LÁZARO MORATELLI JUNIOR

**PRINCIPAIS FATORES DO PROJETO DE NAVIOS ALIVIADORES
COM SISTEMA DE POSICIONAMENTO DINÂMICO**

SÃO PAULO
2010

LÁZARO MORATELLI JUNIOR

**PRINCIPAIS FATORES DO PROJETO DE NAVIOS ALIVIADORES
COM SISTEMA DE POSICIONAMENTO DINÂMICO**

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

Área de concentração:
Engenharia Naval e Oceânica

Orientador: Prof. Dr. Hélio Mitio Morishita

SÃO PAULO
2010

Este exemplar foi revisado e alterado em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, 12 de maio de 2010.

Assinatura do autor _____

Assinatura do orientador _____

FICHA CATALOGRÁFICA

Moratelli Junior, Lázaro

**Principais fatores do projeto de navios aliviadores com sistema de posicionamento dinâmico / L. Moratelli Junior. -- ed.rev. -- São Paulo, 2010.
245 p.**

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Naval e Oceânica.

1. Navios (Projeto) 2. Sistemas de posicionamento dinâmico I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Naval e Oceânica II. t.

DEDICATÓRIA

Aos meus pais, Lázaro e Cleide, e aos meus
saudosos avós, Maria de Lourdes e João.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Hélio Mitio Morishita, que desde meu terceiro ano de graduação, vem orientando e incentivando meu crescimento pessoal e profissional, sendo verdadeiramente um tutor da minha formação.

Ao Prof. Dr. Eduardo Aoun Tannuri, pela ajuda oferecida para a realização das simulações dinâmicas e pelo trabalho conjunto no desenvolvimento dos modelos com sistema de posicionamento dinâmico.

Ao Carlos e à Marlei, que durante as muitas horas de trabalho no tanque de provas, criamos uma amizade sincera e uma relação de grande empatia.

Ao Márcio, que durante meu período de trabalho na oficina, ajudou no desenvolvimento do primeiro modelo de navio aliviador.

Aos meus companheiros de trabalho Jonathas, Glenan, Diego, Natália, Rafael, Carlos, Fernando, Pedro, Anderson, Renan, que durante todos estes anos estiveram empenhados no desenvolvimento dos modelos de posicionamento dinâmico.

Aos meus tios José e Madalena Bittencourt, ao meu tio Estevo e ao meu avô Euclides, por toda a ajuda oferecida para meu contínuo estudo.

Aos meus grandes amigos Nivaldo e Mary, pelo apoio incondicional dado durante todos estes anos de convívio e ao Felipe, Gabriel, Marcelo, Fernando e Henrique, pelos muitos momentos juntos.

À minha namorada Patrícia, pelo incentivo e paciência durante todos os anos de mestrado.

À Petrobras, pelo financiamento do Laboratório de Sistema de Posicionamento Dinâmico e dos ensaios em tanque de provas.

À CAPES, pela bolsa de estudos concedida.

“Porque é da natureza da ciência que só a
podem compreender aqueles que em boa
medida já a alcançaram.”

(Thomas Hobbes).

RESUMO

O presente trabalho discorre sobre os principais fatores que influenciam o projeto do sistema de posicionamento dinâmico (SPD) de um navio aliviador. Os fatores discutidos estão relacionados às questões de confiabilidade de sistemas e às características dos atuadores tipicamente utilizados em embarcações com SPD, tais como, dutos e azimutais.

Em relação à confiabilidade de sistemas, os métodos de avaliação por diagramas de blocos e análise de modos de falha e efeitos (FMEA) são discutidos com a aplicação direcionada aos navios aliviadores com SPD. O uso de banco de dados de incidentes de operações com sistemas flutuantes com SPD também é comentado.

As alternativas mais utilizadas de arranjo propulsivo para navios aliviadores são apresentadas e analisadas. As interações hidrodinâmicas entre casco-atuador, atuador-atuador e atuador-corrente são apresentadas e comentadas. Ensaios realizados em tanque de provas com propulsores em duto e azimutais instalados em modelos em escala reduzida são apresentados.

O texto apresenta a execução de um projeto de dimensionamento propulsivo de um navio aliviador com SPD que opera em águas brasileiras. Para tanto, um procedimento de projeto é sugerido com as seguintes etapas: estudo dos pontos de operação, definição de requisitos de projeto, cálculo de estimativas iniciais, tomada de decisão para a escolha do arranjo propulsivo pelo método de análise hierárquica (AHP), análise de confiabilidade do SPD por FMEA e, por fim, avaliação de desempenho. A avaliação do desempenho do sistema propulsivo projetado é realizada por diagramas de capacidade e simulações dinâmicas. Uma breve comparação entre navios aliviadores com classificações diferentes é realizada e comentada.

ABSTRACT

This work discusses the main factors that influence the design of dynamic positioning system (DPS) of a shuttle tanker. The factors discussed are related to issues of reliability of systems and the characteristics of the thrusters typically used on DPS vessels, such as ducts and azimuth.

Regarding the reliability of systems, methods of reliability evaluation by block diagrams and analysis of failure modes and effects (FMEA) are discussed in the application on DPS shuttle tankers. The utilization of incidents database of offshore vessels with DPS are discussed.

The most used alternatives of propulsive arrangement for shuttle tankers are presented and analyzed. Hydrodynamic interactions between hull-thruster, thruster-thruster and thruster-current are presented and commented. Tests with duct and azimuth propellers installed in scale models are presented.

This work presents the design of the propulsive subsystem of a DPS shuttle tanker which operates in Brazilian waters. Thus, a design procedure is suggested with the following steps: a study of the operation points, definition of the design requirement, initial estimates, choice the propulsive arrangement by Analytic Hierarchy Process (AHP), reliability analysis of DPS by FMEA and performance evaluation. The performance evaluation of propulsive subsystem is evaluated by wind and current capability plots and dynamical simulations. A brief comparison of shuttle tankers with different classifications is performed and discussed.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	35
1.1	CONSIDERAÇÕES GERAIS	35
1.2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	39
1.3	OBJETIVOS DO TRABALHO	49
1.4	ORGANIZAÇÃO DO TEXTO	50
2	ANÁLISE DE CONFIABILIDADE	52
2.1	DIAGRAMA DE BLOCOS	57
2.2	ANÁLISE DE MODOS DE FALHA E EFEITOS (FMEA)	62
3	SISTEMA PROPULSIVO	67
3.1	PONTOS DE OPERAÇÃO	68
3.2	ATUADORES	71
3.2.1	<i>Propulsores em duto</i>	<i>71</i>
3.2.2	<i>Propulsores azimutais</i>	<i>78</i>
3.2.3	<i>Propulsão principal</i>	<i>85</i>
3.2.4	<i>Propulsores cicloidais</i>	<i>86</i>
3.3	ARRANJO PROPULSIVO	86
3.4	INTERAÇÕES HIDRODINÂMICAS	92
3.4.1	<i>Interações entre casco e atuador</i>	<i>92</i>
3.4.2	<i>Interações entre atuadores</i>	<i>93</i>
3.4.3	<i>Interações atuador-corrente</i>	<i>95</i>
3.4.4	<i>Interações devido a ondas</i>	<i>96</i>
3.5	ENSAIOS REALIZADOS EM TANQUE DE PROVAS DA USP	97
3.5.1	<i>Ensaios com modelos caixa</i>	<i>98</i>
3.5.2	<i>Ensaios com modelo de navio em escala 1:125</i>	<i>106</i>
3.5.3	<i>Ensaios com modelo de navio em escala 1:70</i>	<i>109</i>
4	EMBARCAÇÕES COM SPD	115
4.1	AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO	116
4.1.1	<i>Diagramas de capacidade</i>	<i>116</i>
4.1.2	<i>Diagramas de utilização e disponibilidade</i>	<i>118</i>
4.1.3	<i>Simulação dinâmica</i>	<i>118</i>
4.1.4	<i>Modelos em escala reduzida</i>	<i>119</i>

4.1.5	<i>Índices das agências normativas</i>	120
4.2	PROCEDIMENTO DE PROJETO	122
4.3	PROJETO DE NAVIO ALIVIADOR	124
4.3.1	<i>Locais e condições de operação</i>	124
4.3.2	<i>Requisitos de projeto</i>	139
4.3.3	<i>Estimativas iniciais</i>	140
4.3.4	<i>Escolha de solução</i>	143
4.3.5	<i>Aplicação de FMEA</i>	146
4.3.6	<i>Dimensionamento do arranjo propulsivo</i>	151
4.3.7	<i>Avaliação de desempenho</i>	156
4.4	COMPARAÇÃO ENTRE AS CLASSES	162
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	167
	REFERÊNCIAS	170
	APÊNDICE A – MODELO DE GERAÇÃO DE DIAGRAMAS DE CAPACIDADE	181
A.1	- ROTINA DE GERAÇÃO DE DIAGRAMAS	181
A.2	- MODELO PARA DE ALOCAÇÃO DE EMPUXOS	183
A.3	- MODELO DE CÁLCULO DOS ESFORÇOS AMBIENTAIS	190
A.3.1	- <i>Cálculo de forças de corrente</i>	190
A.3.2	- <i>Amortecimento devido à guinada</i>	191
A.3.3	- <i>Cálculo de forças de vento</i>	192
A.3.3	- <i>Cálculo de forças de ondas</i>	193
A.4	MODELO DE CÁLCULO DAS INTERAÇÕES HIDRODINÂMICAS	195
A.4.1	- <i>Interações casco-atuador</i>	197
A.4.2	- <i>Interações atuador-atuador</i>	197
A.4.3	- <i>Interações atuador-corrente</i>	199
A.5	ATUADORES DOS NAVIOS DP1+, DP2 E DP2+	202
	APÊNDICE B – APLICAÇÃO DE METODOLOGIA AHP	205
B.1	– ESCOLHA DO TIPO DE PROPULSORES E MOTORES	207
B.2	– ESCOLHA DO ARRANJO PROPULSIVO	213
	APÊNDICE C – DIAGRAMAS DE CAPACIDADE DE VENTO DO NAVIO DP2+	225
	APÊNDICE D – RESULTADOS DE SIMULAÇÃO DO NAVIO DP2+	227
D.1	– SIMULAÇÃO 1: CONDIÇÃO INTACTA.....	227

D.2 – SIMULAÇÃO 2: FALHA DO DUTO DE PROA 1.....	229
D.3 – SIMULAÇÃO 3: FALHA DO DUTO DE PROA 2.....	231
D.4 – SIMULAÇÃO 4: FALHA DO AZIMUTAL DE PROA	233
D.5 – SIMULAÇÃO 5: FALHA DO DUTO DE POPA.....	235
D.6 – SIMULAÇÃO 6: FALHA DO AZIMUTAL DE POPA.....	237
D.7 – SIMULAÇÃO 7: FALHA DO PROPULSOR PRINCIPAL.....	239
 ANEXO A – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DA CÉLULA DE CARGA.....	241
 ANEXO B – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DA CÉLULA DE TORQUE.....	242
 ANEXO C – INSTRUMENTAÇÃO PARA A MEDIDA DA FORÇA DE EMPUXO ..	243
 ANEXO D – DADOS PARA O PROGRAMA DE SIMULAÇÃO OFFSHORE DYNASIM®	245

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Foto aérea de alívio de FPSO com o uso de navio aliviador (AGÊNCIA PETROBRAS DE NOTÍCIAS, 2009)	36
Figura 1.2 – Fotografia da embarcação Cuss 1 (FAÿ, 1990)	40
Figura 1.3 – Fotografia da embarcação <i>Térébel</i> (FAÿ, 1990)	40
Figura 1.4 – Detalhe de sistema <i>turret</i> instalado em um FPSO (DEEPWATER CORROSIN SERVICES INC., 2009)	44
Figura 1.5 – Diagrama unifilar de um navio aliviador típico com arranjo propulsivo elétrico (ÅDNANES et al., 1997)	46
Figura 1.6 – Fotografia de propulsor azimutal tipo <i>pod</i> (ABB, 2009)	46
Figura 2.1 – Imagem do posicionamento da embarcação com SDP – <i>footprint</i> (BRAY, 1998)	57
Figura 2.2 – Disposição de componentes em série	58
Figura 2.3 – Componentes dispostos em paralelo	58
Figura 2.4 – Exemplo de um diagrama de blocos que representa um sistema complexo	60
Figura 3.1 – Vista em corte de um propulsor em duto (ROLLS-ROYCE, 2008)	71
Figura 3.2 – Coeficientes de propulsor em duto em função do aumento do calado, $P/D = 0,75$ (TANIGUCHI; WATANABE; KASAI, 1966)	73
Figura 3.3 – Coeficiente de mérito de propulsor em duto em função do aumento do calado, ensaio com $n = 20rps$ e $P/D = 0,75$ (TANIGUCHI; WATANABE; KASAI, 1966)	73
Figura 3.4 – Coeficientes de propulsor em duto em função do comprimento, $P/D = 0,75$ (TANIGUCHI; WATANABE; KASAI, 1966)	74
Figura 3.5 – Coeficiente de mérito de propulsor em duto em função do comprimento, ensaio com $n = 20rps$ e $P/D = 0,75$ (TANIGUCHI; WATANABE; KASAI, 1966)	74

Figura 3.6 – Esboço do modelo de teste de propulsores em duto com parede inclinada (TANIGUCHI; WATANABE; KASAI, 1966)	75
Figura 3.7 – Coeficientes de propulsor em duto em função do ângulo de inclinação do costado, ensaio com $n = 20rps$ e $P/D = 0,75$ (TANIGUCHI; WATANABE; KASAI, 1966)	76
Figura 3.8 – Coeficiente de mérito de propulsor em duto em função do ângulo de inclinação do costado, ensaio com $n = 20rps$ e $P/D = 0,75$ (TANIGUCHI; WATANABE; KASAI, 1966)	76
Figura 3.9 – Propulsor azimuthal retrátil (WARTSILA, 2007)	78
Figura 3.10 – Esboço dos bocais aceleradores e desaceleradores (LEWIS, 1988) ..	79
Figura 3.11 – Comparação de diversos propulsores simples e com bocal (DANG; LAHEIJ, 2004).....	80
Figura 3.12 – Características típicas de propulsores em bocal 19, propulsor “Ka 4-70” com $P/D = 1,1$ (DANG; LAHEIJ, 2004).....	81
Figura 3.13 – Esboço de propulsores azimuthais, (DANG; LAHEIJ, 2004)	82
Figura 3.14 – Disposição dos propulsores azimuthais (DANG; LAHEIJ, 2004).....	83
Figura 3.15 – Modelo de azimuthal tipo <i>pod</i> ensaio no CTO (REICHEL, 2007).....	83
Figura 3.16 – Ensaio de <i>pod</i> para giro à bombordo (REICHEL, 2007)	84
Figura 3.17 – Ensaio de <i>pod</i> para giro à boreste (REICHEL, 2007).....	84
Figura 3.18 – Curva típica de propulsor com passo variável (DONHA; MORISHITA; BRINATI, 1995).....	85
Figura 3.19 – Propulsores cicloidalis instalados em uma embarcação de apoio offshore (JÜRGENS; PALM, 2009)	86
Figura 3.20 - Configurações de arranjo mais usuais para a classe 1 (ABS, 2009; DNV, 2009; SHIP-INFO, 2009; XVAS, 2009).....	87
Figura 3.21 - Configurações de arranjo mais usuais para a classe 2 (ABS, 2009; DNV, 2009; SHIP-INFO, 2009; XVAS, 2009).....	88
Figura 3.22 – Interação entre propulsor azimuthal e o casco de uma plataforma semi-submersível (MOBERG; HELLSTRÖM, 1993).....	93

Figura 3.23 – Dedução de empuxo entre atuadores azimutais devido a interação entre atuadores (DANG; LAHEIJ, 2004)	94
Figura 3.24 – Dedução de empuxo entre atuadores azimutais devido a interação entre atuadores (EKSTROM; BROWN, 2002)	94
Figura 3.25 – Fator de dedução de empuxo para corrente incidindo sobre um duto, adaptado de English (1963)	95
Figura 3.26 – Ocorrência de ventilação em duto (DIJK; AALBERS, 2001)	96
Figura 3.27 – Modelo caixa com duto e célula de carga utilizada nos testes iniciais	98
Figura 3.28 – Primeiro ensaio realizado duto em modelo caixa e célula de carga	99
Figura 3.29 – Empuxos medidos de duto com modelo caixa	100
Figura 3.30 – Coeficiente de empuxo do duto em modelo caixa para propulsor Octura 1735.	100
Figura 3.31 – Empuxo de propulsores em duto com modelos “caixa” distintos com o propulsor Octura 1735.	101
Figura 3.32 – Célula de carga construída com um tubo e extensômetros	102
Figura 3.33 – Modelo caixa com azimutal	102
Figura 3.34 – Esboço do modelo caixa com azimutal em ensaio de empuxo.	103
Figura 3.35 – Coeficiente de empuxo de propulsor azimutal em modelo “caixa” medido com célula de carga	104
Figura 3.36 – Coeficiente de empuxo de propulsor azimutal em modelo “caixa” medido com célula de torque	104
Figura 3.37 – Esboço das velocidades envolvidas na rotação do azimutal.....	105
Figura 3.38 – Coeficientes de empuxo para teste com azimutal girando em sentido horário e anti-horário.....	106
Figura 3.39 – Modelo de navio aliviador em escala reduzida de 1:125.....	107
Figura 3.40 – Esboço do modelo de navio aliviador em ensaio de empuxo.....	108
Figura 3.41 – Fotografia do modelo de navio aliviador em ensaio de empuxo	108
Figura 3.42 – Coeficiente de empuxo dos dutos do modelo em escala de 1:125 ...	109

Figura 3.43 – Modelo de navio aliviador em escala reduzida de 1:70.....	110
Figura 3.44 – Aparato experimental com modelo em escala de 1:70 instalado no tanque de provas	111
Figura 3.45 – Sistema de referência utilizado no ensaio do modelo de escala 1:70	111
Figura 3.46 – Empuxo do azimutal de proa do modelo 1:70 em função do ângulo.	112
Figura 3.47 – Fatores de dedução de empuxo para azimutais da proa e da popa..	113
Figura 3.48 – Força lateral exercida pelo leme	113
Figura 3.49 – Relação entre força lateral do leme e força na direção x	114
Figura 4.1 - Principais elementos de um sistema de posicionamento dinâmico (BRAY, 1998).....	115
Figura 4.2 – Exemplo de diagrama polar de vento (MAHFOUZ; EL-TAHAN, 2005)	117
Figura 4.3 – Ilustração da simulação feita de navio aliviador com SPD e FPSO utilizando o Dynasim®	119
Figura 4.4 – Fotografia de ensaio realizado no tanque de provas da USP com modelo 1:125 (MORISHITA; SPHAIER; SAAD, 2008).....	120
Figura 4.5 – Fluxograma do procedimento de projeto de navio aliviador com SPD	122
Figura 4.6 – Condições ambientais prováveis dos campos brasileiros	124
Figura 4.7 – Limites operacionais de alívio entre FPSO e navio aliviador.....	125
Figura 4.8 – Condições máximas e típicas de operação de navios aliviadores.....	128
Figura 4.9 – Condições máximas de operação em função do aproamento	129
Figura 4.10 – Diagrama de capacidade de corrente para DP1+ (Ref. CC1)	132
Figura 4.11 – Diagrama de capacidade de corrente para DP1+ (Ref. CC4)	132
Figura 4.12 – Diagrama de capacidade de vento para DP1+ (Ref. CV5).....	132
Figura 4.13 – Diagrama de capacidade de vento para DP1+ (Ref. CV8).....	132
Figura 4.14 – Diagrama de capacidade de corrente para DP2 (Ref. SC1)	132
Figura 4.15 – Diagrama de capacidade de corrente para DP2 (Ref. SC6)	132

Figura 4.16 – Diagrama de capacidade de vento para DP2 (Ref. SV7)	133
Figura 4.17 – Diagrama de capacidade de vento para DP2 (Ref. SV12)	133
Figura 4.18 – Ilustração da modelagem de casco Suezmax.....	141
Figura 4.19 – Arranjo geral do navio aliviador M/T Stenia Alexita (LAMB, 2004)	142
Figura 4.20 – Diagrama de blocos da solução de arranjo eleita.....	147
Figura 4.21 – Diagrama de forças e navio referência para cálculo do empuxo dos atuadores	153
Figura 4.22 – Condições ambientais e posição relativa entre aliviador e FPSO para simulação dinâmica	161
Figura 4.23 – Diagrama de utilização do DP1+	163
Figura 4.24 – Diagrama de utilização do DP2	163
Figura 4.25 – Diagrama de utilização do DP2 +	163
Figura 4.26 – Diagrama de capacidade do DP2 +	164
 Figura A.1 - Fluxograma à respeito da geração do diagrama de capacidade de vento	 182
Figura A.2 - Fluxograma à respeito da geração do diagrama de capacidade de corrente.....	182
Figura A.3 – Sistema de referência sobre o centro de gravidade do navio	184
Figura A.4 – Forças envolvidas na interação entre propulsor principal e leme	187
Figura A.5 – Fator de dedução de empuxo para a interação entre azimutais	198
Figura A.6 – Fator de dedução de empuxo para a interação entre azimutais com diferença angular	199
Figura A.7 – Interferências entre jato do propulsor em duto e corrente	199
Figura A.8 – Coeficiente de empuxo para azimutal com incidência de corrente	200
Figura A.9 – Referencial angular relativa entre azimutal e velocidade de corrente.	200
Figura A.10 – Desenhos dos dutos do navio DP1+	203

Figura A.11 – Desenhos dos dutos do navio DP2.....	203
Figura A.12 – Desenhos dos dutos do navio DP2+.....	204
Figura A.13 – Diagrama de blocos da opção 1	215
Figura A.14 – Diagrama de blocos da opção 2	215
Figura A.15 – Diagrama de blocos da opção 3	215
Figura A.16 – Diagrama de blocos da opção 4	216
Figura A.17 – Diagrama de blocos da opção 5	216
Figura A.18 – Diagrama de blocos da opção 6	216
Figura A.19 – Diagrama de blocos da opção 7	217
Figura A.20 – Diagrama de blocos da opção 8	217
Figura A.21 – Diagrama de blocos da opção 9	217
Figura A.22 – Diagrama de blocos da opção 10	218
Figura A.23 - Diagrama de capacidade Ref (OP1).....	225
Figura A.24 – Diagrama de capacidade Ref (OP2)	225
Figura A.25 – Diagrama de capacidade Ref (OP3)	226
Figura A.26 – Diagrama de capacidade Ref (OP4)	226
Figura A.27 – Diagrama de capacidade Ref (OP5)	226
Figura A.28 – Diagrama de capacidade Ref (OP6)	226
Figura A.29 – Diagrama de capacidade Ref (OP7)	226
Figura A.30 – Diagrama de capacidade Ref (OP8)	226
Figura A.31 - Esforços ambientais e posição dos sistemas flutuantes da simulação	227
Figura A.32 - Resultado da simulação em <i>footprint</i>	227
Figura A.33 - Força de controle e ambiental em X.....	227
Figura A.34 - Força de controle e ambiental em Y	227
Figura A.35 - Momento de controle e ambiental.....	227

Figura A.36 - Posição e referência em X.....	227
Figura A.37 - Posição em Y e referência.....	228
Figura A.38 - Distância mínima entre aliviador e FPSO	228
Figura A.39 - Força de comando do duto de proa 1	228
Figura A.40 - Força de comando do duto de proa 2.....	228
Figura A.41 - Força de comando do azimutal de proa	228
Figura A.42 - Força de comando do azimutal de popa.....	228
Figura A.43 - Força de comando do duto de popa	228
Figura A.44 - Força de comando do propulsor principal.....	228
Figura A.45 - Esforços ambientais e posição dos sistemas flutuantes da simulação	229
Figura A.46 - Resultado da simulação em <i>footprint</i>	229
Figura A.47 - Força de controle e ambiental em	229
Figura A.48 - Força de controle e ambiental em Y	229
Figura A.49 - Momento de controle e ambiental.....	229
Figura A.50 - Posição e referência em X.....	229
Figura A.51 - Posição em Y e referência.....	229
Figura A.52 - Distância mínima entre aliviador e FPSO	229
Figura A.53 - Força de comando do duto de proa 1	230
Figura A.54 - Força de comando do duto de proa 2.....	230
Figura A.55 - Força de comando do azimutal de proa	230
Figura A.56 - Força de comando do azimutal de popa.....	230
Figura A.57 - Força de comando do duto de popa	230
Figura A.58 - Força de comando do propulsor principal.....	230
Figura A.59 - Esforços ambientais e posição dos sistemas flutuantes da simulação	231
Figura A.60 - Resultado da simulação em <i>footprint</i>	231

Figura A.61 - Força de controle e ambiental em	231
Figura A.62 - Força de controle e ambiental em Y	231
Figura A.63 - Momento de controle e ambiental.....	231
Figura A.64 - Posição e referência em X.....	231
Figura A.65 - Posição em Y e referência.....	231
Figura A.66 - Distância mínima entre aliviador e FPSO	231
Figura A.67 - Força de comando do duto de proa 1	232
Figura A.68 - Força de comando do duto de proa 2.....	232
Figura A.69 - Força de comando do azimutal de proa	232
Figura A.70 - Força de comando do azimutal de popa.....	232
Figura A.71 - Força de comando do duto de popa	232
Figura A.72 - Força de comando do propulsor principal.....	232
Figura A.73 - Esforços ambientais e posição dos sistemas flutuantes da simulação	233
Figura A.74 - Resultado da simulação em <i>footprint</i>	233
Figura A.75 - Força de controle e ambiental em	233
Figura A.76 - Força de controle e ambiental em Y	233
Figura A.77 - Momento de controle e ambiental.....	233
Figura A.78 - Posição e referência em X.....	233
Figura A.79 - Posição em Y e referência.....	233
Figura A.80 - Distância mínima entre aliviador e FPSO	233
Figura A.81 - Força de comando do duto de proa 1	234
Figura A.82 - Força de comando do duto de proa 2.....	234
Figura A.83 - Força de comando do azimutal de proa	234
Figura A.84 - Força de comando do azimutal de popa.....	234
Figura A.85 - Força de comando do duto de popa	234

Figura A.86 - Força de comando do propulsor principal.....	234
Figura A.87 - Esforços ambientais e posição dos sistemas flutuantes da simulação	235
Figura A.88 - Resultado da simulação em <i>footprint</i>	235
Figura A.89 - Força de controle e ambiental em	235
Figura A.90 - Força de controle e ambiental em Y	235
Figura A.91 - Momento de controle e ambiental.....	235
Figura A.92 - Posição e referência em X.....	235
Figura A.93 - Posição em Y e referência.....	235
Figura A.94 - Distância mínima entre aliviador e FPSO	235
Figura A.95 - Força de comando do duto de proa 1	236
Figura A.96 - Força de comando do duto de proa 2.....	236
Figura A.97 - Força de comando do azimuthal de proa	236
Figura A.98 - Força de comando do azimuthal de popa.....	236
Figura A.99 - Força de comando do duto de popa	236
Figura A.100 - Força de comando do propulsor principal.....	236
Figura A.101 - Esforços ambientais e posição dos sistemas flutuantes da simulação	237
Figura A.102 - Resultado da simulação em <i>footprint</i>	237
Figura A.103 - Força de controle e ambiental em	237
Figura A.104 - Força de controle e ambiental em Y	237
Figura A.105 - Momento de controle e ambiental.....	237
Figura A.106 - Posição e referência em X.....	237
Figura A.107 - Posição em Y e referência.....	237
Figura A.108 - Distância mínima entre aliviador e FPSO	237
Figura A.109 - Força de comando do duto de proa 1	238
Figura A.110 - Força de comando do duto de proa 2.....	238

Figura A.111 - : Força de comando do azimutal de proa	238
Figura A.112 - Força de comando do azimutal de popa.....	238
Figura A.113 - Força de comando do duto de popa	238
Figura A.114 - Força de comando do propulsor principal.....	238
Figura A.115 - Esforços ambientais e posição dos sistemas flutuantes da simulação	239
Figura A.116 - Resultado da simulação em <i>footprint</i>	239
Figura A.117 - Força de controle e ambiental em	239
Figura A.118 - Força de controle e ambiental em Y	239
Figura A.119 - Momento de controle e ambiental.....	239
Figura A.120 - Posição e referência em X.....	239
Figura A.121 - Posição em Y e referência.....	239
Figura A.122 - Distância mínima entre aliviador e FPSO	239
Figura A.123 - Força de comando do duto de proa 1	240
Figura A.124 - Força de comando do duto de proa 2.....	240
Figura A.125 - Força de comando do azimutal de proa	240
Figura A.126 - Força de comando do azimutal de popa.....	240
Figura A.127 - Força de comando do duto de popa	240
Figura A.128 - Força de comando do propulsor principal.....	240
Figura A.129 – Características técnicas da célula de torque	242
Figura A.130 - Configuração dos extensômetros posicionados no tubo	243
Figura A.131 - Configuração dos extensômetros na ponte de Wheatstone	243

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 – Embarcações com SPD da primeira geração (MORGAN, 1978; FAÿ, 1990).....	41
Tabela 1.2 – Embarcações com SPD da segunda geração (MORGAN, 1978).....	42
Tabela 1.3 – Tabela com embarcações SPD da considerada terceira geração (MORGAN, 1998; SHIP-INFO, 2009; XVAS, 2009)	47
Tabela 2.1 – Características das classes de embarcações com SPD	53
Tabela 2.2 – Redundância de subsistemas requerida pelas principais agências classificadoras (BRAY, 1998)	54
Tabela 2.3 – Falhas possíveis de um navio aliviador em posicionamento	56
Tabela 2.4 – Valores de MTBF dos principais subsistemas e componentes de uma embarcação com SPD (SHATTO; PHILLIPS, 1997).....	61
Tabela 2.5 – Descrição das colunas de uma tabela de FMEA	63
Tabela 2.6 – Apresentação das severidades (MIL-STD-1629A)	64
Tabela 2.7 – Formato da tabela de FMEA (MIL-STD-1629A)	64
Tabela 2.8 – Conjunto de componentes passíveis de análise por FMEA (IMCA M 103,1999; TOBIN; CORNES, 1998; SHATTO; PHILLIPS, 1997).....	65
Tabela 2.9 – Registro de incidentes por subsistema (IMCA M 169; IMCA M 172; IMCA M 177; IMCA M 183).....	66
Tabela 3.1 – Arranjo propulsivo e tipo de instalação de navios Aliviadores com SPD (ABS, 2009; DNV, 2009; SHIP-INFO, 2009; XVAS, 2009)	90
Tabela 3.2 - Dimensões do modelo caixa	98
Tabela 3.3 - Dimensões dos propulsores ensaiados com modelo caixa.....	99
Tabela 3.4 - Dimensões do modelo em escala reduzida de 1:125.....	107
Tabela 3.5 - Dimensões do modelo em escala reduzida de 1:70.....	107
Tabela 3.6 - Dimensão dos modelos ensaiados.....	110

Tabela 3.7 – Propulsores instalado no modelo em escala de 1:70	110
Tabela 4.1 – Relação entre onda e vento estabelecido pela DNV (DET NORSKE VERITAS, 2004)	121
Tabela 4.2 – Esforços ambientais na Bacia de Campos e na nova bacia.....	127
Tabela 4.3 – Resumo das avaliações do DP1+ através de diagrama de capacidade	130
Tabela 4.4 – Resumo das avaliações do DP2 através de diagrama de capacidade	131
Tabela 4.5 – Resultado das avaliações feitas para DP1+, condição extrema	134
Tabela 4.6 – Resultado das avaliações feitas para DP1+, condições locais.....	135
Tabela 4.7 – Resultado das avaliações feitas para DP2, condição extrema, calado vazio	136
Tabela 4.8 – Resultado das avaliações feitas para DP2, condição extrema, calado cheio	137
Tabela 4.9 – Resultado das avaliações feitas para DP2, condições locais.....	138
Tabela 4.10 – Dimensões principais de navios aliviadores Suezmax classe 2	140
Tabela 4.11 – Estimativa das dimensões principais.....	141
Tabela 4.12 – Tamanho dos compartimentos do navio M/T Stenia Alexita.....	142
Tabela 4.13 – Posições possíveis para os atuadores	143
Tabela 4.14 – Matriz de critérios do método AHP para escolha de propulsor e motor	144
Tabela 4.15 – Matriz consolidada do método AHP para escolha de propulsor e motor	144
Tabela 4.16 – Alternativas de solução para o arranjo propulsivo	145
Tabela 4.17 – Matriz de critérios do método AHP para escolha do arranjo	146
Tabela 4.18 – Matriz consolidada do método AHP para escolha do arranjo	146
Tabela 4.19 – Análise de FMEA para o navio DP2+	148
Tabela 4.20 – Dados sobre o propulsor principal e alguns coeficientes.....	152

