições descarregadas ou seja, não ótimas).

b) Influência das componentes harmônicas da esteira: A redução das vibrações na fase de projeto depende de fatores inerentes ao escoamento sobre o casco (esteira longitudinal e tangencial) e de fatores inerentes ao lay-out do propulsor (número de lâminas e ângulo de

skew). No que se refere à esteira, os seus harmônicos de interesse para o estudo de vibrações são os correspondentes aos múltiplos do número de lâminas e seus adjacentes. O ângulo ϕ_q correspondente ao harmônico de interesse "q" da decomposição da esteira, e o ângulo α_q da função de Sears definem o lugar geométrico dos pontos de máxima intensidade dos esforços quando se faz o argumento do cosseno das equações 6.75 a 6.80 igual a zero (não se leva em conta o ângulo de skew, pois este ângulo somente é adicionado posteriormente de modo a evitar um posicionamento da lâmina nos pontos de máximos esforços). O lugar geométrico da máxima intensidade dos esforços é conhecido na literatura como "gust" (rajada). Os modelos quase permanentes, que não consideram a função de Sears, calculam o posicionamento da rajada apenas pelo ângulo ϕ_q/g , tal qual mostrado abaixo:

$$(6.99) \quad \cos \left\{ \mathcal{E} \cdot \left(\theta - \frac{\mathcal{E}}{\phi_q} \right) \right\} = 1 \Rightarrow \theta = \frac{\mathcal{E}}{\phi_q}$$

estorços como sendo formado pelos ângulos ϕ_q/g e α_q/g :

$$(6.100) \quad \cos \left\{ \mathcal{E} \cdot \left(\theta + \frac{\mathcal{E}}{\alpha_q} - \frac{\mathcal{E}}{\phi_q} \right) \right\} = 1 \Rightarrow \theta = \frac{\mathcal{E}}{\phi_q} - \frac{\mathcal{E}}{\alpha_q}$$

No caso do modelo não permanente, pode-se considerar o lugar geométrico dos máximos

estorços como sendo formado pelos ângulos ϕ_q/g e α_q/g :

$$(6.100) \quad \cos \left\{ \mathcal{E} \cdot \left(\theta + \frac{\mathcal{E}}{\alpha_q} - \frac{\mathcal{E}}{\phi_q} \right) \right\} = 1 \Rightarrow \theta = \frac{\mathcal{E}}{\phi_q} - \frac{\mathcal{E}}{\alpha_q}$$

O comportamento do ângulo α_q/g da função de Sears é o de possuir um valor negativo para

valores baixos da frequência reduzida (K da ordem de 0 a 0,6 aproximadamente), tornando-

se positivo em seguida e aumentando com o aumento do valor de K (vide figura A.1.2 no

anexo 1 e tabelas 2,3 e 4 da planilha de cálculo do anexo 2). Como K assume aqueles

valores somente nas proximidades da ponta da lâmina (entre $x = 0,95$ e 1 aproximadamente)

e aumenta sempre na direção do bossô, o valor de α_q varia de um valor máximo junto ao

bossô até o valor zero no tip. O sinal negativo na equação 6.100 faz com que a influência de

α_q/g seja a de afastar a rajada do formato da lâmina com skew positivo (figura 6.11) sendo,

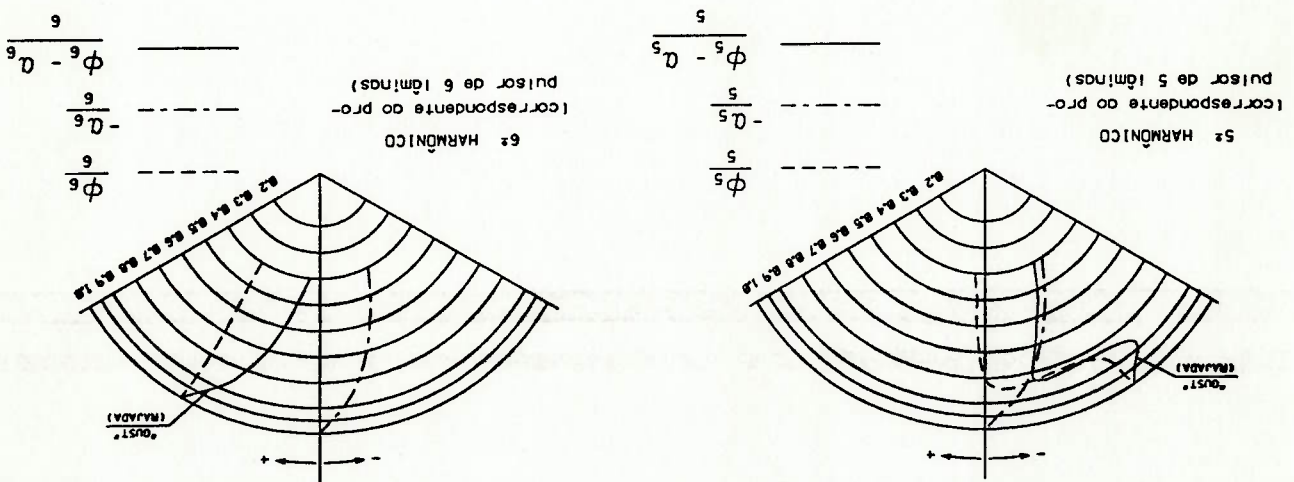
portanto, benéfica à lâmina. Assim, o ângulo ϕ_q/g será, de um modo geral, o ângulo que

definirá a influência do skew sobre os esforços vibratórios. Através da análise da variação de

sinal do harmônico de interesse da esteira longitudinal, verifica-se se ocorre ou não uma variação brusca do ângulo ϕ/g . Quando a componente longitudinal v_x/V_s assume o valor zero, ocorrerá esta variação (equação 6.36) e o ângulo final θ (equação 6.100) apresentará esta variação da mesma forma. A rajada correspondente a este harmônico terá um formato similar à lamina com skew e este não será eficiente para se reduzir os esforços vibratórios correspondentes a este harmônico (figura 6.11). Por outro lado, se a componente longitudinal v_x/V_s não assume valor zero (mantém seu sinal constante), a variação do ângulo ϕ/g será suave. A rajada (definida pelo ângulo θ) apresentará um formato que permitirá defasar a lamina com o aumento do ângulo de skew, reduzindo de modo eficiente os esforços vibratórios relacionados a estes harmônicos. Esta tendência é observada nos resultados obtidos para os esforços que estão mostrados nos gráficos da figura 6.16. No exemplo calculado a partir da referência 5, a esteira longitudinal apresenta suas componentes ímpares com variações de sinal, enquanto que as componentes pares quase não apresentam variações. Propulsores com números pares de lâminas terão uma grande tendência de reduzir os esforços F_x e M_x com a variação do ângulo de skew pois estes esforços são funções dos harmônicos múltiplos do número de lâminas e portanto, de harmônicos pares (que não apresentam variação de sinal). Em contrapartida, propulsores com números ímpares de lâminas terão a tendência de reduzir os esforços F_t e M_t pois estes esforços são funções dos harmônicos adjacentes aos múltiplos do número de lâminas e, portanto, dos harmônicos pares (que não apresentam variação de sinal).

c) Intensidade dos esforços para ângulo zero de skew: Para o ângulo de skew igual a zero, verifica-se que F_x e M_x possuem maiores intensidades para os propulsores com número par de lâminas (4 e 6 lâminas). O raciocínio para este caso é similar ao exposto na conclusão "b". Estes esforços são influenciados respectivamente pelo quarto e sexto harmônicos e as componentes longitudinais da esteira correspondentes a estes harmônicos não apresentam variação de sinal. Logo, o lugar geométrico da rajada está mais próximo do ângulo de skew igual a zero. Por sua vez, os esforços F_t e M_t possuem maiores intensidades para os propulsores de número ímpar de lâminas (5 e 7 lâminas), para ângulo de skew zero. Isto porque estes esforços são influenciados pelos harmônicos adjacentes aos harmônicos do número de lâminas, ou seja, respectivamente quarto e sexto harmônicos e sexto e oitavo harmônicos. Como as componentes longitudinais da esteira destes harmônicos praticamente não apresentam variação de sinal, o lugar geométrico da rajada é muito próximo do ângulo de skew zero e portanto, os valores dos esforços são altos.

Figura 6.11 - LG dos pontos de máximo esforço (rajada)



e) Escolha do número de lâminas e do ângulo de skew: A escolha do número de lâminas e do ângulo de skew deve ser feita de forma conjunta, tendo como critério básico a redução dos esforços vibratórios. Não se pode afirmar a priori que um propulsor de 7 lâminas é melhor que um de 6 lâminas, sem que se verifique qual o esforço que está sendo analisado e

5 lâminas.

Propulsor de 6 lâminas deve apresentar uma amplitude de força longitudinal maior que o de ser o maior. Porém, analisando-se o lugar geométrico da rajada, verifica-se que realmente o ângulo de skew zero de uma intensidade de força longitudinal F_x superior ao do propulsor de 5 lâminas. Uma análise da magnitude destes harmônicos não permite se concluir qual deveria ser o maior. Porém, analisando-se o lugar geométrico da rajada, verifica-se que realmente o ângulo de skew zero de uma intensidade de força longitudinal F_x superior ao do propulsor de 5 lâminas apresenta em um ângulo de rajada para o esforço em questão. Conforme pode ser visto no gráfico do empuxo a intensidade dos harmônicos esteja sendo reduzida, há que se considerar a influência do propulsor de 5 e 6 lâminas), deve-se atentar para o fato de que, embora de uma forma geral comparação entre propulsores com números par e ímpar de lâminas (por exemplo, entre fato se deve, possivelmente, a diferença entre as correções para a razão de aspecto, que se torna tanto mais influente quanto menor for o ângulo de skew. Porém, para se fazer a propulsor de 4 lâminas apresentou intensidade menor que o de 6 lâminas no esforço F_t . Tal intensidades de vibrações menores que o de 7 lâminas nos esforços M_x , F_x enquanto que o que, para ângulos de skew muito baixos, ocorreu que o propulsor de 5 lâminas apresentou seis lâminas. Assim ocorrerá também entre o propulsor de 5 e de 7 lâminas. Cabe observar quatro lâminas apresentará esforços vibratórios com intensidade superior à um propulsor de da intensidade dos valores dos harmônicos de ordem superior. Assim, um propulsor de esforços ser inversamente proporcional ao número de lâminas em virtude da redução normal entre números ímpares de lâminas, verifica-se que há a tendência da intensidade dos d) Influência do número de lâminas: Comparando-se entre números pares de lâminas ou

- qual o ângulo de skew deste propulsor. De uma forma genérica, para altos ângulos de skew, há uma tendência do aumento no número de lâminas representar redução de esforços. Porém, sempre deve-se fazer uma verificação deste fato, especialmente quando se compara um número par de lâminas com um número ímpar. Para isto, os seguintes itens devem ser analisados:
- Como se comportam os harmônicos pares e ímpares da esteira longitudinal;
 - Quais os esforços vibratórios que devem ser minimizados;
 - Quanto é o ângulo máximo de skew que pode ser dado, tendo em vista critérios de resistência estrutural.

Figura 6.12 - Esforços relativos ao cálculo de um propulsor de 4 lâminas com razão $Ae/Ao = 0.77$ e distribuição linear de ângulo de skew

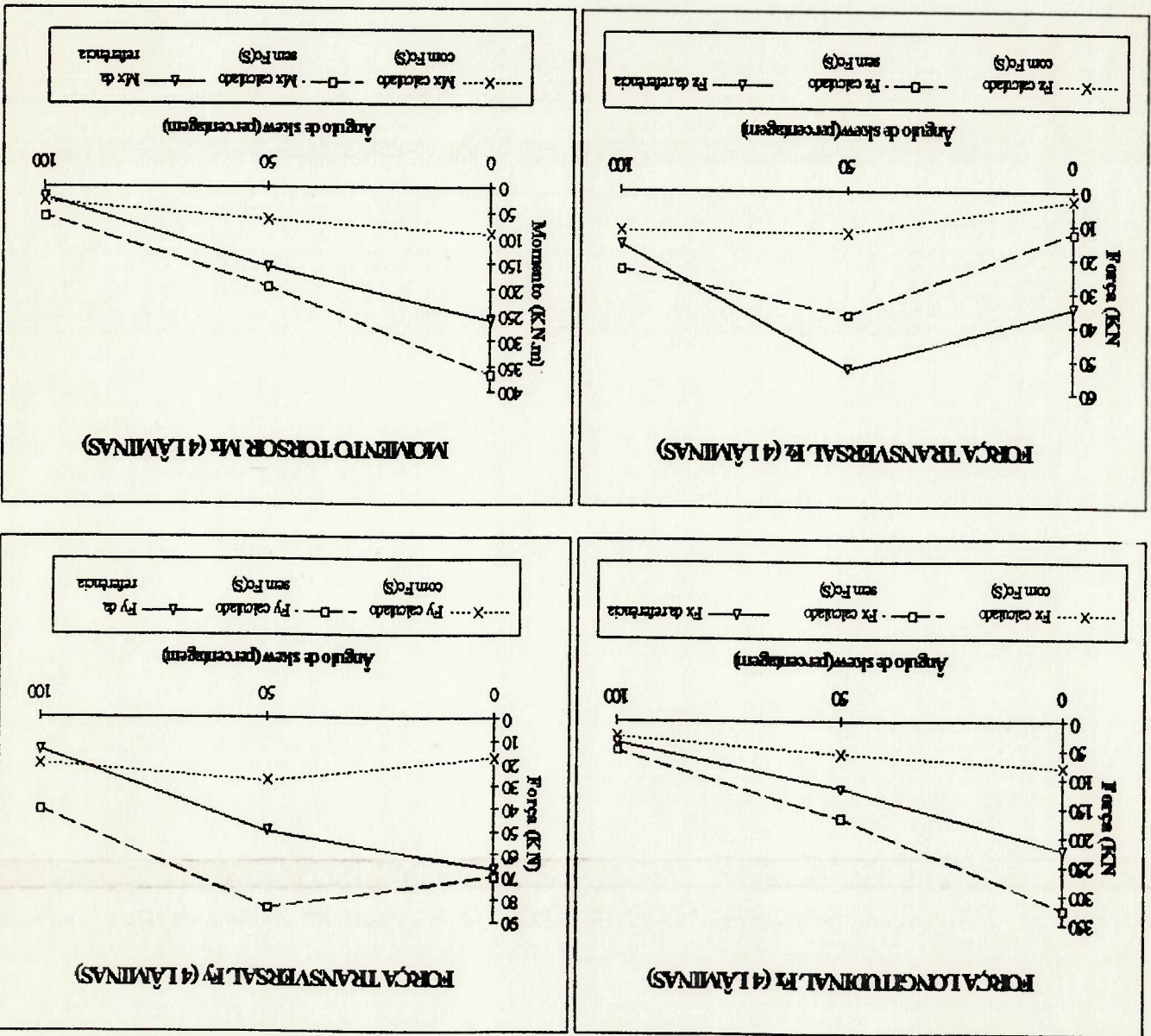


Figura 6.13 - Esforços relativos ao cálculo de um propulsor de 5 lâminas com razão $Ae/Ao = 0.77$ e distribuição linear de ângulo de skew

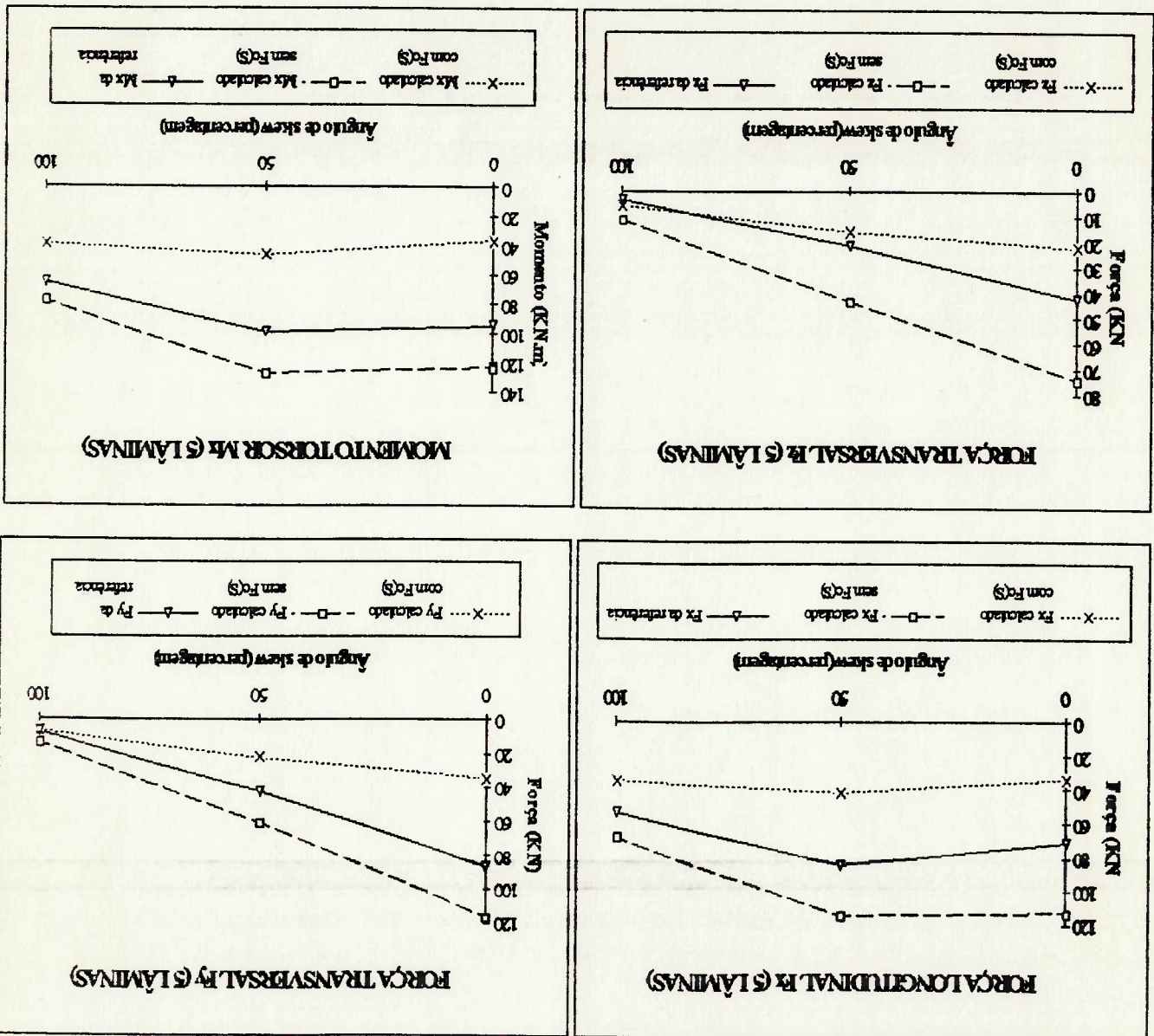


Figura 6.14 - Esforços relativos ao cálculo de um propulsor de 6 lâminas com razão $A_e/A_o = 0.77$ e distribuição linear de ângulo de skew

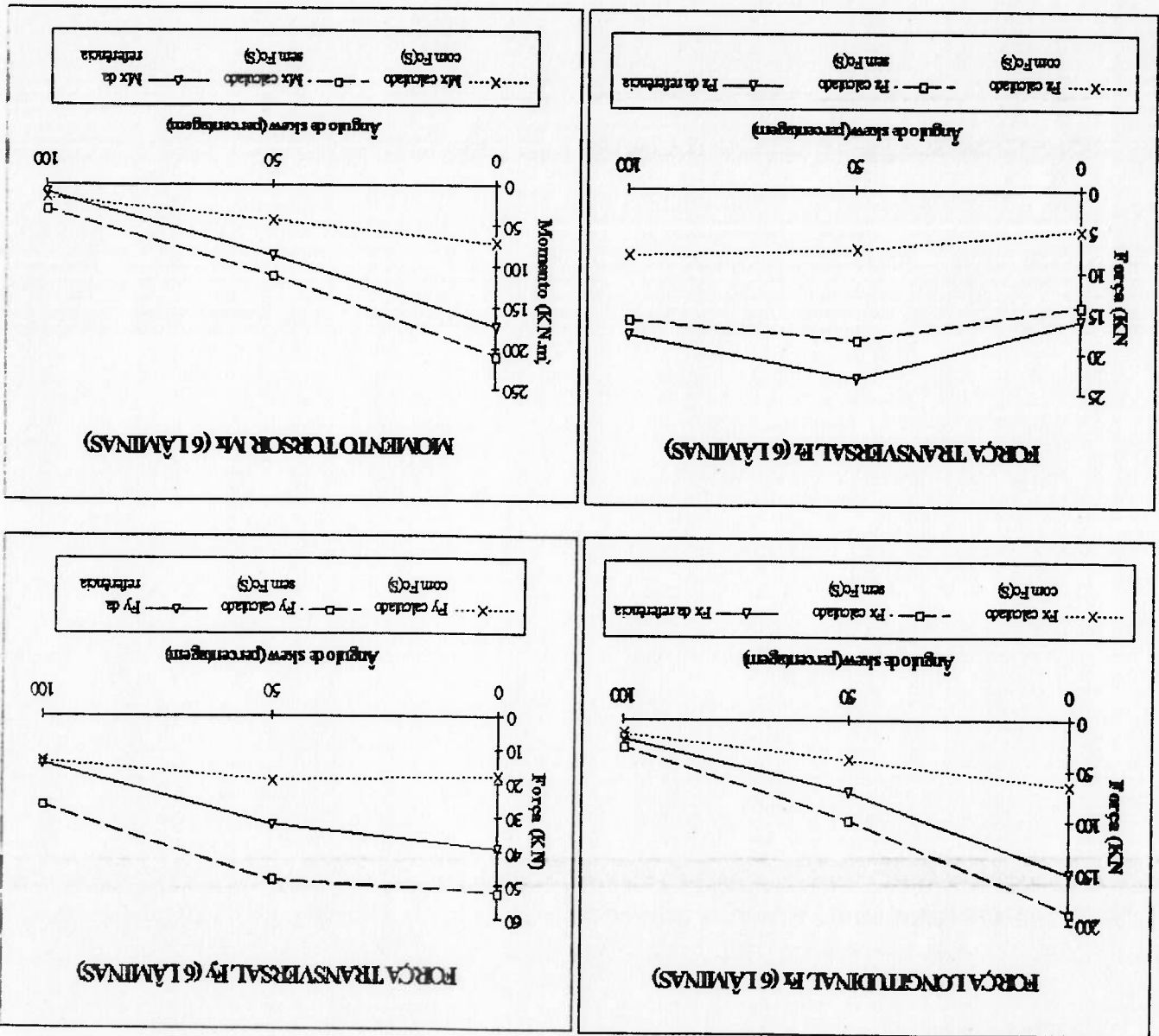


Figura 6.15 - Esforços relativos ao cálculo de um propulsor de 7 lâminas com razão $\Delta e/\Delta o = 0.77$ e distribuição linear de ângulo de skew