Tabela 4.21 – Posições dos atuadores	152
Tabela 4.22 – Empuxo dos atuadores.....	154
Tabela 4.23 – Azimutais Wärtsilä® (WARTSILA, 2008).....	155
Tabela 4.24 – Dutos Rolls-Royce®, adaptado de Rolls-Rouce (2008).....	155
Tabela 4.25 – Atuadores dimensionados para o navio DP2+	156
Tabela 4.26 – Resumo das avaliações do DP2+ através de diagrama de capacidade	157
Tabela 4.27 – Avaliações do navio DP2+, calado vazio, condição extrema.....	158
Tabela 4.28 – Avaliações do navio DP2+, calado cheio, condição extrema	159
Tabela 4.29 – Avaliações do navio DP2+, condições locais	160
Tabela 4.30 – Simulações dinâmicas com navio DP2+ e FPSO	162
Tabela 4.31 – Comparação entre navios no ponto de projeto.....	162
Tabela 4.32 – Cálculo no índice ERN para três navios	165
Tabela 4.33 – Cálculo no índice ERN para três navios	166
 Tabela A.1 – Agentes ambientais considerados nos diagramas de capacidade.....	190
Tabela A.2 – Dimensões do navio aliviador em calado leve e cheio.....	190
Tabela A.3 – Resumo das interações hidrodinâmicas modeladas	195
Tabela A.4 – Fator de dedução de empuxo estimados	201
Tabela A.5 – Fator de dedução de empuxo para propulsores principais (I.S.O 19901- 72004(E), 2004)	201
Tabela A.6 – Valores dos empuxos e localização dos atuadores do Navio DP1+ ..	202
Tabela A.7 – Fator Valores dos empuxos e localização dos atuadores do Navio DP2	202
Tabela A.8 – Valores dos empuxos e localização dos atuadores do Navio DP2+ ..	202
Tabela A.9 – Limites de empuxo para o propulsor principal e força lateral de leme	203
Tabela A.10 – Valores de fator de dedução para os navios avaliados.....	204

Tabela A.11 – Valores de preferências (GARBER, 2002).....	206
Tabela A.12 – Índices randômicos (GARBER, 2002).....	207
Tabela A.13 – Opções de solução para a escolha do tipo de propulsor e motor. ...	208
Tabela A.14 – Matriz de comparação do custo de aquisição	210
Tabela A.15 – Matriz de comparação do consumo de combustível em aquisição ..	210
Tabela A.16 – Matriz de comparação da complexibilidade e manutenção.....	210
Tabela A.17 – Matriz de comparação da eficiência.....	211
Tabela A.18 – Matriz de comparação da confiabilidade	211
Tabela A.19 – Matriz de comparação do arranjo e peso	211
Tabela A.20 – Matriz de comparação da facilidade de controle	211
Tabela A.21 – Matriz de comparação da acurácia do empuxo.....	211
Tabela A.22 – Matriz de comparação do tempo de resposta	211
Tabela A.23 – Matriz de comparação do ruído.....	212
Tabela A.24 – Matriz de critérios.....	212
Tabela A.25 – Matriz de critérios normalizada	212
Tabela A.26 – Razão de consistência da matriz de critérios	212
Tabela A.27 – Matriz consolidada	213
Tabela A.28 – Alternativas de arranjo propulsivo	213
Tabela A.29 – Taxa média entre falhas de motores.....	218
Tabela A.30 – MTBF dos diagramas de blocos.....	218
Tabela A.31 – Matriz de comparação do custo de aquisição da prop. principal.....	219
Tabela A.32 – Matriz de comparação do custo de aquisição do sist. de geração ...	219
Tabela A.33 – Matriz de comparação do custo de aquisição do sistema DP	220
Tabela A.34 – Matriz de comparação da eficiência em viagem	220
Tabela A.35 – Matriz de comparação da eficiência propulsiva.....	221
Tabela A.36 – Matriz de comparação da potência instalada.....	221

Tabela A.37 – Matriz de comparação da confiabilidade	222
Tabela A.38 – Matriz de comparação do arranjo e peso	222
Tabela A.39 – Matriz de comparação da preferência do operador.....	223
Tabela A.40 – Matriz de critérios.....	223
Tabela A.41 – Matriz de critérios normalizada	223
Tabela A.42 – Razão de consistência da matriz de critérios	224
Tabela A.43 – Matriz consolidada	224
Tabela A.44 – Diagramas de capacidade do navio DP2+	225
Tabela A.45 – Características técnicas da célula de carga.....	241
Tabela A.46– Dimensões dos dutos instrumentados	244
Tabela A.47 – Dimensões do FPSO e navio aliviador.....	245
Tabela A.48 – Constantes do controlador PID	245
Tabela A.49 – Parâmetros do filtro <i>Notch</i>	245

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABS	<i>American Bureau of Shipping</i>
AHP	<i>Analytic Hierarchy Process</i>
ANP	Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
BLS	<i>Bow Loading System</i>
CPP	<i>Controllable Pitch Propeller</i>
CRP	Propulsor contra-rotativo (<i>Contra-Rotating Propeller</i>)
CTO	<i>Centrum Techniki Okrętowej S.A</i>
DNV	<i>Det Norske Veritas</i>
DP	<i>Dynamic Positioning</i>
ERN	<i>Environmental Regularity Number</i>
FMEA	<i>Failure Modes and Effect Analysis</i>
FPP	<i>Fixed Pitch Propeller</i>
FPSO	<i>Floating Production Storage and Offloading</i>
IEO	<i>International Energy Outlook</i>
IMCA	<i>International Marine Contractors Association</i>
IMO	<i>International Maritime Organization</i>
ITTC	<i>International Towing Tank Conference</i>
LR	<i>Lloyd's Register</i>
MARIN	<i>Maritime Research Institute Netherlands</i>
MCR	<i>Maximum Continuous Rating</i>
MTBF	Tempo médio entre falhas (<i>Mean time between failure</i>)
NACA	<i>National Advisory Committee for Aeronautics</i>
PCR	<i>Performance Capability Rating</i>
PID	Controlador proporcional-integral-derivativo
SPD	Sistema de Posicionamento Dinâmico
UPS	Suplemento de potência ininterrupto (<i>Uninterruptible Power Supply</i>)
VRS	Sensor de referência vertical (<i>Vertical Reference Sensor</i>)

LISTA DE SÍMBOLOS

A mesma simbologia pode possuir um ou mais significados e, quando ocorrer, o valor tomado pelo símbolo é explícito no texto no trecho em que é utilizado.

Alfabeto Romano

A	Matriz de alocação de empuxos em relação ao centro de gravidade do navio ou área projetada de vento correspondente à direção de vento ou matriz de comparação
A_0	Área circular calculada com o valor do diâmetro de um propulsor
A_{duto}	Área transversal do duto
Abt	Área da seção transversal do bulbo até a altura onde a linha d'água atinge a popa
A_e	Área expandida do propulsor
$(A_e/A_0)^{mín}$	Relação das áreas das pás mínima para não haver cavitação
At	Área imersa da popa <i>transom</i> com navio parado
B	Boca da embarcação
c	Constante
C_b	Coeficiente de bloco
$C_{D,2}$	Coeficiente de amortecimento de deriva
$C_{D,6}$	Coeficiente de amortecimento de guinada
c_i	Cosseno do ângulo α_i do atuador i
$C.I.$	Coeficiente de inconsistência
C_{ic}	Coeficiente de corrente, com $i = 1,2,6$
C_{iw}	Coeficiente de vento, com $i = 1,2,6$
C_m	Coeficiente de seção mestra

C_p	Coeficiente prismático
C_{wp}	Coeficiente de área de linha d'água
C_Y	Área molhada de casco
D	Pontal da embarcação ou diâmetro de propulsor
$d_i(\psi_s, \omega)$	Força de deriva média e componentes de momentos nas direções de avanço, guinada e deriva, respectivamente, para cada frequência de onda, incorporando <i>wave-drift damping</i>
Dwt	Deslocamento da embarcação
Dwt_{lastro}	Deslocamento de lastro da embarcação
$\vec{F}$	Vetor de forças aplicadas sobre o navio
F_1	Empuxo do propulsor do duto de proa 1 do navio DP2+
F_{1E}, F_{2E}, F_{6E}	Forças ambientais de avanço, deriva e guinada
F_{1T}, F_{2T}, F_{6T}	Forças de avanço, deriva e guinada gerados pelos atuadores
F_2	Empuxo do propulsor do duto de proa 2 do navio DP2+
F_3	Empuxo do propulsor do azimuthal proa do navio DP2+
F_4	Empuxo do propulsor do azimuthal popa do navio DP2+
F_5	Empuxo do propulsor do duto de popa do navio DP2+
$F(x)$	Função distribuição acumulada de ocorrências de falhas do componente
F_A	Força de propulsor na proa
F_B	Força de propulsor na popa
F_C	Força ou momento devido à corrente
$F_{ami}(\psi_s)$	Forças e momento de deriva média
$\vec{F}_e$	Vetor de forças dos agentes ambientais
$F_i(x)$	Função distribuição acumulada de ocorrências de falhas do componente i
F_{lat}	Força lateral do leme
F_{long}	Força longitudinal do propulsor com leme
F_X	Força ambiental na direção longitudinal da embarcação

F_{x_ar}	Força do leme na direção x
F_y	Força ambiental na direção transversal da embarcação
FT	Índice de utilização de empuxo do atuador
g	Aceleração da gravidade
h	Altura do centro do propulsor em relação à linha de base
h_e	Altura do centro de área transversal do bulbo
H_s	Altura significativa de onda
IC	Índice de consistência
IR	Índice randômico
J	Coeficiente de avanço
J_{op}	Coeficiente de avanço de operação
k	Constante igual a 0,2 para navios com um propulsor
K_{T-duto}	Coeficiente de empuxo do duto
$K_{T-total}$	Coeficiente de empuxo total
$K_{T,Q}(J)$	Curva do coeficiente de empuxo ou torque em função do coeficiente de avanço
K_{yx}	Razão entre força lateral do leme e longitudinal
$K_{yx}^{máx}$	Razão máxima entre força lateral e longitudinal
$K_{yx}^{mín}$	Razão mínima entre força lateral e longitudinal
lb	Comprimento do calado do modelo de propulsor em duto
Lcb	Distância do centro de carena até o centro de gravidade da embarcação
L_{duto}	Comprimento do duto
l_g	Distância longitudinal do centro de massa do casco e a meia-nau
Loa	Comprimento máximo da embarcação
Lpp	Comprimento entre perpendiculares da embarcação
Lwl	Comprimento da linha d'água

$MTBF_i$	Tempo médio entre falhas do componente i (<i>Mean time between failure</i>)
M_z	Momento ambiental no plano horizontal da embarcação em relação ao centro de gravidade
n	Número de linhas ou de colunas das matrizes do método AHP ou rotação do propulsor
N_D	Momento no plano horizontal devido ao amortecimento de guinada
p	Passo de um propulsor
$P(T)$	Potência do atuador em função do empuxo
p_0	Pressão atmosférica
$P_{máx}$	Potência máxima do atuador
$P_{mín}$	Potência mínima do atuador
p_v	Pressão de vapor de água salina a 15°C
r	Velocidade angular de guinada
$R(x)$	Função confiabilidade do componente
Re	Número de Reynolds
RC	Razão de consistência
$R_i(x)$	Função confiabilidade do componente i
$R_s(x)$	Função confiabilidade do sistema
R_T	Resistência ao avanço
S	Área molhada de casco
$S(\omega)$	Espectro de mar
s_i	Seno do ângulo α_i do atuador i
t	Tempo
T	Calado da embarcação ou empuxo do atuador
$\vec{T}$	Vetor de empuxo dos atuadores, de $i = 1 \dots p$ atuadores
T_a	Calado da popa da embarcação
t_{az}	Fator de dedução de empuxo entre azimutais
$t_{a/a}$	Fator de dedução de empuxo da interação atuador-atuador

$t_{a/c}$	Fator de dedução de empuxo da interação atuador-corrente
t_{az}	Fator de dedução de empuxo do azimutal
$t_{c/a}$	Fator de dedução de empuxo da interação casco-atuador
t_{duto}	Coeficiente de dedução de empuxo do duto
T_{duto}	Empuxo do duto
T_i	Empuxo do atuador i
t_{int}	Fator de dedução de empuxo de determinada interação
T_i^{int}	Empuxo do atuador i deduzido de determinada interação
$T_i^{a/a}$	Empuxo do atuador i com interações atuador-atuador
$T_i^{a/c}$	Empuxo do atuador i com interações atuador-corrente
$T_i^{c/a}$	Empuxo do atuador i com interações casco-atuador
T_f	Calado da proa da embarcação
Th	Empuxo do hélice
T_{lastro}	Calado de lastro da embarcação
T_m	Período médio de ondas
$T_{máx}$	Empuxo máximo do atuador
$T_{mín}$	Empuxo mínimo do atuador
t_{navio}	Coeficiente de força redutora
T_p	Período de pico
T_{prop}	Empuxo do propulsor
$t_x^{a/c}$	Fator de dedução de empuxo para dutos com fluxo de corrente incidindo na direção x
$t_y^{a/c}$	Fator de dedução de empuxo para dutos com fluxo de corrente incidindo na direção y
t_ϕ	Fator de dedução de empuxo devido à ocorrência de ângulo relativo entre azimutais
u	Velocidade do navio na direção x
u_c	Velocidade da corrente na direção x

u_r	Velocidade relativa entre velocidade do navio e da corrente na direção x
v	Velocidade tangencial do bocal do azimuthal ou velocidade do navio na direção y
V	Velocidade de avanço do navio
v_c	Velocidade da corrente na direção y
V_C	Velocidade de corrente
v_j	Velocidade do jato do propulsor
v_r	Velocidade relativa entre velocidade do navio e da corrente na direção y
V_{rel}	Velocidade relativa da corrente
V_v ou V_w	Velocidade de vento
$V_{v\text{ ou }c}^{int}$	Velocidade de vento ou corrente deduzida da interação
w	Peso de alocação
W	Matriz de pesos de alocação
x_{ax}	Distância entre azimuthais.
$x_{1,i}$	Distância em x do atuador i até o centro de gravidade
$x_{2,i}$	Distância em y do atuador i até o centro de gravidade
X_D	Força em X devido ao amortecimento de guinada
Y_D	Força em Y devido ao amortecimento de guinada
Z	Número de pás de um propulsor

Alfabeto Grego

α	Ângulo relativo entre a força do azimuthal e a velocidade relativa de corrente
α_i	Ângulo do atuador i
α_{ij}	Valor de preferência do elemento i em relação ao j
$\alpha_i^{m\acute{a}x}$	Ângulo máximo da zona proibida
$\alpha_i^{m\acute{i}n}$	Ângulo mínimo da zona proibida
β	Ângulo de ataque de corrente

δ	Ângulo de leme
$\delta_{m\acute{a}x}$	Ângulo máximo de leme
$\delta_{m\acute{i}n}$	Ângulo mínimo de leme
η	Constante.
η_0	Eficiência em água aberta
η_d	Coeficiente de mérito
η_r	Eficiência relativa rotativa
$\lambda_{\max}$	Maior autovalor da matriz
ρ	Densidade da água
ρ_{ar}	Densidade do ar
ϕ	Diferença angular entre os azimutais
ψ	Aproamento da embarcação
ψ_s	Direção de onda
ψ_w	Direção do vento
ψ_{rs}	Ângulo relativo entre o aproamento da embarcação e a onda
ψ_{rw}	Ângulo relativo entre o aproamento da embarcação e o vento
ω	Frequência de onda

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

O petróleo, fonte energética não renovável, é um dos insumos de maior participação nas matrizes energéticas de muitos países, inclusive do Brasil. Em 2008, segundo Balanço Energético Nacional do Ministério de Minas e Energia, cerca de 40% da matriz energética brasileira foi composta por petróleo e seus derivados, sendo a fonte energética mais consumida dentre todas. Desse percentual, segundo a ANP¹, em 2008, 90% dos quase 700 milhões de barris equivalentes de petróleo produzidos foram extraídos em alto mar. Hoje, o país é o 15º país com maior reserva provada de petróleo no mundo, com cerca de 13 bilhões de barris de óleo equivalente (IEO², 2009).

A pesquisa em exploração e prospecção de petróleo em alto mar vem crescendo continuamente no Brasil e é reconhecida mundialmente como tecnologia de excelência. Tais pesquisas têm descoberto e explorado inúmeras reservas petrolíferas cada vez mais distantes da costa e em maiores profundidades de lâmina d'água. Entre tais reservas, a área do Pré-Sal nos campos de Tupi, Iara e Jubarte está estimada em 14,8 bilhões de barris de óleo equivalente, mais que dobrando as reservas brasileiras (Ministério das Minas e Energia, 2009). Dentre os campos citados, Tupi teve sua produção iniciada em 1 de maio de 2009 com a operação da plataforma FPSO³ *BW Cidade de São Vicente*. Com o funcionamento de tal plataforma, instalada em uma lâmina d'água de 2.140m e distante 290km da costa (TN Petróleo, 2009), novo recorde nacional de prospecção foi alcançado, em torno de 1,9 milhões de barris de petróleo por dia.

O aumento do volume de prospecção e os investimentos cada vez maiores em pesquisas no setor de petróleo e gás são justificados pelas previsões de contínuo aumento de consumo de petróleo até 2030 (IEO, 2009). A Petrobras, maior empresa nacional do setor de petróleo e gás, divulgou aumento de prospecção em

¹ Agência Nacional do Petróleo, Gás e Biocombustíveis.

² *International Energy Outlook*.

³ *Floating Production Storage and Offloading*.

alto mar no seu Plano de Negócios do período 2009-2013, prevendo a criação de 5 milhões de postos de trabalho diretos e indiretos (Clica Brasília, 2009).

Portanto, o petróleo é uma fonte de riqueza e possui importância econômica e social para o Brasil, impactando no desenvolvimento do país e justificando a continuidade de pesquisas em relação à sua exploração.

Os investimentos dirigidos à exploração em alto mar vêm suprir a necessidade de tecnologia para o desenvolvimento e aprimoramento de métodos de descoberta de novas reservas, prospecção, refino e transporte do petróleo, entre outras atividades. Entre as operações realizadas da prospecção até o refino, está o transporte do petróleo até a costa, feito por dutos submarinos ou por navios aliviadores. Apesar da existência destes dois métodos de transporte, em certas situações, o uso de dutos para o bombeamento do petróleo dos poços até a costa não é viável por questões econômicas ou de natureza tecnológica e, nestes casos, navios aliviadores são utilizados.

Tais embarcações possuem a função de transportar petróleo de uma plataforma até um terminal na costa, onde o petróleo possa ser processado ou distribuído (Figura 1.1). Durante o bombeamento do petróleo para o navio, a embarcação aliviadora deve ser mantida em posição segura em relação à plataforma para que não ocorra colisão ou parada da transferência do petróleo por questões operacionais.

Figura 1.1 – Foto aérea de alívio de FPSO com o uso de navio aliviador (AGÊNCIA PETROBRAS DE NOTÍCIAS, 2009)

Este posicionamento relativo pode ser realizado com o apoio de rebocadores, que empurram ou tracionam o navio aliviador de tal modo a manter a posição desejada. Outro método atualmente mais empregado é a instalação de um sistema de posicionamento dinâmico (SPD) no navio aliviador. Sistema de posicionamento dinâmico é um conjunto de subsistemas integrados com a finalidade de posicionar um sistema flutuante (navio aliviador) em relação a uma referência (plataforma) sob influência dos agentes ambientais, tais como, vento, ondas e corrente.

Dentre os subsistemas integrados comentados anteriormente, o SPD é composto por quatro subsistemas principais: potência, controle, propulsão e sensoramento. A energia requerida para a realização de trabalho provém do subsistema de potência, que fornece combustível e energia elétrica aos atuadores, sensores e controlador. As forças que contra-atuam os esforços ambientais e mantêm o sistema flutuante em posição segura são geradas pelos atuadores, mais comumente denominados propulsores. O subsistema de sensoramento é responsável por medir a posição da embarcação em relação a sistemas de referências locais ou globais dependendo do tipo de sensor. A ação de ondas de curtos períodos de duração sobre o casco gera interferências nas medidas dos sensores de posição. Para eliminar tais interferências, filtros são utilizados para retirar altas frequências das medidas realizadas. O subsistema de controle é encarregado de receber os dados dos sensores, filtrá-los e comandar a ação dos atuadores de tal forma a manter o posicionamento da embarcação.

Apesar de amplamente utilizados, navios aliviadores com SPD requerem cuidados em relação ao seu projeto e à operação, tais como, assegurar a confiabilidade, manter a posição e atitude e projetar o arranjo propulsivo e energético de tal forma a obter máxima eficiência. O problema de posicionamento dinâmico é manter posição e atitude seguras em relação a uma referência estando submetido a forças e momentos gerados pelos agentes ambientais atuantes sobre o navio. Para tanto, a ação de controladores é estudada computacional e experimentalmente com o intuito de assegurar o posicionamento da embarcação durante a operação de alívio.

Um dos problemas operacionais comuns é a falha de alguns dos componentes dos subsistemas, que pode ocorrer por pane ou desgaste, acarretando na perda de posicionamento da embarcação. Estudos de confiabilidade são

realizados para eliminar as falhas ainda durante as fases de projeto ou minimizar os efeitos das falhas sobre o posicionamento do navio através de ações preventivas ou corretivas. Outro meio de minimizar o efeito da falha é o aumento de redundância dos sistemas, isto é, instalação de subsistemas idênticos a serem acionados quando ocorrer a falha dos subsistemas principais.

A maneira de contrabalançar as forças e momento externos sobre o navio aliviador com o intuito de manter o posicionamento da embarcação é a instalação de um conjunto de propulsores. Porém, o projeto e especificação de tais atuadores são trabalhosos, pois suas características dependem de muitos fatores, tais como, tipo de casco, tamanho do atuador, localização na embarcação, entre outros. Tais fatores dificultam a correta determinação do empuxo gerado pelos atuadores sem que, ao menos, estudos experimentais sejam realizados.

Muitas pesquisas têm sido realizadas em diversas áreas do conhecimento para a solução dos problemas citados, em destaque, os ramos de Engenharia Mecânica, Elétrica e Naval. O objetivo de tais pesquisas é, não apenas projetar navios aliviadores dentro de limites de operação satisfatórios à exploração de petróleo em alto mar, mas como também buscar o aperfeiçoamento do desempenho de embarcações com SPD.

1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Até a década de 1960, a exploração *offshore* de petróleo se baseava em sistemas flutuantes amarrados. Com o aumento da lâmina d'água de operação, os sistemas passaram a necessitar de maiores e mais numerosas linhas de amarração. A partir de 1.000m de lâmina d'água, tais sistemas passaram a ser inviáveis economicamente, pois o custo das linhas de amarração se elevava devido às dificuldades de projeto, produção e instalação das amarrações (TANNURI, 2002).

Tais características dos sistemas flutuantes amarrados indicavam a necessidade de mudança para outro tipo de tecnologia de posicionamento em águas profundas. A idéia desenvolvida foi a instalação de um sistema de posicionamento ativo, que produzisse empuxo para contra-atar os esforços ambientais. Em 1957, como parte do projeto americano *Monhole*, um posicionamento ativo elaborado com o uso de propulsores foi instalado no navio *Cuss 1* (Figura 1.2). Este navio, marco da primeira experiência com posicionamento ativo, tinha por objetivo estudar descontinuidades sísmicas em profundidades em torno de 4.000m. O posicionamento ativo foi estabelecido com a instalação de quatro propulsores manualmente controlados com o uso de sistema de referência baseado em um radar de superfície com quatro bóias e um sonar. A primeira operação do navio foi realizada na Califórnia, em 1961, em profundidade de 948m. Em seguida, o navio operou próxima a Ilha de Guadalupe, em profundidade de 3.560m, mantendo-se em um raio de atuação de 180m. Também, em 1963, na França, o navio lançador de dutos *Salvor* começou a se posicionar ativamente por meio de dois propulsores azimutais controlados de forma manual com motores Diesel.

Porém, apesar de possuir versatilidade no posicionamento, a operação manual dos atuadores era uma tarefa contínua e por isso árdua, o que levou a idéia do desenvolvimento de um controlador central. Em 1961, o navio de perfuração *Eureka* entrou em operação com controle automático de posição e atitude e foi a primeira embarcação posicionada dinamicamente. Em 1964, a embarcação de prospecção *Caldrill 1* entrou em operação com 4 propulsores azimutais, dois controladores em paralelo e um sistema de referência constituído por dois inclinômetros do tipo cabo submerso. Em 1965, outro navio adaptado (Figura 1.3),

Térébel, teve um controlador analógico instalado e passou a operar em posicionamento dinâmico, sendo usado para pesquisas e desenvolvimento das operações em alto mar. Em 1968, muitas pesquisas científicas com o sistema flutuante *Glomar Challenger* demonstraram as possibilidades do posicionamento dinâmico através do êxito obtido em suas operações.

Figura 1.2 – Fotografia da embarcação Cuss 1 (FAÿ, 1990)

Figura 1.3 – Fotografia da embarcação *Térébel* (FAÿ, 1990)

Em resumo, na década de 60, as primeiras embarcações com posicionamento ativo possuíam controle manual dos atuadores, modo analógico de

processamento e comunicação e pouca redundância de sistemas. Conforme a utilização das embarcações e o surgimento de problemas operacionais, o grau de redundância dos subsistemas foi aumentado e controladores centrais (alguns digitais) foram instalados, sem que ainda houvesse realimentação de sinal de vento. Até aqui, este período de evolução dos SPD's é considerado a primeira geração, como citado por Morgan (1978). A Tabela 1.1 apresenta as embarcações que fazem parte desta primeira geração dos sistemas flutuantes com SPD.

Tabela 1.1 – Embarcações com SPD da primeira geração (MORGAN, 1978; FAÏ, 1990)

ANO	Embarcação	L [m]	Atuadores laterais	Sensor de posição	Controlador		
					Tipo	Redundância	Realimentação de vento
1957	Cuss 1	79	4 x 200hp	Radar e Sonar	Analógico e manual	N	N
1961	Eureka	41	2 x 200hp	inclinômetro por cabo submerso	Analógico e automático	N	N
1963	Salvor	60	-	-	Analógico e automático	-	-
1964	Caldrill	54	4x 300hp	2 Cabos submersos	Analógico e automático	S	N
	Capistrano	-	-	Acústico	Analógico e automático	N	N
	USS Naubuc	-	-	Rádio	Digital e automático	N	N
	Glomar Challenger	120	4x750hp; 2x2250hp	Acústico	Digital	N	N
1965	Térébel	52	2x 300hp	Cabo submerso	Digital	N	N
	Duplus			Cabo submerso	Digital	N	N

Em 1971, a embarcação Sedco 445 marca o início da segunda geração de SPD's (MORGAN, 1978), em que a prospecção de petróleo em águas profundas atinge escala comercial. Sedco 445 se diferenciava da antiga geração porque possuía redundância de todos os seus subsistemas, chegando a operar até 150h sem interrupções. Na década de 70, onde se inicia a segunda geração, os controladores dos SPD's passam a ser digitais e duplos e a possuir a realimentação de vento (Tabela 1.2), fato que restringe a interferência de variações abruptas do vento sobre o controle e minimiza a movimentação da embarcação por acionamento desnecessário dos atuadores. Em tais sistemas, o número e tipo de sensores de

posição também aumentou, garantindo melhor confiabilidade do sensoriamento das embarcações.

Um grande avanço ocorrido no uso dos SPD's foi o desenvolvimento do chamado filtro de *Kalman*, um novo filtro baseado nas pesquisas de R.E. Kalman, de 1960 (CADET, 2003). Inicialmente, tal filtro foi utilizado na operação de sistemas aeroespaciais e, no final da década de 70, o uso do filtro de *Kalman* foi aplicado em SPD's com a proposta de Balchen et al. (1976). Até então, os filtros utilizados eram do tipo passa baixa ou de banda/*notch*, que possuíam limitações em sua utilização devido aos atrasos de fases que introduziam na malha de controle fechada (FOSSEN, 1994). A ação do filtro de *Kalman* diminuía tal efeito de atraso da filtragem e apontava problemas de atraso de fase e a ação lenta do integrador (termo do controlador tipo PID – proporcional, integral e derivativo), que agora passaram a ser mais bem estudados.

Tabela 1.2 – Embarcações com SPD da segunda geração (MORGAN, 1978)

Embarcação	L [m]	Atuadores	Sensor de posição	Controlador		
				Tipo	Redundância	Realimentação de vento
Sedco 445	134	Dois principais e 11 FPP	AC / CS / AR	Digital	S	S
Saipem due	130	4 cicloidais	AC/ CS	Digital	S	S
Pelican	-	-	AC/ CS	Digital	S	S
Havdrill	147	7 CPP	AC / CS / AR	Digital	S	S
Discoverer 534	-	-	AC/ CS	Digital	S	S
Arctic Surveyor	78	-	AC	Digital	S	S
Wimpey Sealab	-	-	AC/ CS	Digital	S	S
Kattenturm	-	-	AC	Digital	S	S
Ben Ocean Lancer	-	-	AC / CS / AR	Digital	S	S
Seven Seas	-	-	AC/ CS	Digital	S	S
Pac Norse	-	-	AC / CS / AR	Digital	S	S
Sedco 709	89	-	AC / CS / AR	Digital	S	S
Sedco 472	-	-	AC / CS / AR	Digital	S	S
Sedco 471	-	-	AC / CS / AR	Digital	S	S
Big John	-	-	AC/ CS	Digital	S	S
Petrel	-	-	AC/ CS	Digital	S	S
Pelerin	-	-	AC/ CS	Digital	S	S

Legenda: AC - acústico; CB - cabo submerso (*taut wire*); AR - Ângulo do riser

FPP - Propulsor de passo fixo (*Fixed Pitch Propeller*);

CPP - Propulsor de passo variável (*Controllable Pitch Propeller*);

A aplicação do SPD foi largamente difundida na indústria naval *offshore* do petróleo e gás, e sua utilização estendeu-se a outros tipos de navios, tais como, navios cruzeiros, navios de carga, embarcações oceanográficas, de pesquisas científicas em geral (BRAY, 1998) e plataformas de lançamento de foguetes (SEA LAUNCH, 2002). Outras aplicações de SPD foram registradas em operações militares, tais como, as embarcações *Naubuc* da Marinha dos Estados Unidos da América, em 1968, *Triton* da Marinha Francesa, em 1971, e *HMS Challenger* da Marinha Britânica, em 1981 (FAÏ, 1990).

Na década de 80, na Noruega, o conceito de sistema flutuante que utilizava simultaneamente uma amarração e um SPD foi desenvolvido, denominado de SPD assistido (AALBERS et al., 1995; DONHA, 1995). Também, uma variação da amarração de FPSO's foi elaborada, denominada de sistema *turret*, que consiste em rolamentos axiais ancorados que possibilitam o giro do FPSO em torno de tais rolamentos. Esta disposição, como mostrado na Figura 1.4, permite o alinhamento da embarcação com a resultante dos esforços ambientais, assim, minimizando esforços nas amarrações que posicionam o *turret*. A embarcação que recebeu o SPD assistido em questão foi o FPSO *Petrojearl*, onde a posição era mantida pela amarração e a atitude pelo SPD. O conceito de SPD assistido possibilitou a minimização das dimensões das linhas de amarração e trouxe mais segurança e confiabilidade para os sistemas flutuantes.

O transporte feito por dutos passou a ser inviabilizado pelos seus crescentes custos de instalação em função da distância e profundidade. Como alternativa de alívio, navios petroleiros foram aplicados para o descarregamento do petróleo da plataforma e transporte até a costa. Inicialmente, tais embarcações eram posicionadas em relação à plataforma por rebocadores que tracionam ou empurram o navio conforme a necessidade para se manter em uma posição segura, evitando colisão ou problemas operacionais. Com o desenvolvimento cada vez maior dos SPD's, os navios aliviadores também passaram a ter tal sistema, garantindo uma operação de alívio mais segura e ágil.

Já na década de 90, novos e importantes avanços do projeto dos SPD's foram desenvolvidos. Em Junho de 1994, a IMO (*International Maritime Organization*) publica a Circular MSC/Circ. 645 em que apresenta um padrão internacional para embarcações com SPD. Nela, tais embarcações com SPD são

segmentadas em três classes em função do grau de confiabilidade dos subsistemas: classe 1 - a falha de quaisquer componentes ou subsistemas da embarcação pode acarretar em perda do posicionamento; classe 2 - a falha de um componente ou subsistema qualquer não pode acarretar na perda de posicionamento; classe 3 - a falha de um componente ou subsistema qualquer não pode acarretar perda de posicionamento, incluindo falhas devido a alagamento ou fogo das compartimentagens. Ainda, na mesma circular, a IMO estipula quais equipamentos fazem parte do SPD e devem ser considerados na segmentação de classe das embarcações.

Figura 1.4 – Detalhe de sistema *turret* instalado em um FPSO (DEEPWATER CORROSIN SERVICES INC., 2009)

Na prática, o impacto da regulamentação sobre os projetos de SPD's é enorme, pois a análise das possíveis falhas dos subsistemas, isto é, a avaliação da confiabilidade passa também a ser preponderante no dimensionamento dos subsistemas. A partir de então, todo o projeto do SPD é reestruturado de forma a atender o padrão estabelecido, exigindo ainda adequações de outras áreas de projeto de navio, tais como, arranjo geral, estruturas, sistema propulsivo principal, viabilidade econômica.