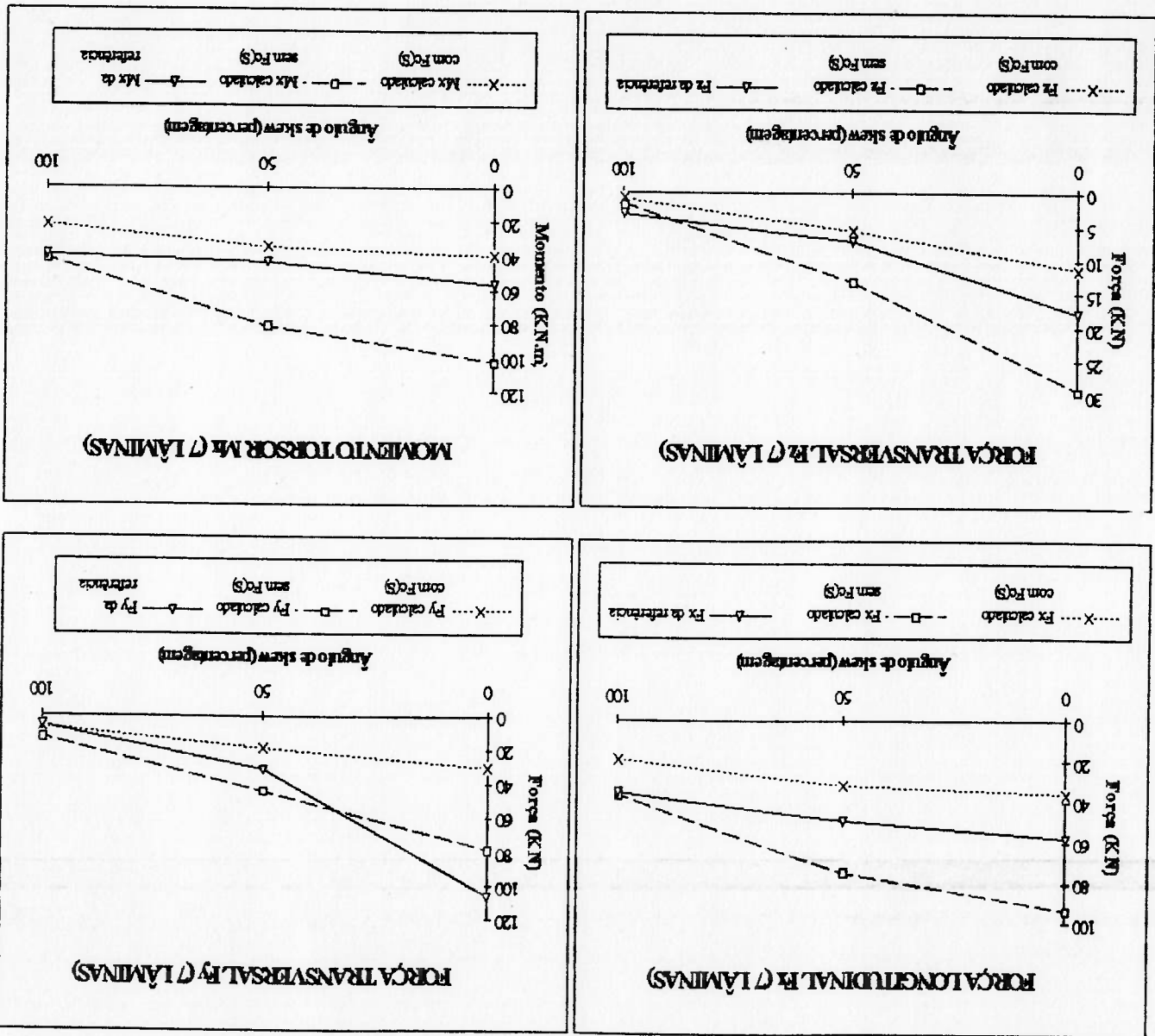
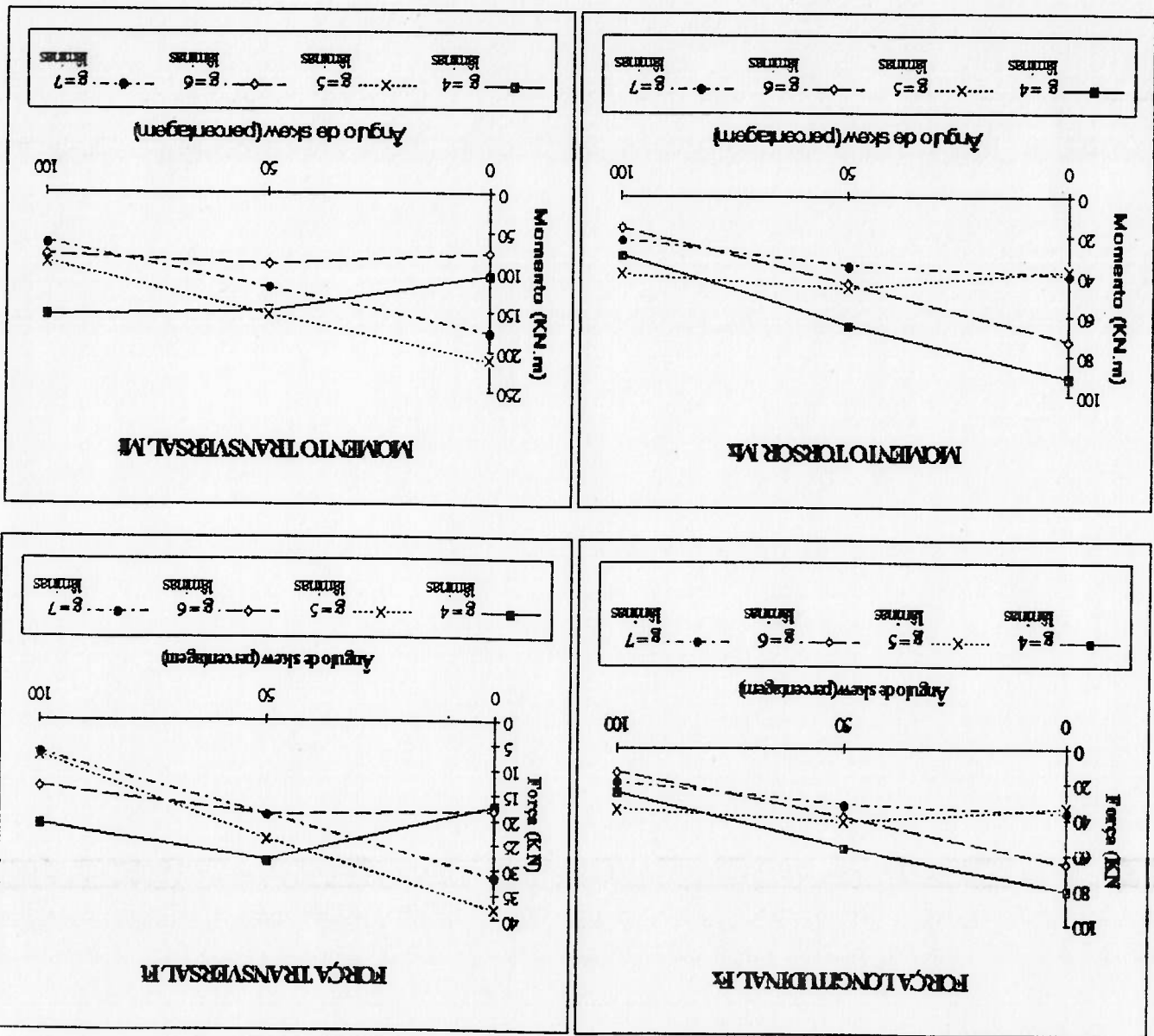


Figura 6.16 - Comparação entre os esforços introduzidos no eixo por propulsores de 4, 5, 6 e 7 lâminas com razão $Ae/Ao = 0.77$ e distribuição linear de ângulo de skew



7 - CRITÉRIOS DE RESISTÊNCIA ESTRUTURAL

Um dos requisitos principais no projeto de propulsores é que eles sejam estruturalmente resistentes. Isto implica em se definir corretamente a geometria e o material das lâminas de modo a que suportem os carregamentos sobre eles aplicados de forma estática e dinâmica. Porém, a definição geométrica das lâminas é bastante complexa, dificultando o desenvolvimento teórico de métodos que permitam fazer o seu projeto estrutural racional.

Entre as várias técnicas analíticas disponíveis para a estimativa de tensões nas lâminas, a mais antiga e de uso mais extensivo é a baseada na teoria de vigas. Nesta técnica, a lâmina é modelada como uma viga engastada no boss. Este modelo foi proposto primeiramente por TAYLOR⁵⁴, tendo sido reexaminado por vários outros autores como MORGAN⁴³ e BURRILL⁸. A partir destes trabalhos, muitos esforços foram dispendidos na tentativa de se refinar os procedimentos de cálculo de modo a se obter rapidamente as características das seções das lâminas. De fato, este modelo mostrou-se adequado para propulsores convencionais. Porém, deve ser visto com restrições no projeto de propulsores de alto skew.

Após a teoria de vigas, surgiram métodos baseados em teoria de cascas. O primeiro a se basear nisto foi COHEN⁹ que modelou simplificadaamente a lâmina do propulsor como uma casca de formato helicoidal com espessura variável.

Os métodos mais recentes são baseados em elementos finitos e consideram que uma estrutura continua possa ser tratada analiticamente através da subdivisão em um número de regiões finitas. Estes métodos possuem uma precisão muito maior que os outros.

Porém, são adequados para uma verificação estrutural do propulsor, não sendo um método prático para o projeto de concepção.

Como os propulsores usados em embarcações que necessitam apresentar baixos níveis de ruído e vibrações possuem torção (skew), será usada uma metodologia que permita o projeto do propulsor de maneira simples, mas que considere a sua geometria.

7.1 - METODOLOGIA DE PROJETO ESTRUTURAL

A metodologia a ser usada no projeto estrutural terá como finalidade calcular a relação entre a espessura máxima e a corda dos perfis que compõem a lâmina em cada posição radial, de modo que esta resista adequadamente ao carregamento resultante das condições de operação da embarcação. Esta relação entre espessura máxima e corda deverá ser submetida a uma verificação de cavitação de modo a garantir que o perfil não cavite. O método de projeto será iterativo pois depende, em parte, do esforço centrífugo, o qual só pode ser determinado após a definição da geometria da lâmina.

Dois tipos de carregamento atuam sobre a lâmina. O primeiro é o carregamento hidrodinâmico decorrente do fluxo nos perfis. Este carregamento gera a força de sustentação e de arraste em cada perfil da lâmina. O segundo é o carregamento centrífugo que é função da inércia (e, portanto, da geometria do propulsor). No primeiro ciclo de projeto, a geometria ainda não está determinada e o carregamento centrífugo será desprezado. Em ciclos posteriores, em que já há a definição da espessura e da corda, ele poderá ser considerado, embora se verifique que o nível de tensões produzido pelo carregamento centrífugo é de uma ordem de grandeza inferior ao produzido pelo carregamento hidrodinâmico.

Resumidamente, as seguintes etapas devem ser seguidas no projeto

estrutural:

a) Cálculo dos esforços e tensões decorrentes do carregamento hidrodinâmico e centrífugo

(carregamento contínuo);

b) Cálculo das tensões principais contínuas e determinação da tensão equivalente contínua

através do uso de um critério de resistência adequado;

c) Cálculo dos esforços e tensões decorrentes do carregamento hidrodinâmico alternado;

d) Cálculo das tensões principais alternadas e determinação da tensão equivalente alternada

através de um critério de resistência;

e) Composição da tensão equivalente contínua com a alternada através de um critério de

fadiga, considerando um coeficiente de segurança adequado;

f) Em cada posição radial, determinação da espessura máxima do perfil para cada valor de

corda estabelecido, de modo que a composição de tensões contínuas e alternadas obedeça

sempre o coeficiente de segurança definido.

Em virtude da complexidade geométrica da lamina, serão feitas

simplificações sempre que possível, a fim de se facilitar o cálculo estrutural, tomando-se o

cuidado de se verificar a validade das mesmas.

Tanto para os esforços hidrodinâmicos como para os esforços centrífugos,

ocorre uma proximidade muito grande entre o ponto de aplicação do esforço, o centro de

gravidade do perfil e o seu ponto médio. Isto se deve ao tipo de distribuição de camber e de

espessuras usada normalmente em perfis (como por exemplo, a distribuição NACA 66 com

camber $a=0.8$), que tenta sempre obter uma distribuição de pressões a mais uniforme

possível ao longo da corda. Portanto, será considerado que o ponto de aplicação dos esforços

hidrodinâmicos e centrífugos ocorre no ponto médio do perfil.

7.2 - DETERMINAÇÃO DOS PONTOS EM QUE DEVEM SER CALCULADAS AS TENSÕES

Considere-se a seção mostrada na figura 7.1, que está submetida a um

momento M qualquer:

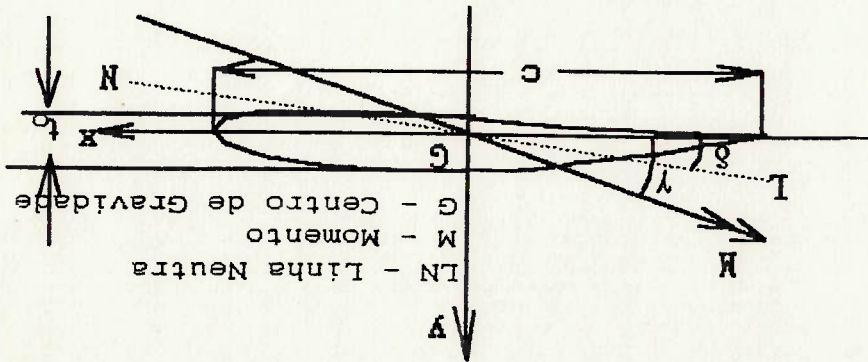


Figura 7.1 - Seção da lâmina submetida a um momento fletor M

A tensão de flexão em um ponto qualquer deste perfil é dada por:

$$\sigma = \frac{M \cdot \cos \gamma \cdot y}{I_x} + \frac{M \cdot \sin \gamma \cdot x}{I_y} \quad (7.1)$$

Definindo-se a linha neutra à flexão como sendo a linha em que a tensão de flexão é zero,

tem-se:

$$\frac{M \cdot \cos \gamma \cdot y_{LN}}{I_x} + \frac{M \cdot \sin \gamma \cdot x_{LN}}{I_y} = 0 \quad (7.2)$$

Esta equação leva a:

$$\frac{y_{LN}}{x_{LN}} = \tan \delta = - \frac{I_x}{I_y} \cdot \tan \gamma \quad (7.3)$$

Pode-se estimar a ordem de grandeza do ângulo δ entre a linha neutra e o eixo x através da

ordem de grandeza da relação entre os momentos de inércia I_x e I_y :

$$\frac{I_x}{I_y} \approx \frac{c \cdot t_3^3 / 12}{t_0^3 / 12} = \left(\frac{c}{t_0} \right)^3 \quad (7.4)$$

O valor máximo da relação t_3/c em perfis usados em propulsores é inferior a 20%. Assim, a relação entre as inércias será normalmente de uma ordem inferior a 0.04. Considerando-se que a ordem de grandeza da tangente do ângulo γ é aproximadamente 1 (especialmente junto

ao bosso, onde a relação to/c atinge valores altos), tem-se que o valor do ângulo δ será extremamente baixo (da ordem de 3 graus). Portanto, a linha neutra é quase coincidente com o eixo que liga o bordo de ataque ao bordo de fuga do perfil. Os cálculos de resistência serão feitos considerando esta aproximação. Tem-se assim, que os pontos com maior afastamento em relação à linha neutra (onde ocorrerão as máximas tensões normais) podem ser considerados como sendo os correspondentes à máxima espessura. Estes serão os pontos de interesse no projeto estrutural.

7.3 - DETERMINAÇÃO DAS TENSÕES CONTÍNUAS

7.3.1 - CÁLCULO DOS ESFORÇOS DECORRENTES DO CARREGAMENTO HIDRODINÂMICO

A ação hidrodinâmica gera, nos perfis, forças de sustentação (\underline{L}) e de arraste (\underline{D}), cujo cálculo é feito segundo a teoria da circulação, objeto do capítulo 4. Estas forças podem ser decompostas de acordo com a figura 7.2, gerando uma distribuição de força de empuxo (\underline{T}) e força tangencial (\underline{H}'_t) ao longo da lâmina.

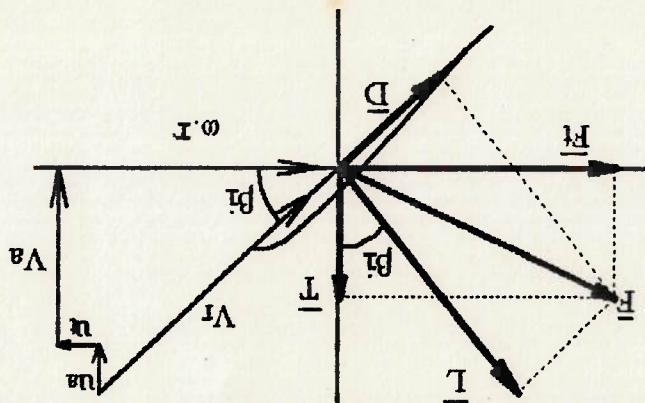
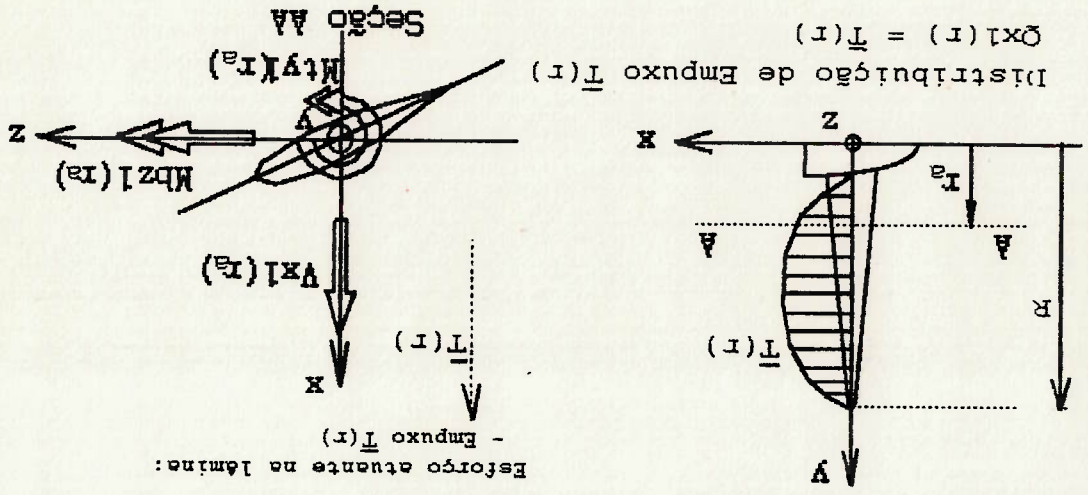


Figura 7.2 - Decomposição das forças de sustentação (\underline{L}) e de arraste (\underline{D}) em força de empuxo (\underline{T}) e força tangencial (\underline{H}'_t)

As distribuições de força de empuxo e força tangencial geram, na lâmina, forças cortantes, momentos fletores e momentos torsores, que serão analisados a seguir.

7.3.1.1 - ESFORÇOS GERADOS DEVIDO À DISTRIBUIÇÃO DE EMPUXO (T)

A distribuição de forças de empuxo gera, ao longo da lâmina, forças cortantes, momentos fletores e momentos torsores. Estes esforços serão designados pelos índices x , y ou z referentes à direção do esforço em relação aos eixos coordenados e pelo índice l a fim de representar que foram gerados pela distribuição de empuxo, conforme a figura 7.3. Os eixos coordenados estão posicionados de modo que o eixo x coincida com o eixo do propulsor (sentido de popa para proa) e que o eixo y tenha a direção do raio e passe pelo centro de gravidade do perfil no qual serão calculados os esforços (os eixos estão fixos na lâmina).



Esforços de reação na seção AA:
 - Força cortante $Vx1(ra)$
 - Momento fletor $Mbz1(ra)$
 - Momento torsor $Mty1(ra)$

Figura 7.3 - Esforços gerados pela distribuição de empuxo (T) sobre a seção AA, posicionada no raio r .

○ carregamento relativo à distribuição de empuxo será designado por $Q_{x1}(r)$,

sendo igual a:

$$Q_{x1}(r) = T(r) \quad (7.5)$$

a) Força cortante $V_{x1}(r_a)$:

A distribuição de cortantes em uma determinada posição radial r_a pode ser obtida analiticamente considerando-se que o carregamento devido à distribuição de empuxo na lamina, $Q_{x1}(r)$ (equação 7.5) pode ser expresso por uma equação de regressão através dos métodos dos mínimos quadrados. Desta forma, este carregamento se apresenta de forma contínua, podendo ser integrado a fim de se obter a distribuição de força cortante $V_{x1}(r)$:

$$V_{x1}(r_a) = - \int_R^{r_a} Q_{x1}(r) \cdot dr = - \int_R^{r_a} T(r) \cdot dr = \int_R^{r_a} (\underline{L} \cdot \cos \beta_1 - \underline{D} \cdot \sin \beta_1) \cdot dr \quad (7.6)$$

b) Momento fletor $Mb_{z1}(r_a)$:

Da mesma forma que o cortante, a distribuição de momento fletor $Mb_{z1}(r_a)$ também pode ser determinada analiticamente integrando-se a distribuição de cortantes

$V_{x1}(r_a)$ calculada pela equação 7.6:

$$Mb_{z1}(r_a) = - \int_R^{r_a} V_{x1}(r) \cdot dr \quad (7.7)$$

Tanto no cálculo do cortante como no do momento fletor, a modelagem da lamina representa uma simplificação na sua geometria. Neste caso, a lamina foi aproximada por uma viga engastada no bossô, com o carregamento distribuído ao longo do raio, conforme pode ser visto na figura 7.4:

Nesta expressão, o ângulo $\theta_T(r)$ representa o ângulo entre a linha que liga o centro do bomo ao ponto de aplicação da força $\bar{T}(r)$ no raio r (ponto P da figura 7.5) e o eixo de referência do ângulo de skew. Por sua vez, o ângulo $\theta_T(r_a)$ representa o ângulo entre o ponto de aplicação da força $\bar{T}(r_a)$ no raio r_a (ponto P') e este mesmo eixo. A diferença entre estes dois ângulos representa o ângulo entre o ponto de aplicação da força $\bar{T}(r_a)$ e o eixo y . Os pontos

$$M_{Ty}(r_a) = \int_R^{r_a} \bar{T}(r) \cdot r \cdot \text{sen}[\theta_T(r) - \theta_T(r_a)] \cdot dr \quad (7.8)$$

pode ser obtido pela seguinte equação:

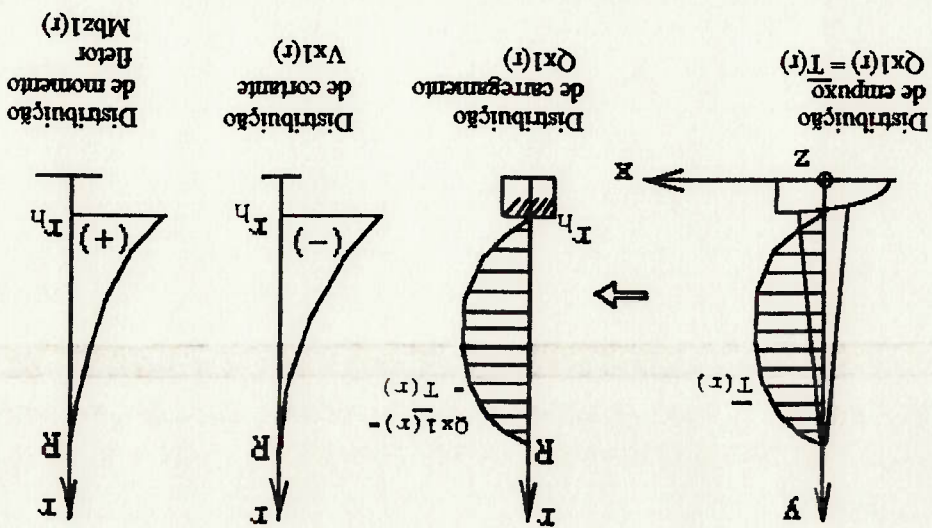
○ momento torsor em um perfil situado em uma posição radial r_a qualquer,

assumir valores consideráveis, devendo ser verificadas.