As principais agências classificadoras de embarcações, na mesma década, reeditam suas normas para se adequarem à circular, tais como, LR (*Lloyd's Register*), ABS (*American Bureau of Shipping*) e DNV (*Det Norske Veritas*). Ainda, além das segmentações discutidas, tais normas exigem a averiguação da

confiabilidade da embarcação desde as fases iniciais de projeto com a aplicação do estudo de FMEA (*Failure Modes and Effect Analysis*), conhecido como análise de modos de falhas e efeitos. FMEA é um método de avaliação qualitativa da confiabilidade de sistemas. Sua análise pressupõe a falha de um elemento, componente ou subsistema e estipula qual o efeito desta falha sobre o comportamento do sistema como um todo (PALADY, 1995; MODARRES et al., 1999).

Além da segmentação e normatização dos SPD's, o avanço tecnológico obtido com a eletrônica de potência que se iniciou na década de 80 foi um fator muito impactante sobre o projeto do arranjo energético e propulsivo das embarcações. Transformadores, inversores e conversores de frequência, retificadores, geradores, motores de corrente contínua e alternada, entre outros, são os elementos elétricos que ampliaram muito o número de possibilidades de integração dos subsistemas (ÅDNANES et al., 1997; APSLEYTT et al., 2007; CALFO et al., 2002; ERICSEN et al., 2006; HARRINGTON, 1992; KALLAH, 1997; MCCOY, 2002; WIMSSHURST, 2002). A potência dos motores elétricos e seus sistemas de comando atingiu a ordem de 30MW, abrindo a possibilidade de sua utilização como máquinas motrizes da propulsão auxiliar, e também como máquinas motrizes da propulsão principal em detrimento aos motores Diesel. Com a eletrônica de potência, surgiram novos conceitos de arranjo propulsivo, tais como, Diesel/Diesel-elétrica e Diesel-elétrica, como por exemplo, a instalação de um navio aliviador típico com arranjo elétrico (Figura 1.5).

O desenvolvimento da eletrônica de potência também possibilitou a melhoria do arranjo geral das embarcações, pois os elementos de uma instalação propulsora elétrica são mais leves e ocupam menos espaço do que os arranjos propulsivos com motores Diesel (HARRINGTON, 1992). Ainda, instalações elétricas possibilitam tornar as unidades propulsoras modulares, facilitando seu transporte, construção, manutenção e reposição de peças.

Outro avanço propulsivo ocorrido devido à versatilidade da eletrônica de potência foi o aumento das variações de arranjo entre um atuador e sua máquina motriz. Tais combinações da eletrônica em propulsores em duto, azimutais e o desenvolvimento de uma larga variedade de sistemas propulsivos azimutais tipo *pod*, como visto na Figura 1.6, possibilitaram maior manobrabilidade às

embarcações (FUNENO, 2004; ITTC⁴, 2005; REICHEL, 2007; STEINWAND, 2003), uma resposta mais rápida ao acionamento dos propulsores e, em alguns casos, melhores características hidrodinâmicas (FUNENO, 2004). Adicionalmente, no caso dos atuadores tipo *pod*, a integração entre propulsor e motor foi ainda maior, pois as bobinas e todos os elementos do motor elétrico em conjunto com o eixo e o propulsor puderam ser instalados em uma mesma estrutura, possibilitando a operação de azimutais com motores submersos (KALSI, 2006).

Figura 1.5 – Diagrama unifilar de um navio aliviador típico com arranjo propulsivo elétrico (ÅDNANES et al., 1997)

Figura 1.6 – Fotografia de propulsor azimutal tipo *pod* (ABB, 2009)

⁴ International Towing Tank Conference

As mudanças proporcionadas pela eletrônica de potência e a segmentação e regulação das embarcações realizadas pela IMO e pela agências classificadoras marcam uma nova geração de sistemas de posicionamento dinâmico, que se distingue muito da segunda geração, como classificado por Morgan (1998), podendo ser considerada como uma terceira geração pela sua maior confiabilidade e integração entre os subsistemas. A Tabela 1.3 apresenta algumas embarcações com SPD que podem ser incluídas nesta terceira geração.

Tabela 1.3 – Tabela com embarcações SPD da considerada terceira geração (MORGAN, 1998; SHIP-INFO, 2009; XVAS, 2009)

				Propulsão				
				Principal		Auxiliar		
NOME	FUNÇÃO	Lpp [m]	▽ [ton]	Tipo / Qtde	Potência	Tipo / Qtde	Potência	Agência/ Classe
Lorelay	Lança- dutos	149,80	8.795	1 FPP	6.000kW	Popa 2 AZ 1 duto	2.600kW 1.000kW	LR-2
						Proa 1 AZR 2 dutos	3.000kW 2.600kW	
Tertnes	Rock- dumping	121,08	11.545	1 CPP	3.800HP	Proa 1 AZR 2 dutos	880kW 660kW	DNV-2
						Popa 1 AZR 1 duto 1 duto	880kW 1.000kW 660kW	
Nexans Skagerrak	Lança- cabos	93,35	7.150	-	3 MD x 2590HP	Popa 2 dutos Proa 1 AZR	- -	DNV-2
Saipem 3000	Guindaste	152,62	15.761	2	2073	Proa 2 AZ 1 duto	2.700HP 800HP	DNV-2
						Popa 1 AZ	2700HP	
Discoverer Seven Seas	Perfuração	148,14	15.718	2	8ME x 2000HP	6 CPP	2.500HP	ABS-2
Semi Submersível GVA 4000	Perfuração	101,60	-	-	-	6	4.020HP	DNV-2

Legenda: AZ-propulsor azimuthal; AZR-propulsor azimuthal retrátil
 CPP-Propulsor com passo controlável; FPP-Propulsor com passo fixo
 MD-motor Diesel; ME-motor elétrico
 LR-Lloyd's Register; DNV-Det Norske Veritas; ABS-American Bureau of Shipping

Em relação às leis de controle e filtragem dos SPD's, a larga aplicação industrial é baseada em filtros de *Kalman* (simples ou estendidos) com controladores tipo PD ou PID (Proporcional-derivativo ou Proporcional-Integral-derivativo), como em Cadet (2003) e Tannuri e Morishita (2006). Porém, concomitantemente à

evolução dos sistemas propulsivos, de eletrônica de potência e da confiabilidade dos SPD's, estudos têm sido desenvolvidos em relação à melhoria da descrição da dinâmica da embarcação e do desempenho de controle dos sistemas flutuantes com posicionamento dinâmico. Na literatura, encontram-se propostas de diferentes tipos de controladores e filtros: controle de modos deslizantes (AGOSTINHO, 2009); modelos de controles e observadores não lineares (BACHMAYER, 2000; FOSSEN; GRØVLEN, 1998; FOSSEN; STRAND, 1999; LINGEGAARD, 2003; WESTHUIS, 2005); controladores adaptativos (TANNURI; KUBOTA; PESCE, 2006); novos modelos de controle com compensação de forças de ondas (AALBERS et al., 2001; GARCIA; MORISHITA, 2004).

Em relação ao projeto dos navios aliviadores com SPD, o uso de programas de simulação (NISHIMOTO; FUCATU; MASETTI, 2001) e ensaios em tanques de provas com modelos em escalas reduzidas (MORISHITA; SPHAIER; SAAD, 2008; MORISHITA et al., 2009; TANNURI; MORISHITA; MORATELLI, 2006) são de grande importância para o desenvolvimento e validação de projeto. Ainda, tais ferramentas também podem ser utilizadas para a averiguação da possibilidade de operação em determinadas condições ambientais.

1.3 OBJETIVOS DO TRABALHO

No Brasil, a utilização de navios aliviadores é relativamente recente, com início na década de 80, cujo embarcações não eram ainda providas de sistemas de posicionamento dinâmico. Em 1994, um dos entraves à segurança e à eficiência da operação de alívio foi resolvido com o desenvolvimento de sistemas de alívio pela proa, conhecidos como BLS (*Bow Loading System*). Já no início deste século, operadores nacionais começaram a estipular normas internas para a implementação e utilização de navios aliviadores com subsistemas propulsivos com sistemas controlados dinamicamente.

Mais recentemente, descobertas de grandes reservas em alto mar introduziram nova barreira tecnológica à utilização de navios aliviadores com SPD. As condições ambientais destes campos recém descobertos são mais severas e afetam o desempenho das embarcações aliviadores até então utilizadas.

O objetivo deste trabalho é avaliar os principais fatores que influenciam o projeto de sistema de posicionamento dinâmico para um navio aliviador. Os fatores discutidos estão relacionados à confiabilidade de sistemas e às características dos atuadores tipicamente utilizados em embarcações com SPD. Ainda, o trabalho pretende projetar o sistema propulsivo de um navio aliviador através de um procedimento com as seguintes etapas: estudo dos pontos de operação, definição de requisitos de projeto, cálculo de estimativas iniciais, tomada de decisão para a escolha do arranjo propulsivo através do método de análise hierárquica (AHP), análise de confiabilidade do SPD por FMEA e, por fim, avaliação de desempenho. O desempenho do subsistema propulsivo é avaliado por diagrama de capacidade e simulações dinâmicas. Ainda, pretende-se comparar o desempenho de três navios aliviadores de classes distintas.

1.4 ORGANIZAÇÃO DO TEXTO

O presente trabalho está organizado em cinco capítulos, além de apêndices e anexos. O capítulo 1 é introdutório e contextualiza o tema da dissertação e seus objetivos, além de revisar o estado da arte dos sistemas de posicionamento dinâmico de embarcações *offshore*. Os capítulos 2 e 3 discutem, respectivamente, a análise de confiabilidade de sistemas e o sistema propulsivo de embarcações com SPD. Apesar de estes capítulos apresentarem a utilização de conceitos sobre os temas relacionados no projeto dos navios aliviadores com SPD, o projeto da embarcação aliviadora é apresentado inteiramente no capítulo 4.

No capítulo 1, seção 1.1, são contextualizados a operação do navio aliviador e os problemas relacionados ao seu projeto. Na seção 1.2, uma revisão bibliográfica é realizada de modo a apresentar uma leitura histórica da evolução dos sistemas de posicionamento dinâmico dentro dos aspectos fins do trabalho. A seção 1.3 traz os objetivos do trabalho e os principais temas de discussão apresentados no texto.

O capítulo 2 inicia uma revisão do conceito básico da confiabilidade de sistemas e sua aplicação às embarcações com sistema de posicionamento dinâmico. Na seção 2.1, a avaliação da confiabilidade por diagrama de blocos é apresentada, destacando as características principais que serão aplicadas no projeto da instalação propulsora do navio aliviador. A seção 2.2 discorre sobre a análise de FMEA e a obrigatoriedade de sua utilização feita pelas agências regulatórias e classificadoras. O formato da tabela de FMEA é apresentado e, em seguida, discorre-se sobre o escopo a ser coberto pela análise de confiabilidade de SPD's. A utilização de bancos de incidentes no auxílio à identificação das falhas e ao melhor entendimento do funcionamento dos subsistemas é também comentada.

O capítulo 3 discorre sobre o sistema propulsivo e os principais fatores envolvidos no projeto e operação dos atuadores em navios aliviadores com SPD. Na seção 3.1, os pontos de operação de uma embarcação aliviadora com SPD e a sua caracterização através de coeficientes propulsivos são discutidos. A seção 3.2 apresenta os tipos de atuadores mais empregados nos subsistemas propulsivos dos SPD's de navios aliviadores. Ainda nesta seção, a aplicação e as vantagens de cada atuador são comentadas para auxiliar no projeto do subsistema propulsivo do navio.

Os arranjos propulsivos mais utilizados em embarcações de alívio são mostrados na seção 3.3 e ponderações sobre as suas principais utilizações são realizadas. Por fim, a seção 3.4 apresenta as principais interações hidrodinâmicas entre atuadores, casco e meio ambiente que devem ser levadas em consideração na avaliação e projeto da instalação propulsora.

O capítulo 4 é dedicado ao projeto do subsistema propulsivo do navio aliviador com SPD. Após uma breve introdução do capítulo, a seção 4.1 apresenta os principais métodos de avaliação do desempenho de posicionamento dos sistemas flutuantes com SPD. A seção 4.2 descreve o procedimento adotado para a realização do projeto da instalação propulsora do navio aliviador. Na seção 4.3, cada uma das subseções apresentadas representa o desenvolvimento de cada uma das etapas do procedimento proposto na seção anterior. Como fechamento do capítulo, a seção 4.4 apresenta uma comparação entre três navios aliviadores com SPD.

Por fim, o capítulo 5 apresenta o fechamento da dissertação e discorre sobre as principais conclusões obtidas durante o desenvolvimento do subsistema propulsivo do navio aliviador com SPD, bem como sugestões de trabalhos futuros.

2 ANÁLISE DE CONFIABILIDADE

O estudo de confiabilidade surgiu com a necessidade de métodos que pudessem prever a vida útil ou a chance de um componente ou sistema operarem com sucesso. O início das pesquisas ocorreu durante a Segunda Guerra Mundial, e se expandiu para as áreas de energia nuclear, pesquisas aeroespaciais, e, a partir da década de 70, para as indústrias aeronáutica, automobilística e civil (SOUZA, 2003).

Hoje, a definição de confiabilidade mais aceita mundialmente é “a habilidade de um item (produto, sistemas, etc.) operar sob condições operacionais determinadas durante um período de tempo estipulado[...]” (MODARRES, 1999, p. 14). Portanto, a análise de confiabilidade é o estudo pelo qual se avalia a chance de um componente, produto ou sistema realizar sua função.

A aplicação de confiabilidade em embarcações SPD se iniciou na década de 70 com a segunda geração de SPD's, em que os principais subsistemas possuíam redundância de seus componentes de maior responsabilidade. Já na década de 90, o estudo de confiabilidade passa a ser obrigatório com a segmentação de classes e a normalização feitas pela IMO (Msc/Cir 645) e pelas principais agências classificadoras (ABS, 2007; DNV, 2004; LR, 1999). A segmentação de classes consiste em uma qualificação das embarcações SPD em função do número de subsistemas redundantes, da consequência de falha permitida durante sua operação e da disposição dos sistemas redundantes. As principais características de cada classe são apresentadas na Tabela 2.1, a redundância de cada subsistema e a denominação de classes para as principais classificadoras é apresentada na Tabela 2.2.

As classes 2 e 3 são as segmentações mais rigorosas em relação à perda de posicionamento, pois uma simples falha em qualquer subsistema não pode afetar a operação de modo DP (*dynamic positioning*) da embarcação. Para estas classes, uma avaliação da confiabilidade do SPD é necessária, tanto com todos seus subsistemas em operação, quanto no estado degradado, isto é, algum possível subsistema em condição inoperante.

Tabela 2.1 – Características das classes de embarcações com SPD

CLASSE	CARACTERÍSTICA
1	Qualquer falha em um componente ou subsistema pode ocasionar perda de posicionamento. O controle de atitude é automático e o controle da posição é automático ou manual.
2	Uma falha em um componente ou subsistema da embarcação não pode ocasionar perda de posicionamento. O controle de atitude é automático e o controle da posição é automático ou manual e existem ao menos duas centrais de controle independentes.
3	Uma falha em um componente ou subsistema da embarcação não pode ocasionar perda de posicionamento, inclusive falhas provocadas por inundação de compartimentos ou ocorrência de incêndio. O controle de atitude é automático e o controle da posição é automático ou manual. As unidades redundantes devem estar em compartimentos separados.

Existem métodos diferentes para avaliar a confiabilidade de sistemas, e cada um possui vantagens e desvantagens em relação ao outro. O diagrama de blocos, por exemplo, é um método que avalia a confiabilidade de um sistema através da sequência de processamento de informações entre os componentes ou subsistemas (representados por blocos). Este método é quantitativo e pode descrever a confiabilidade do sistema através de equações em função do tempo. O diagrama de blocos é desvantajoso porque não pode descrever estados degradados e pode ser custoso, em certos casos, por necessitar de testes para o levantamento das distribuições de probabilidade de falhas de componentes ou subsistemas.

As principais agências classificadoras exigem a execução de análise por FMEA de alguns dos subsistemas das embarcações com SPD. Tal método é uma análise qualitativa que enumera os possíveis modos de falha dos componentes e, baseado nas características de operação, define quais os seus efeitos sobre o sistema. Porém, a análise por FMEA requer um grande esforço dos projetistas, pois este método é exaustivo devido ao grande número de componentes que pode apresentar um sistema. O método é desvantajoso em certos casos, pois falhas conjuntas podem amplificar o efeito sobre o sistema e o FMEA não possibilita a análise de falhas combinadas, apenas falhas simples.

Tabela 2.2 – Redundância de subsistemas requerida pelas principais agências classificadoras (BRAY, 1998)

Denominação das classes				
	IMO DNV LR ABS	1 AUT DP(AM) DPS-1	2 AUTR DP(AA) DPS-2	3 AUTRO DP(AAA) DPS-3
Subsistemas	Requisitos mínimos para as classes designadas			
Sistema de Potência	Geradores e máquinas motrizes	-	redundante	redundante, compartimentos separados
	Barramento Principal	1	1, com disjuntor	2, com disjuntores normalmente abertos em separados compartimentos
	Disjuntor geral	0	1	2
	Sistema de distribuição	-	redundante	redundante, compartimentos separados
	Gerenciamento de potência	-	sim	sim
Atuadores	Arranjo de propulsores	-	redundante	redundante, compartimentos separados
Controle	Controle automático: número de computadores	1	2	3, incluindo um na estação de controle alternativa
	Controle manual: <i>joystick</i>	sim	sim	sim, com auto aproamento
	Individual acionador para cada propulsor	sim	sim	sim
Sensores	Sist. de referência	2	3	3, incluindo um na estação de controle alternativa
Sensores externos	Vento	1	2	2
	VRS	1	2	2
	Giroscópico	1	2	3
	Outros	1	2	2
UPS	Suplemento de potência ininterrupto	1	1	2 em compartimento separados
Estação de controle alternativa		-	sim	sim

UPS - Suplemento de potência ininterrupto

VRS - Sensor de referência vertical

Outro método de análise de confiabilidade de sistemas é o diagrama de árvore de falhas, conhecido como FTA (*Fault Tree Analysis*). Este é um método que apresenta múltiplas causas de(as) falha(s), relacionando componentes, subsistemas ou eventos que a(s) podem ter causado. Este método expressa graficamente a seqüência de uma ou mais falhas ocorridas através de símbolos lógicos e de eventos, e pode ser uma análise qualitativa ou quantitativa. A FTA possui a

desvantagem de não representar a evolução temporal da confiabilidade dos componentes, sendo, portanto, um diagrama estático.

Portanto, cada método de análise de confiabilidade avalia o sistema sob um determinado aspecto, tais como, a confiabilidade intacta, os efeitos da falha ou a origem de uma eventual cessão na operação a partir de falhas combinadas. Porém, nenhum dos métodos citados descreve integralmente a confiabilidade do sistema, sendo necessário e recomendado o uso de ao menos dois métodos (SOUZA, 2003). No desenvolvimento do trabalho, o diagrama de blocos e o FMEA serão utilizados para avaliar a confiabilidade do navio aliviador com SPD.

Com o intuito de avaliar a confiabilidade de um sistema, é necessário que a operação, as suas condições e o tempo de operação sejam estipulados para que as falhas do sistema possam ser definidas. No caso de navios aliviadores com SPD, os preceitos da confiabilidade são: operação - é o alívio de petróleo, em que o navio é mantido em um posicionamento seguro em relação a uma referência; condições de operação - são o local da operação, condições de vento, ondas e corrente, técnica de alívio empregada, características do navio (calado, boca, comprimento, disposição dos atuadores, tipo de controlador, sensores); duração de operação - é tempo demandado para o transporte do volume desejado de petróleo da plataforma até o navio aliviador.

Então, a falha de um navio aliviador com SPD é qualquer alteração dos seus subsistemas ou componentes que o façam perder o posicionamento ou deteriore seu desempenho durante o alívio de petróleo. A literatura refere-se a três tipos de perda de posicionamento (modo de falha) de embarcações com SPD (SHATTO; PHILLIPS, 1997; JENMAN, C, 1998), como mostrado na Tabela 2.3.

Com o conhecimento do funcionamento do sistema, análises de confiabilidade podem ser realizadas desde que se conheçam os modos de falhas dos componentes ou subsistemas e suas taxas e distribuições de ocorrência de falhas. Uma tabela de FMEA pode ser elaborada classificando os efeitos das falhas dos componentes ou subsistemas com as perdas de posicionamento da Tabela 2.3 e com as severidades da classificação da MIL-STD-1629A. O diagrama de blocos também pode ser realizado com o uso das taxas e funções de confiabilidade e a correta descrição da troca de informações entre os componentes.

Tabela 2.3 – Falhas possíveis de um navio aliviador em posicionamento

FALHA	DESCRIÇÃO
<p>Sobreatuação (<i>Drive-off</i>)</p>	<p>Sobreatuação acontece quando os atuadores fornecem um empuxo muito maior do que o necessário, e não há recuperação de posicionamento em relação à referência.</p> <p><i>Ex.: A ação de controle admite, por falha no sensor, que a posição real do navio está distante da posição de referência e comanda uma resposta rápida dos atuadores.</i></p>
<p>Sub-atuação (<i>Drift-off</i>)</p>	<p>Sub-atuação acontece quando os atuadores fornecem um empuxo nulo ou muito menor do que o necessário, e não há recuperação de posicionamento em relação à referência.</p> <p><i>Ex.: A condição de corrente no momento da operação é extrema e, por falha da geração de energia, ocorre um black-out parcial, desligando os atuadores. Como consequência, o posicionamento é perdido porque os atuadores não operam e o navio deriva.</i></p>
<p>Desvio excessivo (<i>Large excursion</i>)</p>	<p>Desvio excessivo acontece quando o navio passa a se posicionar dinamicamente em torno de uma região maior do que a prevista ou usual. A região usual pode ser descrita por um gráfico polar (<i>Figura 2. 1</i>).</p> <p><i>Ex.: O navio recebe uma rajada de vento extrema e sai da sua área de posicionamento normal, e os atuadores não entregam empuxo suficiente para diminuir a movimentação. Uma vez suspensa a rajada, a embarcação retoma seu posicionamento.</i></p>

Figura 2.1 – Imagem do posicionamento da embarcação com SDP – *footprint* (BRAY, 1998)

As seções que seguem apresentam mais detalhadamente a teoria dos métodos de análise de confiabilidade comentados anteriormente. O encaminhamento da análise de confiabilidade de um navio aliviador com o uso do diagrama de blocos é discutido na seção 2.1 e a utilização da tabela de FMEA é apresentada na seção 2.2.

2.1 DIAGRAMA DE BLOCOS

Diagrama de blocos é um método de análise de confiabilidade quantitativo em que, na maior parte das vezes, os blocos correspondem ao arranjo físico dos componentes que compõem o sistema. Cada bloco do diagrama corresponde a um componente e a relação entre os blocos representa o fluxo de informações do sistema, de tal forma que haja uma entrada e um fim ao fluxo de informações. O método é quantitativo porque cada bloco representa a confiabilidade do componente e, através das relações entre os blocos, pode-se deduzir uma equação que represente a confiabilidade do sistema.

A confiabilidade de um componente é o complemento da função distribuição acumulada de ocorrências de falhas daquele elemento (HENLEY; KUMAMOTO, 1981; LEITCH, 1995; LEWIS, 1987; MODARRES, 1999; SOUZA, 2003; SUNDARARAJAN, 1991). Os componentes possuem função distribuição acumulada de ocorrências de falhas distintas devido à sua natureza (mecânico, elétrico), suas condições de operação (temperatura, umidade, pressão), entre outros fatores. A eq.(2.1) apresenta a formulação da confiabilidade de um componente.

$$R(x) = 1 - F(x) \quad (2.1)$$

Onde,

$F(x)$	Função distribuição acumulada de ocorrências de falhas do componente;
$R(x)$	Função confiabilidade do componente.

Existem dois tipos de relações principais entre os blocos do diagrama: componentes que estão dispostos em série, como mostrado na Figura 2.2; componentes que se dispõem em paralelo, como mostrado na Figura 2.3.

Figura 2.2 – Disposição de componentes em série

Figura 2.3 – Componentes dispostos em paralelo

A confiabilidade de um sistema com n componentes em série com causas de falhas independentes pode ser descrita como o produto das confiabilidades de cada componente de i até n (eq.(2.2)).

$$R_s(x) = \prod_{i=1}^n R_i(x) \quad (2.2)$$

Onde,

$R_i(x)$ Função confiabilidade do componente i ;

$R_s(x)$ Função confiabilidade do sistema.

A confiabilidade de um sistema com n componentes em paralelo com causas de falhas independentes pode ser descrita como o complemento do produto das funções distribuição acumulada de cada componente de i até n (eq.(2.3)).

$$R_s(x) = 1 - \prod_{i=1}^n F_i(x) \quad (2.3)$$

Onde,

$F_i(x)$ Função distribuição acumulada de ocorrências de falhas do componente i .

Sistemas com componentes em série podem ter seu funcionamento interrompido pela falha de apenas um componente, enquanto sistemas com componentes em paralelo necessitam apenas de um componente para manter o sistema funcionando, desde que estejam em modo paralelo ativo. O modo paralelo ativo se estabelece quando todos os componentes estão operando ou prontos para processar informação.

A vantagem de sistemas com componentes em paralelo é o acréscimo de redundância do sistema como um todo, seja em modo paralelo ativo ou passivo. O modo paralelo passivo é conhecido como *standby*, em que o sistema conta com um componente ou subsistema reserva, que é acionado somente em caso de falha do componente ou subsistema principal. Souza (2003) comenta a necessidade de manutenção e testes dos componentes reservas, pois existe a chance de que eles falhem ao serem ligados em caso de necessidade. A confiabilidade do sistema em

modo paralelo passivo depende da disposição dos blocos, mas também pode ser expressa analiticamente (MODARRES, 1999; SOUZA, 2003). A disposição paralela passiva é muito utilizada no arranjo energético de SPD'S, em que um gerador sempre é utilizado em *standby*.

Em geral, os sistemas dispõem de alguns componentes dispostos em série e outros em paralelo e a confiabilidade do sistema é facilmente calculada. Porém, existem sistemas complexos em cujos componentes não estão nem paralelo, nem série (Figura 2.4), e necessitam outros métodos para a determinação da confiabilidade total (MODARRES, 1999).

Figura 2.4 – Exemplo de um diagrama de blocos que representa um sistema complexo

A análise de confiabilidade por diagrama de blocos é muito útil para a descrição do funcionamento dos sistemas e é um método de fácil aplicação para o cálculo da confiabilidade do sistema em função do tempo. As normas das agências classificadoras exigem a realização de diagramas de bloco dos principais subsistemas de embarcações com SPD para que seja explícita a relação entre os componentes e subsistemas. O setor *offshore* de petróleo e gás exige certo grau de confiabilidade de alguns de seus sistemas e, por isso, a avaliação por diagrama de blocos é muito utilizada também em sistemas flutuantes com SPD.

Uma estimativa da confiabilidade de um subsistema é o uso de uma distribuição exponencial de ocorrência de falhas com taxa de falha igual ao inverso

do tempo médio entre falhas (SHATTO; PHILLIPS, 1997). A eq.(2.4) apresenta a formulação de confiabilidade para subsistemas com a distribuição citada.

$$R_i(x) = e^{-t/MTBF_i} \quad (2.4)$$

Onde,

$MTBF_i$ Tempo médio entre falhas do componente i , em horas;

t Tempo de duração, em horas.

A partir da eq. (2.4) e conhecidos os tempos médios entre falhas dos principais subsistemas do navio aliviador com SPD, pode-se avaliar a confiabilidade do sistema com a construção de um diagrama de blocos. Shatto e Phillips (1997) apresentam valores de tempo médio entre falhas dos principais subsistemas dos SPD, baseados em dados registrados de várias embarcações, como apresentado na Tabela 2.4.

Tabela 2.4 – Valores de MTBF dos principais subsistemas e componentes de uma embarcação com SPD (SHATTO; PHILLIPS, 1997)

COMPONENTE OU SUBSISTEMA	MTBF (h)
Computador do console de controle	
Simples	7.300
Duplo	92.000
Triplo	1.600.000
Sensor acústico	4.000
VRS (Unidade de referência vertical)	100.000
DGPS	18.500
Giroscópio	25.000
Sensor de vento	17.000
UPS (Suplemento de potência ininterrupto)	17.000
Motor Diesel	3.500
Atuadores de eixo fixo	
Passo fixo	12.000
Passo controlável	9.600
Atuadores azimutais	
Passo fixo	9.600
Passo controlável	7.700

Conforme a evolução do projeto e conseqüente especificação de componentes, o diagrama de blocos passa a ser mais detalhado e exige informações mais precisas sobre as distribuições de ocorrência de falhas dos componentes e suas taxas. Dados sobre a confiabilidade de alguns equipamentos utilizados no setor *offshore* podem ser encontrados em OREDA-92 (1992). Componentes que não possuem sua confiabilidade descrita na literatura necessitam de testes para que seus resultados sejam utilizados no levantamento da sua função distribuição acumulada de ocorrências de falhas (MODARRES, 1999; SOUZA, 2003).

2.2 ANÁLISE DE MODOS DE FALHA E EFEITOS (FMEA)

A análise de confiabilidade pelo método conhecido por FMEA (*Failure Modes and Effect Analysis*) foi desenvolvido na década de 60 para a aplicação na indústria aeroespacial e, atualmente, é muito utilizado na indústria militar, na aviação civil e na indústria automobilística. FMEA é um método essencialmente qualitativo, embora existam variações que possam trabalhar com algumas estimativas de probabilidade de falha. Este método indica as possíveis falhas dos componentes do sistema e, através do conhecimento do seu funcionamento, estabelece quais os efeitos sobre ele. A análise por FMEA é útil, dentre outros fins, para: indicar ao projetista algumas características da estrutura do sistema e os principais fatores que compõem sua confiabilidade; identificar componentes que afetam a confiabilidade do sistema integralmente, apontando possíveis ações corretivas durante as fases de projeto; buscar componentes ou subsistemas que possam requerer cuidados na montagem, fabricação ou manutenção.

O método consiste na execução de uma tabela em que são indicados desde o componente e seus modos de falha até os efeitos sobre o sistema e sua severidade. Para a execução do método, deve-se refletir sobre cinco questões que são base para o preenchimento da tabela. As perguntas são:

- 1 Como os componentes do sistema falham? Quais seus modos de falha?
- 2 Como as falhas afetam o sistema? Quais são os efeitos das falhas?

- 3 Quais efeitos são críticos para o sistema?
- 4 Como a falha de um componente pode ser detectada?
- 5 Como a falha pode ser evitada? É possível prevenir sua ocorrência ou minimizar seus efeitos?

Depois de respondidas as perguntas acima, as principais informações sobre os componentes são conhecidas e a tabela do FMEA pode ser preenchida. As colunas da tabela FMEA, segundo a norma MSL-STD-1629A, são apresentadas na Tabela 2.5.

Tabela 2.5 – Descrição das colunas de uma tabela de FMEA

COLUNA	NOME	DESCRIÇÃO
1	Nº de identificação	Descrição numérica do componente ou subsistema
2	Nomenclatura	Nome do componente ou subsistema
3	Função (opcional)	Descrição da função do componente e sua relação com o sistema
4	Causas / Modos de Falhas	Descrição das falhas e os modos de falhas do componente
5	Fase / Modo de operação	Descrição do modo de operação do sistema
6	Efeitos	Descrição dos efeitos das falhas apresentadas, podendo ser efeitos locais, sobre outros subsistemas e sobre todo o sistema
7	Método de detecção da falha	Descrição do método de detecção de possível falha ou ocorrência de falha, usado para prevenção ou correção
8	Medidas preventivas / corretivas	Descrição das medidas preventivas ou corretivas a serem tomadas em relação à falha indicada
9	Severidade	Descrição de severidade segundo classificação qualitativa
10	Observações	Notas gerais que porventura sejam de interesse.

Dentre as colunas da tabela, a severidade proposta pela norma MIL-STD-1629A é uma classificação qualitativa, e dividida nas seguintes categorias

apresentadas na Tabela 2.6. O formato da tabela de FMEA é apresentado na Tabela 2.7.

Tabela 2.6 – Apresentação das severidades (MIL-STD-1629A)

SEVERIDADE	DESCRIÇÃO
I Catastrófica	Modo de falha causa interrupção do funcionamento ou perda do sistema, e existe risco de morte
II Crítica	Dano severo ao sistema ou grave degradação da operação, com redução de desempenho ou ferimentos graves
III Marginal	Degradação moderada do desempenho do sistema ou ocasiona ferimentos leves
IV Menor	Modo de falha que não causa ferimentos ou degradação do desempenho do sistema, mas resulta em problemas que requerem manutenção não programada

Tabela 2.7 – Formato da tabela de FMEA (MIL-STD-1629A)

Nº de identificação	Nomenclatura	Função	Causas / Modos de falhas	Fase / modo de operação	Efeitos			Método de detecção da falha	Medidas preventivas / corretivas	Severidade	Observações
					Locais	Próximo nível	Níveis finais				

Os projetistas que serão responsáveis pela execução da tabela de FMEA devem ter conhecimento das características do sistema, seus princípios de funcionamento e especificações, além de um bom conhecimento sobre confiabilidade. Também, é útil que um diagrama de blocos do sistema seja elaborado para iniciar a identificação de falhas e seus efeitos (SOUZA, 2003). Em função do nível de detalhamento do sistema, o tempo para elaboração de FMEA pode ser grande, porém, a estrutura do método permite tratar com profundidade sistemas complexos. Uma das deficiências do FMEA é a tratamento apenas de falhas simples. A ação de falhas conjuntas pode, em geral, ter efeito tão severo ou maior do que falhas simples. Para embarcações com SPD, a análise por FMEA é útil para as fases de projeto em que falhas graves podem ser identificadas e corrigidas ou procedimentos de manutenção para tais falhas possam ser especificados.

As normas de agências classificadoras exigem a análise de confiabilidade por FMEA, estabelecendo os principais subsistemas que devem ser considerados pelo método, mas não restringe a análise de outros subsistemas e componentes. Tobin e Cornes (1998) e Shatto e Phillips (1997) apresentam um conjunto de componentes e subsistemas que podem ser considerados na análise por FMEA mais abrangente do que o apresentado pelas normas. Ainda, o documento da *International Marine Contractors Association* (IMCA M 103) é um guia para embarcações com SPD muito utilizado por projetistas e operadores. Neste guia, os subsistemas e componentes que devem ser analisados são apresentados e algumas falhas de maior ocorrência são citadas e comentadas. A Tabela 2.8 apresenta os principais componentes dos subsistemas que devem ser analisados para o projeto de um SPD.

Tabela 2.8 – Conjunto de componentes passíveis de análise por FMEA (IMCA M 103, 1999; TOBIN; CORNES, 1998; SHATTO; PHILLIPS, 1997)

SUBSISTEMA		COMPONENTES / DOCUMENTOS / FATORES	
Potência	Geração	Máquinas motrizes Geradores Subsistema de combustível Subsistema de refrigeração de água marinha	Subsistema de lubrificação Subsistemas de ar comprimido Sistema de ventilação Subsistema de refrigeração de água doce
	Distribuição	Equipamentos de alta voltagem Equipamentos de média voltagem Equipamentos de baixa voltagem CC	Equipamentos de baixa voltagem C.A. Suplementos de controle
Atuadores e propulsão		Subsistemas de comando Subsistemas de controle Subsistema de resfriamento Subsistema de lubrificação Subsistemas hidráulicos	Interfaces Máquinas motrizes Engrenagens redutoras Eixos Propulsores
Sensores		Giroscópio VRS Sensor de vento	Sensores acústicos <i>Taut wire</i> DGPS
Sistema de controle		Entradas e saídas do sistema UPS Hardware Alarmes	Interfaces com o operador Processamento dos sinais dos sensores Distribuição de potência do SPD
Fatores humanos		Diagramas de capacidade <i>Footprint</i> Sistemas de comunicação Normas e documentação sobre o DP	Competência do operador Experiência do operador Condições de trabalho

Outras fontes de informações sobre os SPD's e suas falhas são os bancos de dados e registros de incidentes de sistemas flutuantes. Tais bancos podem revelar falhas não previstas em projeto ou o agravamento de problemas operacionais já conhecidos, sendo úteis para a manutenção da embarcação e futuros projetos de SPD's. Um dos conhecidos bancos de dados de incidentes de SPD's é da associação IMCA, em que os incidentes das falhas de navios de seus membros são catalogados e avaliados. Para cada relato recebido, uma árvore de eventos é apresentada e a perda de posicionamento é classificada em função do subsistema de origem da falha. A experiência adquirida com a utilização de SPD's vem diminuindo as ocorrências de falhas das embarcações com SPD devido a uma melhor manutenção e melhoria dos subsistemas com base na prática, como mostrado na Tabela 2.9.

Tabela 2.9 – Registro de incidentes por subsistema (IMCA M 169; IMCA M 172; IMCA M 177; IMCA M 183)

Componente ou subsistema	Número de incidentes			
	2001	2002	2003	2004
Computadores / Processamento	23	11	4	2
Rede elétrica	10	3	0	0
Meio ambiente	18	3	7	2
Erro humano	8	8	14	6
Geração / potência	8	13	8	8
Sensoriamento	14	14	6	12
Atuadores	14	12	11	4
Outros	3	0	1	0
Total de incidentes	98	64	51	34
Número de sist. flutuantes com SPD que registraram incidentes	45	38	38	23

O registro de incidentes pode ser utilizado na atualização das estimativas estatísticas das taxas de falhas dos componentes ou subsistemas, orientando projetos futuros ou auxiliando simulações de ocorrência de falha das unidades já existentes. Outro uso do registro de incidentes é a análise dos efeitos das falhas mais severas e/ou recorrentes sobre o posicionamento do navio aliviador através de simulações dinâmicas (MORATELLI; TANNURI; MORISHITA, 2008).

3 SISTEMA PROPULSIVO

As primeiras operações de alívio de petróleo em alto mar com navios tanques posicionavam a embarcação com o uso de rebocadores, mantendo sua posição e atitude seguras em relação à plataforma. Com o desenvolvimento de tecnologia de propulsão, os navios passaram a utilizar atuadores em duto e azimutais, que possibilitam a geração de empuxo na direção transversal da embarcação. A disposição destes atuadores na embarcação permite contra-atuar os esforços ambientais gerados sobre os movimentos de guinada (*yaw*), deriva (*sway*) e avanço (*surge*), mantendo assim o posicionamento da embarcação no plano horizontal.

Como discutido no capítulo 2, as normas das agências classificadoras determinam que o subsistema propulsivo das embarcações com SPD da classe 2 e 3 seja redundante. O objetivo da redundância é não permitir a perda de posicionamento mesmo com a ocorrência de falha do atuador que gera mais empuxo durante o alívio. Então, o arranjo propulsivo de embarcações deve ser feito de tal forma a possuir mais de um atuador contra-atuando os esforços nos movimentos de interesse para que não se deteriore o posicionamento da embarcação mesmo em caso de ocorrência de falha.

Para a inclusão de redundância no navio aliviador, arranjos propulsivos são desenvolvidos de tal forma a maximizar o efeito da ação dos atuadores sobre o posicionamento do navio e incorporar elementos de forma redundante. Dutos e azimutais são preferencialmente localizados nas extremidades da proa e popa da embarcação, localizações estas limitadas por questões de arranjo interno, eficiência do atuador, normas regulatórias. A escolha do arranjo também é influenciada pelo tipo de instalação propulsora a ser utilizada, pois os elementos de controle e potência são distintos para cada tipo de instalação, modificando propriedades importantes para o arranjo, tais como, peso, volume, custos. As instalações propulsoras mais utilizadas em navios aliviadores com SPD são Diesel, Diesel/Diesel-Elétrico e Diesel-Elétrico.

Em relação aos atuadores, as propriedades hidrodinâmicas são bem distintas em relação ao tipo de atuador e sua condição de operação. Ainda, existem interações hidrodinâmicas que afetam o desempenho dos atuadores e necessitam

ser levadas em consideração no projeto do navio aliviador, tais como, as interações hidrodinâmicas entre casco e atuador, as interações entre dois atuadores próximos entre si e interações devido à ação de ondas e corrente. Os atuadores mais empregados em navios aliviadores são azimutais, propulsores em duto, propulsores principais com passo fixo ou variável, embora, haja alguns estudos em relação à utilização de atuadores tipo *pod* (STEINWAND, 2203) e propulsores cicloidais (JÜRGENS; PALM, 2009).

O objetivo deste capítulo é apresentar os fatores que influenciam a escolha e dimensionamento do sistema propulsivo com base nas características dos atuadores e seus subsistemas. As propriedades mecânicas e hidrodinâmicas dos principais atuadores utilizados em navios aliviadores com SPD são apresentadas. Também, as interações hidrodinâmicas entre casco e atuador, entre os atuadores e entre os atuadores e o meio ambiente são objetos de discussão.

3.1 PONTOS DE OPERAÇÃO

A instalação propulsora de um navio convencional opera em apenas um ponto de navegação bem conhecido que é determinado pela velocidade de cruzeiro estipulada pelo operador. Exceto ao calado e às condições de mar e casco, o valor da potência utilizada para a navegação em velocidade de cruzeiro sofre pequenas variações. Entretanto, em um navio aliviador com SPD, existe o ponto de operação referente ao posicionamento da embarcação durante o alívio de petróleo. Neste ponto, ao contrário da navegação em cruzeiro, a velocidade da embarcação é quase nula e oscilatória, característica esta proveniente da compensação entre os esforços ambientais transitórios atuantes sobre o navio e a ação de controle dos atuadores.

A diferença entre estes dois pontos de operação leva ao aprimoramento dos atuadores em função do ponto em que ele é utilizado. Os atuadores que operam exclusivamente na operação de posicionamento dinâmico são projetados para ter melhor eficiência em baixas velocidades, como é o caso dos propulsores azimutais e em duto. Os propulsores que operam em ambas as condições, em geral, são projetados para operar com maior eficiência na condição de velocidade de cruzeiro.

Este é o caso da propulsão principal, que possui baixa eficiência em baixa velocidade.

Para se distinguir os propulsores nos dois pontos de operação, coeficientes propulsivos distintos são empregados para caracterizar as propriedades hidrodinâmicas e as eficiências dos atuadores. Os coeficientes de empuxo e torque em água aberta (respectivamente, eq. (3.1) e eq. (3.2)) são utilizados para descrever o empuxo gerado e o torque requerido pelo propulsor para propulsores em ambos os pontos de operação.

$$K_t = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \quad (3.1)$$

$$K_q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} \quad (3.2)$$

Onde,

D	Diâmetro do propulsor, em [m];
K_q	Coeficiente de torque;
K_t	Coeficiente de empuxo;
n	Rotação do propulsor, em [rps];
Q	Torque do propulsor, em [Nm];
T	Empuxo do propulsor, em [N];
ρ	Densidade da água, em [kg/m ³].

A eficiência em água aberta de um propulsor pode ser escrita em termos dos adimensionais anteriormente apresentados (eq. (3.3)) e do coeficiente de avanço (eq. (3.4)).

$$\eta_0 = \frac{J.K_T}{2\pi.K_Q} \quad (3.3)$$

$$J = \frac{V}{nD} \quad (3.4)$$

Onde,

J Coeficiente de avanço;
 η_0 Eficiência em água aberta.

Entretanto, a eficiência em água aberta não é um coeficiente apropriado para avaliar o desempenho de propulsores em baixas velocidades de avanço e, para este fim, os coeficientes de mérito são utilizados. Os coeficientes de mérito não são coeficientes representativos de eficiência propriamente dita, pois podem apresentar valores maiores do que 100%. Por este fato, existem na literatura variações no cálculo destes coeficientes pois se tratam de figuras de mérito. O presente texto utiliza o coeficiente η_d (eq. (3.5)) como apresentado por Dang e Laheij (2004) e Schneiders e Pronk (1975).

$$\eta_d = \frac{\left(\frac{K_T}{\pi} \right)^{3/2}}{K_Q} \quad (3.5)$$

Onde,

η_d Coeficiente de mérito.

A literatura tocante ao estudo de eficiência em baixas velocidades utiliza a mesma notação dos coeficientes propulsivos em água aberta para avaliar o empuxo dos propulsores na presença de casco ou duto. Então, para que se evite más interpretações, todo coeficiente apresentado no texto se refere à propulsão em água aberta, salvo os casos em que esta distinção se faz explícita.

3.2 ATUADORES

3.2.1 Propulsores em duto

Propulsores em duto são um dos atuadores mais empregados em embarcações aliviadoras com SPD. Consistem de um propulsor no interior de um duto localizado transversalmente na embarcação (Figura 3.1). Tais atuadores são propositadamente localizados o mais próximo das extremidades da proa ou da popa com o intuito de aumentar o momento de guinada atuante, possuindo sua posição limitada pela antepara de colisão e por outras questões de arranjo.

Figura 3.1 – Vista em corte de um propulsor em duto (ROLLS-ROYCE, 2008)

Em termos de projeto, o desempenho dos propulsores em duto depende de muitos fatores que podem ser resumidos em duas categorias:

- a) Dimensões do propulsor: tipos das seções das pás, razão de área expandida A_e/A_0 , número de pás Z , razão passo sobre diâmetro P/D , diâmetro da estrutura de suporte;
- b) Dimensões e localização do duto: a posição do duto em relação ao calado, a relação entre comprimento e diâmetro do duto, a curvatura ou tipo de saída do duto, a relação entre o diâmetro do duto e do propulsor e a inclinação da parede do costado onde o duto se encontra.

Experimentos com propulsores em duto realizados por Taniguchi, Watanabe e Kasai (1966) revelam a influência de muitas destas características dos propulsores em dutos sobre os coeficientes propulsivos e de mérito. O aparato experimental desenvolvido em tal trabalho permitiu avaliar a influência das principais dimensões através da medição de empuxo gerado pelo propulsor, da força atuante no duto e do torque requerido pelo propulsor. Os experimentos citados foram realizados em condição de *bollard pull* em água aberta, exceto à presença do duto.

Apesar dos diversos fatores que podem afetar o desempenho dos dutos, apenas três são destacados: a posição do duto em relação às linhas de base e d'água, a relação entre comprimento e diâmetro o duto e a inclinação do costado onde o duto se localiza.

Para avaliar tais características, definem-se para esta seção dois coeficientes de empuxo (TANIGUCHI; WATANABE; KASAI, 1966), o coeficiente de empuxo do duto (eq.(3.6)) e coeficiente de empuxo total (eq.(3.7)).

$$K_{T-duto} = \frac{T_{duto}}{\rho n^2 D^4} \quad (3.6)$$

$$K_{T-total} = \frac{(T + T_{duto})}{\rho n^2 D^4} \quad (3.7)$$

Onde,

K_{T-duto}	Coeficiente de empuxo do duto;
$K_{T-total}$	Coeficiente de empuxo total;
T_{duto}	Empuxo do duto, em [N].

O aumento do calado afeta o fluxo na saída do propulsor em duto e, por isso, modifica seu desempenho. Testes realizados com o aumento da distância entre a linha de quilha *lb* e o centro do duto são realizados em Taniguchi, Watanabe e Kasai (1966). Nestes testes, a distância entre o centro do duto e a linha d'água é mantida constante. Os coeficientes hidrodinâmicos e de mérito do ensaio podem ser vistos na Figura 3.2 e Figura 3.3.

Figura 3.2 – Coeficientes de propulsor em duto em função do aumento do calado, $P/D = 0,75$ (TANIGUCHI; WATANABE; KASAI, 1966)

Figura 3.3 – Coeficiente de mérito de propulsor em duto em função do aumento do calado, ensaio com $n = 20 rps$ e $P/D = 0,75$ (TANIGUCHI; WATANABE; KASAI, 1966)

As figuras mostram que os coeficientes de torque e empuxo de duto e total pouco se modificam em função da relação entre o calado e o diâmetro do propulsor. Porém, o coeficiente de mérito diminui com a diminuição do calado para valores de $lb < 2D$, pois efeitos de interferência hidrodinâmica começam a afetar o desempenho, tais como, efeitos viscosos e efeito Coanda. Com distâncias de $lb > 2D$, o fluxo de saída do duto se distancia da linha de quilha e se estabiliza, não havendo mais interferências.

A distância entre o centro do duto e a linha d'água também é um fator que interfere no desempenho do atuador em duto, pois tal distância pode modificar o campo de pressões, conseqüentemente, afetando o fluxo. Beveridge (1972) cita estudos em tanque de prova que indicaram não haver efeitos visíveis na linha d'água ou alterações na potência requerida pelo propulsor para valores do centro do duto até a linha d'água de $0,71D$.

Em relação ao comprimento do duto, o aumento desta dimensão diminui a eficiência propulsiva, pois existe o aumento de perdas viscosas entre o fluxo do propulsor e o interior do duto. Resultados de ensaios com aumento de comprimento do duto são apresentados na Figura 3.4 e Figura 3.5.

Figura 3.4 – Coeficientes de propulsor em duto em função do comprimento, $P/D = 0,75$ (TANIGUCHI; WATANABE; KASAI, 1966)

Figura 3.5 – Coeficiente de mérito de propulsor em duto em função do comprimento, ensaio com $n = 20rps$ e $P/D = 0,75$ (TANIGUCHI; WATANABE; KASAI, 1966)

As figuras mostram que o valor de coeficiente do empuxo total é quase independente do comprimento do duto. Os coeficientes de empuxo do duto e de torque são quase constantes para valores do comprimento do duto $L_{duto} > 2D$, porém, para valores inferiores, estes coeficientes são maiores devido a menores perdas viscosas. O coeficiente de mérito é pouco alterado para valores de $1D < L_{duto} < 2D$, porém, para $L_{duto} > 2D$ e o valor do coeficiente de mérito decai também devido às perdas viscosas.

Em geral, os dutos são instalados nas regiões mais próximas das extremidades da proa e popa. Porém, estas localizações possuem grande curvatura de costado, o que modifica o desempenho dos atuadores. Taniguchi, Watanabe e Kasai (1966) apresentam resultados de ensaios com propulsores em dutos localizados em blocos com paredes inclinadas, como apresentado na Figura 3.6.

Os resultados dos ensaios apontaram pouca diminuição dos coeficientes de empuxo total e de duto com a diminuição do ângulo de inclinação, cerca de 1% (Figura 3.7 e Figura 3.8). Porém, o coeficiente de mérito apresenta grande queda com paredes inclinadas e, portanto, deve-se evitar regiões com grande inclinação de costado para instalar os propulsores em duto para obter melhores eficiências energéticas.

Figura 3.6 – Esboço do modelo de teste de propulsores em duto com parede inclinada (TANIGUCHI; WATANABE; KASAI, 1966)

Figura 3.7 – Coeficientes de propulsor em duto em função do ângulo de inclinação do costado, ensaio com $n = 20rps$ e $P/D = 0,75$ (TANIGUCHI; WATANABE; KASAI, 1966)

Figura 3.8 – Coeficiente de mérito de propulsor em duto em função do ângulo de inclinação do costado, ensaio com $n = 20rps$ e $P/D = 0,75$ (TANIGUCHI; WATANABE; KASAI, 1966)

Em suma, pode-se aproveitar os resultados de ensaios realizados em tanque de provas para levantar características dos propulsores em duto com o intuito de auxiliar o projeto de navios aliviadores ou outra embarcação com SPD que utilize tais atuadores. Antes de utilizar os dados, porém, ressalta-se a importância da análise crítica da utilização dos resultados de tais experimentos devido aos efeitos de escala entre modelo e navio (MÜLLER; ABDEL-MAKSOUND; HILBERT, 2009). A seguir, indicam-se as principais conclusões dos ensaios apresentados por Taniguchi, Watanabe e Kasai (1966).

Sobre o propulsor:

- a) O aumento da razão de área expandida aumenta o empuxo produzido, porém diminui seu coeficiente de mérito. O coeficiente de mérito se torna aparentemente constante para valores a partir de $P/D = 0,7$;
- b) Ambos os coeficientes de empuxo e de torque são maiores para propulsores de quatro pás do que o de três pás. O coeficiente de mérito é maior para o propulsor de quatro pás para razões entre passo e diâmetro maiores do que 0,5, e se torna aparentemente constante para valores de $P/D = 0,8$;
- c) Quanto maior o diâmetro da estrutura de suporte, maior é a perda de desempenho do propulsor.

Sobre o duto:

- a) Com distâncias de $lb > 2D$, o fluxo de saída do duto se distancia da linha de quilha e se estabiliza, não havendo mais interferências. Não há efeitos visíveis na linha d'água ou alterações na potência requerida pelo propulsor para valores do centro do duto até a linha d'água de $0,71D$ (BEVERIDGE, 1972);
- b) O coeficiente de mérito é pouco alterado para valores de $1D < L_{duto} < 2D$, e, para $L_{duto} > 2D$, o valor do coeficiente de mérito decai devido às perdas viscosas;
- c) Dutos possuem máximo coeficiente de mérito para raios de curvatura da ponta do duto próximos de $D/10$. Curvaturas irregulares possibilitam aumento de empuxo em comparação aos dutos com curvatura. Dutos sem tampa podem ter sua resistência ao avanço estimada com coeficiente de $C_D = 0,07$ (STUNTZ; Taylor, 1964);
- d) O número de cavitação dos propulsores em duto não deve ser inferior a $\sigma' < 3,5$ (BEVERIDGE, 1972);
- e) Deve-se evitar localizar os dutos em regiões do casco com grande curvatura para que não se perca eficiência propulsiva.

3.2.2 Propulsores azimutais

Propulsores azimutais são atuadores que possuem o grau de liberdade para realizar movimento de giro em torno de um eixo vertical (Figura 3.9). Esta propriedade permite direcionar o fluxo do propulsor em qualquer direção e responder aos esforços ambientais em todas as direções do plano. Estes atuadores começaram a ser largamente empregados com o avanço tecnológico da eletrônica de potência, que desenvolveu elementos de controle para maiores potências.

Figura 3.9 – Propulsor azimutal retrátil (WARTSILA, 2007)

Os propulsores de tais atuadores podem ser simples ou contra-rotativos, com passo fixo ou variável, possuir bocal, entre outras variações. Em embarcações com SPD, os propulsores azimutais são úteis para aumentar o grau de redundância dos atuadores, aspecto obrigatório para o registro da embarcação nas principais agências classificadoras. Especificamente em navios aliviadores, a maior aplicação é feita para a condição de posicionamento dinâmico, em que os azimutais são localizados nas extremidades da proa e/ou popa. Na condição de velocidade de cruzeiro, os azimutais não são utilizados ao menos que tenham sido projetados para funcionarem como propulsão principal.

Em geral, os azimutais instalados em SPD são do tipo retrátil e, portanto, recolhidos para que não ocasionem aumento de resistência ao avanço na condição de viagem. A maioria dos atuadores retráteis também possui bocal, que possibilita maior empuxo e uma unidade mais compacta em termos de arranjo. Uma variação dos propulsores azimutais são os atuadores tipo *pod*. Estes atuadores têm sido empregados em algumas embarcações para a realização da propulsão principal.

O desempenho dos atuadores azimutais depende dos seguintes fatores: tipo do propulsor, tipo de bocal, tipo e tamanho das estruturas de suporte, localização na embarcação, arranjo dos subsistemas, entre outros.

Os propulsores com bocais mais empregados foram desenvolvidos pela MARIN (*Maritime Research Institute Netherlands*). Basicamente, existem dois tipos de bocais: acelerador, que aumenta a velocidade do fluxo e o empuxo total gerado; desacelerador, que aumenta a pressão sobre o propulsor, evitando cavitação, mas diminui o empuxo total gerado. No caso de bocais aceleradores, a seção longitudinal do bocal é feita de tal forma a estrangular o fluxo da saída e, no caso dos bocais desaceleradores, o efeito é o contrário. A Figura 3.10 apresenta um esboço destes dois bocais.

Para a utilização dos bocais aceleradores, a MARIN desenvolveu propulsores especiais denominados Serie "Ka" (pás com seção transversal tipo Kaplan). Estes propulsores possuem as pás mais largas e faces mais planas, diminuindo a possibilidade de cavitação.

(a) bocal desacelerador

(b) bocal acelerador

Figura 3.10 – Esboço dos bocais aceleradores e desaceleradores (LEWIS, 1988)

A vantagem dos bocais aceleradores é aumentar o empuxo gerado para uma mesma unidade de área do propulsor. Além do empuxo, o coeficiente de mérito de

propulsores com bocal também é maior do que propulsores sem bocal. A Figura 3.11 apresenta uma comparação do coeficiente de mérito em condição de bollard pull entre propulsores da série *B-thrust*, contra-rotativo da série *Wageningen*, propulsor Kaplan com bocal 19A e bocal HR® (Lips) operando com mesma rotação e com mesmo diâmetro. A figura revela um coeficiente de mérito maior para propulsores com bocal.

Figura 3.11 – Comparação de diversos propulsores simples e com bocal (DANG; LAHEIJ, 2004)

Outra vantagem dos propulsores com bocal é a pouca sensibilidade do coeficiente de torque em relação às baixas velocidades de avanço ou de corrente, demonstrada pela tendência constante do início das curvas dos coeficientes propulsivos (Figura 3.12). Isto ocorre porque o bocal isola o propulsor da incidência de fluxos diretamente sobre a pá, o que também influencia benéficamente o coeficiente de empuxo.

Figura 3.12 – Características típicas de propulsores em bocal 19, propulsor “Ka 4-70” com $P/D = 1,1$ (DANG; LAHEIJ, 2004)

Em relação ao arranjo, existem disposições de subsistemas e estruturas que podem influenciar o desempenho propulsivo: disposição da transmissão e disposição do propulsor. As disposições de transmissão podem ser de dois tipos:

- Tipo “Z”, em que os atuadores possuem a máquina motriz com o eixo na posição horizontal. O torque é transmitido ao propulsor por meio de duas caixas de transmissão, uma conectada ao eixo do motor, motor este que está na estrutura de suporte ou sobre o topo do atuador, e a outra caixa de transmissão que está na direção da linha do eixo do propulsor;
- Tipo “L”, em que azimuthal tem sua máquina motriz na posição vertical e possui uma única caixa de transmissão de engrenagens, localizada na linha horizontal do eixo do propulsor. A Figura 3.13 apresenta esboços dos dois tipos de transmissão.

(c) Transmissão tipo “Z”

(b) Transmissão tipo “L”

Figura 3.13 – Esboço de propulsores azimutais, (DANG; LAHEIJ, 2004)

Devido ao fato dos azimutais do tipo “L” possuírem o motor na vertical, apenas motores elétricos podem ser instalados, ao contrário do tipo “Z”, que pode operar com motores elétricos e motores à combustão. Os azimutais tipo “L” são em geral mais pesados e necessitam de grande espaço de praça de máquinas ou casaria, porém, como possuem menos sistemas de transmissão em relação ao tipo “Z”, possuem maior eficiência de transmissão, em torno de 97% a 98%. Os azimutais do tipo “Z” são mais leves, necessitam de pouco espaço de casaria ou praça de máquinas, mas apresentam maiores perdas na transmissão, obtendo uma eficiência de 95% a 96% (DANG; LAHEIJ, 2004).

A disposição do propulsor classifica a localização do mesmo em relação à estrutura de suporte em dois tipos:

- a) Disposição do tipo “empurrador”, em que o propulsor está a frente do fluxo gerado pelo propulsor, como visto na Figura 3.14 (a). As desvantagens deste arranjo são a influência da casaria no fluxo gerado pelo propulsor e problemas devido à vibração e cavitação. A vantagem deste arranjo é que a estrutura de suporte pode ser projetada como uma asa e exercer a função de leme;
- b) Disposição do tipo “puxador”, em que o propulsor é instalado à ré do fluxo gerado pelo propulsor, como visto na Figura 3.14 (b). Neste arranjo, o propulsor opera em meio a um fluxo com um escoamento mais uniforme, melhorando seu desempenho. Os problemas de cavitação e vibração são

menores neste arranjo do que no tipo “empurrador”. Porém, seu arranjo é direcionalmente instável e um leme é necessário para que seja atingido o equilíbrio direcional.

(a) Propulsor em disposição “empurrador”

(a) Propulsor em disposição “puxador”

Figura 3.14 – Disposição dos propulsores azimutais (DANG; LAHEIJ, 2004)

Uma variação da transmissão dos propulsores azimutais são os atuadores tipo *pod*, em que o motor utilizado está instalado na mesma linha de eixo do propulsor, sob a estrutura de suporte e submerso. Este tipo de atuador apenas utiliza motores elétricos e os elementos do motor são adaptados na estrutura do azimutal, utilizando-a como carcaça do motor (KALSI, 2006). Estas unidades são vantajosas, pois melhoram o arranjo interno da embarcação, possibilitam grande manobrabilidade e facilitam a manutenção e construção devido a sua modularidade.

Experimentos com modelos destes atuadores foram realizados no tanque de provas da divisão de hidrodinâmica naval da CTO (*Centrum Techniki Okrętowej S.A.*). Tais testes foram realizados para levantar os coeficientes propulsivos dos azimutais tipo *pod* em algumas velocidades de avanço e ângulos de incidência. A Figura 3.15 apresenta o modelo de propulsor ensaiado.

Figura 3.15 – Modelo de azimutal tipo *pod* ensaio no CTO (REICHEL, 2007)

Os resultados destes ensaios mostram que a estrutura do *pod* aumenta os valores do coeficiente de empuxo total com a incidência de certo ângulo no azimutal. Porém, este efeito é menor para giros do azimutal à bombordo do que à boreste devido o sentido de rotação do propulsor. Outro fato constatado é que a estrutura do *pod*, assim como os lemes, possui para cada velocidade ensaiada um ângulo de perda de sustentabilidade do fluxo. A Figura 3.16 e Figura 3.17 apresenta os resultados dos ensaios comentados.

Figura 3.16 – Ensaio de pod para giro à bombordo (REICHEL, 2007)

Figura 3.17 – Ensaio de pod para giro à boreste (REICHEL, 2007)

3.2.3 Propulsão principal

Em geral, navios petroleiros utilizam propulsores principais de passo fixo com o maior diâmetro possível conectado diretamente a motores Diesel com o intuito de otimizar a eficiência propulsiva na condição de velocidade de cruzeiro. Porém, embarcações com SPD necessitam de atuadores que possam reverter sua rotação e, como a inversão de rotação em motores Diesel é complexa, mecanismos de mudança de passo têm sido empregados. A introdução do mecanismo de troca de passo nos propulsores diminui sua eficiência em comparação aos propulsores de passo fixo, pois aumenta o diâmetro do boço e interfere no fluxo do propulsor. A Figura 3.18 apresenta uma curva típica de propulsores com passo variável.

Figura 3.18 – Curva típica de propulsor com passo variável (DONHA; MORISHITA; BRINATI, 1995)

Em conjunto com a propulsão principal, lemes são utilizados para a realização de manobras durante a condição de velocidade de cruzeiro e podem ser utilizados na alocação de empuxo, como proposto do De Wit (2009). Ainda, embora a maioria dos navios aliviadores utilize propulsores de grande diâmetro, existem propostas de propulsão principal com azimutais com bocal, porém, a aplicação é mais indicada para navios de apoio *offshore* (MINCHEV; NIELSEN; LUNDGREN, 2009).

3.2.4 Propulsores cicloidais

Propulsores cicloidais são atuadores que consistem em pás igualmente espaçadas direcionadas verticalmente ou com pequena inclinação, que giram suportadas por um disco que os sustenta. O empuxo desejado é controlado pela variação do ângulo de incidência das pás e pode ser projetado para qualquer direção desejada. Apesar de não haver aplicações em navio aliviadores com SPD, outras aplicações em embarcações *offshore* vem sendo concretizadas (JÜRGENS; PALM, 2009).

Figura 3.19 – Propulsores cicloidais instalados em uma embarcação de apoio offshore (JÜRGENS; PALM, 2009)

3.3 ARRANJO PROPULSIVO

O arranjo dos atuadores ao longo da embarcação deve ser feito de tal forma que as forças e momento oriundos da ação dos agentes ambientais sobre o navio sejam contrabalanceados. Uma configuração possível e simples seria a instalação de um propulsor principal, um duto instalado na proa e outro atuador na popa. Esta configuração contrabalanceia os esforços dos movimentos de avanço (propulsor principal), deriva e guinada (dutos), porém, a falha de quaisquer uns destes

atuadores causa a perda de posicionamento e, por isso, as principais agências classificadoras exigem a redundância dos propulsores para as classes 2 e 3.

Os critérios de escolha do arranjo propulsivo dependem principalmente, além da redundância, tamanho da embarcação, condições ambientais de projeto, tipo do atuador, espaço, peso, eficiência, custos de aquisição e manutenção, preferência do operador, viabilidade econômica. Para navios aliviadores, existem configurações mais usuais em função da análise dos critérios citados. A Figura 3.20 apresenta as configurações mais usadas em navios aliviadores de classe 1 e a Figura 3.21 apresenta as configurações mais utilizadas em navios classe 2.

Figura 3.20 - Configurações de arranjo mais usuais para a classe 1 (ABS, 2009; DNV, 2009; SHIP-INFO, 2009; XVAS, 2009)

As configurações (b) e (c) da Figura 3.20 possuem redundância de atuadores de proa, fato que aumenta sua confiabilidade mesmo sendo configurações de navios de classe 1. A opção (b) com dois dutos ocupa menos espaço interno, possui menos peso e menores custos, porém, a interferência entre os dutos diminui a eficiência de ambos os propulsores. Entretanto, a opção (c) não possui perdas por interferências

entre atuadores tão grande quando a opção (b). Outra vantagem da opção (c) é o isolamento de um atuador, no caso do azimutal, da ocorrência de ventilação do propulsor por ação do movimento no plano vertical da embarcação. Porém, ao contrário da opção (b), a opção (c) é mais custosa devido à presença do azimutal, ocupa maior espaço interno e é mais pesada. Operadores nacionais têm preferência pela utilização opção (c), chamada de classe DP1 aumentada (DP1+), pois o arranjo apresenta redundância nos atuadores de proa que vem registrando maior frequência de falhas durante a operação.