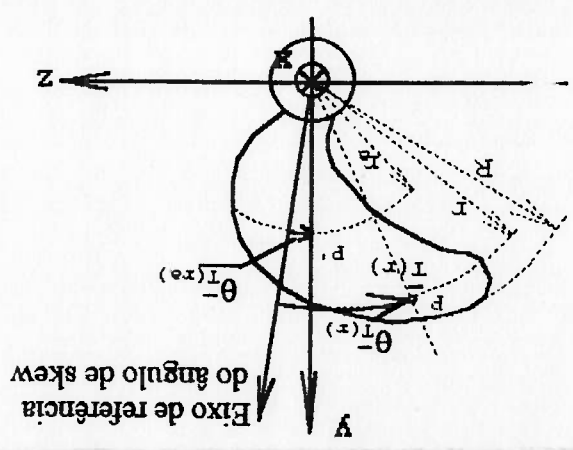
baixas, podendo ser desprezado. Porém, para propulsores de alto skew, estas tensões podem propulsores de baixo skew, o momento torsor induz tensões de cisalhamento extremamente quais possuem maior intensidade quanto maior for o ângulo de skew da lâmina. Para o momento torsor induz tensões de cisalhamento na lâmina do propulsor, as

A.3) Momento torsor $M_{Ty}(r_a)$:

Figura 7.4 - Modelo para cálculo de esforços cortante e momento fletor resultantes de um carregamento distribuído



de aplicação dos esforços (P e P') serão considerados como sendo os pontos médios dos perfis, conforme já mencionado. Os esforços $\bar{T}(r)$ entre os raios r_a e R podem ser estimados através da equação de regressão relativa à distribuição de empuxo da lâmina.



Considerou-se que $\theta_{T(x)} = \theta_{P_t(x)} = \delta \epsilon(x)$

Figura 7.5 - Parâmetros para o cálculo do momento torsor $M_{T1}(r)$ resultante da distribuição de empuxo $\bar{T}(r)$

7.3.1.2 - ESFORÇOS GERADOS DEVIDO À DISTRIBUIÇÃO DE FORÇA TANGENCIAL (F_t')

Da mesma forma que a distribuição de empuxo, a distribuição de forças tangenciais gera, ao longo da lâmina, forças cortantes, momentos fletores e momentos torsores. Além destes esforços, a presença de skew na lâmina faz com a força tangencial gere uma tensão normal, que é desprezível quando comparada às tensões de flexão provocadas pelo empuxo (conforme será visto posteriormente).

O ponto de aplicação das forças tangenciais F_t' em cada raio será considerado como estando na mesma posição do ponto de aplicação das forças de empuxo \bar{T} , ou seja, no ponto médio da corda de cada perfil. Os esforços originados pelas forças tangenciais serão referenciados pelo índice 2, conforme podem ser vistos na figura 7.6.

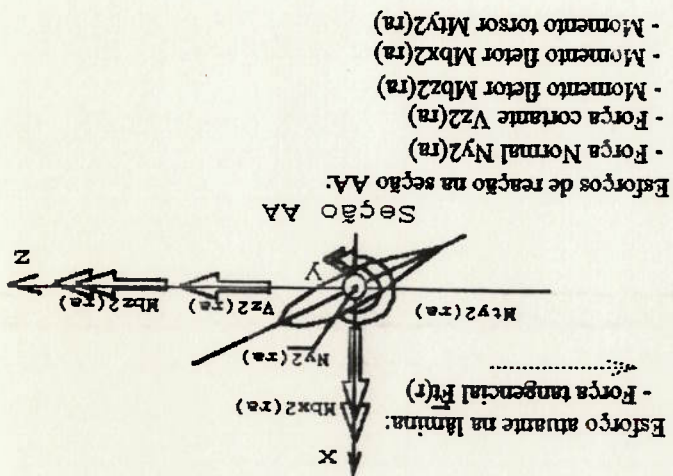


Figura 7.6 - Estorços gerados pela distribuição de força tangencial (F_t)

O carregamento devido à força tangencial será considerado igual a:

$$Q_{z2}(r) = -F_t'(r) \tag{7.9}$$

Desta forma, não será levada em conta a declividade da força tangencial devido ao ângulo de skew ao longo do raio, em virtude das tensões normais induzidas por esta força serem muito baixas quando comparadas com a tensão de flexão devido ao empuxo.

a) Força cortante $V_{z2}(r)$:

A força cortante devido à distribuição de forças tangenciais é calculada em

$$V_{z2}(r_0) = - \int_R^r Q_{z2}(r) \cdot dr = \int_R^r F_t'(r) \cdot dr = \int_R^r (\bar{L} \cdot \text{sen} \beta'_1 + \bar{D} \cdot \text{cos} \beta'_1) \cdot dr \tag{7.10}$$

qualquer raio r_0 da lâmina através da integração do carregamento expresso pela equação 7.9:

b) Momento fletor no eixo X: $M_{bz2}(r_0)$:

O momento fletor no eixo X, $M_{bz2}(r_0)$, é obtido a partir da integração do

cortante $V_{z2}(r)$ ao longo do raio:

$$M_{bz2}(r_0) = \int_R^r V_{z2}(r) \cdot dr \tag{7.11}$$

- Não será considerada a tensão de flexão causada pela força tangencial nos pontos de máxima espessura do perfil por ser desnecessária nesta demonstração (esta tensão se

- O empuxo possui a mesma ordem de grandeza da força tangencial; da ordem do ângulo de skew no raio $0.7R$ ($\delta s(x=0.7)$).

skew). A inclinação da força tangencial total e o eixo z é denotada por $\delta\theta$, sendo este ângulo no ponto médio da corda correspondente a este raio (ponto aonde se mede o ângulo de

- O empuxo total e força tangencial total estão posicionados aproximadamente no raio $0.7R$ e grandeza destas tensões, será considerado o seguinte:

de flexão causadas pela força de empuxo. Para se verificar a relação entre as ordens de tangencial induz tensões normais extremamente baixas quando comparadas com as tensões Conforme já mencionado, a força normal decorrente da declividade da força

e) Força normal no eixo y, $N_{y2}(r_g)$:

momento desprezível.

do perfil, os braços de atuação das forças tangenciais são muito pequenos, o que torna este proximidade entre o CG do perfil, o ponto de aplicação da força tangencial e o ponto médio momentos das forças tangenciais em relação ao eixo y. Em virtude da ausência de rake e da

O momento torsor em relação ao CG do perfil $M_{y2}(r_g)$ é originado pelos

d) Momento torsor no eixo y, $M_{y2}(r_g)$:

do propulsor. E portanto, praticamente igual a zero em propulsores sem rake.

Este momento fletor é causado pela declividade da força tangencial devida ao ângulo de skew $(H_1(r), \text{sen } \theta_1(r))$, sendo o braço de atuação desta força relacionada ao rake

c) Momento fletor no eixo z $M_{b2}(r_g)$:

somaria à tensão gerada pelo empuxo, reduzindo ainda mais o valor da relação a ser

demonstrada);

- O perfil será aproximado como um retângulo de base igual a corda c e altura igual a

espessura t_0 .

Utilizando-se estas aproximações, tem-se:

$$\frac{\text{tensão normal}}{\text{tensão de flexão}} \approx 0 \left(\frac{F_i \cdot \sin \delta_m}{c \cdot t_0} \right) \left(\frac{T \cdot (0,7 \cdot R \cdot \cos \delta_s) \cdot \cos \beta_1 \cdot t_0 / 2}{c \cdot t_0^3 / 12} \right) = 0 \left[\frac{F_i \cdot \tan \delta_m \cdot t_0}{T \cdot 4,2 \cdot R \cdot \cos \beta_1} \right] < 0 \left[\frac{t_0}{R} \right] \quad (7.12)$$

7.3.2 - CÁLCULO DOS ESFORÇOS DECORRENTES DO CARREGAMENTO CENTRÍFUGO

Considerando a parcela do propulsor entre o raio r_a e a ponta da lamina

($r=R$), com massa m_a , tem-se que a ação centrífuga desta massa, quando o propulsor gira à uma velocidade de rotação ω constante, gera uma força centrífuga aplicada no seu centro de gravidade (F_c) e um momento, com componentes no eixo y e no eixo z (M_{cy} e M_{cz}

respetivamente), conforme pode ser visto na figura 7.7.

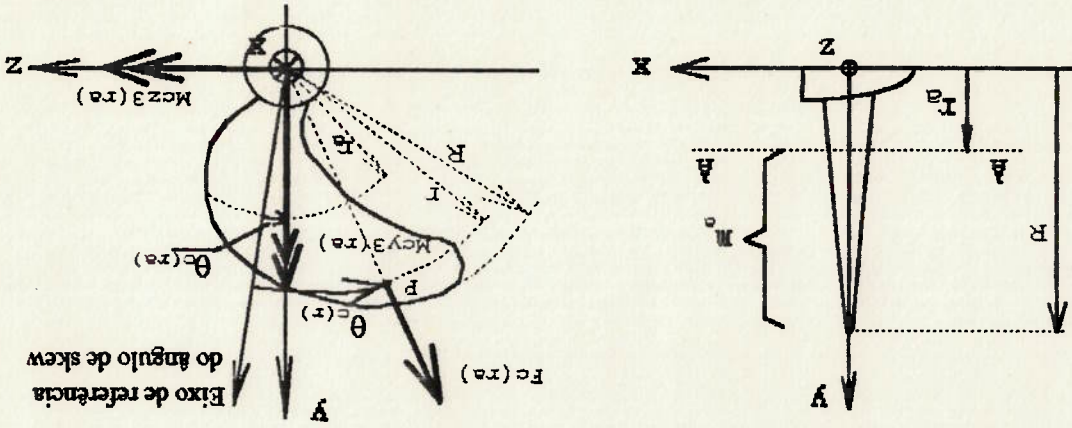


Figura 7.7 - Força F_c e componentes do momento (M_{cy} e M_{cz}) gerados pela ação centrífuga

Considerou-se que $\theta_{c(r)} = \delta s(r)$

Estes esforços serão verificados a seguir. Demonstrar-se-á que somente a força centrífuga deve ser levada em consideração em virtude do momento originado pelo carregamento centrífugo induzir tensões desprezíveis na lâmina.

7.3.2.1 - MOMENTO ORIGINADO PELA AÇÃO CENTRÍFUGA DE UMA MASSA m , SITUADA ENTRE OS RAIOS r_a E R DO PROPULSOR

A ação centrífuga gera na lâmina um momento, cujas componentes no eixo y

(M_{c_y}) e no eixo z (M_{c_z}) são expressas por:

$$M_{c_z}(r_2) = \int_R^{r_2} \overline{Hc}(r) \cdot \cos \theta'(r) \cdot x \cdot dr = \int_R^{r_2} \frac{dm}{dr} \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \frac{r}{y} \cdot x \cdot dr = I_{xy} \cdot \omega^2 \quad (7.13)$$

$$M_{c_y}(r_2) = \int_R^{r_2} \overline{Hc}(r) \cdot \text{sen} \theta'(r) \cdot x \cdot dr = \int_R^{r_2} \frac{dm}{dr} \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \frac{r}{z} \cdot x \cdot dr = I_{xz} \cdot \omega^2 \quad (7.14)$$

O momento M_{c_z} causa uma tensão de flexão sobre o propulsor. Este

momento pode ser desprezado pois o valor de I_{xy} é muito pequeno. Conforme pode ser visto

na figura 7.7, o valor da coordenada y é sempre positiva. Considerando que o propulsor não

possui rake, ou que este é mínimo, tem-se que a coordenada x possui uma variação de sinal,

a qual integrada ao longo do perfil, resultará em um valor próximo de zero. Logo, o valor de

I_{xy} é muito pequeno, permitindo que M_{c_z} seja desprezado no cálculo das tensões.

O momento M_{c_y} causa torção na lâmina. Conforme pode ser visto no

desenvolvimento feito no anexo 15, a tensão de cisalhamento provocada por esta torção

possui valores muito baixos, podendo ser desprezada no cálculo estrutural. Portanto, o único

esforço gerado pelo carregamento centrífugo que será considerado no cálculo estrutural será

a força centrífuga F_c .

7.3.2.2 - FORÇA CENTRÍFUGA SOBRE A MASSA m, SITUADA ENTRE OS RAIOS r₁ E r₂ E ESFORÇOS POR ELA ORIGINADOS

A força centrífuga pode ser desenvolvida analiticamente através de uma equação de regressão, de modo similar ao feito anteriormente com os esforços hidrodinâmicos. Denominando-se de $\bar{H}(r)$ a força centrífuga por unidade de comprimento atuante em um determinado raio r da lâmina, tem-se:

$$F_c(r_2) = \int_R^{r_2} \bar{H}(r) \cdot dr = \int_R^{r_2} \frac{dm}{dr}(r) \cdot \omega^2 \cdot r \cdot dr = \int_R^{r_2} \rho \cdot A_{pwr}(r) \cdot \omega^2 \cdot r \cdot dr \quad (7.15)$$

A área do perfil (A_{pwr}) é obtida a partir das cotas do fólio utilizado, para cada raio. Assim, aproximando a distribuição de áreas em função do raio por uma equação de regressão pelo método dos mínimos quadrados, pode-se avaliar analiticamente a integral 7.15, obtendo-se os esforços $F_c(r_2)$ em cada raio.

A força centrífuga F_c gera sobre a lâmina uma força normal, força cortante e momentos fletores e torsores, conforme pode ser visto na figura 7.8. Estes esforços estão representados pelo índice 3 e serão descritos a seguir.

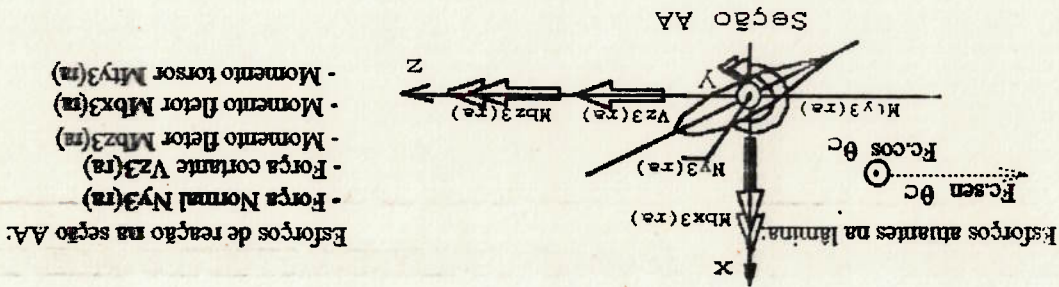


Figura 7.8 - Esforços gerados pela força centrífuga F_c

a) Força normal $N_{y3}(T)$:

A força normal em um determinado raio r_2 da lâmina é obtida a partir da equação da força centrífuga, através da seguinte expressão:

$$N_{y3}(r_2) = -\rho \cdot \omega^2 \cdot \int_R^{r_2} A_{pwr}(r) \cdot \cos[\theta_c(r) - \theta_c(r_2)] \cdot r \cdot dr \quad (7.16)$$

Nesta equação, o ângulo $\theta(r)$ é definido como o ângulo entre a linha que une o ponto de aplicação da força centrífuga por unidade de comprimento $\underline{F}_c(r)$ ao centro do bossó e o eixo de referência do ângulo de skew. Por sua vez, o ângulo $\theta(r)$ representa o ângulo entre o eixo y, que passa pelo ponto médio do perfil situado no raio r , e o eixo de referência do ângulo de skew (vide figura 7.7).

b) Força cortante $V_{z3}(r)$:

A força cortante $V_{z3}(r)$ é obtida a partir da equação da força centrífuga, de

acordo com a seguinte expressão:

$$V_{z3}(r_0) = \rho \cdot \omega^2 \cdot \int_Y^{\infty} A_{\text{perfil}}(r) \cdot \text{sen}[\theta(r) - \theta(r_0)] \cdot r \cdot dr \quad (7.17)$$

Os ângulos $\theta(r)$ e $\theta(r_0)$ são definidos da mesma forma que no caso da força normal (item a).

c) Momento fletor na direção z $M_{b3}(r)$:

O momento fletor $M_{b3}(r)$ é calculado a partir da seguinte expressão:

$$M_{b3}(r_0) = \rho \cdot \omega^2 \cdot \int_Y^{\infty} A_{\text{perfil}}(r) \cdot \cos \theta(r) \cdot x_g(r) \cdot r \cdot dr \quad (7.18)$$

onde $x_g(r)$ é a coordenada x do centro de gravidade do elemento de massa elementar $\rho \cdot A_{\text{perfil}}(r) \cdot dr$. O ângulo θ_c é definido da mesma forma que no caso da força normal (item a). Para um propulsor sem rake, as coordenadas $x_g(r)$ dos centros de gravidade dos perfis (braço do momento fletor $M_{b3}(r)$) são muito pequenas. Portanto, este momento fletor pode ser considerado desprezível.

Após terem sido identificados os esforços agentes na seção AA, será feito o cálculo das tensões nesta seção. Para isto, serão estabelecidos dois eixos que passam pelo centro de gravidade da seção AA, sendo o eixo I o eixo que une o bordo de ataque ao bordo de fuga e o eixo II, o eixo perpendicular a este (figura 7.9). O eixo I, conforme foi mostrado anteriormente, se aproxima muito da linha neutra e, portanto, será considerado coincidente com ela. Na seção AA, posicionada no raio r_a , tem-se a ocorrência das seguintes tensões normais (devido aos fltores e força normal) e tensões de cisalhamento (devido ao cortante e momento torsor):

7.3.3 - CÁLCULO DE TENSÕES NA SEÇÃO AA

Da mesma forma como o citado no item c, para um propulsor sem rake, as coordenadas $x_g(r)$ dos centros de gravidade dos perfis (braço do momento torsor $Ml_{y_3}(r)$) são muito pequenas. Portanto, este momento torsor pode ser considerado desprezível.

$$Ml_{y_3}(r_a) = \rho \cdot \omega^2 \cdot \int_R^{r_a} A_{perfil}(r) \cdot \sin \theta^c(r) \cdot x_g^c(r) \cdot r \cdot dr \quad (7.19)$$

O momento torsor $Ml_{y_3}(r_a)$ é calculado a partir da seguinte expressão:

e) Momento torsor na direção Y $Ml_{y_3}(r)$:

O momento fletor $Mb_{x_3}(r)$ é nulo em virtude do sentido de atuação da força centrífuga ocasionar um braço igual a zero em relação ao eixo X.

d) Momento fletor na direção X $Mb_{x_3}(r)$:

a) Tensão normal devido à flexão:

Excluindo os esforços considerados desprezíveis, tem-se que a tensão normal devido à flexão é resultante dos seguintes esforços:

- Momento fletor $M_{b1}(r)$ (equação 7.7)
- Momento fletor $M_{b2}(r)$ (equação 7.11)

b) Tensão normal devido à tração ou compressão:

Excluindo os esforços considerados desprezíveis, tem-se que a tensão normal originária dos esforços de tração e compressão é devida aos seguintes esforços:

- Força normal $N_{y3}(r)$ (equação 7.17)

c) Tensão de cisalhamento devido aos cortantes:

Excluindo os esforços considerados desprezíveis, a tensão de cisalhamento devido aos cortantes é devida aos seguintes esforços:

- Força cortante $V_{x1}(r)$ (equação 7.6)
- Força cortante $V_{z2}(r)$ (equação 7.10)
- Força cortante $V_{z3}(r)$ (equação 7.17)

d) Tensão de cisalhamento devido aos momentos torsores:

Excluindo os esforços considerados desprezíveis, a tensão de cisalhamento devido aos torsores é resultante dos seguintes esforços:

- Momento torsor $M_{ty1}(r)$ (equação 7.8)

A seguir, a partir do definido acima, será feito o desenvolvimento de cada uma destas tensões.

7.3.3.1 - TENSÃO NORMAL DEVIDO AO MOMENTO FLETOR

Os momentos flectores $Mb_{x1}(r)$ e $Mb_{x2}(r)$ serão considerados no cálculo da tensão normal devido ao fletor. Estes momentos podem ser decompostos em relação aos

eixos I e II (vide figura 7.9), da seguinte forma:

$$Mb_I(r_0) = Mb_{x1}(r_0) \cdot \cos \beta_1(r_0) + Mb_{x2}(r_0) \cdot \sin \beta_1(r_0) \tag{7.20}$$

$$Mb_{II}(r_0) = -Mb_{x1}(r_0) \cdot \sin \beta_1(r_0) + Mb_{x2}(r_0) \cdot \cos \beta_1(r_0) \tag{7.21}$$

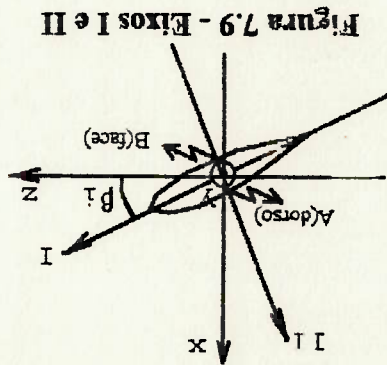


Figura 7.9 - Eixos I e II

As tensões normais nos pontos de máxima espessura são devidas ao

momento Mb_I e são obtidas através da seguinte expressão:

$$\sigma_b(r) = \frac{Mb_I(r) \cdot I_0(r) / 2}{I_I(r)} \tag{7.22}$$

Nesta expressão, $I_I(r)$ é o momento de inércia de área da seção em relação ao eixo I.

7.3.3.2 - TENSÃO NORMAL DEVIDO À FORÇA NORMAL

A tensão normal devida à força normal é obtida a partir do esforço N_{y3} ,

através da seguinte expressão:

$$\sigma_N(r) = \frac{N_{y3}(r)}{A_{perfil}(r)} \tag{7.23}$$

Esta tensão é considerada como sendo uniformemente distribuída ao longo da área do perfil.

sendo sido obtidas as componentes das tensões normais e de cisalhamento, deve-se fazer a composição das mesmas por meio do círculo de Mohr, a fim de se obter as tensões principais. A partir das tensões principais, calcula-se a tensão equivalente segundo um critério de resistência.

7.3.3.5 - DETERMINAÇÃO DAS TENSÕES PRINCIPAIS (CÍRCULO DE MOHR) E APLICAÇÃO DE UM CRITÉRIO DE RESISTÊNCIA (VON MISES)

onde I_p é o momento de inércia polar do perfil.

$$\tau_v(r) = \frac{M_{t_{y1}}(r) \cdot r_o(r)/2}{I_p(r)} \quad (7.27)$$

com a seguinte expressão:

A tensão de cisalhamento devido ao momento torsor $M_{t_{y1}}$ é obtida de acordo

7.3.3.4 - TENSÃO DE CISALHAMENTO DEVIDO AO MOMENTO TORSOR

$$\tau_v(r) = \frac{V_I(r) \cdot M_{s_{II}}(r)}{V_{II}(r) \cdot I_{II}(r)} \quad (7.26)$$

Valor do cortante em relação ao eixo I, V_I . Tem-se assim:

No cálculo da tensão de cisalhamento nos pontos de máxima espessura, será utilizado o

$$V_{II} = V_{x1} \cdot \cos \beta_1 - (V_{z2} + V_{z3}) \cdot \sin \beta_1 \quad (7.25)$$

$$V_I = V_{x1} \cdot \sin \beta_1 + (V_{z2} + V_{z3}) \cdot \cos \beta_1 \quad (7.24)$$

da seguinte forma:

esforços V_{x1}, V_{z2} e V_{z3} . Estes esforços podem ser decompostos em relação aos eixos I e II.

A tensão de cisalhamento devido aos cortantes é originada a partir dos

7.3.3.3 - TENSÃO DE CISALHAMENTO DEVIDO AOS CORTANTES

As tensões principais são obtidas a partir do círculo de Mohr, sendo o cálculo

feito matematicamente pela seguinte equação:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma}{2} \pm \frac{1}{2} \left[\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (7.28)$$

Nesta equação, a tensão normal σ é igual a soma das tensões σ_x e σ_y no ponto de máxima espessura do perfil. Por sua vez, a tensão de cisalhamento τ é igual a soma das tensões τ_{xy} e τ_{yx} no ponto de máxima espessura.

Tendo sido definidas as tensões principais, deve-se calcular a tensão equivalente através de um critério de resistência conveniente. Desta forma, serão analisados a seguir, três critérios de resistência, quais sejam: o critério da máxima tensão normal, o critério da máxima tensão de cisalhamento e o critério da energia de deformação.

O critério da máxima tensão normal define que a falha ocorre quando a máxima tensão normal de uma peça se iguala à tensão de escoamento (σ_y) ou à tensão de ruptura (σ_r) levantadas em ensaio de tração (dependendo de qual destas tensões seja conveniente ao caso). A definição deste critério é dada por:

$$\sigma_1 = \sigma_y \quad (7.29)$$

sendo σ_1 a tensão principal máxima. SHIGLEBY⁵³ cita que os resultados experimentais não concordam com este critério.

O critério da máxima tensão de cisalhamento define que a falha por escoamento ocorre quando a máxima tensão de cisalhamento da peça é igual à máxima tensão de cisalhamento de um corpo de prova quando este começa a escoar em um ensaio simples de tração. Este critério é representado em um estado duplo de tensões por:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{\sigma_y}{2} \quad (7.30)$$

Com relação aos resultados experimentais, este critério se apresenta bastante conservador.

O critério da máxima energia de deformação ou critério de Von Mises-Hencky leva em consideração apenas a energia usada na deformação angular da peça. Isto é feito subtraindo-se das tensões atuantes sobre uma peça (que provocam alteração de volume e distorção angular), a tensão hidrostática média atuante sobre a peça (que provoca apenas alteração de volume). A energia assim obtida representa apenas a energia de deformação. O critério especifica que a falha ocorre quando esta energia de deformação se iguala à energia de deformação de um corpo de prova quando este começa a escoar no ensaio simples de tração. Em um estado duplo de tensões tem-se que este critério é dado por:

$$\sigma_1 = \sigma_y \quad (7.31)$$

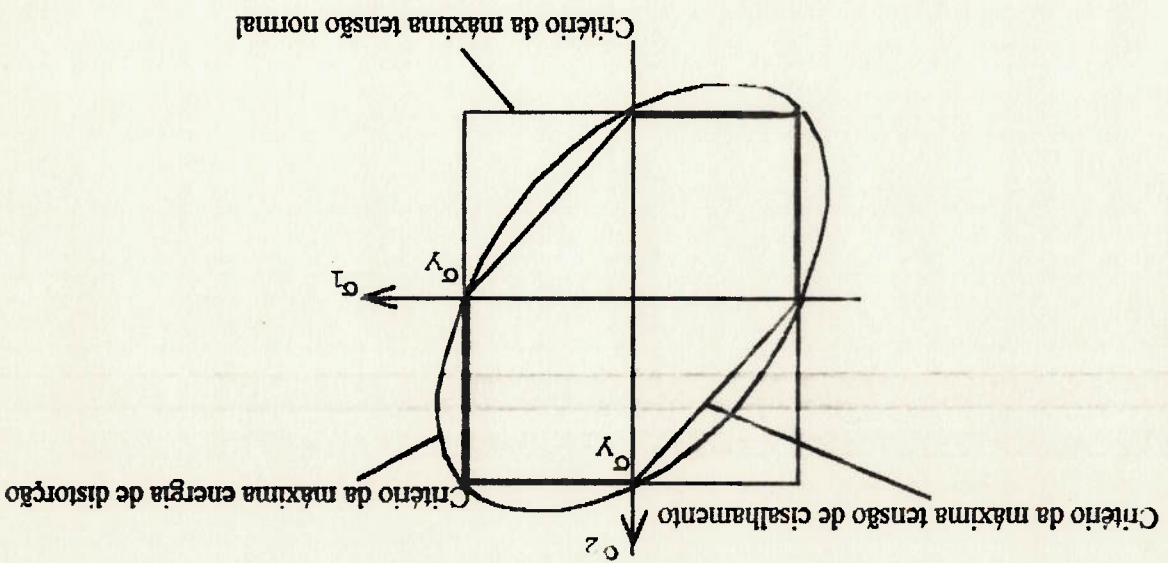
onde σ_y é a tensão de Von-Mises:

$$\sigma_y = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_2^2} \quad (7.32)$$

Na figura 7.10, as curvas que caracterizam estes três critérios são comparadas graficamente. Conforme cita SHIGLEFY⁵³, experimentos indicam que a teoria da energia de deformação é a que prediz com maior precisão em todos os quatro quadrantes. Conforme é visto nesta figura, a teoria da máxima tensão de cisalhamento é sempre conservativa enquanto que a teoria da máxima tensão normal é conservativa apenas quando as tensões principais tiverem o mesmo sinal, ou seja, quando forem ambas de tração ou ambas de compressão.

Em virtude de ser o que proporciona os melhores resultados experimentais, o critério de Von Mises-Hencky (máxima energia de deformação) será utilizado no projeto estrutural. A tensão de Von Mises (equação 7.32) será considerada como sendo a tensão equivalente resultante dos esforços contínuos. Esta tensão deverá ser composta junto com a tensão equivalente resultante dos esforços variáveis segundo um critério de fadiga adequado. A seguir será desenvolvida a metodologia de cálculo dos esforços variáveis.

Figura 7.10 - Comparação entre os critérios de resistência



7.4 - TENSÕES ALTERNADAS

A presença de um campo de velocidades não uniforme na região do propulsor, devido à influência do casco da embarcação, provoca a formação de esforços alternados na lamina, conforme foi descrito no capítulo referente aos critérios de definição do ângulo de skew (capítulo 6). Estes esforços alternados devem ser investigados pois afetam a resistência estrutural do propulsor quanto ao aspecto de fadiga.

O estudo de fadiga requer que os esforços sollicitantes alternados sejam conhecidos da maneira mais precisa possível. Estes esforços são de natureza hidrodinâmica, visto que a força centrífuga não atua de forma alternada sobre a lamina. Podem ser avaliados analiticamente ou através de ensaios com modelos.

Durante a fase de projeto, em que um grande número de parâmetros deve ser variado sistematicamente de forma a se otimizar as características do propulsor, é necessário se fazer o cálculo analítico dos esforços alternados. Desta forma pode-se minimizar o custo relativo aos ensaios de modelos. Nos últimos ciclos de projeto, antes de se passar para a construção do propulsor, é interessante se avaliar os esforços alternados através de ensaios, e, caso necessário, se realizar outros ciclos.

A estimativa dos esforços alternados e das tensões a eles relacionadas é bastante complexa. Alguns fatores podem levar à imprecisões no cálculo como, por exemplo, a própria imprecisão na medição das velocidades da esteira do modelo e a sua correlação com a esteira da embarcação. Da mesma forma, as diversas técnicas empregadas no cálculo dos esforços variáveis levam a diferenças consideráveis nas suas intensidades, conforme foi mostrado por SCHWANBECKE⁵¹, através da comparação dos resultados obtidos por várias instituições no exercício de cálculo proposto no 13º ITTC (vide capítulo 6). Vários fatores de segunda ordem, que atuam durante a vida útil da embarcação, serão desprezados no cálculo

7.4.1 - ESFORÇOS DECORRENTES DO CARREGAMENTO HIDRODINÂMICO

Conforme mencionado, o carregamento hidrodinâmico será o único tipo de esforço a ser considerado no cálculo das tensões alternadas sobre a lâmina, visto que o carregamento centrífugo não causa esforços variáveis.

Na determinação dos esforços alternados, será usado o modelo bidimensional não permanente baseado nas funções de Sears e corrigido pela razão de aspecto, da mesma forma como feito no capítulo 6. A partir destes esforços, serão determinadas as tensões segundo o mesmo procedimento feito no item 7.3, relativo aos esforços contínuos. Como neste capítulo são estudados esforços contínuos e alternados, será utilizado o índice "a" para designar quando o esforço é alternado.

A força de sustentação alternada em cada perfil elementar que compõe a lâmina e em uma determinada posição angular θ , $\underline{I}^a(r, \theta)$, é originada a partir da variação do vetor velocidade resultante V_r , que incide sobre a lâmina, quando esta passa pelo campo de esteira não uniforme da embarcação. Esta variação ocorre tanto em módulo como em direção, sendo que a variação no lift gerada pela variação angular de V_r (manifestada sob a forma de um ângulo de ataque sobre a lâmina) predomina sobre a gerada pela variação do módulo desta velocidade (conforme citado no capítulo 6).

A força de sustentação alternada $\underline{I}^a(r, \theta)$ pode ser decomposta em uma série de harmônicos, cada um com uma determinada frequência $\omega \cdot q$ (ω é a rotação do propulsor e

dos esforços alternados. Entre estes, tem-se os esforços devido às manobras da embarcação (paradas, reversões e guinadas) e os esforços devido à operação em presença de ondas.

q o número do harmônico), sendo denotada por $\bar{I}^a(\omega, q, r, \theta)$. Sua componente na direção axial ao propulsor resulta no empuxo alternado $\bar{T}^a(\omega, q, r, \theta)$, e na direção tangencial, na força tangencial alternada $\bar{F}_t^a(\omega, q, r, \theta)$. Estes esforços são calculados através das seguintes expressões:

$$\bar{T}^a(\omega, q, r, \theta) = \bar{I}^a(\omega, q, r, \theta) \cdot \cos \beta_1(r) \quad (7.33)$$

$$\bar{F}_t^a(\omega, q, r, \theta) = \bar{I}^a(\omega, q, r, \theta) \cdot \sin \beta_1(r) \quad (7.34)$$

O valor de $\bar{I}^a(\omega, q, r, \theta)$ é determinado a partir da equação 6.47 (desenvolvida no capítulo

6), a qual esta reescrita abaixo:

$$\bar{I}^a(\omega, q, r, \theta) = \bar{I}^a \max(\omega, q, r) \cdot \operatorname{Re} \left\{ e^{i q \left(\theta - \delta_1 + \frac{q}{\alpha} \frac{q}{\phi} \right)} \right\} \quad (\text{equação 6.47})$$

Substituindo a equação 6.47 em 7.33 e 7.34, tem-se:

$$\bar{T}^a(\omega, q, r, \theta) = \bar{I}^a \max(\omega, q, r) \cdot \cos \beta_1(r) \cdot \operatorname{Re} \left\{ e^{i q \left(\theta - \delta_1 + \frac{q}{\alpha} \frac{q}{\phi} \right)} \right\} \quad (7.35)$$

$$\bar{F}_t^a(\omega, q, r, \theta) = \bar{I}^a \max(\omega, q, r) \cdot \sin \beta_1(r) \cdot \operatorname{Re} \left\{ e^{i q \left(\theta - \delta_1 + \frac{q}{\alpha} \frac{q}{\phi} \right)} \right\} \quad (7.36)$$

O valor da força de sustentação alternada máxima por unidade de comprimento

$\bar{I}^a \max(\omega, q, r)$ é obtida a partir da equação 6.43, a qual esta reescrita abaixo:

$$\bar{I}^a \max(\omega, q, r) = \frac{(F_c)}{\rho \cdot \pi \cdot c(r) \cdot V_p(r)} \cdot v_{p \max}(r) \cdot |S(K, r)| \quad (\text{equação 6.43})$$

Para uma dada posição angular da lâmina θ , a somatória de todas as

componentes harmônicas da distribuição de empuxo e da distribuição da força tangencial resultará na distribuição de empuxo alternada total por unidade de comprimento e na distribuição de força tangencial alternada total por unidade de comprimento, conforme

mostrado nas equações abaixo:

$$\bar{T}^a(r, \theta) = \sum_{q=1}^{\infty} \bar{T}^a(\omega, q, r, \theta) \quad (7.37)$$

$$F'_a(r, \theta) = \sum_{\infty}^{q-1} F''_a(\omega, q, r, \theta) \quad (7.38)$$

As funções harmônicas que compõem as somatórias acima possuem um comprimento de onda igual a $2\pi/q$ (dependendo do harmônico q). Desta forma, o comprimento de onda da somatória será igual a 2π . O ângulo θ de interesse, no qual é desejável se calcular os esforços $T''_a(\omega, q, r, \theta)$ e $F''_a(\omega, q, r, \theta)$ estará, assim, dentro do intervalo 0 a 2π (ou seja, no intervalo de uma rotação do propulsor) e será aquele em que a tensão equivalente resultante dos esforços alternados, obtida a partir de um critério de resistência adequado, seja máxima.

A seguir serão verificados cada um dos esforços gerados pelas forças $T''_a(r)$ e

$$F'_a(r).$$

A - ESFORÇOS GERADOS DEVIDO À DISTRIBUIÇÃO DE EMPUXO ALTERNADO (T''_a)

A distribuição de empuxo alternado $T''_a(r, \theta)$ gera forças cortantes,

momentos fletores e momentos torsores em uma seção AA qualquer do propulsor. Da mesma forma que no item 7.3, estes esforços serão designados pelos índices x, y ou z , referentes à direção do esforço e pelo índice l por terem sido gerados pela distribuição de empuxo alternado. Além disto, será utilizado o índice l para designar que é um esforço

alternado.

A.1) Força cortante $V''_a(r_2)$:

A força cortante $V''_a(r_2)$, em uma seção do propulsor situada no raio r_2 , pode

ser obtida através da seguinte equação:

$$V''_a(r_2) = r_2 = - \int_{r_2}^{r_0} T''_a(r) \cdot dr \quad (7.39)$$

A.2) Momento fletor $Mb_{\alpha}^{z_1}(r)$:

O momento fletor $Mb_{\alpha}^{z_1}(r)$, em uma seção do propulsor situada no raio r ,

pode ser obtido através da seguinte equação:

$$Mb_{\alpha}^{z_1}(r = r_0) = \int_1^r T_{\alpha}^{\alpha}(r) \cdot (r - r_0) \cdot dr \quad (7.40)$$

A.3) Momento torsor $Mt_{\alpha}^{y_1}(r_0)$:

O momento torsor $Mt_{\alpha}^{y_1}(r_0)$, em uma seção do propulsor situada no raio r_0 ,

pode ser obtido através da seguinte equação:

$$Mt_{\alpha}^{y_1}(r = r_0) = \int_1^r T_{\alpha}^{\alpha}(r) \cdot [r \cdot \text{sen}(\theta_T(r) - \theta_T(r_0))] \cdot dr \quad (7.41)$$

B - ESFORÇOS GERADOS DEVIDO À DISTRIBUIÇÃO DE FORÇA TANGENCIAL ALTERNADA (\overline{F}_t')

A distribuição de força tangencial alternada $\overline{F}_t'(r)$ gerará, em uma seção AA

do propulsor, as seguintes forças e momentos:

- Cortante $V_{\alpha}^{z_2}(r)$

- Momento fletor $Mb_{\alpha}^{z_2}(r)$

- Momento fletor $Mb_{\alpha}^{z_1}(r)$

- Momento torsor $Mt_{\alpha}^{y_2}(r)$

- Força normal $N_{\alpha}^{y_2}(r)$

Destes esforços, serão levados em consideração apenas o cortante $V_{\alpha}^{z_2}(r)$ e o

momento fletor $Mb_{\alpha}^{z_2}(r)$. O momento fletor $Mb_{\alpha}^{z_1}(r)$, momento torsor $Mt_{\alpha}^{y_2}(r)$ e a força

normal $N_{\alpha}^{y_2}(r)$ são desprezíveis, conforme análise feita no item 7.3.

B 1) Cortante $V_a^{z2}(r)$:

A força cortante $V_a^{z2}(r)$ em uma seção do propulsor situada no raio r_a pode ser

obtida através da seguinte equação:

$$V_a^{z2}(r = r_a) = \int_r^{r_a} \underline{F}_a^{z1}(r) \cdot dr \quad (7.42)$$

B.2) Momento fletor $M_a^{z2}(r)$:

O momento fletor $M_a^{z2}(r)$ em uma determinada seção do propulsor situada

no raio r_a pode ser obtida através da seguinte equação:

$$M_a^{z2}(r = r_a) = \int_r^{r_a} \underline{F}_a^{z1}(r) \cdot (r - r_a) \cdot dr \quad (7.43)$$

7.4.2 - CÁLCULO DAS TENSÕES ALTERNADAS NA SEÇÃO AA

Após terem sido identificados os esforços alternados agentes na seção AA,

será feito o cálculo das tensões alternadas nesta seção. Serão usados os mesmos eixos I e II

definidos no item 7.3.3 e será considerado que o eixo I está próximo o suficiente da linha

neutra para ser considerado coincidente com ela. Tem-se assim as seguintes tensões

alternadas na seção AA, posicionada no raio r_a :

Tensão normal alternada devido à flexão:

A tensão normal alternada devido ao fletor é resultante dos seguintes

esforços:

- Momento fletor alternado $M_a^{z1}(r)$ (equação 7.40)

- Momento fletor alternado $M_a^{z2}(r)$ (equação 7.43)

Tensão de cisalhamento alternada devido aos cortantes:

A tensão de cisalhamento alternada devido aos cortantes é causada pelos seguintes esforços:

- Força cortante $V_x^a(r)$ (equação 7.39)

- Força cortante $V_z^a(r)$ (equação 7.42)

Tensão de cisalhamento alternada devido aos momentos torsões:

A tensão de cisalhamento alternada devido ao momento torsor é causada pelo seguinte

esforço:

- Momento torsor $M_t^a(r)$ (equação 7.41)

A seguir, a partir do definido acima, será feito o desenvolvimento de cada

uma destas tensões.

A - TENSÃO NORMAL ALTERNADA DEVIDO AO MOMENTO FLETOR

Os momento fletores alternados $M_{z1}^a(r)$ e $M_{z2}^a(r)$ serão considerados no

cálculo da tensão normal alternada devido ao fletor. Estes momentos podem ser decompostos

em relação aos eixos I e II (vide figura 7.9), da seguinte forma:

$$M_{z1}^a(r) = M_{z1}^a(r) \cdot \cos \beta_1(r) + M_{z2}^a(r) \cdot \sin \beta_1(r) \quad (7.44)$$

$$M_{z2}^a(r) = -M_{z1}^a(r) \cdot \sin \beta_1(r) + M_{z2}^a(r) \cdot \cos \beta_1(r) \quad (7.45)$$

As tensões normais alternadas nos pontos de máxima espessura são devidas

ao momento M_{z1}^a e são obtidas através da seguinte expressão:

$$\sigma_z^a(r) = \frac{M_{z1}^a(r) \cdot I_o(r)/2}{I_1(r)} \quad (7.46)$$

B - TENSÃO DE CISALHAMENTO ALTERNADA DEVIDO AOS CORTANTES

A tensão de cisalhamento alternada devido aos cortantes alternados é originada pelos esforços $V_{x1}^I(r)$ e $V_{x2}^I(r)$. Estes esforços podem ser decompostos em relação aos eixos I e II

(vide figura 7.9), da seguinte forma:

$$V_{x1}^I = V_{x1}^o \cdot \cos \beta_1 + V_{x2}^o \cdot \sin \beta_1 \quad (7.47)$$

$$V_{x2}^I = V_{x1}^o \cdot \sin \beta_1 - V_{x2}^o \cdot \cos \beta_1 \quad (7.48)$$

No cálculo da tensão de cisalhamento alternada nos pontos de máxima espessura, será

utilizado o valor do cortante em relação ao eixo I, V_{x1}^I . Tem-se assim:

$$\tau_{xy}^I(r) = \frac{V_{x1}^I(r) \cdot M_{SII}^I(r)}{I_{II}^o(r) \cdot I_{II}^H(r)} \quad (7.49)$$

C - TENSÃO DE CISALHAMENTO ALTERNADA DEVIDO AO MOMENTO TORSOR

A tensão de cisalhamento alternada devido ao momento torsor alternado é

obtido de acordo com a seguinte expressão:

$$\tau_{xy}^I(r) = \frac{M_{TII}^I(r) \cdot I_{oI}^I(r)}{I_p^I(r)} \quad (7.50)$$

D - DETERMINAÇÃO DAS TENSÕES PRINCIPAIS ALTERNADAS (CIRCULO DE MOHR) E APLICAÇÃO DE UM CRITÉRIO DE RESISTÊNCIA

Da mesma forma como nas tensões originadas do carregamento contínuo,

será feita a composição das tensões alternadas pelo círculo de Mohr, a fim de se obter as tensões principais alternadas. A partir destas, será calculada a tensão equivalente, segundo um critério de resistência. A equação representativa do círculo de Mohr é:

Os critérios de fadiga são normalmente representados através de gráficos em que a tensão contínua é colocada como abscissa e a tensão alternada como ordenada (figura 7.11). O limite máximo de tensão contínua pode ser a tensão de escoamento (σ_y) ou a tensão

tensões contínuas e alternadas de acordo com um critério de fadiga adequado. O fim de se evitar este problema durante a fase de projeto, deve-se considerar a composição das do material mesmo em tensões inferiores ao seu limite de escoamento (falha por fadiga). A desenvolvimento progressivo de trincas, pela ação da tensão alternada, provocando a fatura se introduzir junto com a tensão contínua uma tensão alternada, pode ocorrer o respectivamente de limite de resistência ao escoamento σ_y e limite de ruptura σ_r . Porém, ao possuem um limite máximo, a partir do qual ocorre o escoamento ou a ruptura, denominados As tensões contínuas, quando aplicadas isoladamente sobre um material,

7.5 - COMPOSIÇÃO DAS TENSÕES CONTÍNUAS E ALTERNADAS SEGUNDO UM CRITÉRIO DE FADIGA

A tensão equivalente alternada será calculada a partir das tensões principais pelo critério de Von Mises-Hencky. Este critério é descrito em um estado plano de tensões pela seguinte equação:

$$(\sigma_e)^2 = (\sigma_x)^2 - \sigma_y \cdot \sigma_x + (\sigma_y^2) \quad (7.52)$$

Nesta equação, a tensão normal alternada σ' é igual a tensão normal alternada devido ao momento fletor $\sigma'_f(r)$ no ponto de máxima espessura do perfil. Por sua vez, a tensão de cisalhamento alternada τ' é igual a soma das tensões de cisalhamento alternadas devido ao cortante e ao momento torsor (τ'_t e τ'_m , respectivamente) no ponto de máxima espessura.