Em relação aos arranjos de navios classe 2, operadores nacionais possuem preferência pela configuração da opção (c) da Figura 3.21. Pelas mesmas razões anteriormente comentadas, a opção (c) leva vantagens em relação a outras por apresentar azimutal, que fica isolado dos efeitos de ventilação. A classe 3 em navios aliviadores não é usual, porém, as propostas de arranjo desta classe se assemelham aos arranjos da classe 2, exceto à questão da compartimentação.

Figura 3.21 - Configurações de arranjo mais usuais para a classe 2 (ABS, 2009; DNV, 2009; SHIP-INFO, 2009; XVAS, 2009)

Em relação à instalação propulsora, a maioria dos navios aliviadores possui propulsores de passo controlável para a propulsão principal, que são conectados a motores Diesel de baixa rotação em ambas as configurações de um ou dois propulsores. Apesar da disponibilidade de motores de alta potência e propostas de utilização de motores elétricos na propulsão principal (BRAY, 1998), não é comum a utilização de tais motores em navios aliviadores. Agora, os propulsores em duto e azimutais são acionados, na grande maioria, por motores elétricos de corrente contínua ou alternada. Ainda, também para a grande maioria dos navios aliviadores, a geração de energia para os motores elétricos é feita por geradores Diesel ou geradores conectados ao eixo propulsivo. Portanto, a grande maioria das instalações das embarcações encontradas é do tipo Diesel/Diesel-Elétrica. A Tabela 3.1 apresenta um resumo de alguns navios aliviadores que serviram para a pesquisa. Como pode ser visto na tabela, a grande maioria dos navios relatados se enquadram no padrão Suezmax⁵.

⁵ Suezmax denota um navio de deslocamento entre 120 e 150 mil toneladas, com dimensões médias de Lbp=260,8m, B=45,8m, H=15,9m (LAMB, 2004).

Tabela 3.1 – Arranjo propulsivo e tipo de instalação de navios Aliviadores com SPD (ABS, 2009; DNV, 2009; SHIP-INFO, 2009; XVAS, 2009)

					PROPULSÃO PRINCIPAL				PROPULSÃO AUXILIAR				INSTALAÇÃO
					PROPULSOR		MOTOR		POPA		PROA		
					QTDE	TIPO	QTDE	TIPO	QTDE	TIPO	QTDE	TIPO	
1	ABERDEEN	1	210,64	51.800	1	CPP	1	MD	1	DUTO	2	DUTO	D/D-E
2	ANNA KNUSTEN	1	244,00	123.819	2	CPP	2	MD	-	-	2	DUTO	D/D-E
3	ATAULFO ALVES	1	258,00	153.000	1	CPP	1	MD	1	DUTO	2	DUTO/AZ	D/D-E
4	BETTY KNUSTEN	2	174,00	35.887	1	CPP	1	MD	1	DUTO	2	DUTO	D/D-E
5	CARTOLA	1	258,00	153.000	1	CPP	1	MD	1	DUTO	1	DUTO	D/D-E
6	CATHERINE KNUSTEN	1	265,00	141.720	-	-	-	-	-	-	-	-	D/D-E
7	DAN EAGLE	2	175,49	44.700	1	CPP	1	MD	2	DUTO/AZ	2	DUTO/AZ	D/D-E
8	ELISABETH KNUSTEN	2	256,50	124.788	2	CPP	2	MD	2	DUTO	2	DUTO	D/D-E
9	EVI KNUSTEN	1	252,63	126.352	2	CPP	2	MD	-	-	2	DUTO	D/D-E
10	GERD KNUSTEN	1	267,00	146.273	1	CPP	1	MD	1	DUTO	2	DUTO	D/D-E
11	GIJON KNUSTEN	2	174,00	35.309	1	CPP	1	MD	1	DUTO	2	DUTO/AZ	D/D-E
12	GRENA	2	262,00	148.553	1	CPP	1	MD	1	AZ	2	DUTO/AZ	D/D-E
13	HANNE KNUSTEN	2	256,50	123.851	2	CPP	2	MD	2	DUTO	2	DUTO	D/D-E
14	HEATHER KNUSTEN	2	262,00	148.644	1	CPP	1	MD	1	AZ	2	DUTO	D/D-E
15	JASMINE KNUSTEN	2	262,00	148.706	1	CPP	1	MD	2	DUTO/AZ	1	AZ	D/D-E
16	JUANITA	1	252,00	126.491	2	CPP	2	MD	1	DUTO	1	DUTO	D/D-E
17	KAREN KNUSTEN	2	276,65	153.617	2	CPP	2	MD	2	DUTO	3	DUTO/AZ	D/D-E
18	NAVION AKARITA	1	233,30	107.223	1	CPP	1	MD	1	DUTO	2	DUTO	D/D-E
19	NAVION ANGLIA	2	264,00	126.360	2	CPP	2	MD	2	DUTO	2	DUTO	D/D-E
20	NAVION BERGEN	1	229,00	10.641	1	CPP	1	MD	2	DUTO/AZ	2	DUTO/AZ	D/D-E
21	NAVION BRITANNIA	2	256,50	118.500	2	CPP	2	MD	1	AZ	2	AZ	D/D-E
22	NAVION CLIPPER	1	210,00	78.228	1	CPP	1	MD	1	DUTO	2	DUTO	D/D-E
23	NAVION EUROPA	1	257,58	130.596	1	FPP	4	MD	2	DUTO	3	DUTO	D/D-E
24	NAVION FENNIA	1	231,27	95.195	1	CPP	2	MD	1	DUTO	2	DUTO	D/D-E
25	NAVION GOTHENBURG	1	264,00	152.244	1	CPP	1	MD	2	DUTO/AZ	2	DUTO/AZ	D/D-E
26	NAVION HISPANIA	2	256,50	126.183	2	CPP	2	MD	2	DUTO	2	DUTO	D/D-E
27	NAVION MARITA	1	233,00	103.894	1	CPP	1	MD	1	DUTO	2	DUTO	D/D-E

					PROPULSÃO PRINCIPAL				PROPULSÃO AUXILIAR				INSTALAÇÃO
					PROPULSOR		MOTOR		POPA		PROA		
	EMBARCAÇÃO	CLASSE	L [m]	Dwt [ton]	QTDE	TIPO	QTDE	TIPO	QTDE	TIPO	QTDE	TIPO	
28	NAVION NORVEGIA	1	257,58	130.596	1	FPP	4	MD	2	DUTO	3	DUTO	D/D-E
29	NAVION OCEANIA	2	256,00	126.355	2	CPP	2	MD	2	DUTO	2	DUTO	D/D-E
30	NAVION OSLO	2	223,00	100.257	1	CPP	1	MD	1	AZ	2	DUTO/AZ	D/D-E
31	NAVION SAVONITA	1	233,30	108.712	1	CPP	1	MD	1	DUTO	2	DUTO	D/D-E
32	NAVION SCANDIA	2	256,50	126.749	2	CPP	2	MD	2	DUTO	2	DUTO	D/D-E
33	NAVION STAVANGER	2	262,00	148.729	1	CPP	1	MD	2	DUTO/AZ	2	DUTO/AZ	D/D-E
34	NAVION SVENITA	1	236,28	106.506	1	CPP	1	MD	1	DUTO	2	DUTO	D/D-E
35	NAVION TORINITA	2	233,30	106.852	1	CPP	1	MD	2	DUTO	2	DUTO/AZ	D/D-E
36	NORDIC BRASILIA	1	264,00	150.939	1	CPP	1	MD	1	DUTO	2	DUTO/AZ	D/D-E
37	NORDIC RIO	1	264,00	159.600	1	CPP	1	MD	1	DUTO	2	DUTO/AZ	D/D-E
38	NORDIC SPIRIT	1	264,00	152.222	1	CPP	1	MD	1	DUTO	2	DUTO	D/D-E
39	PETROATLANTIC	2	219,11	92.968	1	CPP	1	MD	1	DUTO	2	DUTO/AZ	D/D-E
40	PETRONORDIC	2	219,08	92.995	1	CPP	1	MD	1	DUTO	2	DUTO/AZ	D/D-E
41	RANDGRID	1	254,00	122.535	1	FPP	4	MD	2	DUTO	3	DUTO	D/D-E
42	SALLIE KNUTSEN	2	264,00	153.617	2	CPP	2	MD	2	DUTO	3	DUTO	D/D-E
43	SEA SPIRIT	1	177,00	39.777	1	CPP	1	MD	1	DUTO	2	DUTO	D/D-E
44	SIRI KNUTSEN	1	174,00	35.692	1	CPP	1	MD	1	DUTO	2	DUTO	D/D-E
45	STENA ALEXITA	2	247,00	127.466	2	CPP	2	MD	2	DUTO	2	DUTO	D/D-E
46	STENA NATALITA	2	231,00	108.073	2	CPP	2	MD	2	DUTO	2	DUTO	D/D-E
47	STENA SIRITA	2	247,00	126.873	2	CPP	2	MD	2	DUTO	2	DUTO	D/D-E
48	STENA SPIRIT	1	264,00	152.244	2	CPP	2	MD	1	DUTO	2	DUTO/AZ	D/D-E
49	TORDIS KNUTSEN	1	251,50	123.848	1	CPP	1	MD	1	DUTO	2	DUTO	D/D-E
50	TOVE KNUTSEN	2	233,00	105.295	1	CPP	1	MD	2	DUTO	1	DUTO	D/D-E
51	VIGDIS KNUTSEN	1	251,50	123.423	1	CPP	1	MD	1	DUTO	2	DUTO	D/D-E
52	VINLAND	2	258,00	125.827	2	CPP	2	MD	-	-	-	-	D/D-E

FPP – Propulsor de passo fixo / CPP – propulsor de passo variável / MD – Motor Diesel / AZ – Propulsor azimutal / D/D-E – Instalação Diesel/ Diesel-Elétrica

3.4 INTERAÇÕES HIDRODINÂMICAS

Um dos principais fatores que afetam o desempenho dos atuadores em uma embarcação com SPD são as interações hidrodinâmicas. Uma vez instalados no navio, os atuadores perdem eficiência pelo contato entre o jato que produzem e o casco, interação conhecida como casco-atuador. Outra interação importante é a que ocorre entre os jatos de dois ou mais atuadores, denominada de interação atuador-atuador. Os jatos também sofrem alterações de seu fluxo devido às movimentações da embarcação e à incidência de corrente. Esta interação denominada, atuador-corrente, é uma das interações que pode provocar aumento de empuxo do atuador em função do ângulo relativo entre o jato do atuador e a direção de incidência da corrente. A ação de ondas provocam movimentações da embarcação e podem ocasionar a exposição da extremidade do duto ao ar, ocasionando ventilação no propulsor e diminuindo sua eficiência. Existem, ainda, outras interações provocadas pelo ação entre outros corpos, como o efeito parede (ENGLISH, 1963; TANIGUCHI, WATANABE; KASAI, 1963) e efeito sombra (FUCATU, 2003).

3.4.1 Interações entre casco e atuador

Os atuadores instalados em um navio interagem com o casco de duas formas principais: 1) por efeitos viscosos, em que o fluxo entra em contato com o casco. Em certos casos, este fluxo age sobre o casco e exerce sobre ele uma pressão induzida, conhecida como pressão dinâmica da equação de Bernoulli; 2) por efeitos Coanda, em que a diferença de pressão criada entre o fluxo e o casco ou uma superfície de linha d'água gera uma força que direciona o fluxo ao casco ou à superfície. Apesar desta forma de interação ser também um tipo de interação viscosa, ela é tratada separadamente das perdas viscosas porque é visual e, portanto, de fácil identificação.

Os resultados apresentados na seção 3.2.1 a respeito da influência dos coeficientes propulsivos de um atuador em duto em função da relação entre seu comprimento e diâmetro é um exemplo do tipo de interação casco-atuador. Outro exemplo de interação entre casco e atuador é a diminuição de empuxo de um

azimutal instalado em uma plataforma semi-submersível. A Figura 3.22 apresenta o empuxo do azimutal instalado em um dos cascos da plataforma em função do ângulo do jato. É possível notar que para certo ângulos em que o jato tem contato com o outro casco, o empuxo medido é menor do que as direções em que isso não ocorre.

Figura 3.22 – Interação entre propulsor azimutal e o casco de uma plataforma semi-submersível (MOBERG; HELLSTRÖM, 1993)

3.4.2 Interações entre atuadores

Quaisquer dois ou mais atuadores que estejam próximos o suficiente um do outro para que seus fluxos se interajam são sujeitos à ação de interações atuador-atuador, e tal interação depende da sua localização e da distância que os jatos dos propulsores podem alcançar. Muitas pesquisas têm sido realizadas para quantificar as interações entre os atuadores, tais como, interações entre leme, propulsor e casco (CARLTON; RADOSAVLJEVIC; WHITWORTH, 2009), interação de duto de popa e propulsão principal com azimutais com bocal (SILEO; STEEN, 2009).

Na Figura 3.23, por exemplo, a interação entre atuadores acontece com o jato de um azimutal interferindo no desempenho do azimutal à frente. O empuxo do azimutal em questão perde eficiência em função da distância entre os azimutais.

Quanto maior for a distância entre os azimutais, menor será a interferência entre eles. Em navios aliviadores, este tipo de interação aconteceria em embarcações que possuam azimutais instalados na proa e na popa, porém, estes navios possuem grandes comprimentos e a interferência entre os jatos é mínima.

Figura 3.23 – Dedução de empuxo entre atuadores azimutais devido a interação entre atuadores (DANG; LAHEIJ, 2004)

Outro estudo de interações entre azimutais é citado por Ekstrom e Brown (2002). A Figura 3.24 mostra a interação entre dois azimutais, em que um deles é direcionado para determinados ângulos de azimutal e o outro se mantém fixo a 45° com seu fluxo constante, cujo mesmo fenômeno de interação entre atuadores é constatado.

Figura 3.24 – Dedução de empuxo entre atuadores azimutais devido a interação entre atuadores (EKSTROM; BROWN, 2002)

3.4.3 Interações atuador-corrente

A interação entre atuador e corrente ocorre quando o fluxo da corrente interfere no jato gerado pelo atuador e desvia sua direção, acarretando em diminuição de empuxo do atuador. Além da corrente, a movimentação da embarcação durante o posicionamento ou mesmo a movimentação do atuador também podem gerar um fluxo que venha a interferir no desempenho do propulsor.

Em relação à interação de dutos, English (1963) apresenta um estudo em canal circulante sobre a influência de correntes perpendiculares ao jato de um duto. A Figura 3.25 apresenta o valor de dedução percentual do empuxo do duto (t_{duto}) em função do coeficiente de avanço (a velocidade de referência é a da corrente), em que podemos encontrar perdas de empuxo de até 70% .

Figura 3.25 – Fator de dedução de empuxo para corrente incidindo sobre um duto, adaptado de English (1963)

Apesar da interação atuador-corrente, estudos feitos por Chislett e Björheden (1966) sobre os efeitos da corrente em dutos instalados em navios de superfície mostram que não há alterações significativas nos esforços gerados pelos propulsores para relações entre a velocidade da corrente e do jato inferiores a 0,2.

No caso de azimutais, Ekstrom e Brown (2002) apresentam a interação de dois atuadores somada à interferência de um fluxo externo, como mostrado na Figura 3.24. Para certos ângulos, a queda do empuxo gerado pelo propulsor chega a cerca de 40% para correntes de 1,5 m/s.

3.4.4 Interações devido a ondas

A incidência de ondas sobre o navio aliviador durante o posicionamento, além de deslocá-lo da posição no plano, gera movimentos nos outros graus de liberdade da embarcação (caturro ou *pitch*, jogo ou *roll* e arfagem ou *heave*). Estes movimentos introduzem pequenos fluxos no plano vertical que deslocam os jatos dos atuadores e podem diminuir seu desempenho. Um dos movimentos de grande interferência é o jogo, pois possui uma frequência de movimento maior do que os outros movimentos.

Além dos fluxos gerados pela movimentação do casco, a proximidade do atuador em duto com a superfície em movimento elevado devido ao jogo pode ocasionar o aparecimento de parte do duto para cima da linha d'água. Quando isto ocorre, o propulsor em duto cria um fluxo de ar, o que ocasiona o fenômeno de ventilação. Este efeito é mais propício a ocorrer em calados baixos de operação. Dijk e Aalbers (2001) apresentam resultados de um estudo sobre os efeitos danosos ao empuxo de um duto quando há ocorrência de ventilação. A Figura 3.26 apresenta uma comparação do estudo para dois ensaios de dutos durante um ensaio de posicionamento – com ou sem ocorrência de ventilação. É possível notar que o efeito da ventilação sobre o empuxo é prejudicial, ocasionando inclusive em certos instantes a ausência de empuxo.

Figura 3.26 – Ocorrência de ventilação em duto (DIJK; AALBERS, 2001)

Portanto, deve-se localizar os dutos em uma região no costado de tal forma que os movimentos da embarcação não ocasionem a ocorrência de perda de empuxo devido à ventilação. Em geral, propulsores azimutais utilizados em navios aliviadores com SPD não são afetados por ventilação, pois se encontram abaixo da linha de quilha do navio, distantes da linha d'água.

3.5 ENSAIOS REALIZADOS EM TANQUE DE PROVAS DA USP

O Departamento de Engenharia Naval e Oceânica em parceria com o LabOceano da COPPE/UFRJ⁶ e a Petrobras vem capacitando os laboratórios nacionais a realizar ensaios de posicionamento dinâmico com modelos de navios aliviadores com SPD em escala reduzida. Para tanto, foram desenvolvidos nacionalmente todo o aparato experimental necessário para a concretização dos ensaios: dois modelos de navios aliviadores em escala reduzida, programa de controle da embarcação, eletrônica embarcada para controle dos atuadores e comunicação sem fio, sistemas propulsivos a serem instalados nos modelos (propulsores principal, azimutais, dutos e leme).

Para o controle da embarcação através de seus atuadores, foi necessário a realização de ensaios para se obter as curvas de empuxo em função da rotação de cada um dos atuadores. No entanto, os valores de empuxo a serem medidos possuíam valores muito baixos, em torno de 0,1N, dificultando a medição. Então, o objetivou-se o desenvolvimento de uma célula de carga adequada aos baixos valores das forças envolvidas.

Esta seção apresenta os resultados dos ensaios de calibração de empuxo realizados no tanque de provas do Departamento de Engenharia Naval e Oceânica da USP. Concomitantemente, são apresentadas as características dos modelos ensaiados e das células de carga utilizadas. Os resultados são comentados com enfoque na relevância à discussão que se faz na seção 3.4 em relação às interações hidrodinâmicas.

⁶ COPPE/UFRJ denota Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós-graduação e Pesquisa de Engenharia da Universidade Federal do Rio de Janeiro

3.5.1 Ensaios com modelos caixa

Os primeiros testes realizados com dutos possuíam por objetivo medir o empuxo máximo dos propulsores à disposição no Departamento de Engenharia naval e Oceânica da USP em um modelo caixa. A célula de carga utilizada para esta medição é comercial e suas especificações se encontram no anexo A. A Figura 3.27 apresenta ilustrações do modelo caixa e da célula de carga utilizada.

(a) Modelo caixa com duto

(b) Célula de carga

Figura 3.27 – Modelo caixa com duto e célula de carga utilizada nos testes iniciais

As dimensões do modelo caixa que contém o duto são apresentados na Tabela 3.6. A caixa é feita de acrílico e a boca da mesma é dimensionada no valor próximo ao comprimento do duto que será instalado no modelo de navio aliviador em escala de 1:125.

Tabela 3.2 - Dimensões do modelo caixa

MODELO	L [mm]	B [mm]	D [mm]	T [mm]
Modelo caixa 1	500	170	190	130

O aparato experimental consiste em uma guia metálica onde são presas pequenas roldanas. Na parte superior desta guia está afixada a célula de carga. O modelo caixa é preso a pequenos cabos na sua lateral de tal forma que se forme um tirante. O centro do tirante é preso a um fino cabo que passa pelas roldanas presas

na guia e se prende à célula de carga. O aparato experimental pode ser visto na Figura 3.43.

Uma vez que o propulsor é acionado, o modelo caixa se movimenta e tensiona o cabo, fazendo com que a célula de carga registre uma força. Esta força é considerada o empuxo do atuador, porém, de fato, o ensaio não se trata de uma avaliação em água aberta e existem, na força medida, inclusão de forças provindas de interações hidrodinâmicas.

Figura 3.28 – Primeiro ensaio realizado duto em modelo caixa e célula de carga

Três propulsores foram ensaiados no mesmo duto em modelo caixa e suas especificações são apresentadas na Tabela 3.3. Os resultados dos ensaios com estes propulsores são apresentados na Figura 3.29. A figura revela que o empuxo dos propulsores aumenta com o aumento do diâmetro e do passo do propulsor. A Figura 3.30 apresenta os coeficientes de empuxo do propulsor Octura 1735 para ambos os sentidos de rotação do atuador. O coeficiente de empuxo é baixo para pequenas rotações e tende a se estabilizar em torno de um valor constante a partir de 25rps.

Tabela 3.3 - Dimensões dos propulsores ensaiados com modelo caixa

MODELO	Propulsor	Z	P/D	D [mm]
Modelo caixa (17cm) com dutos	Octura X632	2	1,6	32,0
	Octura X435	2	1,4	35,0
	Octura 1735	2	1,7	35,0

Figura 3.29 – Empuxos medidos de duto com modelo caixa

Figura 3.30 – Coeficiente de empuxo do duto em modelo caixa para propulsor Octura 1735.

Para avaliar a influência do comprimento do duto sobre o coeficiente de empuxo do propulsor, um novo modelo caixa idêntico ao anterior foi construído, exceto à boca que mede 120mm. Utilizando a mesma célula de carga, novos ensaios foram realizados apenas com o propulsor Octura 1735. A Figura 3.31

apresenta uma comparação dos valores de empuxo medidos com os dois modelos caixas.

Figura 3.31 – Empuxo de propulsores em duto com modelos “caixa” distintos com o propulsor Octura 1735.

A comparação revela que o empuxo medido com os dois modelos caixa praticamente não se altera em função do comprimento do duto. Isto é válido para os dois sentidos de rotação do propulsor. Uma explicação possível para este fato seria que a soma de perdas viscosas não mais afetam o coeficiente de empuxo, mas sim a eficiência do propulsor, mesmo comportamento obtido nos ensaios de Taniguchi, Watanabe e Kasai (1966) para valores da relação entre comprimento de duto e diâmetro maiores do que 2,0.

Apesar de os valores de forças medidos pela célula de carga serem aceitáveis ao propósito de calibração de forças, alguns problemas durante os ensaios foram encontrados. Para baixas rotações, o cabo não tensionava adequadamente e os atritos inerentes às roldanas interferiam em demasia na medição da célula de carga. Quando as rotações eram muito altas, o modelo caixa sofria um pequeno desvio lateral devido à rotacionalidade do jato produzido pelo duto.

Com bases nas observações feitas sobre o aparato apresentado e tendo em vista as prováveis dificuldades em utilizá-lo para a medição de empuxo dos

atuadores nos modelos em escala reduzida, uma nova concepção de medição de empuxo foi idealizada. Este novo aparato experimental consiste em uma célula de carga construída com um tubo de alumínio e extensômetros colados na sua extremidade superior (Figura 3.38). Em redundância de medida, uma célula de torque foi adquirida e instalada na extremidade inferior do tubo instrumentado. As características técnicas da célula de torque e as ligações elétricas dos extensômetros do tubo instrumentado são apresentados, respectivamente, nos anexos B e C.

Figura 3.32 – Célula de carga construída com um tubo e extensômetros

Para a validação desta novo aparato, um novo modelo caixa com azimuthal foi construído, como mostra a Figura 3.33. As dimensões do modelo são as mesmas do que o primeiro modelo caixa. O propulsor utilizado no azimuthal com bocal do tipo 19A é o Octura X632. O sistema de referência de forças e o completo aparato experimental são esboçados na Figura 3.34.

Figura 3.33 – Modelo caixa com azimuthal

Figura 3.34 – Esboço do modelo caixa com azimutal em ensaio de empuxo.

A idéia dos ensaios é medir o empuxo enquanto o azimutal é mantido parado em algumas direções. Outro objetivo do ensaio é comparar os resultados dos empuxos medidos da célula de carga construída e da célula de torque. A medição de empuxo por meio da célula de torque é calculada por meio da divisão do torque medido pela distância entre a direção do empuxo gerado pelo azimutal e a célula de carga.

Os coeficientes de empuxo obtidos a partir das forças medidas com a célula de carga e com a célula de torque são apresentados na Figura 3.35 e Figura 3.36. Os resultados revelam que as direções em que o azimutal aponta para uma região do modelo caixa com menor área de quilha são as direções que possuem maior coeficiente de empuxo. Uma explicação provável para o fato é que as maiores perdas viscosas estão relacionadas às direções do azimutal em que o seu jato encontra mais área de quilha.

Figura 3.35 – Coeficiente de empuxo de propulsor azimutal em modelo “caixa” medido com célula de carga

Figura 3.36 – Coeficiente de empuxo de propulsor azimutal em modelo “caixa” medido com célula de torque

Em relação a equivalência entre os empuxos medidos pela célula de carga e o empuxo calculado pela medição de momento da célula de torque, a Figura 3.35 e Figura 3.36 revelam boa concordância entre as curvas para os ângulos de 45°, 90° e 135° a partir da rotação de 1000rpm (16,7rps).

Outro ensaio de medição de empuxo foi realizado com o propulsor azimuthal em modelo caixa. Nestes testes, as forças são medidas enquanto o azimuthal gira para ambos os sentidos em torno do seu eixo vertical enquanto a rotação do propulsor é mantida constante. O ensaio pretende avaliar a influência da velocidade tangencial do bocal em relação ao jato do propulsor, como esquematizado na Figura 3.37.

Figura 3.37 – Esboço das velocidades envolvidas na rotação do azimuthal

Os coeficientes de empuxo calculados a partir da medição das forças pela célula de carga são apresentados na Figura 3.38 e comparados com os ensaios anteriormente realizados com as direções do azimuthal mantidas constantes. A figura demonstra que, para certos ângulos, o coeficiente de empuxo obtido com o empuxo medido quando o azimuthal gira é menor do que a condição em que o azimuthal fica fixo em uma direção (*bollard pull*). Entretanto, em outros ângulos, a condição de *bollard pull* não supera à condição em que o azimuthal gira, o que implicaria em aumento de empuxo devido à interferência. Este comportamento pode estar acontecendo porque os valores medidos de empuxo durante os ensaios são influenciados por diversas interações, inclusive forças de origem viscosas geradas pelo fluxo que o bocal do propulsor pode ocasionar quando está girando.

Figura 3.38 – Coeficientes de empuxo para teste com azimutal girando em sentido horário e anti-horário

A partir dos resultados obtidos com os ensaios em modelos caixa, pode-se validar a medição de empuxos por meio da célula de carga instrumentada em tubo e por meio de célula de torque. Apesar disso, uma característica importante em relação à calibração foi identificada durante a realização dos ensaios citados. A célula de carga instrumentada em tubo de alumínio era previamente calibrada em bancada antes dos ensaios. As constantes de calibração ajustadas no amplificador durante as calibrações em bancada e as identificadas durante os ensaios apontavam para ligeira diferença. A justificativa provável para tal fato é que a célula baseada em tubo é sensível em relação ao braço (comprimento) do duto. Na prática, o braço efetivo entre a força e os extensômetros é diferente do utilizado para a calibração em bancada. Portanto, os futuros ensaios são realizados com a calibração feita no tanque de provas.

3.5.2 Ensaios com modelo de navio em escala 1:125

Uma vez validada a célula de carga instrumentada em tubo de alumínio, iniciou-se a calibração de empuxo dos atuadores instalados no modelo. O primeiro ensaio foi realizado com o modelo de navio aliviador em escala reduzida de 1:125 (Figura 3.39) de dimensões indicadas na Tabela 3.4.

Figura 3.39 – Modelo de navio aliviador em escala reduzida de 1:125

Tabela 3.4 - Dimensões do modelo em escala reduzida de 1:125

MODELO	L [mm]	B [mm]	D [mm]	T [mm]
Modelo (1:125) Ref: Navio Suezmax	2.000,00	368,0	190,00	130,00

Os propulsores instalados no modelo são mostrados na Tabela 3.5. A configuração do aparato experimental da célula de carga com o modelo em escala é muito similar ao utilizado durante os ensaios com o modelo caixa do azimuthal, como mostra a Figura 3.40 e Figura 3.41.

Tabela 3.5 - Dimensões do modelo em escala reduzida de 1:70

ATUADOR	PROPULSOR	Z	P/D	D [mm]
Dutos	Octura 1735	2	1,7	35,0
Propulsor principal	Octura 1662	2	1,6	62,0

Figura 3.40 – Esboço do modelo de navio aliviador em ensaio de empuxo

Figura 3.41 – Fotografia do modelo de navio aliviador em ensaio de empuxo

Os resultados dos coeficientes de empuxo calculados para os dutos de proa e popa do modelo com base nos empuxos medidos durante o ensaio são apresentados na Figura 3.42. Na mesma figura, apesar de métodos distintos de medição, o coeficiente de empuxo obtido no modelo caixa com duto é comparado aos resultados obtidos com o modelo em escala. Pode-se verificar na figura que os valores dos coeficientes de empuxo são bem concordantes entre os métodos distintos de medição. Em relação às diferenças do coeficiente de empuxo entre os atuadores de popa e proa, justifica-se as mesmas por questões já discorridas neste

capítulo, tais como, distintas relações entre comprimento e diâmetro de dutos e localizações dos atuadores no modelo.

Figura 3.42 – Coeficiente de empuxo dos dutos do modelo em escala de 1:125

Durante a realização dos testes com o modelo em escala de 1:125, registrou-se grande movimentação do mesmo quando qualquer atuador era acionado. Esta movimentação da embarcação gerava ondas no sentido longitudinal e transversal do tanque. As ondas geradas transversalmente possuíam grande comprimento e demoravam a cessar, o que requisitava um aumento no tempo total de ensaio. Outro problema da presença de ondas no tanque é a interferência que elas implicavam nas medidas das células. Tendo em vista que o próximo modelo a ser ensaiado tinha dimensões maiores do que o atual, projetou-se uma nova célula de carga instrumentada em tubo com dimensões maiores.

3.5.3 Ensaio com modelo de navio em escala 1:70

O modelo de navio aliviador em escala de 1:70 possui um azimuthal e duto tanto na proa quanto na popa. Sua propulsão principal é composta por um hélice de

quatro pás e um leme de perfil transversal NACA⁷ 0012. O modelo, as suas dimensões e seus propulsores são apresentados na Figura 3.43, Tabela 3.6 e Tabela 3.7, respectivamente.

Figura 3.43 – Modelo de navio aliviador em escala reduzida de 1:70

Tabela 3.6 - Dimensão dos modelos ensaiados

MODELO	L [mm]	B [mm]	D [mm]	T [mm]
Modelo (1:70) Ref: Navio Suezmax	3.841,00	655,00	348,00	249,00

Tabela 3.7 – Propulsores instalado no modelo em escala de 1:70

ATUADOR	PROPULSOR	Z	P/D	D [mm]
Azimutais	Octura X438	2	1,4	38,0
Dutos	Octura 1938	2	1,9	38,0
Propulsor principal	B-4-55	4	0,8	114

Conforme discutido na seção anterior, uma célula de carga foi projetada para evitar problemas, tais como, geração de ondas e interferências nas medidas. A dimensão do segundo tubo de alumínio e a ligação dos extensômetros são

⁷ NACA denota National Advisory Committee for Aeronautics

apresentadas no anexo C. Novamente, o aparato experimental do modelo em escala de 1:70 é bem similar aos anteriores apresentados (Figura 3.44), exceto pela retirada da célula de torque. O sistema de referência utilizado para o ensaio é apresentado na Figura 3.45.

Figura 3.44 – Aparato experimental com modelo em escala de 1:70 instalado no tanque de provas

Figura 3.45 – Sistema de referência utilizado no ensaio do modelo de escala 1:70

Foram ensaiados todos os atuadores em ambos os sentidos de rotação. No momento, apresenta-se os resultados obtidos com o azimutal de proa e a força de leme. A Figura 3.46 apresenta o empuxo medido do azimutal em função do ângulo

do azimutal. Assim como o modelo caixa, o empuxo do propulsor é afetado pelo ângulo do azimutal devido às interações hidrodinâmicas do tipo casco/atuador.

Figura 3.46 – Empuxo do azimutal de proa do modelo 1:70 em função do ângulo

Utilizando os valores medidos de empuxo dos azimutais de proa e popa e relativizando as perdas em percentagem de dedução de empuxo, constrói-se a Figura 3.47. Com base neste gráfico, é possível fazer algumas constatações importantes: a) para ambos os azimutais, a menor dedução é encontrada para ângulos de 90°, ou seja, o azimutal apontado para a transversal do modelo; b) os pontos de máxima dedução de empuxo para os azimutais está defasado em 180° um em relação ao outro.