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma}{2} \pm \frac{1}{2} \left[(\sigma')^2 + 4 \cdot (\tau')^2 \right]^{1/2} \quad (7.51)$$

de ruptura do material (σ_r), dependendo do critério. O limite máximo da tensão alternada é o limite de resistência a fadiga (σ_f). Este limite é determinado para cada material, para um certo número de ciclos, através de ensaios específicos. No caso de propulsores, considera-se que o projeto é feito para uma vida infinita (da ordem de 10^8 ciclos). Entre os critérios de fadiga destinados à composição de tensões, tem-se:

a) Critério de Goodman Modificado:

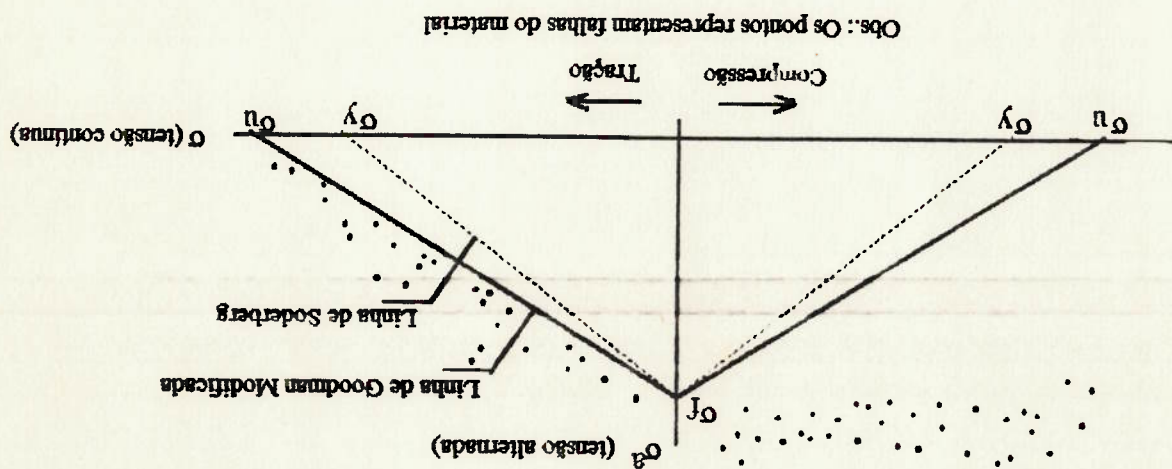
O diagrama do critério de Goodman modificado está mostrado na figura 7.11. Este diagrama é definido usando-se como limite máximo de tensão contínua (na ausência de tensão alternada) a tensão de ruptura do material (σ_r). A curva limite deste critério é obtida unindo-se a tensão de ruptura no eixo das abscissas à tensão limite de fadiga no eixo das ordenadas. Desta forma, a curva limite das tensões neste critério tem a seguinte equação:

$$\sigma = \sigma_f \cdot \left[1 - \frac{\sigma_a}{\sigma_r} \right] \quad (7.63)$$

b) Critério de Soderberg:

O diagrama do critério de Soderberg está mostrado na figura 7.11 junto ao diagrama do critério de Goodman Modificado. O critério de Soderberg define como limite para a tensão máxima contínua (na ausência de tensão alternada) o limite de escoamento do material (σ_y). A curva limite deste critério é obtida unindo-se este valor à tensão limite de fadiga do material, sendo expressa pela seguinte equação:

$$\sigma = \sigma_f \cdot \left[1 - \frac{\sigma_a}{\sigma_y} \right] \quad (7.64)$$



Obs.: Os pontos representam falhas do material

Figura 7.11 - Critérios de Goodman Modificado e de Soderberg

Os resultados de falhas por fadiga demonstram que, para tensões de tração, as falhas estão posicionadas acima da linha proposta por Goodman. Porém, para tensões de compressão, as falhas estão posicionadas de modo que a intensidade da tensão média de compressão não influencia a ocorrência da falha. Embora o critério de Goodman modificado seja menos conservativo que o critério de Soderberg, ele representa de forma conveniente o limite mínimo de falhas provocadas pelas tensões alternadas e contínuas, conforme os pontos de falhas do material mostrados na figura 7.11 (que é baseada em figura apresentada por SHIGLEY⁵³).

Usando-se os resultados experimentais e o critério de Goodman modificado, pode-se definir um critério que leve em consideração tanto a influência de falhas por fadiga como por escoamento. Este critério está representado na figura 7.12. Conforme pode ser visto nesta figura, a falha pode ocorrer por fadiga ou pelo escoamento da peça. Tem-se assim:

a) Para tensões médias contínuas de tração:

a.1) Falha por fadiga: Esta falha é definida dentro do seguinte intervalo:

$$(7.65) \quad 0 \leq \sigma \leq \sigma_f \cdot \frac{\sigma_n - \sigma_f}{\sigma_f}$$

sendo a curva limite do diagrama expressa por:

$$(7.66) \quad \sigma = \sigma_f \cdot \left[1 - \frac{\sigma_n}{\sigma} \right]$$

a.2) Falha por escoamento: Esta falha é definida no seguinte intervalo:

$$(7.67) \quad \sigma \geq \sigma_n \cdot \frac{\sigma_n - \sigma_f}{\sigma_n - \sigma_f}$$

sendo a curva limite do diagrama expressa por:

$$(7.68) \quad \sigma = \sigma_f \cdot \left[1 - \frac{\sigma_n}{\sigma} \right]$$

b) Tensões médias contínuas de compressão:

b.1) Falha por fadiga: Esta falha é definida no seguinte intervalo:

$$(7.69) \quad -\sigma_f \cdot \left[1 - \frac{\sigma_f}{\sigma} \right] \leq \sigma \leq 0$$

sendo a curva limite do diagrama expressa por:

$$(7.70) \quad \sigma = \sigma_f$$

b.2) Falha por escoamento: Esta falha é definida no seguinte intervalo:

$$(7.71) \quad \sigma \leq -\sigma_f \cdot \left[1 - \frac{\sigma_f}{\sigma} \right]$$

sendo a curva limite do diagrama expressa por:

$$(7.72) \quad \sigma = \sigma_f \cdot \left[1 - \frac{\sigma_f}{\sigma} \right]$$

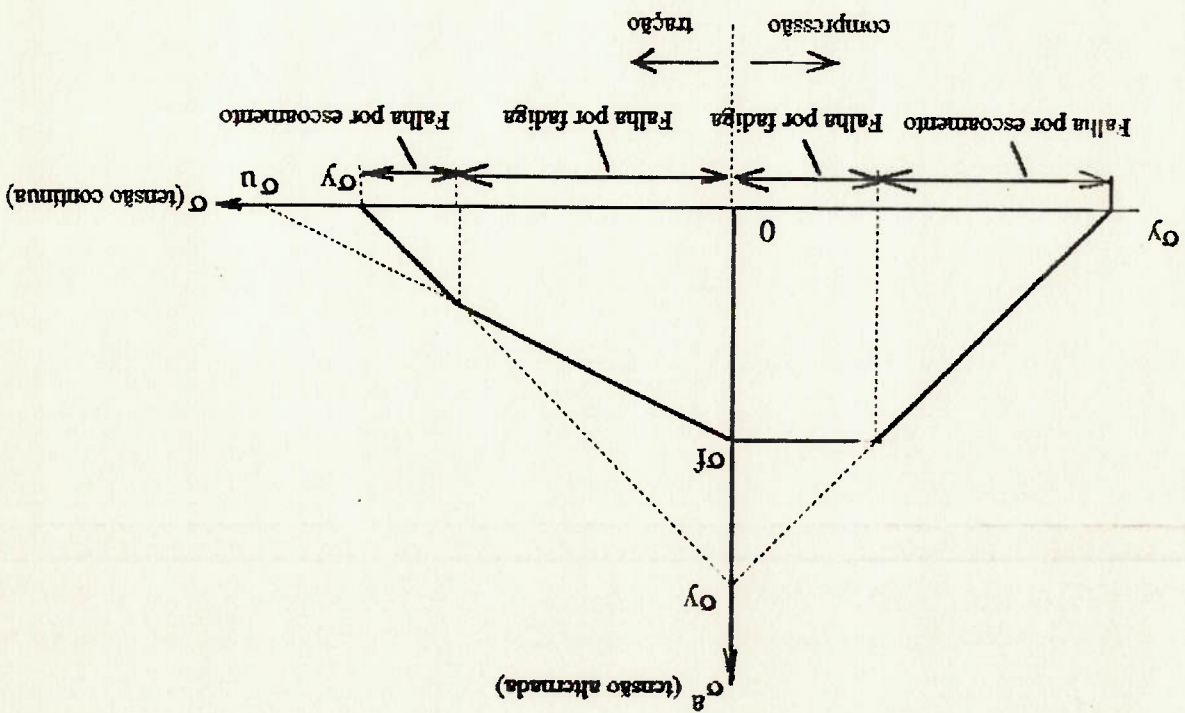
Em virtude da complexidade das formulações desenvolvidas no cálculo estrutural, é complicado determinar uma expressão única que resuma a relação entre a espessura máxima e a corda. Portanto, o levantamento desta relação será feito numericamente para cada raio. A seguinte metodologia será usada:

destas duas variáveis.

relação entre espessura e corda obtida a partir do critério de cavitação, determina-se o valor uma relação entre a espessura máxima da lâmina e a sua corda. Com esta relação e com a O objetivo do projeto estrutural será determinar para cada raio do propulsor

7.6 - DETERMINAÇÃO DA RELAÇÃO ENTRE A ESPESSURA E CORDA

Figura 7.12 - Diagrama de fadiga a ser usado no projeto do propulsor



a) Cálculo de tensões contínuas: O cálculo é feito para cada posição radial, variando-se os valores da espessura para cada valor da corda arbitrada, de modo a que, na composição das tensões contínuas e alternadas, se atinja um coeficiente de segurança adequado. Os seguintes parâmetros são determinados:

- Tensões normais contínuas

- Tensões de cisalhamento contínuas

- Tensões principais (círculo de Mohr)

- Tensão equivalente (Critério de Von Mises-Hencky)

b) Cálculo de tensões alternadas: O cálculo é feito para cada posição radial, da mesma forma que o cálculo das tensões contínuas. Os seguintes parâmetros são determinados:

- Tensões normais alternadas

- Tensões de cisalhamento alternadas

- Tensões principais alternadas (círculo de Mohr)

- Tensão equivalente alternada (Critério de Von Mises-Hencky)

c) Composição das tensões equivalentes contínuas com as tensões equivalentes alternadas segundo o diagrama de fadiga: Pelo diagrama de fadiga, para uma dada tensão média contínua, tem-se uma tensão alternada máxima correspondente (que pode levar em consideração um coeficiente de segurança) que permita um determinado número de ciclos, sem a ocorrência de falhas. Em cada posição radial, deve-se fixar a espessura e variar o valor da corda até que a tensão média contínua e a tensão alternada estejam posicionadas sobre a linha limite do critério de fadiga (ou abaixo da mesma). Fazendo este procedimento para diversas espessuras, tem-se levantada a curva de espessura máxima pela corda, para cada posição radial. Tanto a curva de distribuição de cordas como a de distribuição de espessuras devem ser carenadas.

Este método contém imprecisões pois, ao se variar o valor da corda, altera-se os valores do arraste por fricção e forma e, conseqüentemente, os valores dos esforços obtidos a partir da Teoria da Linha de Sustentação. Porém, além destas alterações serem de uma ordem de grandeza pequena, o projeto do propulsor é feito de forma iterativa. Deste modo, ao se percorrer um outro ciclo de projeto com as cordas e espessuras definidas do ciclo anterior, tem-se um refinamento cada vez maior na solução, convergindo para o resultado final.

7.7 - PLANILHA DE CÁLCULO CORRESPONDENTE AO PROJETO ESTRUTURAL

No anexo 12 encontra-se a planilha de cálculo destinada ao projeto estrutural de propulsores.

8 - OUTROS PARÂMETROS DE PROJETO

8.1 - DIÂMETRO E ROTAÇÃO

O projeto do propulsor deve ser feito de modo a se otimizar o seu diâmetro e a sua rotação, permitindo que ele alcance o melhor rendimento possível que o permita operar dentro dos seus requisitos de projeto.

Pela teoria do momentum, pode-se demonstrar que a eficiência do propulsor é inversamente proporcional ao seu carregamento e, portanto, diretamente proporcional ao diâmetro, conforme a formulação abaixo, desenvolvida na referência 10. Nesta teoria não se leva em conta o efeito de rotação do fluido imposta pelo propulsor.

$$\eta = \frac{1 + (C_1 + 1)^{1/2}}{2} \quad (8.1)$$

$$C_T = \frac{1}{T} \cdot \rho \cdot A_0 \cdot (V_e)^2 \quad (8.2)$$

Pela Teoria da Linha de Sustentação, tem-se que quanto maior a distribuição de circulação do propulsor (maior carregamento), maiores serão as velocidades induzidas na lamina e, portanto, maiores as perdas. É vantajoso, assim, o uso de propulsores de grande diâmetro, no qual pode-se reduzir o carregamento sobre cada lamina. Porém, isto é válido quando a rotação do propulsor não é fixada. Caso tenhamos a rotação do eixo fixa, o aumento demasiado do diâmetro provocará maiores perdas devido ao arraste. Há, portanto, uma solução de compromisso entre a rotação e o diâmetro.

Desta forma, dois casos devem ser considerados: O primeiro é quando há liberdade de escolha da rotação do propulsor. Este caso é comum nas embarcações que usam instalação propulsora a vapor em que a alta rotação da turbina torna necessário uma engrenagem redutora para o acionamento do propulsor. O diâmetro deve ser o maior possível sendo a rotação determinada a partir dele. No segundo caso, em que ocorre o acionamento

direto do eixo propulsor pela instalação propulsora, sem redução, a rotação de projeto poderá já estar definida e o diâmetro deve ser estimado a partir desta rotação. No caso do submarino, em que o acionamento é feito diretamente por um motor elétrico, cai-se no segundo caso, aonde a escolha do diâmetro é feita a partir de uma rotação pré-determinada.

A maneira mais confiável de se verificar qual o diâmetro ótimo de um propulsor, bem como outras características é através de ensaios de propulsores em água aberta e auto-propulsão. Para se iniciar um projeto, entretanto, pode-se recorrer ao uso de séries sistemáticas como a série de Wageningen, por exemplo. A vantagem do uso deste método é que é possível se restringir a faixa de diâmetros dentro da qual se encontra o diâmetro ótimo e, assim, diminuir-se o número de modelos a serem ensaiados, reduzindo-se o custo.

ECKHARDT e MORGAN¹³ sugerem que o diâmetro ótimo pode ser estimado a partir da fórmula de Burtner que é baseada em propulsores da série B de Troost de 4 lâminas. A fórmula de Burtner é dada por:

$$D = 50 \cdot \frac{(n)^{0.6}}{(BHP)^{0.2}} \quad (8.3)$$

onde: D é o diâmetro do propulsor em ft, BHP é o brake horsepower em HP e n é o número de rotações em rpm. Conforme citam ECKHARDT e MORGAN, o diâmetro obtido por esta fórmula deve sofrer uma redução empírica de aproximadamente 5% (para embarcações monohelices), a fim de levar em consideração efeitos de escala e o fato de que a série de Troost é baseada em ensaios em água aberta.

A fórmula de Burtner pode ser estimada para propulsores com outros números de lâminas ou de outras séries, a partir do seguinte desenvolvimento, baseado na expressão de K.T:

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} = \frac{\rho n^3 D^5 \cdot V_a}{T \cdot \rho n^3 D^5} = \frac{J \cdot \rho n^3 D^5}{T \cdot \rho n^3 D^5} \quad (8.4)$$

Definindo-se as eficiências que compõem a eficiência total de uma embarcação, de acordo

com a figura 8.1, tem-se:

$$e_h = \frac{EHP}{R_t V_s} = \frac{THP}{T V_a} = \frac{1 - w_0}{1 - t_0} = \text{eficiência do casco} \quad (8.5)$$

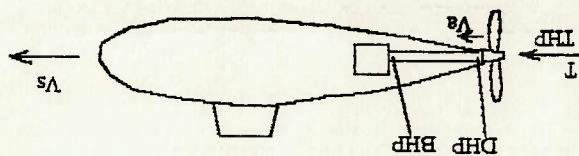
$$e_{po} = \frac{THP}{PHP_0} = \frac{T V_a}{2 \cdot \pi \cdot \tilde{Q}_0 \cdot n} = \text{eficiência do propulsor em água aberta} \quad (8.6)$$

$$e_n = \frac{PHP_0}{DHP} = \frac{\tilde{Q}}{\tilde{Q}_0} = \text{eficiência relativa rotativa} \quad (8.7)$$

$$e_t = \frac{DHP}{BHP} = \frac{DHP}{2 \cdot \pi \cdot \tilde{Q}_0 \cdot n} = \text{eficiência de transmissão} \quad (8.8)$$

Observação: A unidade do BHP no denominador da fórmula 8.8 deve ser compatível com a unidade utilizada no numerador, a fim de que a eficiência de transmissão seja um

adimensional.



Velocidades:

Va = Velocidade de avanço

Vs = Velocidade da embarcação

Esforços:

Q0 = Torque requerido ao propulsor no ensaio de água aberta

Q = Torque requerido ao propulsor

T = Empuxo desenvolvido pelo propulsor

Potências:

BHP = Potência no freio (desenvolvida pelo motor)

DHP = 2 · π · Q · n = Potência disponível ao propulsor

PHP0 = 2 · π · Q0 · n = Potência requerida pelo propulsor em água aberta

(obtida do ensaio de água aberta do propulsor)

THP = T · Va = Potência desenvolvida pelo propulsor (obtida do ensaio

de auto propulsão)

EHP = Rt Vs = Potência efetiva (obtida do ensaio de resistência

a propulsão em águas calmas)

Figura 8.1 - Potências associadas ao cálculo das eficiências

Substituindo as equações 8.6, 8.7 e 8.8 em 8.4, chega-se à seguinte expressão

$$K_T = \frac{J \cdot \rho \cdot n^3 \cdot D^5}{e_{po} \cdot e_n \cdot e_l \cdot BHP} \quad \text{para o coeficiente de empuxo } K_T: \quad (8.9)$$

A partir da equação 8.9, pode-se obter a seguinte formulação para o diâmetro:

$$D = \left(\frac{e_{po} \cdot e_n \cdot e_l \cdot BHP}{J \cdot \rho \cdot n^3 \cdot K_T} \right)^{1/5} = \left(\frac{J \cdot \rho \cdot K_T}{e_{po} \cdot e_n \cdot e_l} \right)^{1/5} \cdot \frac{BHP^{0.2}}{n^{0.6}} \quad (8.10)$$

A fim de se chegar a um coeficiente semelhante ao proposto na fórmula de Burtner (equação

8.3), colocar-se-á a fórmula 8.10 em unidades compatíveis com a fórmula 8.3:

$$D = 35.914 \cdot \left(\frac{J \cdot K_T}{e_{po} \cdot e_n \cdot e_l} \right)^{1/5} \cdot \frac{BHP^{0.2}}{n^{0.6}} \quad \text{sendo: BHP em HP, } n \text{ em rpm, e } D \text{ em ft.} \quad (8.11)$$

MANNING⁴⁰ cita que o valor de eficiência relativa rotativa raramente sai da faixa entre

0.98 e 1.08 e que o valor da eficiência de transmissão raramente é inferior a 0.98. Adotando

os valores 1 e 0.98 respectivamente para estas eficiências, tem-se a partir de 8.11:

$$D = 35.77 \cdot \left(\frac{J \cdot K_T}{e_{po} \cdot e_n \cdot e_l} \right)^{1/5} \cdot \frac{BHP^{0.2}}{n^{0.6}} \quad (8.12)$$

Pode-se simplificar a equação 8.12 substituindo-se alguns de seus termos pelo coeficiente

C_1 , da seguinte forma:

$$C_1 = 35.77 \cdot \left(\frac{J \cdot K_T}{e_{po} \cdot e_n \cdot e_l} \right)^{1/5} \quad (8.13)$$

Assim, a equação 8.12 passa a ser:

$$D = C_1 \cdot \frac{BHP^{0.2}}{n^{0.6}} \quad (8.14)$$

O valor da relação $e_{po}/(J \cdot K_T)$ pode ser estimado através de séries sistemáticas,

utilizando-se os diagramas K_T , K_Q , J , KUIPER³² apresenta estes diagramas para a série de

Wageningen. Em virtude das curvas de eficiência apresentarem uma queda acentuada após

passarem pelo ponto ótimo, o valor de J usado no cálculo será igual a 95% do valor de J

correspondente ao ponto de ótimo. Assim, evitar-se-á que variações no ponto de operação

ótimo levem o propulsor a operar com grandes perdas de eficiência. Este valor é citado na referência [14], que menciona uma recomendação de Troost de se usar, para embarcações monohélices, valores de J entre 92 e 95% do J correspondente à eficiência máxima.

No anexo 13, estão apresentados os valores de J , Kt e de e_{po} levantados nas

curvas Kq , Kt , J apresentadas por KUIPPER³² e o valor do coeficiente C_1 (equação 8.13).

Conforme pode ser visto neste anexo, o valor de C_1 varia de acordo com o número de

lâminas, razão Ae/Ao e razão P/D . A partir destes dados, foram desenvolvidas equações de

regressão que permitem expressar de uma forma prática este coeficiente para um número de

lâminas variando entre 4 e 7. Como exemplo, será transcrita a seguir a equação

correspondente a 7 lâminas. É conveniente o emprego destas equações somente para

interpolações. O uso destas equações para valores de Ae/Ao e/ou de P/D fora das faixas

apresentadas nas tabelas do anexo 1 (ou nas curvas Kq , Kt , J da série de Wageningen)

podem ocasionar desvios no cálculo do diâmetro ótimo.

$$C_1 (\varepsilon = 7) = \left[2.556 \left(\frac{A_o}{A_k} \right)^2 + 13.179 \left(\frac{A_o}{A_k} \right) + 1.280 \right] \cdot \left(\frac{D}{P} \right)^2 + \left[-0.667 \left(\frac{A_o}{A_k} \right)^2 - 32.507 \left(\frac{A_o}{A_k} \right) - 15.336 \right] \cdot \left(\frac{D}{P} \right) + \left[-6.133 \left(\frac{A_o}{A_k} \right)^2 + 24.453 \left(\frac{A_o}{A_k} \right) + 61.464 \right] \quad (8.15)$$

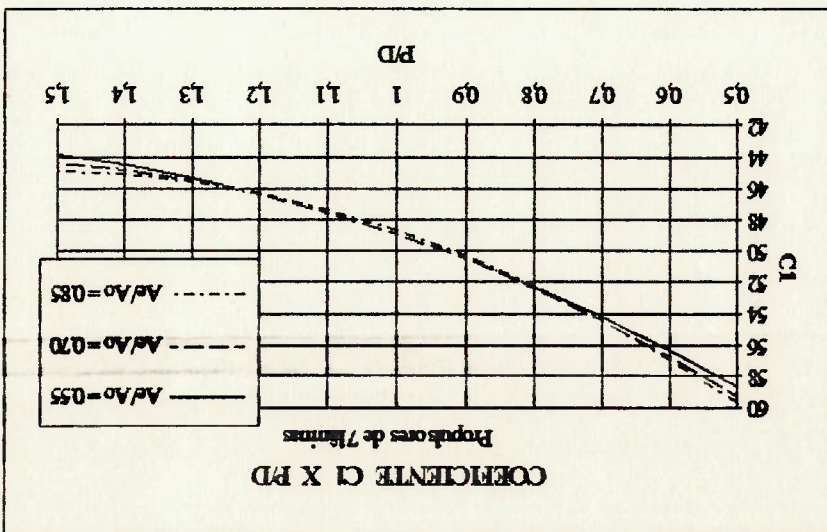
Relembra-se que, ao se utilizar a equação 8.14 e as equações relativas ao cálculo do coeficiente C_1 (no caso de propulsores de 7 lâminas, a equação 8.15), é necessário se aplicar a redução de 5% a fim de se considerar os efeitos de escala e o fato da série de Troost ter sido levantada em água aberta. A seguir, na figura 8.2, encontra-se a representação gráfica da equação 8.15. Este gráfico é apresentado tendo como abscissa, a razão P/D e como ordenada, o coeficiente C_1 . O gráfico é parametrizado pela razão Ae/Ao e é feito para propulsores com 7 lâminas.

Como as razões Ae/Ao e P/D são desconhecidas no início do projeto, é razoável utilizar em um primeiro ciclo, um valor médio de C₁, o qual pode ser o indicado por Butner, ou seja C₁=50. Em ciclos posteriores, já é possível se determinar a razão Ae/Ao e a razão P/D efetiva, respectivamente através das seguintes fórmulas:

$$A_e/A_o = \frac{\pi}{2.8} \cdot \int_c^{x/2} D \cdot dx \quad (8.16)$$

$$\frac{D}{P} \Big|_{\text{efetivo}} = \frac{\int_c^{x/2} D \cdot c(x) \cdot dx}{\int_c^{x/2} c(x) \cdot dx} \quad (8.17)$$

Figura 8.2 - Coeficiente C₁ em função da razão Ae/Ao e de P/D



8.2 - ESCOLHA DO PERFIL

Os perfis para uso em lâminas de propulsores devem ter como requisitos um baixo arraste e boas características de cavitação, além de permitir a operação sem que ocorra separação.

O projeto do perfil é feito a partir de uma distribuição de pressões estabelecida de acordo com as características que se deseja obter. Tanto o camber como a espessura dos perfis induzem campos de pressões quando submetidos a um escoamento. A soma destes dois campos de pressões resulta na distribuição total de pressões do fôlio (considerando a incidência do fluido no ângulo de ataque ideal). De acordo com as características deste campo total de pressões, pode-se determinar qual deve ser a geometria do perfil para se atender aos requisitos estabelecidos. Este problema está mencionado no anexo 10, aonde se ilustra como se calcular a linha média de um fôlio a partir de uma distribuição de pressões especificada.

O objetivo deste item não é fazer o projeto de um perfil, mas sim estabelecer quais as características de interesse em perfis para propulsores e quais os melhores perfis padronizados disponíveis.

É desejável que os perfis a serem usados em propulsores tenham as seguintes características:

a - Distribuição total de pressões: A distribuição total de pressões ao longo da corda (devida ao camber e espessura) deve ser a mais uniforme possível. Desta forma, não é desejável a existência de picos de pressão pois estes podem causar separação ou cavitação;

b - Distribuição de pressões devido ao camber: Considerando-se a distribuição de pressões devido ao camber, tem-se que quanto mais uniforme ela for, maior será o coeficiente de lift alcançado pela seção, para uma mesma razão de camber.

c - Distribuição de pressões devido à espessura: Considerando-se o exposto no item a e b, tem-se que também é desejável que a distribuição de pressões devido à espessura seja uniforme. Desta forma, somando-se os efeitos do camber e da espessura, a distribuição total

de pressões deverá ser uniforme.

d - Arredondamento do bordo de ataque: Durante a operação do propulsor, é inevitável que ocorra entrada de fluido em ângulos de ataque diferentes do ângulo de ataque ideal, em virtude do campo de velocidades não uniforme da esteira. Logo, é necessário que o perfil apresente uma espessura e arredondamento suficiente no bordo de ataque que permita o fluido contorná-lo sem que ocorra uma queda de pressão que provoque separação ou cavitação. O efeito do arredondamento e o da espessura no bordo de ataque se contrapõem ao efeito de uma queda de pressão demasiada que ocorreria se o perfil não tivesse espessura e operasse com entrada de fluido em um ângulo de ataque diferente do ângulo de ataque ideal, impedindo, assim, a formação de altos gradientes de queda de pressão.

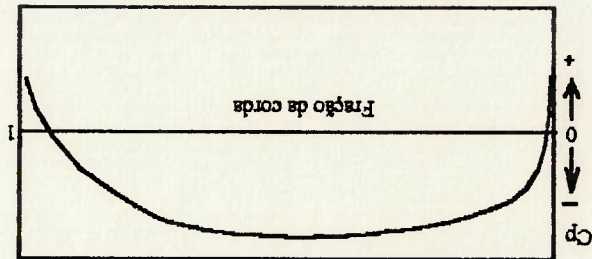
e - Distribuição de pressões nas proximidades do bordo de fuga: Conforme exposto nos itens a, b e c, é conveniente ter uma distribuição de pressões uniforme ao longo da corda. Porém, esta distribuição uniforme pode ocasionar separação nas proximidades do bordo de fuga, em virtude do aumento de pressão na esteira do fólio. Assim, é interessante se evitar uma variação muito brusca da pressão, reduzindo-se a queda de pressão junto ao bordo de fuga.

Vários perfis com distribuição de espessuras e de linha média NACA possuem características aceitáveis para uso em propulsores navais. Destes perfis, as distribuições de espessura NACA 16 e NACA 66 são normalmente usadas em lâminas de propulsores. A distribuição de espessuras NACA 66, entretanto, possui um bordo de fuga bastante afilado, dificultando a construção. Isto foi sanado através da sua modificação, utilizando uma seção parabólica do ponto de máxima espessura até o bordo de fuga. Através

do cálculo dos envelopes de mínima pressão, Brackett⁷ concluiu que a distribuição de espessuras NACA 66 modificada permitia uma margem ligeiramente superior para variações de ângulo de ataque sem a ocorrência de cavitação, quando comparadas com os perfis Buships type I e II (o perfil Buships type I é um perfil com distribuição de espessuras NACA 16 até o ponto médio e parabólica a partir deste ponto, enquanto que o Buships type II é um perfil com distribuição de espessuras NACA 16. Ambos possuem camber parabólico).

Quanto à distribuição de camber, as linhas médias $a=0.8$ e $a=1$ possuem boas características, sendo que a distribuição $a=0.8$ permite uma transição de pressões mais suave no bordo de fuga, dificultando a ocorrência de separação.

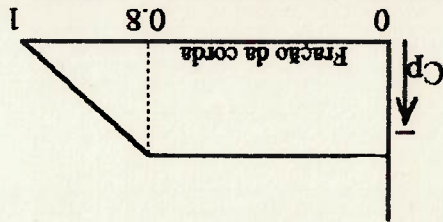
Na tabela A5.1 (anexo 5) é mostrada a tabela de cotas para o perfil NACA 66 modificado e distribuição de camber $a=0.8$. O formato da distribuição de pressões correspondente a este tipo de perfil está mostrada na figura 8.3 (distribuição de pressões relativa à espessura) e 8.4 (distribuição de pressões relativa ao camber $a=0.8$).



Obs: Não se encontra em escala

Figura 8.3 - Distribuição de pressões para o perfil NACA 66 (modificado) simétrico e com incidência no ângulo de ataque zero

Figura 8.4 - Distribuição de pressões para a linha média NACA $a=0.8$



Os materiais usados para a fabricação de propulsores devem possuir características adequadas, de forma que permitam que o propulsor desempenhe corretamente a sua função, sem apresentar desgaste acentuado, falhas estruturais ou emissão de ruído acima do especificado. As características desejáveis para estes materiais são:

a) Ser resistente à corrosão no ambiente marinho: O material deve apresentar resistência à corrosão em água salgada. A ausência desta característica deve ser compensada com sistemas de proteção catódica;

b) Ser resistente à erosão devido à cavitação: O material deve apresentar uma resistência adequada à erosão por cavitação;

c) Possuir boa resistência mecânica ao escoamento e à fadiga: Quanto maior o limite de resistência ao escoamento e à fadiga, menores serão as espessuras definidas para a lâmina.

d) Possuir baixa densidade: É ideal que o propulsor possua um baixo peso de modo que a carga sobre o eixo seja pequena.

e) Possuir um alto grau de amortecimento interno (dependendo do tipo de embarcação): O grau de amortecimento interno assume importância dependendo do tipo de embarcação. Propulsores de embarcações que necessitem operar de forma silenciosa devem usar materiais que amortegam as vibrações, dissipando-as de forma térmica e não sob a forma de ruído.

f) Possuir dureza adequada: A dureza da liga utilizada é importante no aspecto da erosão por cavitação. Porém, pode dificultar a usinagem da lâmina.

g) Possuir módulo de elasticidade adequado: Materiais com um alto módulo de elasticidade reduzem as deflexões causadas pelo carregamento sobre a lâmina, permitindo

8.3 - MATERIAIS USADOS EM PROPULSORES

uma menor alteração nas características geométricas da lamina como o ângulo de passo, por exemplo.

h) Apresentar tenacidade à fratura: O material, quando submetido a carga de impacto, deve apresentar resistência à fratura.

i) Facilidade de reparo: É fundamental que os propulsores possam ser reparados através de soldagem. Quanto maiores forem os requisitos na hora de soldagem, mais complexo será uma eventual necessidade de reparo.

j) Ser de fácil usinagem e fundição: Quanto maior a temperatura em que a liga se apresenta na fase líquida, maiores serão as dificuldades para a fundição. Quanto à usinagem, é necessário que haja ferramentas comerciais adequadas para o trabalho mecânico. Os materiais que apresentam boa precisão na fase de fundição reduzem a necessidade de usinagens posteriores.

k) Possuir um custo aceitável: O custo do material deve ser analisado de acordo com a relação custo-benefício, verificando-se qual a importância relativa entre as características citadas e quais podem ser ou não atenuadas.

Estas características podem não estar presentes de forma simultânea nos materiais, de forma que estes devem ser verificados a fim de serem adequadamente especificados.

De uma forma geral, pode-se dividir estes materiais em três grupos: Os metais não ferrosos (ligas de cobre e ligas de titânio), os metais ferrosos (ferro fundido, aço carbono e aço inoxidável), e materiais não metálicos (materiais compostos). A seguir, será feita uma descrição destes diversos tipos de materiais.

8.3.1 - METAIS NÃO FERROSOS

A - Ligas de cobre:

Há quatro tipos de ligas de cobre que são utilizadas normalmente:

- Bronze manganes (high tensile brass);

- Bronze níquel manganes (high tensile brass);

- Bronze níquel alumínio; e

- Bronze manganes alumínio.

A composição química destas ligas, conforme mostrado na referência 37, é:

Designação	Cu (%)	Sn (%)	Zn (%)	Pb (%)	Ni (%)	Fe (%)	Al (%)	Mn (%)
Bronze manganes	52-62	1,5 máx	35-40	0,5 máx	1,0 máx	0,5-2,5	0,5-3,0	0,5-4,0
Bronze níquel manganes	50-57	1,5 máx	33-38	0,5 máx	2,5-8,0	0,5-2,5	0,5-2,0	1,0-4,0
Bronze níquel alumínio	77-82	0,1 máx	1,0 máx	0,03 máx	3,0-6,0	2,0-6,0	7,0-11,0	0,5-4,0
Bronze manganes alum.	70-80	1,0 máx	6,0 máx	0,05 máx	1,5-3,0	2,0-5,0	6,5-9,0	8,0-20,0

Tabela 8.1 - composição química das ligas de cobre

As propriedades mecânicas, obtidas nas referências 37 e 38 são:

Designação	Tensão de tração (N/mm ²)	Tensão de teste a 0,2% (*) (N/mm ²)	Densidade (g/cm ³)
Bronze manganes	440	175	8,3
Bronze níquel manganes	440	175	8,3
Bronze níquel alumínio	590	245	7,6
Bronze manganes alum.	630	275	7,5

(*) Segundo a referência 37, a tensão de teste a 0,2% é determinada a partir do diagrama de tensão deformação desenhando-se uma linha paralela à parte clássica reta do diagrama e distanciada desta linha de 0,2% na elongação.

Tabela 8.2 - Propriedades mecânicas das ligas de cobre

A referência 56 apresenta o limite de resistência a fadiga das ligas de cobre.

Segundo esta referência, tem-se:

- Bronze manganes e Bronze níquel manganes: $\sigma_f = 80$ a 100 N/mm²

- Bronze níquel alumínio: $\sigma_f = 160$ a 170 N/mm²

- Bronze manganes alumínio: $\sigma_f =$ cerca de 140 N/mm²

Segundo a referência 56, as ligas de cobre possuem a vantagem de serem facilmente fundidas e usinadas. A fundição pode ser feita com tolerâncias precisas, sendo que somente o polimento final é requerido. Outra vantagem é que estes materiais são de fácil reparo.

Comparando-se as ligas de cobre entre si, tem-se que as ligas bronze manganes e bronze níquel manganes apresentam um preço por massa menor do que as ligas bronze níquel alumínio e bronze manganes alumínio. Entretanto, apresentam uma menor resistência a tração, sendo necessário utilizar uma massa maior da liga. A escolha por critérios econômicos deve considerar este fato. No que diz respeito à resistência a corrosão pela água do mar, as ligas de cobre apresentam uma boa resistência, sendo a de bronze manganes a menos resistente.

As ligas de cobre são comercializadas sob as seguintes denominações:

- Bronze níquel alumínio: Nikalium (SMM, Inglaterra), Cunial (Lips, Holanda)
- Bronze manganes alumínio: Novoston, Superston (SMM), Lidrumel (Lips)

B - Ligas de cobre manganes de alta capacidade de amortecimento:

Algumas ligas de cobre manganes exibem uma característica não usual de aumentar a dureza, resistência e capacidade de amortecimento quando submetidas a tratamentos térmicos adequados.

A utilidade principal destas ligas está no seu mecanismo de dissipação de energia através do amortecimento interno, o que permite uma significativa redução de ruído ou da amplitude de vibrações.

As ligas de cobre com esta característica, investigadas por BIRCHON et al.⁴,

possuam composições químicas com as seguintes ordens de grandeza:

- Carbono: 0.03%

- Ferro: 0.04%

- Silício: 0.03%

- Manganês: 60 a 90%

- Cobre: restante

obs: O nível individual de impurezas nunca excedeu 0.05%, sendo a soma total inferior a

0.15%.

A alta capacidade de amortecimento está associada com a presença da estrutura tetragonal em ligas de cobre-manganês com 60 a 90% em peso de Mn, que sofreram um processo de envelhecimento, processo este que provoca a transformação do reticulado cúbico original destas ligas em reticulado tetragonal.

C - Ligas de titânio:

As ligas de titânio apresentam uma tensão de ruptura de aproximadamente 890 N/mm², segundo a referência 56. São muito leves ($\approx 4500 \text{ Kg/m}^3$) e resistentes à erosão por cavitação e à corrosão em ambiente marinho. Apresentam, porém, o inconveniente de serem demasiadamente caras.

8.3.2 - METAIS FERROSOS

A - Ligas de aço carbono:

A composição química dos aços carbono e aços carbono manganês utilizados na construção de propulsores devem estar dentro dos seguintes limites (referência 37):

- Carbono: 0.25% máximo

- Silício: 0.60% máximo

- Manganês: 0.50 a 1.60%

- Enxofre: 0.040% máximo

- Fósforo: 0.040% máximo

- Elementos residuais:

. Cobre: 0.30% máximo

. Cromo: 0.30% máximo

. Níquel: 0.40% máximo

. Molibdênio: 0.15% máximo

As propriedades mecânicas dos aços carbono ou carbono manganês usados

em propulsores, obtidas das referências 37 e 38, são:

- Tensão de tração: 400 N/mm²

- Tensão de escoamento: 200 N/mm²

- Densidade: 7.9 g/cm³

Estes tipos de aço não possuem resistência a corrosão em ambiente marinho tão bom quanto as ligas de cobre. No projeto de propulsores em aço carbono, deve-se, portanto, considerar uma margem de desgaste à corrosão na espessura.

B - Aço inoxidável:

Os aços inoxidáveis usados em propulsores apresentam a seguinte composição química, segundo a referência 56:

- Carbono: 0.03 a 0.12%
- Silício: 0.5 a 0.8%
- Manganês: ≈1%
- Cromo: 13 a 22%
- Níquel: 1 a 6%
- Molibdênio: ≈1%
- Ferro: restante

As propriedades mecânicas dos aços inoxidáveis são:

- Tensão de tração: 600 a 700 N/mm²
- Tensão de escoamento: 350 a 500 N/mm²
- Limite de fadiga: 60 a 80 N/mm²

O aço inoxidável deve ser fundido com tolerâncias maiores do que as das ligas de bronze, necessitando serem trabalhadas antes do polimento final. Devida a sua grande tenacidade, os aços inoxidáveis são muito usados em propulsores com requisitos de operação em gelo. A resistência à erosão por cavitação não é muito diferente da apresentada pelas ligas de bronze. Entretanto, devido à sua maior dureza, os aços inoxidáveis são mais resistentes à erosão mecânica. A resistência à corrosão pela água do mar é excelente.

C - Ferro fundido

Material com qualidades fracas no aspecto de corrosão por água salgada.

8.3.3 - MATERIAIS NÃO METÁLICOS

A - Materiais compostos:

Materiais compostos podem ser usados na fabricação de propulsores, resultando em lâminas com um peso menor. Desta forma, melhoram-se as características de vibração da lâmina e reduzem-se os esforços introduzidos no eixo.

Os materiais compostos normalmente usados em propulsores são o CFRP (Carbon Fibre Reinforced Plastic) e o Hybrid carbon/glass FRP.

Nestes últimos anos, tem sido feitos estudos sobre propulsores fabricados com materiais compostos. No PROPELLERS/SHAFTING'91 SYMPOSIUM, FENG LIN¹⁵ faz uma análise de tensões em uma lâmina de propulsor fabricada em parte com materiais compostos e em parte com material isotópico. A zona de material isotópico utiliza niquel alumínio bronze e localiza-se na área da ponta da lâmina (desde $x=0.8$ até o tip). A zona de material composto se estende do bossó até a posição radial $x=0.8$. Nesta área, a seção da lâmina revela uma estrutura sanduiche, com uma casca externa de larga espessura e um suporte interno, ambos fabricados de materiais compostos (figura 8.5). O núcleo da seção é fabricado de espuma de poliuretano. Os bordos de ataque e de fuga da lâmina são moldados em resina.

As conclusões a que chegaram os cálculos deste estudo foi de que a deflexão elástica máxima na ponta da lâmina fabricada com material composto é uma ordem de grandeza superior à de uma lâmina de mesma geometria fabricada com metal isotópico. Para uma deflexão menor, dever-se-ia utilizar seções mais largas ou materiais compostos com características mais sofisticadas. O nível de tensões máximo da lâmina composta é de ordem 50% maior que a de material isotópico. O peso da lâmina fabricada com material

composto é reduzido em mais de 50 % em relação ao peso de uma lamina metálica. Os

materiais compostos usados no propulsor analisado possuem as seguintes densidades:

- casca e suporte interno: $p = 0,073 \text{ lb/pol}^3 = 2021 \text{ Kg/m}^3$

- núcleo da seção (espuma de poliuretano): $p = 0,020 \text{ lb/pol}^3 = 554 \text{ Kg/m}^3$

A seguir, na figura 8.5, encontra-se um esquema do arranjo das seções do propulsor analisado na referência 15, em que foram utilizados materiais compostos. Esta figura foi feita a partir da figura 3 apresentada nesta referência.

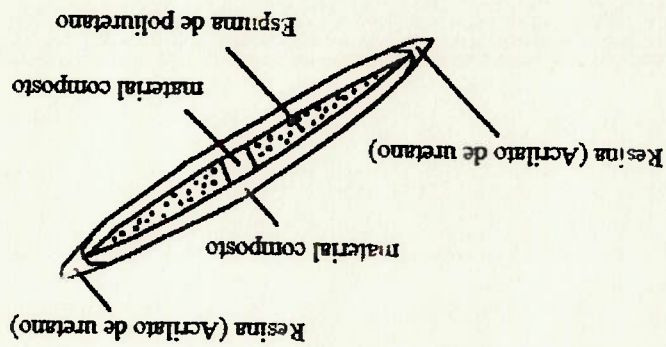


Figura 8.5 (feita a partir da figura 3 da referência 15): Arranjo de material na zona do propulsor construída com material composto

9 - EXEMPLO DE PROJETO RACIONAL DE PROPULSOR

Neste item será desenvolvido o projeto de um propulsor destinado a operar em um submarino. Serão apresentados apenas os resultados finais do último ciclo de projeto, a fim de não estender demasiadamente este capítulo.

Em virtude de não estarem disponíveis dados reais sobre esteira ou outros coeficientes de submarinos, será necessário se arbitrar os dados de projeto. Desta forma, todos os dados apresentados serão hipotéticos, não correspondendo a nenhum submarino existente.