Figura 3.47 – Fatores de dedução de empuxo para azimutais da proa e da popa

O último ensaio a ser discutido é o realizado com o propulsor principal e o leme. O teste consiste em medir a força lateral do leme em função do seu ângulo de incidência ($\pm 30^\circ$) e da rotação do propulsor principal. A Figura 3.48 apresenta os resultados obtidos, em módulo, para variações de leme para bombordo e boreste. A primeira constatação visível na figura é a diferença entre a força gerada pelo leme em função do lado em que está (bombordo ou boreste). Isto se explica pela influência do sentido de rotação do propulsor principal.

Figura 3.48 – Força lateral exercida pelo leme

Relativizando a força lateral do leme em comparação à força medida na direção longitudinal, obtém-se a Figura 3.49. A figura aponta um comportamento similar das curvas para cada uma das rotações ensaiadas, com pequenas variações dos seus valores. Tirando a média entre os pontos de um mesma abscissa e gerando uma curva de tendências linear em função do ângulo, obtém uma constante de $-8,6\text{e-}03$ para um erro quadrático de 94%. Do ponto de vista prático, pode-se aproximar a força do leme como sendo uma função linear do ângulo, tirando a influência da rotação do propulsor. Esta propriedade é útil para a alocação de empuxos de um navio com SPD, pois facilita o cálculo para determinação do ângulo de leme para geração de uma requerida força lateral em y. Maiores detalhes sobre esta propriedade estão no apêndice A (seção A.2).

Figura 3.49 – Relação entre força lateral do leme e força na direção x

4 EMBARCAÇÕES COM SPD

Em geral, sistemas de posicionamento dinâmico são projetados para a manutenção da posição e atitude durante o período de realização da operação de um determinado navio sob condições ambientais e operacionais pré-estipuladas. Para tanto, dentre os subsistemas que compõem o SPD (Figura 4.1), o subsistema propulsivo é o elemento responsável pela geração de empuxo para contrabalancear os esforços ambientais atuantes sobre o navio. Portanto, a garantia de que o posicionamento da embarcação ocorra dentro das condições pré-estipuladas, entre outros fatores, se dá por meio de um correto dimensionamento propulsivo.

Elementos do SPD

Figura 4.1 - Principais elementos de um sistema de posicionamento dinâmico (BRAY, 1998)

Como discutido no capítulo 2, outra importante questão que diz respeito à manutenção da posição e atitude da embarcação é a confiabilidade do sistema. A ocorrência de falhas em um ou mais elementos do SPD pode ocasionar desde pequenos desvios até mesmo a parada da operação como, por exemplo, a falha de

um atuador. Porém, ressalta-se que uma falha de um elemento que não pertença ao subsistema propulsivo também pode ser danosa ao posicionamento. Portanto, um correto posicionamento dentro das condições pré-estipuladas envolve a análise de falhas da embarcação.

Então, para que um projeto de uma embarcação com SPD garanta o posicionamento, é necessário não apenas possuir um sistema propulsivo com certa margem para compensar possíveis falhas de atuadores, mas também uma análise de falhas de todos os elementos ou subsistemas do SPD.

Porém, apesar de estar implícita, uma questão maior à análise de confiabilidade ou ao dimensionamento propulsivo é a determinação das condições ambientais e operacionais pré-estipuladas, pois é sob este domínio que um projeto de sistema de posicionamento dinâmico é válido.

Neste capítulo, pretende-se discutir os principais fatores que afetam a determinação das condições pré-estipuladas e, com base neste enfoque, projetar adequadamente um sistema propulsivo levando em consideração margens de segurança e a questão da confiabilidade. Em especial, o caso em estudo é a operação de alívio em águas brasileiras de uma plataforma FPSO em configuração *tandem* com o navio.

4.1 AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO

Existem diversas técnicas que avaliam o desempenho do navio com SPD sob determinadas condições pré-estipuladas. Estas técnicas podem ser utilizadas como uma ferramenta de projeto ou de avaliação de um navio já existente. As seções subsequentes apresentam as principais técnicas utilizadas para tal fim.

4.1.1 Diagramas de capacidade

A técnica do diagrama de capacidade é a avaliação estática de sistemas de posicionamento dinâmico mais difundida atualmente. O diagrama é um gráfico polar

em que é apresentado o valor de velocidade de vento ou corrente para uma determinada direção e cujo esforço oriundo da ação de vento ou corrente sobre o navio pode ser suportado pelo sistema propulsivo, ou seja, o navio pode se manter em posição e atitude naquela condição. Um exemplo de diagrama polar é apresentado na Figura 4.2, em que o valor da velocidade de vento em diversas direções é apresentado em função de valores de corrente vindos pela proa de um navio de apoio *offshore*.

Figura 4.2 – Exemplo de diagrama polar de vento (MAHFOUZ; EL-TAHAN, 2005)

Com o diagrama polar, o desempenho do navio com SPD pode ser avaliado utilizando muitas combinações entre corrente, vento e ondas, calados e falhas de atuadores, não existindo, portanto, um único critério que estabeleça sua construção. A combinação utilizada em um projeto, por exemplo, deve ser determinada pelas condições ambientais locais, o tipo da embarcação e as janelas operacionais em que o operador deseja trabalhar.

Existem variações importantes aplicadas ao diagrama polar. Uma delas é a inclusão de curvas que levem em conta às interações hidrodinâmicas discutidas na seção 3.4. Este tipo de diagrama é a avaliação estática que mais se aproxima das condições reais de operação.

Para uso desta técnica como ferramenta de projeto, desenvolveu-se um programa de geração de diagramas de capacidade de vento e corrente em

MatLab⁸® que leve em consideração as interações hidrodinâmicas. Os modelos de forças e interações hidrodinâmicas utilizados, bem como, o algoritmo de cálculo para sua construção são apresentados no apêndice A.

4.1.2 Diagramas de utilização e disponibilidade

Duas variações do diagrama de capacidade utilizadas são os diagramas de utilização e disponibilidade. Tais diagramas representam a utilização ou disponibilidade do subsistema propulsivo em termos de empuxo ou potência para uma determinada condição ambiental em um gráfico polar.

No caso do diagrama de utilização, dado uma incidência da condição ambiental, os esforços sobre o navio desta condição são calculados e comparados ao máximo empuxo disponível do atuador. Os valores deste gráfico tem mínimo em 0% e não possuem limite superior. Este tipo de gráfico é utilizado na seção 4.4 para a comparação entre navios aliviadores com SPD com subsistema de propulsão distintos.

Os diagramas de disponibilidade consistem em descrever, para uma determinada condição ambiental, o valor de empuxo ou potência disponível do sistema propulsivo em relação ao valor máximo de empuxo ou potência instalada. Os valores deste tipo de gráfico só podem variar entre 0 e 100%. Ao invés de escrever o valor da disponibilidade, uma variante do diagrama é apresentar os valores percentuais em uso de empuxo ou potência, que é o valor complementar à disponibilidade.

4.1.3 Simulação dinâmica

Uma importante ferramenta de projeto de navio com SPD são as simulações dinâmicas do posicionamento. Modelos dinâmicos podem melhor descrever o comportamento do navio do que os gráficos polares estáticos. Em geral, os diagramas de capacidade incorporam certo fator dinâmico para compensar os erros

⁸ MatLab denota MATrix LABoratory

de estimativa de posicionamento, mas não chegam a atingir a proximidade com a realidade que as simulações podem descrever através de equações dinâmicas. Para a avaliação do projeto e comparação com outros navios, utiliza-se de um simulador dinâmico de sistemas ancorados em conjunto com navios aliviadores com SPD denominado Dynasim® (NISHIMOTO; FUCATU; MASETTI, 2001). A Figura 4.3 ilustra a simulação de um navio aliviador com SPD e FPSO realizada com o programa mencionado.

Figura 4.3 – Ilustração da simulação feita de navio aliviador com SPD e FPSO utilizando o Dynasim®

4.1.4 Modelos em escala reduzida

Outra ferramenta importante para o projeto de navios aliviadores com SPD é a execução de ensaios em tanques de provas com modelos em escala reduzida. Os ensaios com modelos são utilizados, entre outros fins, para validar experimentalmente ações de controle e filtros, avaliar o posicionamento do modelo sob condições ambientais em escala e comparar seus resultados com simulações e dados de campo, calibrar programas de simulação, estudar as interferências hidrodinâmicas envolvidas.

Como discutido na seção 3.5, O Departamento de Engenharia Naval e Oceânica em parceria com o LabOceano da COPPE/UFRJ e a Petrobras vem

capacitando os laboratórios nacionais a realizar ensaios de posicionamento dinâmico com modelos de navios aliviadores com SPD em escala reduzida. Alguns ensaios preliminares já tem sido realizados, apresentando excelentes resultados (MORISHITA; SPHAIER; SAAD, 2008). A Figura 4.4 apresenta uma fotografia de modelo de navio aliviador em escala de 1:125 destes testes preliminares realizados no tanque de provas do Departamento de Engenharia Naval e Oceânica.

Figura 4.4 – Fotografia de ensaio realizado no tanque de provas da USP com modelo 1:125 (MORISHITA; SPHAIER; SAAD, 2008)

4.1.5 Índices das agências normativas

A agência normativa DNV exige que a capacidade das embarcações com SPD registradas por ela sejam avaliadas pelo índice de condição ambiental ERN (*Environmental Regularity Numbers*). O índice representa o balanço estático entre os esforços ambientais e o empuxo alocado nos propulsores. Apenas os esforços causados lateralmente devem ser considerados. O índice consiste em três números de valor entre 0 e 99: o primeiro reflete o balanço estático com todos os atuadores em operação; o segundo número é calculado com base na falha do propulsor que ocasiona o menor efeito sobre o posicionamento; o terceiro número é calculado com base na falha do propulsor que ocasiona o maior efeito sobre o posicionamento.

Os esforços devem ser calculados por métodos reconhecidos e obedecer a correlação de ondas e vento da Tabela 4.1. No cálculo das forças ambientais, vento,

ondas e corrente devem ser assumidos colineares e na direção que cause maior esforço sobre a embarcação, em geral, esforços incidindo transversalmente. O valor da corrente deve ser constante e igual a 0,75m/s.

Tabela 4.1 – Relação entre onda e vento estabelecido pela DNV (DET NORSKE VERITAS, 2004)

P* (Hs)	Hs [m]	Vv [m/s]
2,5	0,66	1,40
5,0	0,79	2,19
10,0	1,00	3,30
20,0	1,35	4,95
30,0	1,70	6,21
40,0	1,90	7,48
50,0	2,30	8,74
60,0	2,60	10,01
70,0	3,00	11,39
80,0	3,50	13,11
90,0	4,20	15,53
95,0	4,90	17,60
97,5	5,30	19,32
98,0	5,60	19,90
98,5	5,80	20,59
99,0	6,10	21,51

*P probabilidade acumulada de onda

A Lloyd's Register possui outro índice para a avaliação de suas embarcações com SPD (LLOYD'S REGISTER OF SHIPPING, 1999). O índice chamado de PCR (*Performance Capability Rating*) consiste em dois números entre 0 e 99, a saber: o primeiro reflete a razão percentual de tempo em que a embarcação com SPD consegue permanecer operando com todos os atuadores em funcionamento em relação a um intervalo máximo de referência; o segundo consiste na razão percentual de tempo em que a embarcação com SPD consegue permanecer operando com a falha do atuador que cause maior dano ao posicionamento em relação ao mesmo intervalo de referência anterior. Os esforços de corrente devem ser calculados com velocidade constante de 1m/s e os esforços de vento e onda devem considerar dados obtidos com o espectro do Mar do Norte plenamente desenvolvido.

4.2 PROCEDIMENTO DE PROJETO

As etapas de projeto de um navio com SPD são apresentadas no fluxograma da Figura 4.5. A proposta de procedimento se constitui de cinco etapas: identificação de requisitos de projeto, escolha de alternativa de arranjo, análise de confiabilidade, dimensionamento propulsivo e avaliação de desempenho.

Figura 4.5 – Fluxograma do procedimento de projeto de navio aliviador com SPD

O projeto se inicia com a análise dos locais de operação em que a embarcação irá operar, identificando condições ambientais prováveis e limites operacionais. Na sequência, analisando navios aliviadores com SPD já utilizados por operadores nacionais, discute-se mais aprofundadamente a questão das condições pré-estipuladas. Por fim desta etapa de identificação de requisitos, as principais dimensões do navio e suas características de operação são determinadas.

Em seguida, com base nas estimativas iniciais, são geradas alternativas de arranjo propulsivo para futuro dimensionamento dos atuadores. Para cada alternativa gerada, um diagrama de blocos é idealizado com os principais elementos do SPD de interesse e, com estes diagramas, estimativas de taxa média entre falhas das alternativas são feitas. A solução entre as alternativas é eleita através do método de análise hierárquica AHP (*Analytic Hierarchy Process*) baseado em critérios, tais como, custo, preferência do operador, peso, arranjo, confiabilidade (Apêndice B).

Após a escolha da solução de arranjo propulsivo, uma avaliação dos principais modos de falha é realizada por análise de modos de falha e efeitos (FMEA). Se algum dos modos de falha for catastrófico ou, em algum nível, for indesejável ao posicionamento, modificações no arranjo eleito podem ser realizadas ou procedimentos podem ser adotados com o intuito de minimizar ou retirar o efeito sobre o sistema deste modo de falha.

Uma vez que o arranjo tenha sido definido após a análise de confiabilidade por FMEA, as posições e o dimensionamento de empuxo dos atuadores são apresentados com base nas estimativas iniciais determinadas na etapa de identificação de requisitos. Depois de dimensionado o subsistema propulsivo, a avaliação de desempenho com SPD é feita com diagramas de capacidade e simulações dinâmicas. Caso a avaliação aponte para algum requisito não atendido, o projeto volta a ser executado da etapa de dimensionamento propulsivo até que os requisitos de projeto sejam atendidos. Destaca-se que o procedimento acima proposto foca apenas o dimensionamento propulsivo do navio aliviador com SPD em que se incorpora a questão da confiabilidade. Em um projeto mais amplo, as etapas citadas envolvem integração com outras áreas de projeto de navios, tais como, estruturas, estabilidade, pesos e centros.

4.3 PROJETO DE NAVIO ALIVIADOR

4.3.1 Locais e condições de operação

A comparação entre as condições da Bacia de Campos e novas regiões de mar exploráveis, denominadas durante o texto de nova bacia, introduz a discussão sobre as condições ambientais pré-estipuladas. Adota-se como operação o alívio de plataforma FPSO em configuração *tandem*.

As condições ambientais mais prováveis para as Bacias de Campos (MORATELLI; TANNURI, MORISHITA, 2008) e da nova bacia são encontradas na Figura 4.6. As condições ambientais da nova bacia são mais severas do que as da Bacia de Campos, exceto em relação ao vento. Uma diferença entre as bacias é a mudança de direção de incidência de corrente, que em Campos incide indo ao Sul (S) e, na nova bacia, incide indo à oeste (O). A incidência de vento e ondas mais prováveis nas duas bacias é vindo de nordeste (NE), o que resulta em mesma diferença angular de 45° entre vento e corrente. Ressalta-se que, em geral, a incidência de ondas é associada à incidência de vento, pois o vento é o agente gerador das ondas.

Figura 4.6 – Condições ambientais prováveis dos campos brasileiros

Em relação aos limites operacionais, operadores brasileiros determinam o posicionamento relativo entre FPSO e o navio aliviador, como apresentado na Figura 4.7 (DA SILVA; CORREIA, 2004; SPHAIER et al., 2004). Existem três zonas de operação em função do ângulo relativo entre o navio e o FPSO:

- a) Zona verde: o posicionamento do navio aliviador é permitido em ângulos máximos de $\pm 45^\circ$ em relação à plataforma;
- b) Zona amarela: o posicionamento do navio é permitido apenas durante o tempo necessário para que ele retorne à zona verde. Os ângulos limite são de $\pm 60^\circ$ e, caso o navio atinja tal marca, os procedimentos de parada da operação de alívio devem ser iniciados;
- c) Zona vermelha: o navio não pode permanecer em regiões com ângulos relativos maiores do que $\pm 70^\circ$. Caso ocorra, a operação de alívio deve ser cessada e o mangote desconectado.

Figura 4.7 – Limites operacionais de alívio entre FPSO e navio aliviador

É muito interessante que os limites angulares da condição permitida para o posicionamento do navio aliviador seja 45° em relação à longitudinal da FPSO, valor idêntico à diferença angular entre as incidências mais prováveis de vento e corrente para as bacias analisadas. Em geral, as plataformas são localizadas próximas ou na direção em que é gerado o esforço mínimo nas amarrações e, pelo mesmo motivo, o navio aliviador busca se manter próximo do alinhamento do FPSO. Este fato explica os dois tipos de posicionamentos de navios aliviadores mais comuns em águas brasileiras: alinhamento do navio aliviador em relação à longitudinal do FPSO ou

alinhamento do navio em determinado ângulo em que a soma dos esforços ambientais sobre o navio sejam mínimas, conhecido como *weatherwane*. Então, dentro dos limites operacionais citados, pode-se imaginar duas condições operacionais extremas no interior da zona verde:

- a) Alinhamento do navio aliviador com o vento vindo pela proa e a corrente com incidência de 45° pela proa da embarcação;
- b) Alinhamento com corrente indo para popa e o vento com incidência de 45° pela proa da embarcação.

Para avaliar a diferença dos esforços gerados sobre o navio para as duas bacias, estima-se as forças das condições ambientais prováveis nos dois extremos de operação anteriormente citados incidindo sobre um mesmo casco Suezmax (Tabela 4.2). O modelo de forças utilizado é apresentado no apêndice A, seção A.3. O acréscimo de força lateral estimado sobre o navio na nova bacia em relação a mesma força na Bacia de Campos é de 252% maior em calado vazio. O mesmo acréscimo citado anteriormente para a condição cheia é de 59%. Porém, o calado vazio não é a condição que impõe maior esforço sobre o navio. Pode-se ver na Tabela 4.2 que os esforços sobre o navio na condição de calado cheio são bem maiores nas duas bacias do que o calado vazio, entre 1,5 a 3 vezes maior dependendo do local. Então, pode-se dizer que um navio operando na nova bacia necessitaria de um acréscimo máximo alocado de 59% de empuxo do subsistema propulsivo para operar sob os mesmos limites operacionais na condição ambiental provável.

A definição da condição em que se deseja operar é justamente uma ponderação entre o empuxo máximo da embarcação e a janela operacional⁹ que permita uma operação de alívio rentável. De outra forma dita, é uma relação entre o custo de possuir mais empuxo (custo de aquisição de equipamentos, custo operacional, consumo) e benefício (conseguir permanecer mais tempo em alívio e transportar mais petróleo, questão intimamente ligado à janela operacional). Existem, obviamente, outras questões envolvidas para a determinação da janela

⁹ Entende-se por janela operacional a combinação de agentes ambientais em que se pretende operar.

operacional, tais como, limites de segurança, limites operacionais de equipamentos, entre outros.

Tabela 4.2 – Esforços ambientais na Bacia de Campos e na nova bacia

	Calado → Bacia →	Vazio (alinhado ao vento)		Δ %	Cheio (alinhado à corrente)		Δ %
		Campos	nova		Campos	nova	
Corrente	F_x [kN]	-0,1	-1,0	648%	-3,7	-12,0	222%
	F_y [kN]	50,3	176,9	252%	0,0	0,0	-
	M_z [kNm]	259,9	913,9	252%	0,0	0,0	-
Vento	F_x [kN]	-49,9	-22,6	-55%	-21,4	-9,7	-55%
	F_y [kN]	0,0	0,0	-	48,4	21,9	-55%
	M_z [kNm]	0,0	0,0	-	-1.516,2	-685,4	-55%
Onda	F_x [kN]	-8,4	-17,4	106%	-13,8	-28,9	109%
	F_y [kN]	0,0	0,0	-	110,3	230,8	109%
	M_z [kNm]	0,0	0,0	-	1.564,1	3.246,1	108%
Total	F_x [kN]	-58,4	-40,9	-30%	-39,0	-50,6	30%
	F_y [kN]	50,3	176,9	252%	158,8	252,6	59%
	M_z [kNm]	259,9	913,9	252%	47,9	2.560,7	5242%

Onde,

F_x Força ambiental na direção longitudinal da embarcação, em [N];

F_y Força ambiental na direção transversal da embarcação, em [N];

M_z Momento ambiental no plano horizontal da embarcação em relação ao centro de gravidade, em [Nm]

Portanto, o valor do empuxo do subsistema propulsivo do navio com SPD depende da determinação do operador de quais são as condições máximas que o navio deve se manter em posicionamento. Navios de operadores nacionais com a classe DP1+ (Figura 3.20 (c)) possuem sua condição de operação máxima típica apresentada na Figura 4.8 (a). O ângulo de corrente pode variar entre 324° e 36° de incidência, enquanto vento e onda incidem no navio vindo pela proa. Esta condição deve ser mantida com uma taxa de utilização dos atuadores de, no máximo, 85%, valor típico de margem de segurança. Navios de classe 2 devem se manter em

posição com uma condição ambiental máxima de 3,5m de altura significativa com 9s de período de pico, 50nós (25,7m/s) de intensidade de vento e taxa de utilização dos atuadores de 90% da potência (valor típico). Aqui não há indicação de ângulos de incidência nem intensidade corrente (Figura 4.8 (b)).

(a) condições ambientais máximas do navio DP1+ (b) condições ambientais máximas do navio DP2

Figura 4.8 – Condições máximas e típicas de operação de navios aliviadores

Para avaliar a diferença de janela operacional entre os dois navios citados, faz-se uma avaliação de desempenho por diagramas de capacidade, em que o navio DP1+ possui 5,4MW e o navio DP2 tenha 8,0MW de propulsão do SPD (mais dados no apêndice A.5). Para efeito de comparação, o valor de referência da corrente para navios de classe 2 será 1,1m/s, a mesma para navios de classe 1. As falhas dos atuadores dos navios aliviadores em questão também são estudadas, exceto à falha de duto de popa do navio DP1+, pois este elemento não possui redundância e, portanto, não há manutenção de posição e atitude na ocorrência de falha. As condições ambientais consideradas na geração dos diagramas de capacidade de vento e corrente são apresentadas na Figura 4.9 (a) e (b) para o navio de classe 1 e na Figura 4.9 (c) e (d) para o navio de classe 2. Em síntese, os diagramas serão

gerados para ambos os calados cheio e de lastro e para ambos os alinhamentos com corrente ou onda com vento incidindo sobre a proa da embarcação.

(a) Condições ambientais para diagrama de capacidade de corrente de navio DP1+

(b) Condições ambientais para diagrama de capacidade de vento de navio DP1+

(c) Condições ambientais para diagrama de capacidade de corrente de navio DP2

(d) Condições ambientais para diagrama de capacidade de vento de navio DP2

Figura 4.9 – Condições máximas de operação em função do aproamento

As condições ambientais prováveis da Bacia de Campos e da nova bacia também são utilizadas para a geração dos diagramas de capacidade (Figuras 4.6 (a) e (b)). Nestes diagramas, quando o alinhamento estiver com a corrente incidindo pela proa, o valor da intensidade da corrente é igual ao mais provável da bacia. De modo análogo, quando o alinhamento estiver com onda e vento incidindo pela proa,

suas intensidades são também as mais prováveis. Ressalta-se que são impostas certas condições para a alocação de empuxo do diagrama de capacidade, tais como, máximo percentual de força de leme em função do empuxo do propulsor principal, limites de saturação dos atuadores, pesos de alocação de empuxo, entre outros. Também, para cada tipo de navio existem interações hidrodinâmicas diferenciadas que são levadas em consideração. Ainda, nos diagramas de vento, para a mesma direção apontada pelo gráfico, existe uma onda associada pelo espectro de Pierson-Moskowitz, que não ultrapassa a altura significativa de 3,5m e período de pico de 9s. Todo este contexto é apresentado no apêndice A. Devido à avaliação ser extensa, nem todos os diagramas de capacidade são apresentados e, para alguns deles, os seus valores são apresentados apenas para certos ângulos em forma tabular. A Tabela 4.3 e Tabela 4.4 apresentam as avaliações elaboradas.

Tabela 4.3 – Resumo das avaliações do DP1+ através de diagrama de capacidade

Identificação do diagrama	Tipo de diagrama de capacidade	Calado	Condição Ambiental	Falha de atuador
CC1	corrente	vazio	Figura 4.9 (a)	Intacta
CC2	corrente	vazio	Figura 4.9 (a)	Duto proa
CC3	corrente	vazio	Figura 4.9 (a)	Az. Proa
CC4	corrente	vazio	Figura 4.9 (a)	Prop. Prin.
CC5	corrente	cheio	Figura 4.9 (a)	Intacta
CC6	corrente	cheio	Figura 4.9 (a)	Duto proa
CC7	corrente	cheio	Figura 4.9 (a)	Az. Proa
CC8	corrente	cheio	Figura 4.9 (a)	Prop. Prin.
CC9	corrente	vazio	Figura 4.6 (a)	Intacta
CC10	corrente	vazio	Figura 4.6 (a)	Prop. Prin.
CC11	corrente	vazio	Figura 4.6 (b)	Intacta
CC12	corrente	vazio	Figura 4.6 (b)	Prop. Prin.
CV1	vento	vazio	Figura 4.9 (b)	Intacta
CV2	vento	vazio	Figura 4.9 (b)	Duto proa
CV3	vento	vazio	Figura 4.9 (b)	Az. Proa
CV4	vento	vazio	Figura 4.9 (b)	Prop. Prin.
CV5	vento	cheio	Figura 4.9 (b)	Intacta
CV6	vento	cheio	Figura 4.9 (b)	Duto proa
CV7	vento	cheio	Figura 4.9 (b)	Az. Proa
CV8	vento	cheio	Figura 4.9 (b)	Prop. Prin.
CV9	vento	cheio	Figura 4.6 (a)	Intacto
CV10	vento	cheio	Figura 4.6 (a)	Prop. Prin.
CV11	vento	cheio	Figura 4.6 (b)	Intacto
CV12	vento	cheio	Figura 4.6 (b)	Prop. Prin.

Tabela 4.4 – Resumo das avaliações do DP2 através de diagrama de capacidade

Identificação do diagrama	Tipo de diagrama de capacidade	Calado %	Condição Ambiental	Falha de atuador
SC1	corrente	lastro	Figura 4.9 (c)	Intacta
SC2	corrente	lastro	Figura 4.9 (c)	Duto proa
SC3	corrente	lastro	Figura 4.9 (c)	Az. Proa
SC4	corrente	lastro	Figura 4.9 (c)	Duto popa
SC5	corrente	lastro	Figura 4.9 (c)	Az. Popa
SC6	corrente	lastro	Figura 4.9 (c)	Prop. Prin.
SC7	corrente	cheio	Figura 4.9 (c)	Intacta
SC8	corrente	cheio	Figura 4.9 (c)	Duto proa
SC9	corrente	cheio	Figura 4.9 (c)	Az. Proa
SC10	corrente	cheio	Figura 4.9 (c)	Duto popa
SC11	corrente	cheio	Figura 4.9 (c)	Az. Popa
SC12	corrente	cheio	Figura 4.9 (c)	Prop. Prin.
SC13	corrente	lastro	Figura 4.6 (a)	Intacta
SC14	corrente	lastro	Figura 4.6 (a)	Prop. Prin.
SC15	corrente	lastro	Figura 4.6 (b)	Intacta
SC16	corrente	lastro	Figura 4.6 (b)	Prop. Prin.
SV1	vento	lastro	Figura 4.9 (d)	Intacta
SV2	vento	lastro	Figura 4.9 (d)	Duto proa
SV3	vento	lastro	Figura 4.9 (d)	Az. Proa
SV4	vento	lastro	Figura 4.9 (d)	Duto popa
SV5	vento	lastro	Figura 4.9 (d)	Az. Popa
SV6	vento	lastro	Figura 4.9 (d)	Prop. Prin.
SV7	vento	cheio	Figura 4.9 (d)	Intacta
SV8	vento	cheio	Figura 4.9 (d)	Duto proa
SV9	vento	cheio	Figura 4.9 (d)	Az. Proa
SV10	vento	cheio	Figura 4.9 (d)	Duto popa
SV11	vento	cheio	Figura 4.9 (d)	Az. Popa
SV12	vento	cheio	Figura 4.9 (d)	Prop. Prin.
SV13	vento	cheio	Figura 4.6 (a)	Intacta
SV14	vento	cheio	Figura 4.6 (a)	Prop. Prin.
SV15	vento	cheio	Figura 4.6 (b)	Intacta
SV16	vento	cheio	Figura 4.6 (b)	Prop. Prin.

A Figura 4.10 até a Figura 4.17 apresentam os diagramas de capacidade de vento e corrente para os navios DP1+ e DP2 com condições intacta e de falha no propulsor principal. Os dados das avaliações do navio DP1+ são apresentados na Tabela 4.5 e Tabela 4.6 os dados do navio DP2 são apresentados na Tabela 4.7 até Tabela 4.9.

Diagrama de capacidade para DP1+ (CC1)

Figura 4.10 – Diagrama de capacidade de corrente para DP1+ (Ref. CC1)

Diagrama de capacidade para DP1+ (CC4)

Figura 4.11 – Diagrama de capacidade de corrente para DP1+ (Ref. CC4)

Diagrama de capacidade para DP1+ (CV5)

Figura 4.12 – Diagrama de capacidade de vento para DP1+ (Ref. CV5)

Diagrama de capacidade para DP1+ (CV8)

Figura 4.13 – Diagrama de capacidade de vento para DP1+ (Ref. CV8)

Diagrama de capacidade para DP2 (SC1)

Figura 4.14 – Diagrama de capacidade de corrente para DP2 (Ref. SC1)

Diagrama de capacidade para DP2 (SC6)

Figura 4.15 – Diagrama de capacidade de corrente para DP2 (Ref. SC6)

Diagrama de capacidade para DP2 (SV7)

Figura 4.16 – Diagrama de capacidade de vento para DP2 (Ref. SV7)

Diagrama de capacidade para DP2 (SV12)

Figura 4.17 – Diagrama de capacidade de vento para DP2 (Ref. SV12)

Em relação ao navio DP1+, nota-se que para o calado vazio e sob a ocorrência de falha de qualquer atuador, o navio suporta vento e onda vindo de proa e corrente de 1,1m/s à 36° pela proa (CC1 até CC4). Em uma das avaliações (CC4), há uma estimativa de interação que indica que para a falha do propulsor principal, o valor da corrente à 36° seria de 1,05m/s, valor considerado aceitável dentro dos erros de modelo de cálculo das forças e das interações hidrodinâmicas. Entretanto, para as avaliações com mesmo tipo de aproamento e calado cheio (CC5 até CC8), o valor de $V_c=1,1\text{m/s}$ não é suportado.

Na condição extrema de operação em que o aproamento do navio é mantido em direção à corrente e a incidência de vento e onda é de 36°, o esforço gerado sobre o sistema propulsivo é demasiado e a condição de 15m/s (29,1nós) de velocidade de vento não é suportada em nenhum dos calados (CV1 até CV8). Porém, quando se avalia as condições prováveis da Bacia de Campos e da nova bacia (avaliações de CC9 até CC12 e CV9 até CV12 e demais já apresentadas), para qualquer calado, tipo de aproamento da embarcação (em direção à onda ou à vento) e falha de atuador, o sistema propulsivo suporta os esforços e mantém a posição e atitude da embarcação.