9.1 - DADOS DE PROJETO

O projeto do propulsor será feito considerando-se, como seu ponto de operação, a embarcação se locomovendo na velocidade máxima na sua cola de operação. Será considerado que o equipamento acionador do eixo propulsor consiste em um motor elétrico que opera sem redução à uma rotação máxima igual a 180 rpm. Além disto, os seguintes dados serão utilizados:

Velocidade máxima submarina na cola de operação	Vs	23 nós
Cola de operação	h _{op}	75m
Empuxo necessário	T	45600 Kgf
Rotação do eixo	n	180 rpm
Deslocamento submerso da embarcação	Δ	2400 ton.
Eficiência relativa rotativa	err	1.00
Eficiência de transmissão	et	0.99
material do propulsor	—	Br-Mn-Al
limite de resistência ao escoamento:	σy	2800 Kgf/cm ²
limite de ruptura	σu	6422 Kgf/cm ²
limite de resistência à fadiga	σf	1427 Kgf/cm ²
densidade do material	p	7500 Kg/m ³
distribuição de camber definida		NACA #=0.8
distribuição de espessuras dos perfis das lâminas		NACA 66 mod

Distribuição de esteira longitudinal média:

x	Va/Vs
0.2	0.350
0.25	0.380
0.3	0.411
0.4	0.468
0.5	0.522
0.6	0.572
0.7	0.621
0.8	0.675
0.9	0.724
0.95	0.752
1.00	0.770

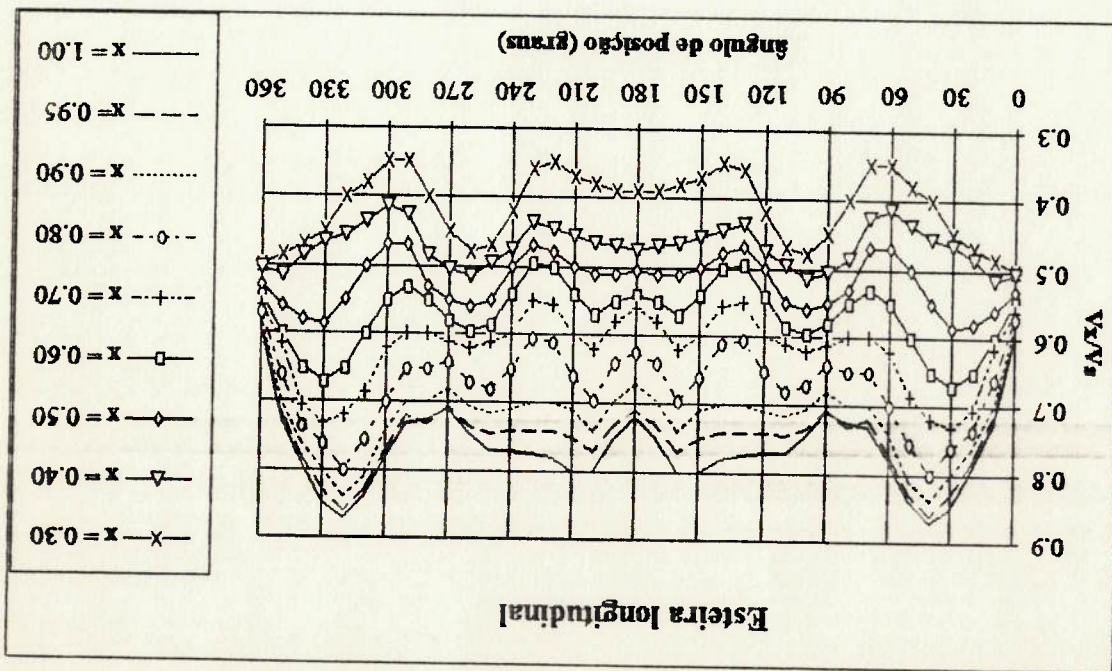
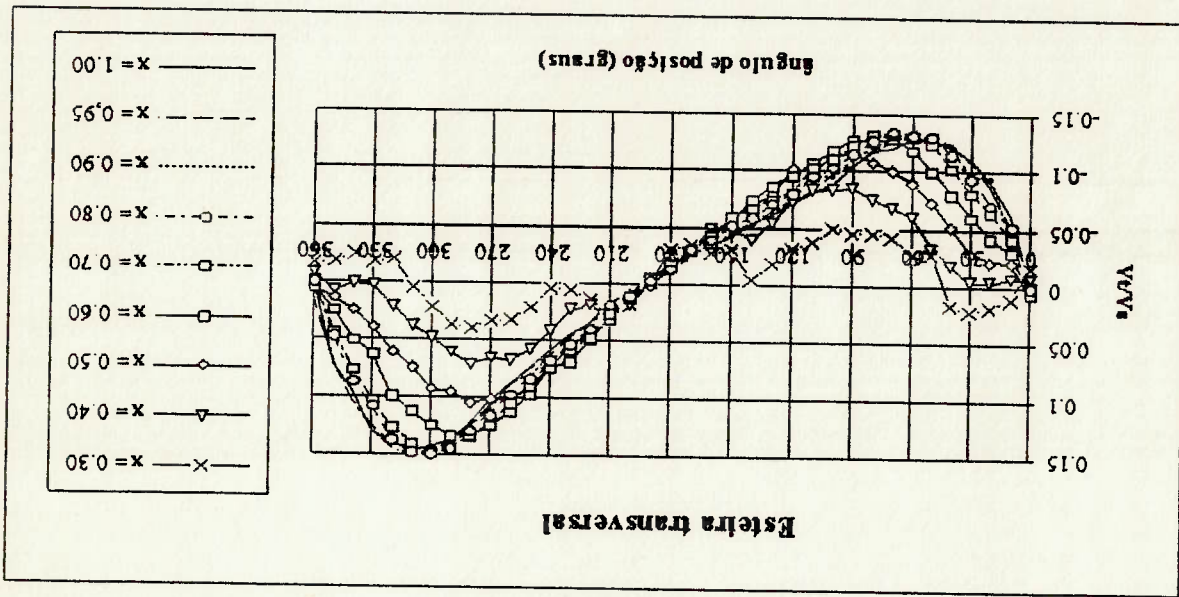
Distribuição de esteira longitudinal (vx/Vs) - θ em graus (vide figura 9.1):

0	0.465	0.500	0.495	0.530	0.545	0.560	0.600	0.615	0.570	0.580	0.590	0.95	1.00
10	0.450	0.485	0.515	0.560	0.580	0.600	0.615	0.660	0.670	0.680	0.690	0.715	0.725
20	0.435	0.470	0.485	0.550	0.580	0.600	0.615	0.660	0.670	0.680	0.690	0.715	0.725
30	0.420	0.450	0.465	0.530	0.560	0.580	0.600	0.615	0.660	0.670	0.680	0.715	0.725
40	0.370	0.400	0.455	0.530	0.560	0.580	0.600	0.615	0.660	0.670	0.680	0.715	0.725
50	0.350	0.380	0.435	0.500	0.550	0.580	0.600	0.615	0.660	0.670	0.680	0.715	0.725
60	0.320	0.350	0.415	0.470	0.550	0.580	0.600	0.615	0.660	0.670	0.680	0.715	0.725
70	0.320	0.350	0.425	0.470	0.530	0.560	0.600	0.615	0.660	0.670	0.680	0.715	0.725
80	0.370	0.400	0.485	0.530	0.550	0.580	0.600	0.615	0.660	0.670	0.680	0.715	0.725
90	0.420	0.450	0.505	0.550	0.580	0.600	0.615	0.660	0.670	0.680	0.690	0.715	0.725
100	0.450	0.480	0.515	0.560	0.595	0.620	0.610	0.640	0.650	0.660	0.670	0.705	0.715
110	0.440	0.470	0.495	0.550	0.585	0.610	0.610	0.640	0.650	0.660	0.670	0.705	0.715
120	0.380	0.420	0.475	0.500	0.540	0.600	0.610	0.640	0.650	0.660	0.670	0.705	0.715
130	0.330	0.360	0.435	0.470	0.495	0.550	0.610	0.640	0.650	0.660	0.670	0.705	0.715
140	0.320	0.350	0.445	0.480	0.500	0.555	0.610	0.640	0.650	0.660	0.670	0.705	0.715
150	0.340	0.370	0.455	0.500	0.540	0.600	0.610	0.640	0.650	0.660	0.670	0.705	0.715
160	0.350	0.380	0.465	0.510	0.570	0.620	0.610	0.640	0.650	0.660	0.670	0.705	0.715
170	0.360	0.390	0.470	0.510	0.550	0.580	0.610	0.640	0.650	0.660	0.670	0.705	0.715
180	0.360	0.390	0.475	0.505	0.540	0.560	0.610	0.640	0.650	0.660	0.670	0.705	0.715
190	0.360	0.390	0.470	0.510	0.550	0.580	0.610	0.640	0.650	0.660	0.670	0.705	0.715
200	0.350	0.380	0.465	0.510	0.570	0.620	0.610	0.640	0.650	0.660	0.670	0.705	0.715
210	0.340	0.370	0.455	0.500	0.540	0.600	0.610	0.640	0.650	0.660	0.670	0.705	0.715
220	0.320	0.350	0.445	0.480	0.500	0.555	0.610	0.640	0.650	0.660	0.670	0.705	0.715
230	0.330	0.360	0.435	0.470	0.495	0.550	0.610	0.640	0.650	0.660	0.670	0.705	0.715
240	0.380	0.420	0.475	0.500	0.540	0.600	0.610	0.640	0.650	0.660	0.670	0.705	0.715
250	0.440	0.470	0.495	0.550	0.585	0.610	0.610	0.640	0.650	0.660	0.670	0.705	0.715
260	0.450	0.480	0.515	0.560	0.595	0.620	0.610	0.640	0.650	0.660	0.670	0.705	0.715
270	0.420	0.450	0.505	0.550	0.580	0.610	0.610	0.640	0.650	0.660	0.670	0.705	0.715
280	0.370	0.400	0.485	0.530	0.550	0.600	0.610	0.640	0.650	0.660	0.670	0.705	0.715
290	0.320	0.350	0.425	0.470	0.530	0.600	0.610	0.640	0.650	0.660	0.670	0.705	0.715
300	0.320	0.350	0.415	0.470	0.550	0.620	0.610	0.640	0.650	0.660	0.670	0.705	0.715
310	0.350	0.380	0.435	0.500	0.600	0.685	0.755	0.810	0.840	0.860	0.870	0.880	0.890
320	0.370	0.400	0.455	0.550	0.650	0.720	0.800	0.840	0.860	0.870	0.880	0.890	0.900
330	0.420	0.450	0.465	0.585	0.670	0.730	0.760	0.800	0.830	0.850	0.860	0.870	0.880
340	0.435	0.470	0.485	0.580	0.650	0.705	0.735	0.760	0.800	0.830	0.850	0.860	0.870
350	0.450	0.485	0.515	0.560	0.600	0.615	0.660	0.700	0.715	0.725	0.730	0.735	0.740

Distribuição de esteira tangencial (v/Vs) - θ em graus (vide figura 9.1):

0	0.25	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	0.95	1.00
10	-.007	-.017	-.007	-.021	-.031	-.042	-.053	-.043	-.052	-.062
20	.008	.018	-.004	-.022	-.042	-.065	-.072	-.096	-.086	-.091
30	.011	.021	-.004	-.029	-.061	-.082	-.094	-.096	-.108	-.110
40	.007	.017	-.018	-.051	-.081	-.103	-.115	-.120	-.124	-.122
50	-.018	-.028	-.034	-.073	-.100	-.124	-.130	-.126	-.129	-.127
60	-.018	-.028	-.060	-.090	-.119	-.130	-.132	-.131	-.133	-.130
70	-.032	-.042	-.068	-.100	-.129	-.133	-.135	-.128	-.126	-.120
80	-.036	-.046	-.076	-.108	-.126	-.132	-.127	-.121	-.119	-.118
90	-.036	-.046	-.085	-.116	-.128	-.123	-.116	-.112	-.105	-.105
100	-.040	-.050	-.084	-.115	-.118	-.111	-.103	-.094	-.098	-.089
110	-.028	-.038	-.083	-.099	-.107	-.104	-.095	-.097	-.084	-.081
120	-.022	-.032	-.073	-.101	-.096	-.081	-.081	-.076	-.073	-.072
130	-.008	-.018	-.055	-.079	-.087	-.075	-.071	-.064	-.066	-.061
140	-.003	-.005	-.039	-.070	-.074	-.067	-.059	-.055	-.052	-.054
150	-.020	-.030	-.048	-.058	-.057	-.052	-.045	-.045	-.052	-.054
160	-.017	-.027	-.049	-.044	-.043	-.036	-.034	-.034	-.044	-.043
170	-.025	-.035	-.029	-.030	-.031	-.029	-.030	-.026	-.026	-.026
180	-.020	-.030	-.014	-.015	-.016	-.018	-.013	-.016	-.011	-.016
190	-.0005	-.001	-.004	-.002	-.003	-.004	-.003	-.003	-.003	-.005
200	.008	.018	.018	.009	.012	.010	.010	.009	.009	.008
210	.021	.031	.029	.031	.030	.026	.019	.023	.017	.017
220	.003	.013	.019	.042	.049	.047	.040	.034	.034	.034
230	.002	.006	.023	.056	.068	.057	.053	.047	.047	.045
240	.003	.004	.041	.073	.073	.067	.067	.062	.063	.058
250	.011	.021	.058	.091	.097	.090	.083	.080	.074	.073
260	.022	.032	.067	.102	.113	.105	.097	.087	.089	.088
270	.023	.033	.066	.102	.125	.125	.115	.111	.107	.103
280	.030	.040	.071	.105	.133	.132	.129	.125	.125	.123
290	.026	.036	.061	.096	.133	.145	.144	.142	.138	.137
300	.011	.021	.048	.093	.125	.147	.149	.150	.147	.143
310	-.006	-.004	.038	.074	.113	.139	.147	.150	.148	.146
320	-.009	-.019	.021	.060	.099	.126	.136	.144	.141	.139
330	-.008	-.018	.003	.040	.063	.103	.108	.128	.125	.130
340	-.004	-.024	.001	.025	.050	.076	.086	.104	.104	.096
350	-.008	-.018	.008	.014	.025	.044	.047	.070	.071	.072

Figura 9.1 - Distribuições de esteira longitudinal e transversal usadas no projeto do propulsor (distribuições arbitrárias)



9.2 - RESULTADOS DO ÚLTIMO CICLO DE PROJETO

9.2.1 - PARÂMETROS INICIAIS DO PROJETO

Os parâmetros que foram definidos ainda no primeiro ciclo de projeto, antes de se realizar o cálculo pela T.L.S., foram o perfil a ser usado, o número de lâminas, o material da lâmina e o diâmetro do propulsor. Destes, o perfil e o material da lâmina foram considerados constantes ao longo de todo o projeto, sendo os outros dois, diâmetro e número de lâminas passíveis de alterações nos vários ciclos, dependendo dos resultados neles obtidos.

O perfil a ser usado foi o perfil NACA com distribuição de espessuras NACA 66 e distribuição de camber NACA $a=0.8$, em virtude deste ser um perfil com ótimas características para uso em propulsores (vide capítulo 8).

O material da lâmina foi escolhido como sendo Bronze-Manganes-Alumínio por ser um material com boas características de resistência estrutural (estas características estão definidas nos dados de projeto, item 9.1).

O número de lâminas foi determinado inicialmente como sendo igual a sete, com base em embarcações semelhantes. Em ciclos posteriores foi feita uma reavaliação deste número a partir de resultados da intensidade de esforços vibratórios, chegando-se à conclusão que este valor é adequado.

O diâmetro inicial foi calculado segundo os procedimentos citados no capítulo 8. Foi utilizada, no primeiro ciclo de projeto, a fórmula de Burtner (equação 8.3), em virtude de não haver ainda dados sobre a razão Ae/Ao e P/D do propulsor. A partir dos dados obtidos, tanto no final do primeiro ciclo como nos que a ele se seguiram, passou-se a

usar as equações de regressão desenvolvidas no capítulo 8 e no anexo 13 para se fazer uma melhor estimativa do coeficiente C1. Este coeficiente é usado para se determinar o diâmetro ótimo, sendo obtido pela equação 8.15 para propulsores de 7 lâminas. O diâmetro ótimo é calculado através da equação 8.14 (capítulo 8). Segundo estas equações, para um BHP igual a 7117 HP (obtido no penúltimo ciclo), para a rotação igual a 180 rpm e para as razões $Ae/Ao=0.711$ e $P/D=0.9$, tem-se que o diâmetro adequado é da ordem de 3.82 m. Este será o diâmetro que será usado no último ciclo.

9.2.2 - PROJETO PELA TLS

Após terem sido definidos os parâmetros iniciais do projeto, é feita uma primeira definição da geometria da lâmina através do seu projeto pela Teoria de Linha de Sustentação. Esta teoria simula a lâmina, de forma simples, como sendo uma linha de vórtices. Os resultados obtidos a partir deste projeto serão verificados posteriormente através da Teoria da Superfície de Sustentação. São os seguintes os dados de entrada e os de saída do programa de cálculo do propulsor pela TLS:

a - Dados de entrada:

Diâmetro do propulsor (m)	3.820
Diâmetro do borso (m)	0.764
Velocidade (nós)	23
Rotação (rpm)	180
Empuxo (Kgf)	47140(*)
coeficiente de arrasto	0.0085
dens. da água (Kgf s ² /m ⁴)	104.5

(*) - O empuxo requerido é na realidade igual a 45600 Kgf. Porém, deve-se utilizar um valor ligeiramente superior em virtude das perdas que ocorrerão ao se fazer o cálculo pela TSS.

x	0.2	0.25	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.00
c/R	0.3273	0.3571	0.3868	0.4305	0.4578	0.4675	0.4561	0.4169	0.3300	0.2488
Va/Vs	0.350	0.380	0.411	0.468	0.522	0.572	0.621	0.675	0.724	0.770
tanβ	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

numero de eixo (m)	75
numero de lâminas	7

a - Dados de saída:

PROGRAMA TJS
 Projeto de hélices Utilizando a Teoria da Linha de Sustentação
 Método dos fatores de indução de Lerbø em 11 pontos
 EXEMPLO DE PROJETO DE PROPULSOR

Diâmetro	3.820	m
Diâmetro do bossô	0.764	m
Número de lâminas	7	
Rotação	180	rpm
Velocidade do navio	23	nós
Empuxo no hélice	47147.64	Kgf
Potência	6951.09	HP
Imersão do eixo	75	m
Densidade do fluido	104.49	Kgf.s ² /m ⁴
Razão de área projetada	0.62934	
Razão de área expandida	0.71096	
l-wo	0.61615	
Ct	0.56156	
Cp	0.53225	
Eficiência	0.644	
Kt	0.23541	
Kg * 10	0.36685	
J	0.63658	
Coefficiente de arrasto Cd	0.00850	

r/R	Va/Vs	Tamb	TambI	G	Cl/cD	Ind cav.o	dCp/dx	dCp/dx	Coef.G
1.00	0.770	0.2532	0.3157	0.0000	0.0000	1.187	0.000	0.000	-0.000004
0.95	0.752	0.2603	0.3284	0.0100	0.0211	1.313	0.781	0.868	-0.000016
0.90	0.724	0.2646	0.3401	0.0132	0.0295	1.464	0.974	1.051	-0.000002
0.80	0.675	0.2775	0.3695	0.0163	0.0407	1.852	1.057	1.079	-0.000002
0.70	0.621	0.2917	0.4050	0.0176	0.0502	2.423	0.987	0.947	-0.000004
0.60	0.572	0.3135	0.4535	0.0180	0.0598	3.300	0.851	0.767	0.000037
0.50	0.522	0.3433	0.5199	0.0177	0.0706	4.763	0.680	0.575	0.000080
0.40	0.468	0.3848	0.6153	0.0166	0.0831	7.497	0.490	0.385	0.000157
0.30	0.411	0.4505	0.7688	0.0139	0.0932	13.549	0.284	0.206	0.001180
0.25	0.380	0.4999	0.8871	0.0109	0.0886	19.812	0.174	0.121	0.000324
0.20	0.350	0.5755	1.0642	0.0000	0.0000	31.102	-0.002	0.001	0.019061

r/R	ua/Vs	ut/Vs	Cl	cD	c/R
1.00	0.1727	-0.0548	0.0000	0.0000	0.0000
0.95	0.1773	-0.0590	0.1699	0.1244	0.2488
0.90	0.1849	-0.0646	0.1785	0.1650	0.3300
0.80	0.1957	-0.0761	0.1953	0.2085	0.4169
0.70	0.2045	-0.0904	0.2201	0.2281	0.4561
0.60	0.2071	-0.1064	0.2560	0.2338	0.4675
0.50	0.2032	-0.1255	0.3086	0.2289	0.4578
0.40	0.1894	-0.1479	0.3861	0.2153	0.4305
0.30	0.1584	-0.1716	0.4820	0.1934	0.3868
0.25	0.1330	-0.1819	0.4960	0.1789	0.3571
0.20	0.0999	-0.1854	0.0000	0.1637	0.3273

9.2.3 - CÁLCULO DE CAVITAÇÃO

O estudo de cavitação tem por finalidade determinar a relação entre a espessura e a corda que evita a ocorrência de cavitação em folhas ou em bolhas. Isto deve ser feito, baseado no conceito de perfil ótimo e de acordo com os gráficos levantados por BROCKETT⁷.

Porém, analisando-se os altos índices de cavitação calculados no programa T.L.S (devido à profundidade de operação igual a 75 m), tem-se que não é possível se definir uma relação entre a espessura e a corda, baseado no conceito de perfil ótimo, a partir dos gráficos apresentados por BROCKETT⁷ (vide figuras A6.1 a A6.8 do anexo 6). Desta forma, é mais prático se definir a relação entre a espessura e a corda através de propulsores de embarcações semelhantes.

Nas imediações da ponta da lamina (raios 0.9 a 1), os índices de cavitação assumem seus menores valores devido às altas velocidades incidentes sendo, portanto, a região aonde é mais provável a ocorrência de cavitação. Para o propulsor projetado, tem-se que, nesta região, a razão entre o camber máximo e a corda é da ordem de 0.0200 a 0.0240 e o índice de cavitação é da ordem de 1.19 a 1.46. A razão entre a espessura e a corda está na faixa entre 0.027 e 0.030. Assim, pode-se determinar a ordem de grandeza da variação no ângulo de ataque permissível sem que ocorra cavitação em folhas. Segundo os gráficos apresentados por BROCKETT⁷, esta variação deve ser da ordem de -0.7 a +1 grau.

A análise da cavitação devida aos vórtices de ponta ou de bossó não pode ser realizada em virtude da falta de precisão do modelo.

9.2.4 - RESISTÊNCIA ESTRUTURAL

Através da planilha de cálculo referente ao projeto estrutural, serão determinadas as cordas e espessuras máximas dos perfis usados no propulsor projetado. O projeto estrutural resultou em um coeficiente de segurança na tensão contínua da ordem de 2.8 (em relação à tensão de escoamento do material) e na tensão alternada da ordem de 2.5 (em relação à tensão limite de fadiga do material para uma vida de 10^8 ciclos). O projeto estrutural foi feito a partir dos esforços hidrodinâmicos, calculados pela Teoria da Linha de Sustentação, e dos esforços centrífugos devido à rotação do propulsor.

Nas imediações do bomo, tem-se que a razão to/c alcança os maiores valores. Nesta região, deve-se utilizar perfis em que esta relação seja sempre menor que 20%, a fim de se evitar problemas de separação da camada limite. O resultado a que se chegou pelos cálculos estruturais foi de um valor da relação to/c igual a 0.1792.

Na ponta das lâminas (tp), foi usada uma espessura da ordem de 0.003 D, conforme sugerido na referência 13 (corresponde, portanto, a $to = 0.0115$ m).

Partindo-se da distribuição de cordas de um propulsor semelhante, calculando a distribuição de espessuras e alterando as cordas de forma a que elas se apresentassem de forma carenada, chegou-se aos seguintes resultados:

x	c/R	to(m)	to/c
1.00	0.0000	0.0115	---
0.95	0.2488	0.0140	0.0295
0.90	0.3300	0.0172	0.0273
0.80	0.4169	0.0253	0.0318
0.70	0.4561	0.0356	0.0409
0.60	0.4675	0.0478	0.0535
0.50	0.4578	0.0610	0.0698
0.40	0.4305	0.0752	0.0915
0.30	0.3868	0.0930	0.1259
0.25	0.3571	0.1020	0.1495
0.20	0.3273	0.1120	0.1792

As tensões resultantes em três posições radiais ($x = 0.2$, $x = 0.4$ e $x = 0.6$) estão representadas no diagrama abaixo. Estes pontos foram escolhidos em virtude de que em $x=0.2$, tem-se o engaste da lamina no bossô do propulsor. Em $x=0.4$, ocorreu a máxima tensão contínua e em $x=0.6$, a máxima tensão alternada (esta é a posição que mais se aproximou da linha limite para as tensões alternadas). O limite apresentado para as tensões alternadas foi estabelecida para uma vida de 10^8 ciclos (considerada infinita), em água do mar, alterada por um coeficiente de segurança igual a 2.5.