Tabela 4.5 – Resultado das avaliações feitas para DP1+, condição extrema

Ângulo de Incidência Ref. no navio →	Calado vazio - condição extrema Vento e onda vindo de proa					Calado vazio - condição extrema Corrente indo à popa				
	Ident.	Vc [m/s]				Ident.	Vv [nós]			
		0°	15°	30°	36°		0°	15°	30°	36°
Sem interações	CC1	2,00	2,00	1,40	1,25	CV1	50,00	37,00	20,00	19,00
Atuador/casco	Intacto	1,91	1,88	1,31	1,17	Intacto	47,19	34,63	18,68	17,76
Atuador/atuador		1,91	1,88	1,31	1,17		47,19	34,63	18,68	17,76
Atuador/Corrente		1,79	1,80	1,28	1,15		44,99	34,28	18,89	18,01
FT - SPD		19%	46%	52%	52%		46%	68%	52%	55%
FT - Prop. Principal		19%	18%	15%	15%		27%	18%	6%	5%
Sem interações	CC2	1,60	2,00	1,40	1,25	CV2	31,00	32,00	20,00	19,00
Atuador/casco	Falha duto de proa	1,58	1,89	1,32	1,18	Falha duto de proa	30,69	30,22	18,88	17,95
Atuador/atuador		1,58	1,89	1,32	1,18		30,69	30,22	18,88	17,95
Atuador/Corrente		1,51	1,86	1,33	1,19		29,66	30,28	19,36	18,44
FT - SPD		0%	64%	74%	74%		0%	83%	75%	80%
FT - Prop. Principal		27%	18%	15%	15%		26%	16%	6%	5%
Sem interações	CC3	1,60	1,75	1,40	1,25	CV3	31,00	25,00	19,00	18,00
Atuador/casco	Falha do azimutal de proa	1,58	1,70	1,33	1,19	Falha do azimutal de proa	30,69	23,67	17,64	16,68
Atuador/atuador		1,58	1,70	1,33	1,19		30,69	23,67	17,64	16,68
Atuador/Corrente		1,51	1,61	1,26	1,13		29,66	23,36	17,58	16,64
FT - SPD		0%	52%	85%	85%		0%	77%	78%	82%
FT - Prop. Principal		27%	27%	24%	23%		26%	19%	8%	6%
Sem interações	CC4	0,85	0,24	1,30	1,20	CV4	29,00	29,00	20,00	18,00
Atuador/casco	Falha do prop. princ.	0,85	0,23	1,17	1,09	Falha do prop. princ.	25,81	26,25	18,36	16,59
Atuador/atuador		1,11	1,21	1,17	1,09		25,81	26,25	18,36	16,59
Atuador/Corrente		1,03	1,13	1,13	1,05		24,14	25,54	18,29	16,61
FT - SPD		47%	51%	67%	69%		45%	70%	56%	48%
FT - Prop. Principal		-	-	-	-		-	-	-	-
Ângulo de Incidência Ref. no navio →	Calado cheio - condição extrema Vento e onda vindo de proa					Calado cheio - condição extrema Corrente indo à popa				
	Ident.	Vc [m/s]				Ident.	Vv [nós]			
		0°	15°	30°	36°		0°	15°	30°	36°
Sem interações	CC5	2,00	1,50	0,80	0,70	CV5	50,00	47,00	20,00	19,00
Atuador/casco	Intacto	1,91	1,40	0,75	0,65	Intacto	47,66	44,28	18,64	17,70
Atuador/atuador		1,91	1,40	0,75	0,65		47,66	44,28	18,64	17,70
Atuador/Corrente		1,79	1,41	0,75	0,65		45,43	43,00	18,64	17,78
FT - SPD		19%	89%	63%	61%		31%	57%	41%	42%
FT - Prop. Principal		19%	15%	12%	12%		27%	25%	7%	6%
Sem interações	CC6	1,65	1,10	0,75	0,65	CV6	33,00	48,00	20,00	19,00
Atuador/casco	Falha duto de proa	1,63	1,04	0,71	0,61	Falha duto de proa	32,67	45,29	18,80	17,86
Atuador/atuador		1,63	1,04	0,71	0,61		32,67	45,29	18,80	17,86
Atuador/Corrente		1,55	1,06	0,72	0,62		31,57	44,28	19,05	18,18
FT - SPD		0%	71%	80%	76%		0%	80%	59%	62%
FT - Prop. Principal		27%	14%	12%	12%		26%	25%	7%	6%
Sem interações	CC7	1,65	0,95	0,65	0,60	CV7	33,00	34,00	20,00	19,00
Atuador/casco	Falha do azimutal de proa	1,63	0,91	0,62	0,57	Falha do azimutal de proa	32,67	32,65	18,69	17,69
Atuador/atuador		1,63	0,91	0,62	0,57		32,67	32,65	18,69	17,69
Atuador/Corrente		1,55	0,89	0,60	0,55		31,57	32,00	18,56	17,60
FT - SPD		0%	60%	70%	76%		0%	70%	71%	74%
FT - Prop. Principal		27%	21%	19%	18%		26%	27%	10%	9%
Sem interações	CC8	1,40	1,05	0,80	0,65	CV8	31,00	30,00	20,00	19,00
Atuador/casco	Falha do prop. princ.	1,25	0,95	0,73	0,59	Falha do prop. princ.	27,59	27,07	18,21	17,33
Atuador/atuador		1,25	0,95	0,73	0,59		27,59	27,07	18,21	17,33
Atuador/Corrente		1,15	0,92	0,72	0,58		25,82	26,12	17,93	17,16
FT - SPD		47%	62%	75%	66%		46%	65%	48%	48%
FT - Prop. Principal		-	-	-	-		-	-	-	-

Tabela 4.6 – Resultado das avaliações feitas para DP1+, condições locais

Ângulo de Incidência Ref. no navio →	Calado vazio - Bacia de Campos Vento e onda vindo de proa					Calado cheio - Bacia de Campos Corrente indo à popa				
	Ident.	Vc [m/s]				Ident.	Vv [nós]			
		0°	15°	30°	36°		0°	15°	30°	36°
Sem interações	CC9	2,00	2,00	1,40	1,20	CV9	50,00	50,00	22,00	20,00
Atuador/casco	Intacto	1,91	1,87	1,31	1,12		47,83	47,20	20,50	18,64
Atuador/atuador		1,91	1,87	1,31	1,12		47,83	47,20	20,50	18,64
Atuador/Corrente		1,79	1,85	1,34	1,11	Intacto	47,00	46,62	20,53	18,71
FT - SPD		6%	41%	50%	45%		26%	53%	47%	44%
FT - Prop. Principal		6%	5%	2%	3%		26%	25%	7%	5%
Sem interações	CC10	2,00	2,00	1,35	1,20	CV10	35,00	35,00	21,00	20,00
Atuador/casco	Falha do prop. princ.	1,78	1,83	1,24	1,11		31,15	31,53	19,13	18,30
Atuador/atuador		1,78	1,83	1,24	1,11	Falha do	31,15	31,53	19,13	18,30
Atuador/Corrente		1,65	1,78	1,23	1,09	prop.	30,47	31,09	19,01	18,24
FT - SPD		17%	46%	48%	47%	princ.	46%	62%	47%	48%
FT - Prop. Principal		-	-	-	-		-	-	-	-
Ângulo de Incidência Ref. no navio →	Calado vazio - Nova bacia Vento e onda vindo de proa					Calado cheio - Nova bacia Corrente indo à popa				
	Ident.	Vc [m/s]				Ident.	Vv [nós]			
		0°	15°	30°	36°		0°	15°	30°	36°
Sem interações	CC11	2,00	2,00	1,40	1,20	CV11	50,00	50,00	21,00	19,00
Atuador/casco	Intacto	1,91	1,87	1,32	1,12		47,79	47,17	19,57	17,70
Atuador/atuador		1,91	1,87	1,32	1,12		47,79	47,17	19,57	17,70
Atuador/Corrente		1,79	1,85	1,35	1,11	Intacto	46,20	46,12	19,62	17,82
FT - SPD		5%	41%	49%	45%		27%	56%	45%	39%
FT - Prop. Principal		5%	5%	2%	2%		27%	26%	7%	5%
Sem interações	CC12	2,00	2,00	1,35	1,20	CV12	33,00	33,00	21,00	19,00
Atuador/casco	Falha do prop. princ.	1,78	1,83	1,25	1,11		29,37	29,76	19,13	17,36
Atuador/atuador		1,78	1,83	1,25	1,11	Falha do	29,37	29,76	19,13	17,36
Atuador/Corrente		1,65	1,79	1,23	1,10	prop.	28,06	28,99	18,92	17,23
FT - SPD		15%	45%	47%	46%	princ.	45%	64%	52%	43%
FT - Prop. Principal		-	-	-	-		-	-	-	-

Tabela 4.7 – Resultado das avaliações feitas para DP2, condição extrema, calado vazio

Ângulo de Incidência Ref. no navio →	Calado vazio - condição extrema Vento e onda vindo de proa					Calado vazio - condição extrema Corrente indo à popa				
	Ident.	Vc [m/s]				Ident.	Vv [nós]			
		0°	15°	30°	45°		0°	15°	30°	45°
Sem interações	SC1	2,00	2,00	2,00	1,60	SV1	50,00	50,00	31,00	22,00
Atuador/casco	Intacto	1,90	1,89	1,87	1,49	Intacto	47,56	46,77	28,94	20,60
Atuador/atuador		1,90	1,89	1,87	1,49		47,56	46,77	28,94	20,60
Atuador/Corrente		1,78	1,79	1,83	1,48		45,23	46,18	29,20	20,99
FT - SPD		30%	41%	75%	77%		27%	70%	80%	73%
FT - Prop. Principal		26%	24%	21%	19%		23%	17%	6%	2%
Sem interações	SC2	2,00	2,00	1,55	1,25	SV2	50,00	34,00	21,00	18,00
Atuador/casco	Falha duto de proa	1,91	1,89	1,46	1,18	Falha duto de proa	48,13	32,08	19,83	17,04
Atuador/atuador		1,91	1,89	1,46	1,18		48,13	32,08	19,83	17,04
Atuador/Corrente		1,79	1,81	1,45	1,18		46,10	32,02	20,27	17,57
FT - SPD		34%	51%	64%	66%		27%	56%	52%	51%
FT - Prop. Principal		28%	24%	22%	21%		28%	10%	3%	1%
Sem interações	SC3	2,00	2,00	1,55	1,25	SV3	50,00	31,00	20,00	17,00
Atuador/casco	Falha do azimutal de proa	1,91	1,91	1,48	1,19	Falha do azimutal de proa	48,13	29,06	18,51	15,72
Atuador/atuador		1,91	1,91	1,48	1,19		48,13	29,06	18,51	15,72
Atuador/Corrente		1,79	1,79	1,41	1,14		46,10	28,50	18,43	15,75
FT - SPD		36%	56%	64%	67%		28%	53%	48%	44%
FT - Prop. Principal		28%	28%	28%	28%		28%	13%	4%	2%
Sem interações	SC4	0,20	1,75	1,10	0,85	SV4	48,00	36,00	24,00	20,00
Atuador/casco	Falha duto de popa	0,19	1,67	1,05	0,82	Falha duto de popa	46,40	33,47	22,39	18,76
Atuador/atuador		0,19	1,67	1,05	0,82		46,40	33,47	22,39	18,76
Atuador/Corrente		0,19	1,56	1,00	0,79		44,43	33,29	22,71	19,25
FT - SPD		22%	61%	68%	69%		22%	66%	76%	71%
FT - Prop. Principal		28%	28%	27%	27%		28%	4%	0%	0%
Sem interações	SC5	2,00	2,00	1,75	1,35	SV5	50,00	50,00	23,00	19,00
Atuador/casco	Falha do azimutal de popa	1,91	1,90	1,65	1,28	Falha do azimutal de popa	48,12	47,10	21,51	17,77
Atuador/atuador		1,91	1,90	1,65	1,28		48,12	47,10	21,51	17,77
Atuador/Corrente		1,79	1,80	1,59	1,24		46,08	46,62	21,71	18,04
FT - SPD		36%	51%	75%	70%		28%	87%	69%	63%
FT - Prop. Principal		28%	28%	28%	28%		28%	25%	7%	4%
Sem interações	SC6	0,35	0,40	0,50	0,75	SV6	48,00	47,00	30,00	22,00
Atuador/casco	Falha do prop. princ.	0,31	0,36	0,45	0,67	Falha do prop. princ.	42,74	42,61	27,78	20,52
Atuador/atuador		0,31	0,36	0,45	0,67		42,74	42,61	27,78	20,52
Atuador/Corrente		0,31	0,35	0,44	0,66		40,38	41,71	27,88	20,85
FT - SPD		59%	58%	55%	57%		59%	79%	81%	74%
FT - Prop. Principal		-	-	-	-		-	-	-	-

Tabela 4.8 – Resultado das avaliações feitas para DP2, condição extrema, calado cheio

Ângulo de Incidência Ref. no navio →	Calado cheio - condição extrema Vento e onda vindo de proa					Calado cheio - condição extrema Corrente indo à popa				
	Ident.	Vc [m/s]				Ident.	Vv [nós]			
		0°	15°	30°	45°		0°	15°	30°	45°
Sem interações	SC7	2,00	1,55	1,05	0,85	SV7	50,00	50,00	44,00	24,00
Atuador/casco	Intacto	1,90	1,45	0,98	0,79	Intacto	47,56	46,89	40,97	22,34
Atuador/atuador		1,90	1,45	0,98	0,79		47,56	46,89	40,97	22,34
Atuador/Corrente		1,78	1,44	0,98	0,79		45,23	45,41	40,86	22,54
FT - SPD		26%	69%	76%	80%		23%	42%	77%	90%
FT - Prop. Principal		23%	19%	15%	13%		20%	18%	10%	0%
Sem interações	SC8	2,00	1,10	0,75	0,60	SV8	50,00	50,00	23,00	20,00
Atuador/casco	Falha duto de proa	1,93	1,04	0,71	0,57	Falha duto de proa	48,41	47,13	21,62	18,84
Atuador/atuador		1,93	1,04	0,71	0,57		48,41	47,13	21,62	18,84
Atuador/Corrente		1,80	1,03	0,71	0,57		46,35	45,95	21,88	19,29
FT - SPD		24%	50%	55%	57%		19%	53%	59%	60%
FT - Prop. Principal		28%	18%	17%	16%		26%	17%	5%	2%
Sem interações	SC9	2,00	1,10	0,70	0,60	SV9	50,00	50,00	22,00	19,00
Atuador/casco	Falha do azimutal de proa	1,93	1,05	0,67	0,57	Falha do azimutal de proa	48,41	47,58	20,42	17,58
Atuador/atuador		1,93	1,05	0,67	0,57		48,41	47,58	20,42	17,58
Atuador/Corrente		1,80	1,01	0,65	0,56		46,35	46,11	20,23	17,56
FT - SPD		25%	53%	51%	59%		19%	54%	54%	51%
FT - Prop. Principal		28%	24%	22%	21%		26%	23%	6%	3%
Sem interações	SC10	1,80	1,00	0,60	0,45	SV10	50,00	38,00	23,00	20,00
Atuador/casco	Falha duto de popa	1,74	0,93	0,56	0,42	Falha duto de popa	48,34	35,16	21,34	18,68
Atuador/atuador		1,74	0,93	0,56	0,42		48,34	35,16	21,34	18,68
Atuador/Corrente		1,64	0,90	0,55	0,42		46,26	33,61	21,50	19,10
FT - SPD		22%	56%	56%	58%		19%	67%	60%	59%
FT - Prop. Principal		28%	13%	13%	14%		25%	8%	0%	0%
Sem interações	SC11	2,00	1,55	1,00	0,70	SV11	50,00	50,00	23,00	19,00
Atuador/casco	Falha do azimutal de popa	1,93	1,46	0,94	0,66	Falha do azimutal de popa	48,31	47,52	21,50	17,73
Atuador/atuador		1,93	1,46	0,94	0,66		48,31	47,52	21,50	17,73
Atuador/Corrente		1,80	1,44	0,93	0,65		46,22	46,20	21,54	17,90
FT - SPD		25%	84%	87%	71%		21%	50%	59%	50%
FT - Prop. Principal		28%	26%	22%	21%		25%	24%	9%	5%
Sem interações	SC12	1,85	1,35	0,95	0,75	SV12	50,00	50,00	43,00	24,00
Atuador/casco	Falha do prop. princ.	1,65	1,22	0,86	0,68	Falha do prop. princ.	44,52	45,03	39,37	22,25
Atuador/atuador		1,65	1,22	0,86	0,68		44,52	45,03	39,37	22,25
Atuador/Corrente		1,52	1,18	0,85	0,68		41,96	43,24	39,02	22,42
FT - SPD		59%	74%	78%	77%		53%	61%	83%	89%
FT - Prop. Principal		-	-	-	-		-	-	-	-

Tabela 4.9 – Resultado das avaliações feitas para DP2, condições locais

Ângulo de Incidência Ref. no navio →	Calado vazio - Bacia de Campos Vento e onda vindo de proa					Calado cheio - Bacia de Campos Corrente indo à popa				
	Ident.	Vc [m/s]				Ident.	Vv [nós]			
		0°	15°	30°	45°		0°	15°	30°	45°
Sem interações	SC13	2,00	2,00	2,00	1,85	SV13	50,00	50,00	50,00	28,00
Atuador/casco	Intacto	1,90	1,87	1,87	1,73		47,56	46,95	46,55	26,07
Atuador/atuador		1,90	1,87	1,87	1,73		47,56	46,95	46,55	26,07
Atuador/Corrente		1,78	1,86	1,90	1,70	Intacto	46,62	46,33	46,43	26,15
FT - SPD		5%	28%	66%	92%		21%	37%	73%	90%
FT - Prop. Principal		4%	3%	1%	0%		18%	16%	11%	0%
Sem interações	SC14	2,00	2,00	2,00	1,80	SV14	50,00	50,00	49,00	30,00
Atuador/casco	Falha do prop. princ.	1,78	1,85	1,87	1,68		44,52	44,99	44,72	27,81
Atuador/atuador		1,78	1,85	1,87	1,68		44,52	44,99	44,72	27,81
Atuador/Corrente		1,65	1,83	1,89	1,66	Falha do prop. princ.	43,62	44,30	44,52	27,88
FT - SPD		11%	29%	66%	87%		49%	55%	80%	91%
FT - Prop. Principal		-	-	-	-		-	-	-	-
Ângulo de Incidência Ref. no navio →	Calado vazio - Nova bacia Vento e onda vindo de proa					Calado cheio - Nova bacia Corrente indo à popa				
	Ident.	Vc [m/s]				Ident.	Vv [nós]			
		0°	15°	30°	36°		0°	15°	30°	36°
Sem interações	SC15	2,00	2,00	2,00	1,85	SV15	50,00	50,00	47,00	24,00
Atuador/casco	Intacto	1,90	1,87	1,87	1,73		47,56	46,92	43,76	22,41
Atuador/atuador		1,90	1,87	1,87	1,73		47,56	46,92	43,76	22,41
Atuador/Corrente		1,78	1,86	1,91	1,69	Intacto	45,80	45,81	43,63	22,61
FT - SPD		4%	28%	66%	92%		22%	39%	74%	79%
FT - Prop. Principal		4%	2%	1%	0%		19%	17%	11%	4%
Sem interações	SC16	2,00	2,00	2,00	1,80	SV16	50,00	50,00	46,00	24,00
Atuador/casco	Falha do prop. princ.	1,78	1,85	1,87	1,69		44,52	45,02	42,06	22,27
Atuador/atuador		1,78	1,85	1,87	1,69		44,52	45,02	42,06	22,27
Atuador/Corrente		1,65	1,84	1,90	1,65	Falha do prop. princ.	42,76	43,74	41,76	22,40
FT - SPD		10%	29%	66%	87%		51%	58%	81%	80%
FT - Prop. Principal		-	-	-	-		-	-	-	-

Apesar de algumas condições extremas não serem atendidas, o navio DP1+ pode operar sob às condições prováveis da Bacia de Campos e da nova bacia. Portanto, para navios aliviadores classe DP1+, identifica-se o ponto de projeto como sendo o calado vazio com incidência de vento e onda em condição extrema e corrente máxima incidindo à +/- 36°, mesmo que haja a ocorrência de falha de qualquer atuador. A janela operacional mínima é a condição provável.

Em relação ao navio DP2+, na incidência de vento e onda vindo de proa e corrente à 45° em calado vazio, as avaliações SC1, SC2, SC3 e SC5 indicam que o navio suporta 1,1m/s. Entretanto as avaliações referentes à falha de propulsor principal (SC6) e falha do duto de popa (SC4) indicam baixas velocidades de corrente, respectivamente, 0,66m/s e 0,79m/s. É interessante lembrar que a velocidade de vento para este navio (50nós) é maior do que o navio DP1+ (15m/s ou 29,1nós). Para a mesma condição de aproamento das avaliações anteriores, porém,

com calado cheio (SC7 até SC12), as tabelas revelam que a condição de referência de corrente não é atendida para nenhuma das condições do sistema propulsivo, inclusive a intacta. As avaliações com aproamento na direção da corrente em qualquer calado (SV1 até SV12) indicam que o navio não suporta vento e onda à 45° da condição extrema. Entretanto, as condições ambientais da Bacia de Campos e da nova bacia são suportadas (SC13 até CC16 e SV13 até SV16).

Como aconteceu com o DP1+, apesar de algumas condições extremas não serem atendidas, o navio DP2 pode operar sob às condições prováveis da Bacia de Campos e da nova bacia. Portanto, para navios aliviadores classe DP2, identifica-se o ponto de projeto como sendo o calado vazio com incidência de vento e onda em condição extrema vindo pela proa e corrente de, ao menos, 0,66m/s incidindo à +/- 45°, mesmo que haja a ocorrência de falha de qualquer atuador. A janela operacional mínima é a condição provável.

Para efeito de definição de projeto, adota-se como ponto de projeto do navio aliviador a ser apresentado como sendo onda (3,5m de altura significativa e $T_p=9s$) e vento (50nós) vindo pela proa e corrente à 45° pela proa com valor de 1,1m/s com o navio em calado cheio. Este valor é a máxima condição ambiental, sem considerações de fatores de segurança, ou seja, para 100% de utilização. As condições ambientais apresentadas equivalem a uma força lateral propulsiva de 1.477kN, empuxo 25% maior do que o máximo instalado no DP2.

4.3.2 Requisitos de projeto

Com as avaliações realizadas na seção anterior e com o conhecimento dos locais e condições de operação, determina-se os seguintes requisitos de projeto para o navio aliviador:

- a) SPD Classe 2 com dimensões de navio de um Suezmax;
- b) Operação na nova bacia com aproamento à plataforma FPSO;
- c) Limites operacionais definidos pela Figura 4.7;
- d) Máxima altura significativa de onda de 3,5m e de período de pico de 9s;
- e) Velocidade de vento máxima de 50nós;

- f) Ponto de projeto com velocidade de corrente com valor máximo de 1,1m/s incidindo sobre o casco à 45° pela proa, em calado cheio, com utilização de 100%;
- g) Fator de utilização de atuadores de 90% durante a operação;
- h) Manutenção de atitude e posição para qualquer falha sob às condições operacionais e ambientais especificadas;
- i) Adequação do projeto às normas vigentes com a execução de FMEA.

4.3.3 Estimativas iniciais

Para a estimativa das dimensões principais do navio aliviador, foram separados alguns navios classe 2 com deslocamento entre 120 e 150 mil toneladas da Tabela 3.1. As dimensões principais destes navios são apresentadas na Tabela 4.10.

Tabela 4.10 – Dimensões principais de navios aliviadores Suezmax classe 2

	Nome	Lpp [m]	Loa [m]	B [m]	D [m]	T [m]	T lastro [m]	Dwt [ton]	Dwt lastro [ton]	V [nós]	Lwl [m]
1	Elisabeth Knutsen	256,50	264,68	42,50	22,00	15,65	9,00	124.788	83.475	15,00	234,52
2	Grena	262,00	277,00	46,00	23,00	17,00	8,00	148.553	78.497	14,74	237,46
3	Hanne Knutsen	256,50	264,68	42,50	22,00	15,67	9,00	123.851	84.176	15,30	232,46
4	Heather Knutsen	262,00	277,00	46,00	23,63	15,85	8,16	148.644	77.608	15,20	254,84
5	Jasmine Knutsen	262,00	277,00	46,00	23,63	15,85	8,16	148.706	77.608	15,20	254,95
6	Karen Knutsen	264,00	276,65	50,03	23,30	16,02	8,56	153.617	89.157	14,40	239,58
7	Navion Anglia	256,00	264,00	42,50	22,00	15,65	8,70	126.360	81.200	14,50	237,47
8	Navion Britannia	256,50	264,70	42,50	22,00	15,65	-	118.500	-	15,00	222,70
9	Navion Hispania	256,50	264,68	42,53	22,00	15,65	8,70	126.183	81.200	14,50	236,97
10	Navion Oceania	256,00	265,00	42,50	22,00	15,65	-	126.355	-	14,50	237,46
11	Navion Scandia	256,50	265,00	42,53	22,00	15,65	8,70	126.749	81.200	14,50	238,04
12	Navion Stavanger	262,00	277,40	46,00	23,60	17,00	-	148.729	-	14,70	237,74
13	Sallie Knutsen	264,00	276,65	50,00	23,20	16,02	8,81	153.617	66.530	14,40	239,73
14	Stena Alexita	247,00	262,21	46,04	23,70	15,73	8,56	127.466	77.040	14,80	220,01
15	Stena Sirta	247,00	262,21	46,04	23,60	15,73	8,59	126.873	53.911	14,80	218,99
16	Vinland	258,00	271,80	46,00	22,60	15,00	9,00	125.827	85.365	14,50	227,95

As dimensões principais adotadas para o navio são as médias dos valores da Tabela 4.10. Utilizando a modelagem de um casco de Suezmax em Rhinoceros® (Figura 4.18), foram estimadas as medidas Abt , he e At para o cálculo da resistência ao avanço usando a proposta de Holtrop e Mennen (1982). Os valores dos coeficientes dos coeficientes C_m , C_p e C_{wp} e L_{cb} foram retirados dos valores

médios de navios cargueiros apresentados por Lewis (1988). A Tabela 4.11 resume todas as estimativas iniciais citadas.

Figura 4.18 – Ilustração da modelagem de casco Suezmax

Tabela 4.11 – Estimativa das dimensões principais

Lpp [m]	257,66	Dwt [ton]	134.676
Loa [m]	269,42	Dwt lastro [ton]	78.228
Lwl [m]	235,98	Cb	0,80
Lcb [m]	6,44	Cm	0,99
B [m]	44,98	Cp	0,81
D [m]	22,77	Cwp	0,88
T [m]	15,86	V [nós]	14,75
T lastro [m]	8,61	Rt [kN]	1.168,7
Abt [m²]	62,18		
he [m]	7,60		
At [m²]	6,67		

Para determinar os limites de posicionamento dos atuadores, o desenho de arranjo geral do Navio M/T Stenia Alexita foi utilizado como referência (LAMB, 2004), como mostrado na Figura 4.19. O tamanho das compartimentagens do navio citado são apresentados na Tabela 4.12.

Tabela 4.12 – Tamanho dos compartimentos do navio M/T Stenia Alexita

	Comprimento [m]	Posição em relação à meia-nau [m]
Antepara Popa	17,89	-110,94
Praça de máquinas	25,05	-85,89
Tanques de Comb.	8,95	-76,94
Carga 1	30,42	-46,52
Carga 2	30,42	-16,10
Carga 3	30,42	14,31
Carga 4	30,42	44,73
Carga 5	30,42	75,15
Carga 6	30,42	105,57
Antepara Proa	23,26	128,83

Figura 4.19 – Arranjo geral do navio aliviador M/T Stenia Alexita (LAMB, 2004)

Apresentados os tamanhos dos compartimentos do arranjo de referência, destaca-se as seguintes localizações para a localização dos atuadores: a) antepara de proa é o local onde os atuadores de proa serão instalados; b) apenas dutos podem estar localizados entre o motor e o propulsor principal. Devido à problemas de arranjo interno, azimutais não serão aceitos; c) azimutais de popa só podem instalados entre o motor principal e o primeiro compartimento de carga. Com base

nos limites apresentados, a Tabela 4.13 mostra as localizações possíveis para os atuadores em termos de distâncias em relação à meia-nau.

Tabela 4.13 – Posições possíveis para os atuadores

Limites em relação à meia-nau [m]	Mínimo	Máximo
Duto de popa	-110,94	-85,89
Azimutal de popa	-85,89	-76,94
Atuadores de proa	105,57	128,83

4.3.4 Escolha de solução

Para a escolha de solução entre as alternativas de arranjo propulsivo, optou-se pela utilização do método de análise hierárquica (AHP). Os arranjos propulsivos gerados como alternativas são baseados nos arranjos de navios aliviadores mais utilizados e em recentes propostas (SPHAIER, 2009). Nestes arranjos, são levados em consideração o tipo de atuador (principal com leme, azimutal ou duto), o tipo de propulsor de cada atuador (passo fixo ou variável) e o tipo de motor e seus dispositivos de comando (Diesel, motor elétrico de corrente contínua ou alternada). Para padronização dos tipos de propulsores do SPD e uma otimização do sistema de potência, define-se que os propulsores azimutais e/ou dutos do navio sejam do mesmo tipo e também acionados por motores e dispositivos de mesma concepção. Então, para simplificação da escolha de arranjo, a tomada de decisão à respeito de qual tipo de propulsor e motor será feita anteriormente à aplicação do método AHP para a escolha do arranjo propulsivo. As alternativas do conjunto propulsor e tipo de motor e dispositivos de comando são:

- a) Opção 1: propulsor de passo fixo acionado por motor de corrente contínua;
- b) Opção 2: propulsor de passo variável acionado por motor de corrente alternada;
- c) Opção 3: propulsor de passo variável acionado por motor diesel.

Toda a aplicação do método AHP para a escolha entre as opções citadas se encontra no anexo apêndice B, em que comentários e justificativas em relação aos critérios e pesos das matrizes de comparação e de critérios são realizados. Por agora, são apresentadas apenas as matrizes de critérios (Tabela 4.14) e matriz consolidada (Tabela 4.15). Para a matriz de critérios, a razão de consistência é de 8,9%, menor de que 10%, portanto, considerada aceitável (GARBER, 2002). A matriz consolidada aponta como solução eleita os propulsores de passo fixo acionados por motores de corrente contínua. Propulsores de passo fixo são mais eficientes e necessitam menos manutenção do que propulsores de passo variável, além de possuírem menor custo de aquisição e maior confiabilidade devido ao menor número de componentes.

Tabela 4.14 – Matriz de critérios do método AHP para escolha de propulsor e motor

		C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	C10
C1	Custo de aquisição	1	1	3	3	5	7	7	7	7	9
C2	Consumo de combustível em DP	1	1	3	3	5	7	7	7	7	9
C3	Complexibilidade e manutenção	1/3	1/3	1	1	4	6	6	6	6	8
C4	Eficiência	1/3	1/3	1	1	3	5	5	5	5	7
C5	Confiabilidade	1/5	1/5	1/4	1/3	1	3	3	3	3	6
C6	Arranjo e peso	1/7	1/7	1/4	1/5	1/3	1	1	3	3	5
C7	Facilidade de Controle	1/7	1/7	1/6	1/5	1/3	1	1	1	3	5
C8	Acurácia do empuxo	1/7	1/7	1/6	1/5	1/3	1/3	1	1	1	3
C9	Tempo de resposta	1/7	1/7	1/6	1/5	1/3	1/3	1/3	1	1	3
C10	Ruído	1/9	1/9	1/8	1/7	1/6	1/5	1/5	1/3	1/3	1

Tabela 4.15 – Matriz consolidada do método AHP para escolha de propulsor e motor

	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	C10	Consolidação
Op1	0,64	0,71	0,64	0,20	0,26	0,45	0,45	0,63	0,24	0,63	54,9%
Op2	0,28	0,14	0,28	0,20	0,63	0,45	0,45	0,26	0,67	0,26	28,6%
Op3	0,07	0,14	0,07	0,60	0,11	0,09	0,09	0,11	0,09	0,11	16,4%

Uma vez eleito o tipo de propulsor e motor a ser usado no SPD, o método AHP é aplicado para a escolha de arranjo propulsivo. São analisadas dez alternativas de solução para o arranjo, apresentadas na Tabela 4.16. Assim como a

escolha do tipo de propulsor, comentários e justificativas em relação aos critérios e pesos das matrizes são realizados no apêndice B.

Tabela 4.16 – Alternativas de solução para o arranjo propulsivo

	Propulsão Principal	Motor Principal	Geração de energia	Atuadores de popa	Atuadores de proa
Op1	2 CPP	Diesel Média Rotação	Geradores Auxiliares	2 dutos	1 duto / 1 azimutal
Op2	2 CPP	Diesel Média Rotação	Geradores Auxiliares	2 dutos	2 dutos / 1 azimutal
Op3	2 CPP	Diesel Média Rotação	Auxiliar / Ger. De eixo	2 dutos	1 duto / 1 azimutal
Op4	2 CPP	Diesel Média Rotação	Auxiliar / Ger. De eixo	2 dutos	2 dutos / 1 azimutal
Op5	1 CPP	Diesel Baixa Rotação	Geradores Auxiliares	1 duto / 1 azimutal	1 duto / 1 azimutal
Op6	1 CPP	Diesel Baixa Rotação	Geradores Auxiliares	1 duto / 1 azimutal	2 dutos / 1 azimutal
Op7	1 CPP	Diesel Baixa Rotação	Auxiliar / Ger. De eixo	1 duto / 1 azimutal	1 duto / 1 azimutal
Op8	1 CPP	Diesel Baixa Rotação	Auxiliar / Ger. De eixo	1 duto / 1 azimutal	2 dutos / 1 azimutal
Op9	1 CPP	Elétrico AC	Geradores Auxiliares	1 duto / 1 azimutal	1 duto / 1 azimutal
Op10	1 CPP	Elétrico AC	Geradores Auxiliares	1 duto / 1 azimutal	2 dutos / 1 azimutal

A Tabela 4.17 e Tabela 4.18 apresentam, respectivamente, as matrizes de critério e consolidada do método AHP. O valor da razão de consistência para a matriz de decisão foi de 4,1%, dentro do aceitável. A matriz consolidada indica como solução eleita a opção 6 de arranjo, que será identificada como DP2+ para diferenciação de outros navios. A opção 6 possui apenas um propulsor de passo variável para propulsão principal. Em geral, o diâmetro de propulsores de navios petroleiros é da ordem de 8m e, comparados à embarcações com dois propulsores, a opção 6 possui melhor eficiência, pois diâmetros maiores tendem a ser mais eficientes. Também, a utilização de azimutais em SPD's, apesar de custosa, é vantajosa pois introduz redundância em todos os esforços sobre o navio. Assim como foi comentado em relação à classe DP1+ na seção 3.3, operadores nacionais procuram aumentar a redundância na proa da embarcação devido ao alto grau de incidência de falha dos atuadores à vante. Tal registro operacional vem justificar a utilização de banco de dados de incidentes (MORATELLI; TANNURI; MORISHITA, 2008) como comentado na seção 2.2.