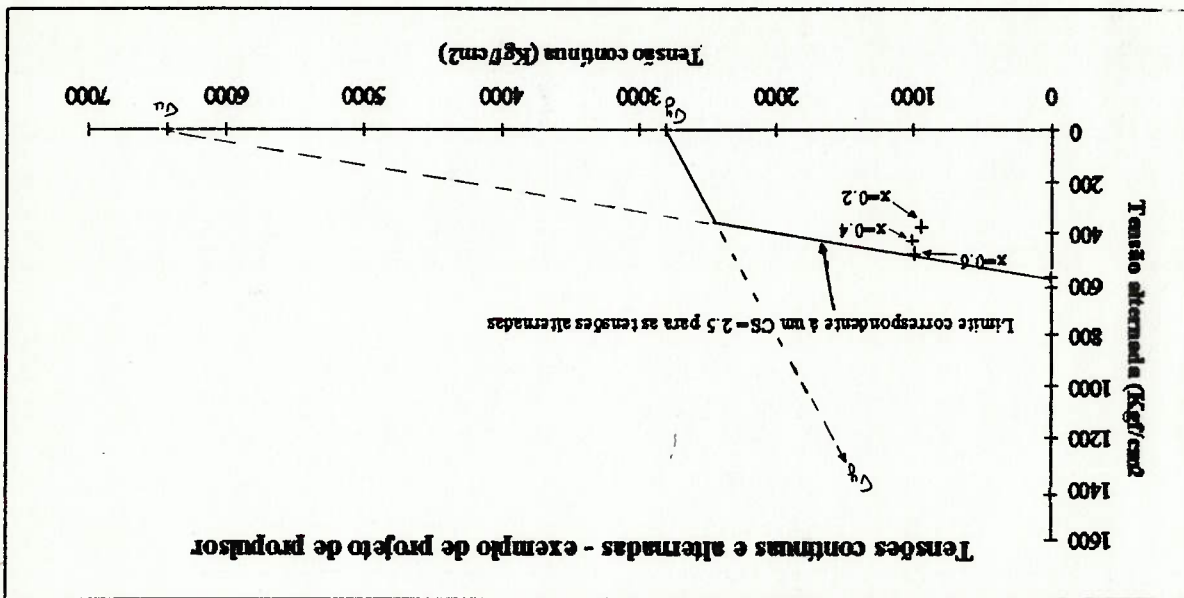


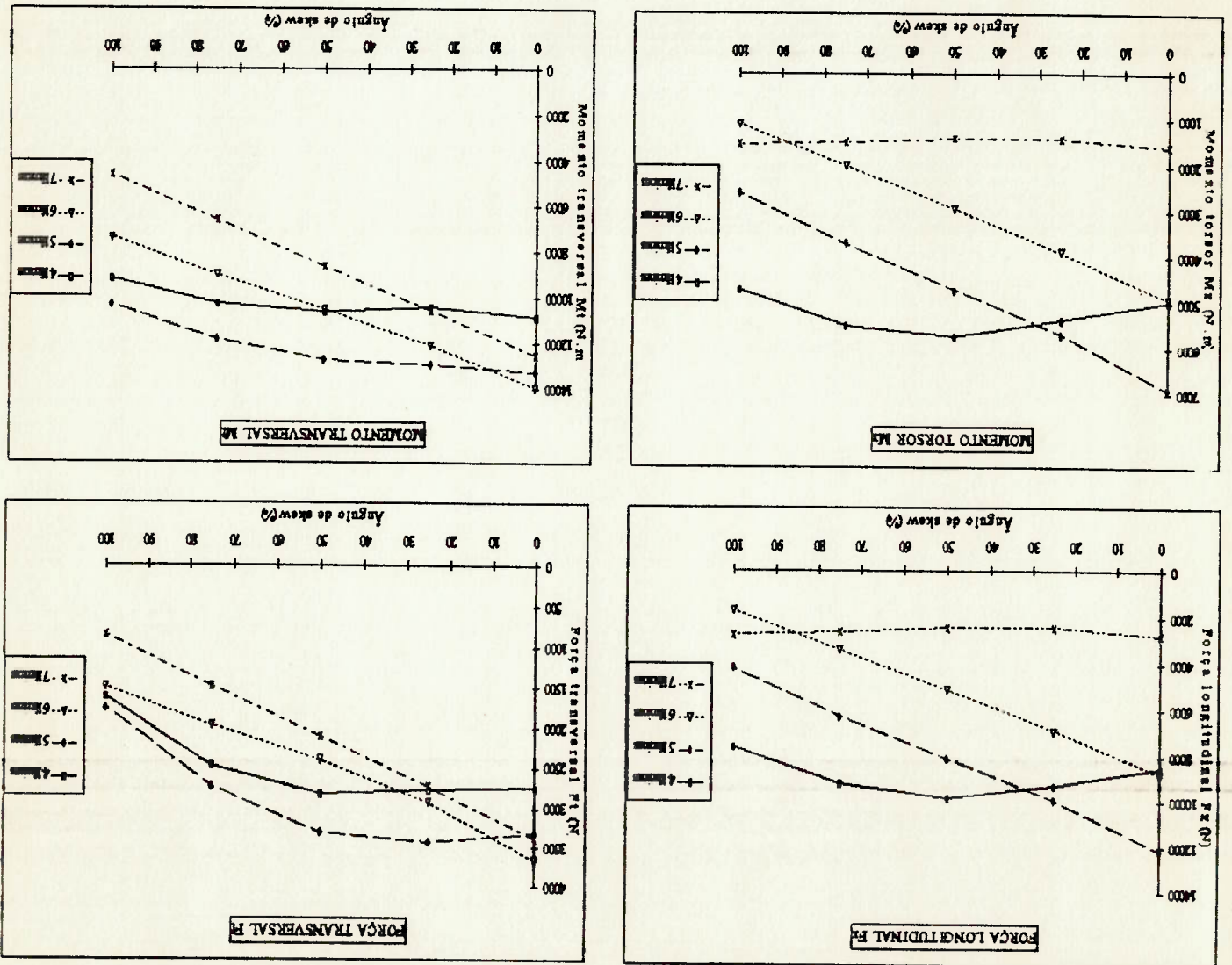
Figura 9.2 - Diagrama de fadiga para o propulsor projetado

9.2.5 - DETERMINAÇÃO DO NÚMERO DE LÂMINAS E DO ÂNGULO DE SKEW E VERIFICAÇÃO DOS ESFORÇOS VIBRATÓRIOS

A verificação do número de lâminas e do ângulo de skew da lâmina é feita a partir do cálculo de esforços vibratórios. Este cálculo foi feito utilizando-se o método bidimensional não permanente baseado nas funções de Sears, conforme descrito no capítulo 6. Através de cálculos pela T.L.S., foram obtidas as características geométricas iniciais de propulsores de 4, 5, 6 e 7 lâminas com a mesma razão Ae/Ao e mesmo diâmetro, capazes de fornecer à embarcação o empuxo requerido. A partir destes cálculos, pode-se utilizar o método citado a fim de se verificar qual a melhor combinação entre ângulo de skew da lâmina e número de lâminas que permita se reduzir, em níveis aceitáveis, as vibrações no eixo propulsor. Os resultados destes propulsores, quanto aos esforços vibratórios axiais (Fx e My) e transversais (Ft e Mt) para uma distribuição linear de ângulo de skew e ângulos de skew de 0 a 100%, estão mostrados nos gráficos a seguir:

Conforme pode ser verificado, o propulsor de 6 lâminas com ângulo de skew de 100% é o mais adequado para a redução dos esforços longitudinais, seguido pelo de 7 lâminas. Para a redução dos esforços transversais, o propulsor de 7 lâminas com ângulo de skew de 100% é o mais adequado. Para ângulos de skew entre aproximadamente 30 e 85%, o propulsor de 7 lâminas é o mais adequado para a redução de todos os esforços. Neste exemplo, por falta de dados de frequências típicas de eixos propulsores de submarinos, será considerado que o objetivo é a redução dos esforços transversais, sendo assim, definido o propulsor como sendo de sete lâminas com um ângulo de skew de 100%.

Figura 9.3 - Esforços vibratórios R_x , R_t , M_x e M_t em função do ângulo de skew para o propulsor projetado



9.2.6 - VERIFICAÇÃO PELA TSS

A verificação do projeto do propulsor pela Teoria da Superfície de

Sustentação visa determinar o empuxo fornecido pelo propulsor e a potência por ele absorvida de forma mais precisa que a calculada pela T.L.S. Isto se deve ao fato de que a TSS considera uma descrição da lâmina de forma tridimensional, considerando a distribuição de cordas e a de espessuras no cálculo das velocidades induzidas em pontos de controle da lâmina. Assim, a distribuição de passo, o empuxo, as potências e a eficiência são determinados com maior precisão. É necessário, portanto, se fazer uma descrição geométrica detalhada da lâmina. As fases anteriores à verificação pela TSS, feitas neste último ciclo de projeto e descritas a seguir, permitiram se levantar os seguintes dados que serão utilizados no programa de cálculo pela TSS:

- Projeto pela T.L.S.:

- . distribuição de circulação adimensional $C(x)$;
- . distribuição de ângulos de passo hidrodinâmico $\beta_i(x)$, que serão utilizados como sendo o ângulo de passo inicial da superfície de referência da lâmina;
- . distribuição de velocidades induzidas axiais u_a/V_s que serão usadas no cálculo da distribuição de fontes;

- Cálculo de cavitação e de resistência estrutural: definição da distribuição de espessura máxima (t_0) e de comprimento de corda (c) ao longo do raio da lâmina;

- Cálculo de esforços vibratórios: definição do número de lâminas e da distribuição do ângulo de skew.

O detalhamento geométrico da lâmina é feito, portanto, a partir dos dados definidos nas fases citadas no parágrafo anterior. A partir da distribuição do ângulo de skew e do comprimento das cordas, é determinada a distância entre a linha geratriz e o bordo de ataque (denominada de LG-BA) e a distância entre a linha geratriz e o bordo de fuga (denominada de LG-BF), ambas medidas sobre a superfície de referência da lâmina. A linha geratriz é definida como sendo a linha resultante da interseção do plano vertical xy que passa no centro do bosso no sentido proa popa com o prolongamento das linhas que unem o bordo de fuga e o de ataque em cada perfil, conforme visto na figura 9.4

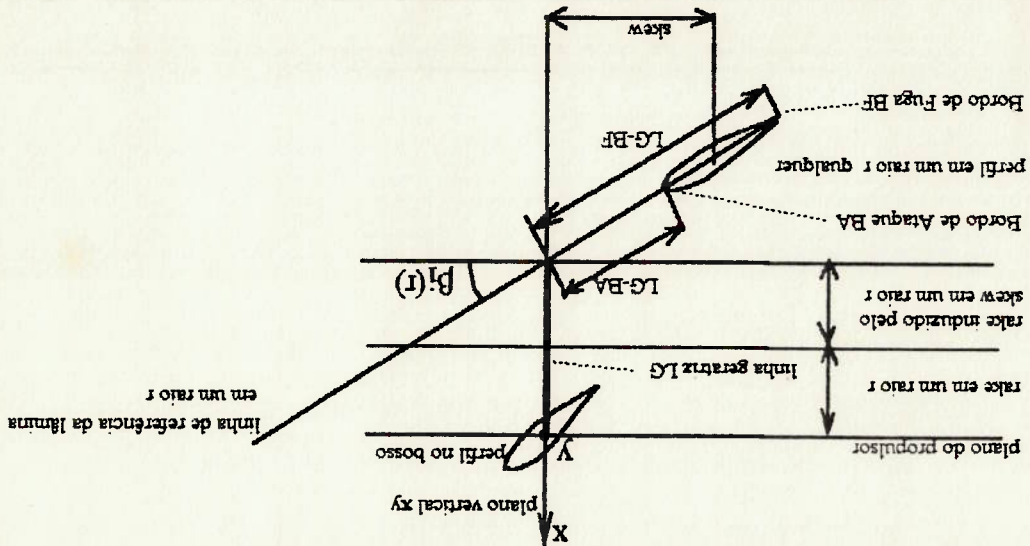


Figura 9.4 - Definição da linha geratriz e de outros parâmetros geométricos da lâmina
 Figura baseada na figura 2.5 da referência 32

Aplicando estas definições ao propulsor que está sendo projetado, tem-se os seguintes dados de entrada e de saída do programa TSS:

A análise pela TSS demonstrou que o propulsor desenvolve um empuxo total igual a 45601 Kgf com uma eficiência igual a 0.62. A velocidade de rotação é 180 rpm, que o faz absorver 7046 HP de potência (este valor é para o DHP, calculado a partir do coeficiente de potência Cp). Aplicando-se a este valor a eficiência de transmissão, chega-se a um BHP necessário ao equipamento acionador igual a 7117 HP. A velocidade a ser atingida pela embarcação é igual a 23 nós. Desta forma, ele atende aos requisitos de projeto ($T = 45600 \text{ Kgf}$ para estas condições). Em ciclos posteriores, devem ser efetuados ensaios com modelos de modo a se verificar experimentalmente a vibração, ruído e o seu desempenho (curvas Kt, Kq, J). A seguir encontra-se a tabela de cotas e o desenho do propulsor projetado.

TABELA DE COTAS (vide referências no desenho do propulsor projetado)

s - distância medida a partir do bordo de ataque (mm)

YD - ordenada do dorso do perfil (mm)

YC - ordenada da linha média do perfil (mm)

YF - ordenada da face do perfil (mm)

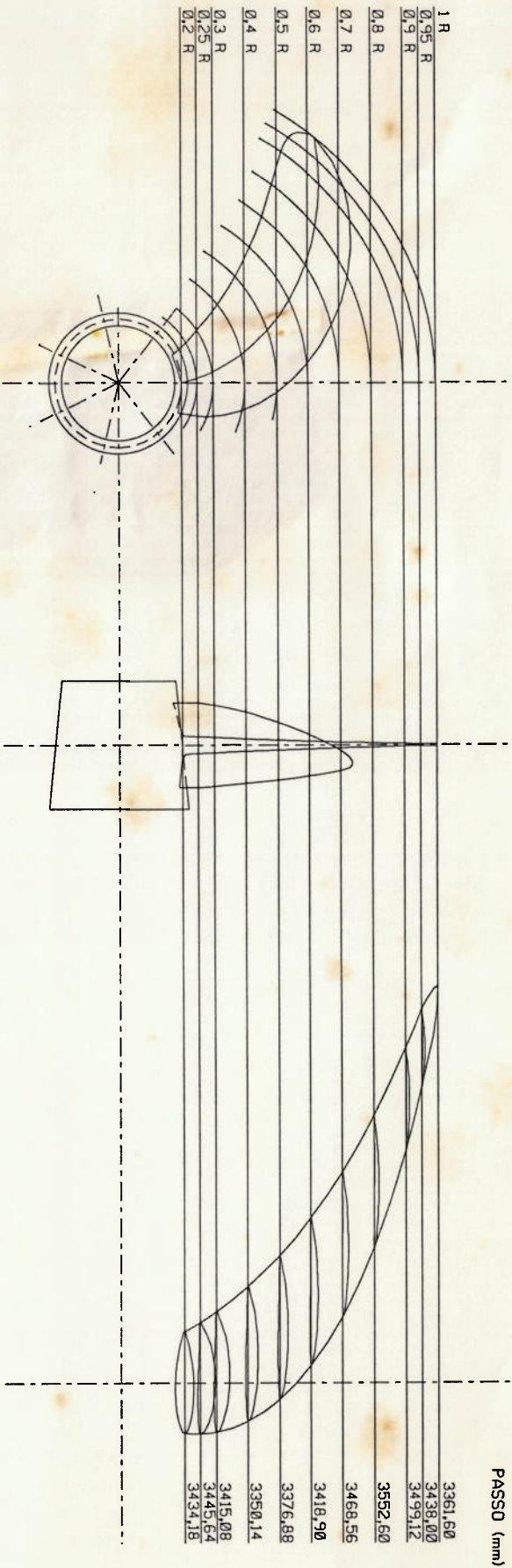
to - espessura máxima do perfil (para a distribuição de espessuras NACA 66 (mod.), a espessura máxima se localiza a 45% da corda, medida a partir do bordo de ataque)

r/R	to(mm)	%	1,0%	2,9%	5,0%	10,0%	20,0%	30,0%	40,0%	50,0%	60,0%	70,0%	80,0%	90,0%	95,0%	97,5%	99,0%	100%
0.20	112.0	s	6.25	15.63	31.26	62.51	125.03	187.54	250.06	312.57	375.08	437.60	500.11	562.63	593.88	609.51	618.89	625.14
		YD	10.58	16.42	23.14	32.56	44.80	51.93	55.46	55.57	52.11	45.19	34.83	21.02	12.80	8.38	5.59	3.73
		YC	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.25	102.0	s	6.82	17.05	34.10	68.21	136.41	204.62	272.82	341.03	409.24	477.44	545.65	613.85	647.96	665.01	675.24	682.06
		YD	15.17	23.24	33.08	47.79	67.98	80.14	86.75	88.21	84.37	75.02	61.35	33.82	18.89	11.22	6.61	3.40
		YC	2.83	5.95	10.18	16.82	26.25	32.41	36.09	37.53	36.73	33.37	26.38	13.46	6.43	3.07	1.18	0
0.30	93.0	s	7.39	18.47	36.94	73.88	147.76	221.64	295.52	369.40	443.27	517.15	591.03	664.91	701.85	720.32	731.40	738.79
		YD	12.79	20.11	29.01	42.22	60.23	71.14	77.05	78.33	74.84	66.39	54.09	29.70	16.61	9.89	5.85	3.10
		YC	2.42	5.09	8.71	14.39	22.46	37.74	30.89	32.12	31.43	28.56	22.57	11.52	5.50	2.63	1.01	0
0.40	75.2	s	8.22	20.56	41.11	82.23	164.45	246.68	328.90	411.13	493.35	575.58	657.80	740.03	781.14	801.69	814.03	822.25
		YD	9.47	15.28	22.34	32.72	46.77	55.32	59.93	60.90	58.09	51.41	41.72	22.84	12.81	7.67	4.57	2.50
		YC	1.78	3.73	6.38	10.55	16.46	20.32	22.63	23.53	23.03	20.93	16.54	8.44	4.03	1.93	0.74	0
0.50	61.0	s	8.74	21.86	43.72	87.44	174.88	262.32	349.76	437.20	524.64	612.08	699.52	786.96	830.68	852.54	865.66	874.40
		YD	7.54	12.33	18.16	26.72	38.30	45.37	49.20	50.01	47.71	42.21	34.19	18.66	10.44	6.24	3.70	2.03
		YC	1.49	3.12	5.34	8.83	13.78	17.01	18.94	19.70	19.28	17.52	13.84	7.06	3.37	1.61	0.62	0
0.60	47.8	s	8.93	22.32	44.65	89.29	178.59	267.88	357.17	446.47	535.76	625.05	714.34	803.64	848.28	870.61	884.00	892.93
		YD	6.09	10.10	15.03	22.30	32.16	38.22	41.52	42.28	40.41	35.82	28.94	15.70	8.69	5.13	2.99	1.59
		YC	1.40	2.94	5.02	8.30	12.96	16.00	17.82	18.53	18.13	16.48	13.02	6.65	3.17	1.52	0.58	0
0.70	35.6	s	8.71	21.78	43.56	87.12	174.23	261.35	348.46	435.58	522.69	609.81	696.92	784.04	827.59	849.37	862.44	871.15
		YD	4.78	8.07	12.15	18.21	26.47	31.58	34.40	35.10	33.63	29.88	24.08	12.98	7.09	4.11	2.34	1.19
		YC	1.31	2.76	4.72	7.80	12.18	15.04	16.74	17.41	17.04	15.48	12.24	6.24	2.98	1.43	0.55	0
0.80	25.3	s	7.96	19.91	39.81	79.63	159.26	238.88	318.51	398.14	477.77	557.30	637.02	716.65	756.47	776.37	788.32	796.32
		YD	3.58	6.15	9.36	14.15	20.69	24.77	27.04	27.64	26.54	23.63	19.00	10.19	5.49	2.58	1.23	0.47
		YC	1.14	2.39	4.09	6.75	10.54	13.02	14.49	15.07	14.75	13.40	10.59	5.41	2.58	1.23	0.47	
0.90	17.2	s	6.30	15.76	31.52	63.03	126.06	189.09	252.12	315.15	378.18	441.21	504.24	567.27	598.79	614.54	624.00	630.30
		YD	2.61	4.54	6.98	10.63	15.65	18.80	20.56	21.06	20.26	18.08	14.51	7.74	4.12	2.32	1.02	0.39
		YC	0.95	1.99	3.39	5.61	8.75	10.81	12.03	12.51	12.25	11.13	8.79	4.49	2.14	1.02	0.39	
0.95	14.0	s	4.75	11.88	23.76	47.52	95.04	142.56	212.84	285.13	357.42	429.71	502.00	574.29	627.58	659.87	682.16	695.25
		YD	2.21	3.88	5.98	9.15	13.51	16.24	17.78	18.23	17.56	15.69	12.58	6.69	3.55	1.98	1.06	0.47
		YC	0.85	1.79	3.06	5.05	7.88	9.74	10.84	11.27	11.03	10.02	7.92	4.04	1.93	0.92	0.35	0
		YF	-0.47	-0.26	0.16	0.98	2.28	3.23	3.90	4.32	4.51	4.37	3.28	1.41	0.33	-0.13	-0.35	-0.47

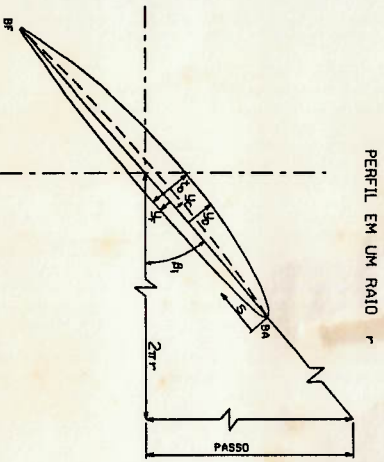
VISTA PROJETADA FRONTAL
(DISTRIBUIÇÃO DE ÂNGULO DE SKEW)

VISTA PROJETADA LATERAL
(DISTRIBUIÇÃO DE ESPESURAS E RAKE)

VISTA EXPANDIDA



REFERÊNCIAS PARA A TABELA DE COTAS



PERFIL EM UM RAIO R

DADOS DO PROPULSOR

- DIÂMETRO = 3820 mm
- DIÂMETRO DO BOSSO = 764 mm
- NÚMERO DE LÂMINAS = 7
- RAZÃO $A_0/A_0 = 0,711$
- PESO ESTIMADO DE UMA LÂMINA (sem bossos) = 335 kg
- MATERIAL = Br-Mn-Al
- DISTRIBUIÇÃO DE ESPESURAS = NACA 66 (MOD)
- DISTRIBUIÇÃO DE CAMBER = NACA $\alpha=0,8$

ESCALA 1:40