Tabela 4.17 – Matriz de critérios do método AHP para escolha do arranjo

		C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9
C1	Custo de aquisição (propulsão e motor principal)	1	1	1	1/3	1	7	3	5	1/4
C2	Custo de aquisição do sistema de geração	1	1	1	1/3	1	7	3	5	1/4
C3	Custo de aquisição do sistema DP	1	1	1	1/3	1	7	3	5	1/4
C4	Eficiência propulsiva em viagem	3	3	3	1	3	9	5	6	1/3
C5	Eficiência propulsiva em DP	1	1	1	1/3	1	5	3	3	1/3
C6	Potência de geração instalada	1/7	1/7	1/7	1/9	1/5	1	1/3	3	1/5
C7	Confiabilidade	1/3	1/3	1/3	1/5	1/3	3	1	3	1/9
C8	Arranjo/Peso	1/5	1/5	1/5	1/6	1/3	1/3	1/3	1	1/9
C9	Preferência armador	3	3	3	2	2	4	7	9	1

Tabela 4.18 – Matriz consolidada do método AHP para escolha do arranjo

	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	Decisão
Op1	0,052	0,176	0,150	0,029	0,024	0,076	0,071	0,079	0,026	6,28%
Op2	0,052	0,176	0,050	0,029	0,024	0,076	0,071	0,040	0,064	6,14%
Op3	0,052	0,111	0,150	0,029	0,024	0,163	0,071	0,079	0,026	5,85%
Op4	0,052	0,111	0,050	0,029	0,024	0,163	0,071	0,040	0,064	5,71%
Op5	0,085	0,129	0,150	0,147	0,206	0,076	0,071	0,079	0,153	13,92%
Op6	0,085	0,129	0,050	0,147	0,095	0,076	0,071	0,079	0,360	17,34%
Op7	0,085	0,062	0,150	0,147	0,206	0,163	0,071	0,079	0,064	11,10%
Op8	0,085	0,062	0,050	0,147	0,095	0,163	0,071	0,040	0,153	11,25%
Op9	0,227	0,022	0,150	0,147	0,206	0,021	0,214	0,244	0,026	11,76%
Op10	0,227	0,022	0,050	0,147	0,095	0,021	0,214	0,244	0,064	10,64%

4.3.5 Aplicação de FMEA

A aplicação do método AHP indicou a opção 6 (Tabela 4.16) de arranjo propulsivo como solução. A etapa seguinte do procedimento de projeto é a execução de análise confiabilidade por FMEA. Os elementos do SPD que devem ser analisados através de FMEA são apresentados na Tabela 2.8. Entretanto, no presente projeto, o nível de detalhamento dos elementos do SPD se limita aos principais elementos de cada subsistema, exceto ao subsistema de propulsão, em que os atuadores são especificados. Portanto, no nível de detalhamento atual, não é possível determinar as causas reais que ocasionam os modos de falha. Porém, a análise por FMEA pode ser realizada a partir dos modos de falhas e dos efeitos de maior ocorrência dos principais elementos do SPD. O diagrama de blocos que representa a solução eleita é apresentado na Figura 3.20. Neste diagrama, cada bloco representativo de um elemento do SPD é numerado com o intuito de identificá-los e ordená-los na tabela do FMEA. A análise de FMEA é apresentada na Figura 4.19.

Figura 4.20 – Diagrama de blocos da solução de arranjo eleita

Tabela 4.19 – Análise de FMEA para o navio DP2+

Identificação do Componente		Função	Modos de falha	Efeito	Detecção	Severidade	Medidas
NR	Descrição						
1	Conjunto gerador Diesel 3MW	Gerar energia elétrica	Não liga	Black-out	Medição de tensão Medição de corrente Alarmes luminosos e/ou sonoros	Crítica	Acionamento do gerador reserva Identificação do problema e reparo
2			Operação intermitente	Shutdown	Medição de tensão Medição de corrente Alarmes luminosos e/ou sonoros	Crítica	Desligamento de gerador e acionamento do gerador reserva Identificação do problema e reparo
3							
4							
5	Suplemento de potência ininterrupto (UPS)	Fornecer energia elétrica à estação de controle em caso de flutuação ou queda de rede	Não liga	Falha da estação de controle	Desligamento da estação de controle Alarmes luminosos e/ou sonoros	Catastrófica	Parar o alívio e executar procedimentos de desconexão de mangote Manutenção preventiva e testes constantes
6	Sensor de referência vertical (VRS)	Medir a posição vertical da embarcação	Perda de sinal	Perda de desempenho ou controle do posicionamento	Monitoração da Estação de controle	Marginal	Medição com sensor reserva
7			Sinal congelado				Reparo
8	Giroscópio	Medir o aproamento da embarcação	Perda de sinal	Perda de desempenho ou controle do posicionamento	Monitoração da Estação de controle	Crítica	Medição com sensor reserva
9			Sinal congelado				Reparo
10	Sensor de vento	Medir a direção e velocidade de vento	Perda de sinal	Perda de desempenho ou controle do posicionamento	Monitoração da Estação de controle	Marginal	Medição com sensor reserva
11			Sinal congelado				Reparo
12	DGPS	Medir a posição global da embarcação	Perda de sinal	Perda de controle do navio	Monitoração da Estação de controle	Crítica	Medição com sensor reserva
13			Sinal congelado				Reparo
14	Estação de Controle do SPD	Monitorar e controlar o SPD manual ou automaticamente	Perda de sinal de entrada	Posicionamento equivocado ou perda de desempenho ou controle do posicionamento	Monitoração da Estação de controle	Crítica	Utilização dos elementos redundantes, quando possível
15			Perda de sinal de saída Indicação não conforme Ação incoerente Não liga Atraso na operação Operação prematura				Identificação do problema e reparo Caso haja perda total do posicionamento, para o alívio e executar procedimentos de desconexão de mangote
16	Propulsor principal de passo controlável	Gerar empuxo na direção longitudinal	Não gera empuxo Gera empuxo em demasia Gera empuxo no sentido contrário	Perda de desempenho ou controle do posicionamento	Monitoração da Estação de controle	Crítica	Verificação do funcionamento da estação de controle Utilização de propulsores azimutais em redundância Identificação do problema e reparo
17	Motor principal Diesel de baixa rotação	Rotacionar o propulsor principal	Não rotaciona	Perda de desempenho ou de controle do posicionamento	Monitoração da Estação de controle	Crítica	Utilização de propulsores azimutais em redundância Identificação do problema e reparo
18	Motor de corrente contínua para acionamento do propulsor do azimutal de proa	Rotacionar o azimutal de proa	Não rotaciona Rotaciona no sentido contrário	Perda de desempenho ou controle do posicionamento	Monitoração da Estação de controle	Crítica	Verificação do funcionamento da estação de controle Utilização de propulsores laterais, azimutal e principal em redundância Identificação do problema e reparo
19	Motor de corrente contínua para controle do ângulo do azimutal de proa	Rotacionar o propulsor do azimutal de proa	Não rotaciona Rotaciona no sentido contrário	Perda de desempenho do posicionamento	Monitoração da Estação de controle	Crítica	Verificação do funcionamento da estação de controle Utilização de propulsores laterais, azimutal e principal em redundância Identificação do problema e reparo

Identificação do Componente		Função	Modos de falha	Efeito	Deteção	Severidade	Medidas
NR	Descrição						
20	Azimutal de proa com propulsor de passo fixo com bocal	Gerar empuxo em qualquer direção desejada	Não gera empuxo Gera empuxo no sentido contrário Gera empuxo em demasia	Perda de desempenho ou controle do posicionamento	Monitoração da Estação de controle	Crítica	Verificação do funcionamento da estação de controle Utilização de propulsores laterais, azimutal e principal em redundância Identificação do problema e reparo
21	Motor de corrente contínua para acionamento do propulsor do azimutal de popa	Rotacionar o azimutal de popa	Não rotaciona Rotaciona no sentido contrário	Perda de desempenho do posicionamento	Monitoração da Estação de controle	Crítica	Verificação do funcionamento da estação de controle Utilização de propulsores laterais, azimutal e principal em redundância Identificação do problema e reparo
22	Motor de corrente contínua para controle do ângulo do azimutal de popa	Rotacionar o propulsor do azimutal de popa	Não rotaciona Rotaciona no sentido contrário	Perda de desempenho do posicionamento	Monitoração da Estação de controle	Crítica	Verificação do funcionamento da estação de controle Utilização de propulsores laterais, azimutal e principal em redundância Identificação do problema e reparo
23	Azimutal de popa com propulsor de passo fixo com bocal	Gerar empuxo em qualquer direção desejada	Não gera empuxo Gera empuxo no sentido contrário Gera empuxo em demasia	Perda de desempenho ou controle do posicionamento	Monitoração da Estação de controle	Crítica	Verificação do funcionamento da estação de controle Utilização de propulsores laterais, azimutal e principal em redundância Identificação do problema e reparo
24	Motor de corrente contínua para acionamento do propulsor do duto de popa	Rotacionar o propulsor do duto de popa	Não rotaciona Rotaciona no sentido contrário	Perda de desempenho do posicionamento	Monitoração da Estação de controle	Crítica	Verificação do funcionamento da estação de controle Utilização de propulsores laterais, azimutal e principal em redundância Identificação do problema e reparo
25	Duto de popa com propulsor de passo fixo	Gerar empuxo na direção transversal	Não gera empuxo Gera empuxo no sentido contrário Gera empuxo em demasia	Perda de desempenho ou controle do posicionamento	Monitoração da Estação de controle	Crítica	Verificação do funcionamento da estação de controle Utilização de propulsores laterais, azimutal e principal em redundância Identificação do problema e reparo
26	Motor de corrente contínua para acionamento do propulsor do duto de proa 1	Rotacionar o propulsor do duto de proa 1	Não rotaciona Rotaciona no sentido contrário	Perda de desempenho do posicionamento	Monitoração da Estação de controle	Crítica	Verificação do funcionamento da estação de controle Utilização de propulsores laterais, azimutal e principal em redundância Identificação do problema e reparo
27	Duto de proa 1 com propulsor de passo fixo	Gerar empuxo na direção transversal	Não gera empuxo Gera empuxo no sentido contrário Gera empuxo em demasia	Perda de desempenho ou controle do posicionamento	Monitoração da Estação de controle	Crítica	Verificação do funcionamento da estação de controle Utilização de propulsores laterais, azimutal e principal em redundância Identificação do problema e reparo
28	Motor de corrente contínua para acionamento do propulsor do duto de proa 2	Rotacionar o propulsor do duto de proa 2	Não rotaciona Rotaciona no sentido contrário	Perda de desempenho do posicionamento	Monitoração da Estação de controle	Crítica	Verificação do funcionamento da estação de controle Utilização de propulsores laterais, azimutal e principal em redundância Identificação do problema e reparo
29	Duto de proa 2 com propulsor de passo fixo	Gerar empuxo na direção transversal	Não gera empuxo Gera empuxo no sentido contrário Gera empuxo em demasia	Perda de desempenho ou controle do posicionamento	Monitoração da Estação de controle	Crítica	Verificação do funcionamento da estação de controle Utilização de propulsores laterais, azimutal e principal em redundância Identificação do problema e reparo

Em relação à execução da tabela de FMEA, discutem-se os seguintes principais pontos:

- a) Toda a falha de propulsor ou motor é crítica, pois afeta o desempenho do posicionamento ou até mesmo pode acarretar na parada da operação de alívio. No caso do navio DP2+, medidas severas não são necessárias na ocorrência da falha destes componentes, pois o arranjo do navio é concebido de tal forma a introduzir redundância para todos os atuadores. Assim, a medida cabível é a manutenção do atuador desativado;
- b) Toda falha do motor que controla a direção do ângulo do azimutal é crítica, pois, apesar de não interferir no funcionamento do propulsor, a parada de deste motor impossibilita a mudança de direção do azimutal. O efeito desta falha sobre a alocação de empuxos é danosa, pois interfere no ponto ótimo da alocação;
- c) As falhas de sensores de vento e de referência vertical (VRS) são marginais porque o controlador pode continuar a enviar o sinal da sua ação de controle desde que os sensores de posição e atitude continuem ativos. O efeito de perda de desempenho e controle é pequeno e a introdução de redundância, como no navio DP2+, é suficiente;
- d) A falha de atuadores de posição e atitude, respectivamente, DGPS e giroscópio é crítica. A perda da medição de referência afeta a ação de controle e, portanto, o posicionamento. Isto também é válido para outros tipos sensores de posicionamento industrialmente utilizados;
- e) A falha da estação de controle do SPD é crítica, pois este elemento é responsável pela coordenação e monitoração de todo o sistema;
- f) A falha do suplemento de potência ininterrupto (UPS) pode ser catastrófica. Este elemento é responsável pelo fornecimento de energia elétrica ao controlador em caso de *blackout*. Se houver a necessidade da estação de controle ser mantida pelo UPS e este não funcione, o navio deixa de ser comandado e monitorado. Apesar de se tratar de uma falha condicional, ou seja, a falha é crítica se a rede elétrica falhar e o UPS também, o bom funcionamento deste elemento deve ser assegurado com rotinas de manutenção preventiva.

4.3.6 Dimensionamento do arranjo propulsivo

O dimensionamento propulsivo é feito em duas etapas: cálculo da propulsão principal e especificação dos atuadores do SPD. O propulsor principal é dimensionado com a série B-*Thrust* (LEWIS, 1988), adicionando um fator de 2% de redução de empuxo devido ao maior diâmetro do boço do propulsor de passo variável. A estimativa proposta por Holtrop e Mennen (1982) é utilizada para o cálculo de resistência ao avanço. Uma programação desenvolvida em MatLab® busca o propulsor com maior eficiência dentre os seguintes valores:

- a) O número de pás Z é fixo e igual a quatro;
- b) O diâmetro varia entre 7m e 8m;
- c) Os valores da razão A_e / A_0 são 0,4, 0,55, 0,70, 0,85 e 1,00;
- d) Os valores de P/D estão entre 0,5 e 1,0;

A cavitação foi avaliada pelo critério de *Keller* (LEWIS, 1988), dada por:

$$(A_e/A_0)_{\min} = k + (1.3 + 0.3 * Z) * Th / (D^2 (p_0 + \rho gh - p_v)) \quad (4.1)$$

Onde,

$(A_e/A_0)_{\min}$	Razão de A_e/A_0 mínima para não haver cavitação;
g	Aceleração da gravidade, em [m/s²];
h	Altura do centro do propulsor em relação à linha de base, em [m];
k	Constante igual a 0,2 para navios com um propulsor;
p_0	Pressão atmosférica, em [N/m²];
p_v	Pressão de vapor de água salina a 15°C, em [N/m²];
Th	Empuxo do hélice, em [N];
ρ	Densidade da água, em [kg/m³].

A solução de melhor eficiência encontrada em conjunto com os coeficientes de força redutora e de esteira e outros dados relativos à propulsão são apresentados na Tabela 4.20. Usando como ponto de projeto de motor 100% MCR¹⁰ à 100% da rotação, 15% de margem de mar e 10% de margem de motor, o motor que atende as especificações é o Man B&W 7S70MC-C com potência em MCR de 18.871kW (MAN B&W, 2002). O empuxo máximo no sentido reverso do propulsor estimado é de -832kN, aproximadamente a mesma proporção entre o empuxo máximo e mínimo dos navios DP1+ e DP2, como apresentado no apêndice A, seção A.5.

Tabela 4.20 – Dados sobre o propulsor principal e alguns coeficientes

T [kN]	1.860,37	P/D	0,6
w	0,22	Ae/A0	0,55
t	0,37	D [m]	8
η_r	0,99	n [rps]	1,37
η_h	1,24	Jop	0,44
η_0	0,51	Kt	0,241
η_s	0,99		

Em relação ao dimensionamento dos dutos e azimutais, o primeiro passo foi a determinação das posições longitudinais dos atuadores. Objetiva-se conseguir instalar os propulsores o mais distante do centro de gravidade do navio possível. As posições definidas para os atuadores com base na Tabela 4.13 são apresentadas na Tabela 4.21.

Tabela 4.21 – Posições dos atuadores

Atuador	posição da meia nau [m]
Duto de proa 1	120
Duto de proa 2	115
Azimutal de proa	110
Duto de popa	-110
Azimutal de popa	-85
Prop. Principal	-120

¹⁰ MCR denota *Maximum Continuous Rating*

Para a determinação dos empuxos dos atuadores, propõe-se o seguinte procedimento. Considere o navio em calado cheio sob às condições de vento e onda de projeto, como mostrado na Figura 4.21 (a). Para esta condição, sabe-se que pelo requisito de projeto, a velocidade de corrente é $V_c=1,1\text{m/s}$ (à 45° pela proa). As forças sobre o navio nesta condição são $F_x=411\text{kN}$, $F_y=1.477\text{kN}$ e $M_z=35,4\text{MNm}$.

Figura 4.21 – Diagrama de forças e navio referência para cálculo do empuxo dos atuadores

Agora, determinado os esforços, considera-se a Figura 4.21 (b) como sendo o navio de referência para cálculo. Usando os valores da força lateral e do momento atuantes sobre o navio na condição citada, calculam-se as forças dos propulsores A e B do navio de referência para que ocorra equilíbrio estático (eq. (4.2) e (4.3)).

$$\begin{Bmatrix} F_y \\ M_z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 120 & -110 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_A \\ F_B \end{Bmatrix} \Rightarrow \begin{Bmatrix} F_A \\ F_B \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 120 & -110 \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} F_y \\ M_z \end{Bmatrix} \quad (4.2)$$

$$\begin{Bmatrix} F_A \\ F_B \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 120 & -110 \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} 1.477 \\ 35.416 \end{Bmatrix} \Rightarrow \begin{Bmatrix} F_A \\ F_B \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 860,1 \\ 616,9 \end{Bmatrix} \quad (4.3)$$

Portanto, necessita-se de 860,1kN aplicados na proa e 616,9kN na popa para que o navio de referência se mantenha em posição e atitude. Identifica-se os propulsores de proa para popa com os números de 1 a 5, de tal a forma que:

- a) $F1$ seja o duto na posição 120m;
- b) $F2$ seja o duto na posição 115m;
- c) $F3$ seja o azimuthal na posição 110m;
- d) $F4$ seja o azimuthal na posição -85m;
- e) $F5$ seja o azimuthal na posição -110m.

Agora, adota-se a relação dos atuadores de proa entre si e os atuadores de popa entre si de tal forma que o momento por eles produzidos no modelo seja o mesmo (eq. (4.4) e eq. (4.5)).

$$110F1 = 115F2 = 120F3 \quad (4.4)$$

$$110F4 = 85F5 \quad (4.5)$$

Com as relações acima e escrevendo que $F1 + F2 + F3 = F_A$ e $F4 + F5 = F_B$, encontra-se os valores da Tabela 4.22.

Tabela 4.22 – Empuxo dos atuadores

	Sigla	Posição [m]	T [kN]
Duto de proa 1	F1	120	274,5
Duto de proa 2	F2	115	286,5
Azimutal de proa	F3	110	299,5
Azimutal de popa	F4	-85	347,9
Duto de popa	F5	-110	268,9

Verifica-se os atuadores disponíveis no mercado para uma adequação dos empuxos requeridos e os comercialmente disponíveis. A Wärtsilä (2008) trabalha com azimuthais com bocal 19A, como mostrado na Tabela 4.23.

Tabela 4.23 – Azimutais Wärtsilä® (WARTSILA, 2008)

	Motor elétrico			
kW	1000	1200	1500	2000
rpm	1200	900	900	900
Propulsor	175	200	225	250
n [rpm]	380	307	307	272
D (mm)	1700	1900	2100	2400
redução	3,15	2,93	2,93	3,31
Empuxo [kN] em 100%MCR				
bocal 19A	165	200	250	325

A empresa não possui azimutais com empuxo maior de 325kN, então, para ambos os azimutais do navio, adota-se o azimutal da Wärtsilä de 2.000kW, que possui empuxo mais próximo ao requerido de ambos os azimutais do navio DP2+. O empuxo restante necessário para a popa equivale a 291,2kN. A Tabela 4.24 mostra o empuxo estimado para propulsores em duto da Rolls-Royce® (ROLLS-ROYCE, 2008). O empuxo foi estimado a partir de uma relação de 127kN/MW (típico para dutos desta marca). O empuxo mais próximo do valor requerido para o duto de popa possui potência de 2.380kW, com 302kN.

Tabela 4.24 – Dutos Rolls-Royce®, adaptado de Rolls-Royce (2008)

Tipo			D [mm]	kW	T [kN]
TT	1100	FP	1100	390	50
TT	1300	FP	1300	595	76
TT	1650	FP	1650	865	110
TT	1850	FP	1850	1050	133
TT	2000	FP	2000	1030	131
TT	2200	FP	2200	1510	192
TT	2400	FP	2400	1910	243
TT	2650	FP	2650	2150	273
TT	2800	FP	2800	2380	302
TT	3000	FP	3000	3000	381
TT	3300	FP	3300	3700	470

Em relação à proa, o azimutal especificado possui 25,5kN mais do que o requerido. A proposta é dividir a diferença entre os dois dutos de proa. O duto F2 passa a requerer 274kN, e especifica-se o duto da Rolls-Royce de 2.150kW, com

273kN. Fazendo um balanço do empuxo total requerido e o que já foi alocado, restam 245kN e, então, adota-se o duto de 2.150kW para o duto F1 de proa. A Tabela 4.25 reúne a potência e o empuxo dos atuadores especificados para o navio DP2+. A soma total da potência de propulsão do SPD é de 10,44MW e o empuxo total é de 1.467kN.

Tabela 4.25 – Atuadores dimensionados para o navio DP2+

Atuador	Marca	Modelo	P [kW]	T _{máx} [kN]	T _{mín} [kN]	D [mm]
Duto de proa 1	Rolls-Royce	TT 2400 FP	1.910	242,0	-242,0	2,40
Duto de proa 2	Rolls-Royce	TT 2650 FP	2.150	273,0	-273,0	2,65
Azimutal de proa	Lips	FP 19A	2.000	325,0	0,0	2,40
Duto de popa	Rolls-Royce	TT 2800 FP	2.380	302,0	-302,0	2,80
Azimutal de popa	Lips	FP 19A	2.000	325,0	0,0	2,40
Prop. Principal	Man B&W 7S70MC-C	CPP B4-55	18.871	1.860,4	-831,9	8,00

4.3.7 Avaliação de desempenho

A avaliação do navio DP2+ é realizada por dois métodos distintos: 1) alguns pontos do gráfico de diagramas de capacidade são reunidos em uma tabela para comprovação dos requisitos de projeto; 2) simulações dinâmicas de alívio com FPSO com o calado cheio são realizadas para confrontar valores dos diagramas de capacidade.

A Tabela 4.26 apresenta o resumo das avaliações feitas com o navio DP2+. A Tabela 4.27, Tabela 4.28 e Tabela 4.29 apresentam os resultados das avaliações para alguns ângulos de interesse para projeto. Para o navio com calado cheio, a condição extrema em qualquer alinhamento com vento (PV8 até PV14) ou corrente (PC8 até PC14) não é atendida estando os esforços ambientais incidindo sobre o navio com 45° de diferença entre si. Para o calado vazio e alinhamento com corrente, o navio não suporta vento e onda da condição extrema incidindo à 45°. As condições locais da Bacia de Campos e da nova bacia são atendidas pelo navio DP2+, em qualquer calado e qualquer alinhamento (PC15 até PC18 e PV15 até PV18).

Tabela 4.26 – Resumo das avaliações do DP2+ através de diagrama de capacidade

Identificação do diagrama	Tipo de diagrama de capacidade	Calado %	Condição ambiental	Incidência	Falha do atuador
PC1	corrente	vazio	Hs=3,5m; Tp=9,0s; Vv=25,7m/s	vento e onda vindo pela proa	Intacta
PC2	corrente	vazio	Hs=3,5m; Tp=9,0s; Vv=25,7m/s	"	Duto proa 1
PC3	corrente	vazio	Hs=3,5m; Tp=9,0s; Vv=25,7m/s	"	Duto proa 2
PC4	corrente	vazio	Hs=3,5m; Tp=9,0s; Vv=25,7m/s	"	Az. Proa
PC5	corrente	vazio	Hs=3,5m; Tp=9,0s; Vv=25,7m/s	"	Duto popa
PC6	corrente	vazio	Hs=3,5m; Tp=9,0s; Vv=25,7m/s	"	Az. Popa
PC7	corrente	vazio	Hs=3,5m; Tp=9,0s; Vv=25,7m/s	"	Prop. Prin.
PC8	corrente	cheio	Hs=3,5m; Tp=9,0s; Vv=25,7m/s	"	Intacta
PC9	corrente	cheio	Hs=3,5m; Tp=9,0s; Vv=25,7m/s	"	Duto proa 1
PC10	corrente	cheio	Hs=3,5m; Tp=9,0s; Vv=25,7m/s	"	Duto proa 2
PC11	corrente	cheio	Hs=3,5m; Tp=9,0s; Vv=25,7m/s	"	Az. Proa
PC12	corrente	cheio	Hs=3,5m; Tp=9,0s; Vv=25,7m/s	"	Duto popa
PC13	corrente	cheio	Hs=3,5m; Tp=9,0s; Vv=25,7m/s	"	Az. Popa
PC14	corrente	cheio	Hs=3,5m; Tp=9,0s; Vv=25,7m/s	"	Prop. Prin.
PC15	corrente	vazio	Estado de mar provável da Baía de Campos	"	Intacta
PC16	corrente	vazio	Estado de mar provável da Baía de Campos	"	Prop. Prin.
PC17	corrente	vazio	Estado de mar provável da nova baía	"	Intacta
PC18	corrente	vazio	Estado de mar provável da nova baía	"	Prop. Prin.
PV1	vento	vazio	Vc=1,1m/s	corrente indo a popa	Intacta
PV2	vento	vazio	Vc=1,1m/s	"	Duto proa 1
PV3	vento	vazio	Vc=1,1m/s	"	Duto proa 2
PV4	vento	vazio	Vc=1,1m/s	"	Az. Proa
PV5	vento	vazio	Vc=1,1m/s	"	Duto popa
PV6	vento	vazio	Vc=1,1m/s	"	Az. Popa
PV7	vento	vazio	Vc=1,1m/s	"	Prop. Prin.
PV8	vento	cheio	Vc=1,1m/s	"	Intacta
PV9	vento	cheio	Vc=1,1m/s	"	Duto proa 1
PV10	vento	cheio	Vc=1,1m/s	"	Duto proa 2
PV11	vento	cheio	Vc=1,1m/s	"	Az. Proa
PV12	vento	cheio	Vc=1,1m/s	"	Duto popa
PV13	vento	cheio	Vc=1,1m/s	"	Az. Popa
PV14	vento	cheio	Vc=1,1m/s	"	Prop. Prin.
PV15	vento	cheio	Estado de mar provável da Baía de Campos	"	Intacto
PV16	vento	cheio	Estado de mar provável da Baía de Campos	"	Prop. Prin.
PV17	vento	cheio	Estado de mar provável da nova baía	"	Intacto
PV18	vento	cheio	Estado de mar provável da nova baía	"	Prop. Prin.

Tabela 4.27 – Avaliações do navio DP2+, calado vazio

Ângulo de Incidência Ref. no navio →	Calado vazio - condição extrema Vento e onda vindo de proa					Calado vazio - condição extrema Corrente indo à popa				
	Ident.	Vc [m/s]				Ident.	Vv [nós]			
		0°	15°	30°	45°		0°	15°	30°	45°
Sem interações	PC1	2,00	2,00	2,00	1,80	PV1	50,00	50,00	43,00	27,00
Atuador/casco	Intacto	1,91	1,90	1,87	1,68	Intacto	47,84	46,80	40,05	25,17
Atuador/atuador		1,91	1,90	1,87	1,68		47,84	46,80	40,05	25,17
Atuador/Corrente		1,79	1,79	1,81	1,65		45,67	46,22	40,36	25,53
FT - SPD		19%	29%	58%	74%		17%	54%	90%	92%
FT - Prop. Principal		24%	23%	19%	16%		22%	16%	8%	4%
Sem interações	PC2	2,00	2,00	2,00	1,85	PV2	50,00	50,00	31,00	23,00
Atuador/casco	Falha duto de proa 1	1,91	1,90	1,88	1,73	Falha duto de proa 1	47,86	46,97	28,99	21,52
Atuador/atuador		1,91	1,90	1,88	1,73		47,86	46,97	28,99	21,52
Atuador/Corrente		1,79	1,80	1,84	1,72		45,68	46,58	29,38	21,96
FT - SPD		22%	34%	69%	92%		21%	64%	76%	79%
FT - Prop. Principal		24%	23%	19%	17%		22%	16%	6%	3%
Sem interações	PC3	2,00	2,00	2,00	1,80	PV3	50,00	50,00	30,00	22,00
Atuador/casco	Falha duto de proa 2	1,91	1,90	1,88	1,69	Falha duto de proa 2	47,86	47,05	28,19	20,65
Atuador/atuador		1,91	1,90	1,88	1,69		47,86	47,05	28,19	20,65
Atuador/Corrente		1,79	1,81	1,85	1,69		45,69	46,69	28,72	21,11
FT - SPD		23%	35%	71%	90%		21%	66%	74%	72%
FT - Prop. Principal		24%	23%	19%	17%		22%	16%	8%	3%
Sem interações	PC4	2,00	2,00	2,00	1,75	PV4	50,00	50,00	27,00	22,00
Atuador/casco	Falha do azimutal de proa	1,94	1,92	1,88	1,64	Falha do azimutal de proa	48,51	46,91	24,99	20,34
Atuador/atuador		1,94	1,92	1,88	1,64		48,51	46,91	24,99	20,34
Atuador/Corrente		1,81	1,81	1,78	1,56		46,54	46,10	25,00	20,48
FT - SPD		16%	33%	72%	89%		13%	68%	72%	75%
FT - Prop. Principal		28%	28%	24%	21%		26%	20%	7%	4%
Sem interações	PC5	2,00	2,00	1,20	0,90	PV5	50,00	39,00	24,00	20,00
Atuador/casco	Falha duto de popa	1,94	1,93	1,16	0,87	Falha duto de popa	48,54	36,36	22,54	18,69
Atuador/atuador		1,94	1,93	1,16	0,87		48,54	36,36	22,54	18,69
Atuador/Corrente		1,81	1,82	1,08	0,83		46,59	36,28	23,00	19,16
FT - SPD		29%	57%	78%	75%		13%	82%	60%	56%
FT - Prop. Principal		28%	28%	28%	27%		27%	4%	2%	0%
Sem interações	PC6	2,00	2,00	1,95	1,50	PV6	50,00	50,00	25,00	20,00
Atuador/casco	Falha do azimutal de popa	1,94	1,92	1,84	1,43	Falha do azimutal de popa	48,50	47,14	23,33	18,64
Atuador/atuador		1,94	1,92	1,84	1,43		48,50	47,14	23,33	18,64
Atuador/Corrente		1,81	1,81	1,76	1,38		46,53	46,64	23,49	18,87
FT - SPD		16%	30%	64%	59%		14%	64%	67%	56%
FT - Prop. Principal		28%	28%	27%	28%		26%	22%	8%	4%
Sem interações	PC7	0,60	0,65	0,85	0,90	PV7	48,00	48,00	37,00	24,00
Atuador/casco	Falha do prop. princ.	0,53	0,58	0,76	0,80	Falha do prop. princ.	42,74	43,54	34,14	22,28
Atuador/atuador		0,53	0,58	0,76	0,80		42,74	43,54	34,14	22,28
Atuador/Corrente		0,52	0,56	0,74	0,80		40,43	42,55	34,21	22,55
FT - SPD		47%	46%	44%	50%		47%	65%	79%	75%
FT - Prop. Principal		-	-	-	-		-	-	-	-

Tabela 4.28 – Avaliações do navio DP2+, calado cheio

Ângulo de Incidência Ref. no navio →	Calado cheio - condição extrema Vento e onda vindo de proa					Calado cheio - condição extrema Corrente indo à popa				
	Ident.	Vc [m/s]				Ident.	Vv [nós]			
		0°	15°	30°	45°		0°	15°	30°	45°
Sem interações	PC8	2,00	1,85	1,25	1,00	PV8	50,00	50,00	50,00	24,00
Atuador/casco	Intacto	1,91	1,73	1,17	0,93	Intacto	47,84	47,09	46,52	22,35
Atuador/atuador		1,91	1,73	1,17	0,93		47,84	47,09	46,52	22,35
Atuador/Corrente		1,79	1,71	1,16	0,93		45,67	45,64	46,31	22,62
FT - SPD		17%	73%	82%	85%		15%	32%	66%	69%
FT - Prop. Principal		21%	17%	13%	11%		18%	16%	11%	4%
Sem interações	PC9	2,00	1,55	1,05	0,85	PV9	50,00	50,00	50,00	24,00
Atuador/casco	Falha duto de proa 1	1,91	1,46	0,98	0,80	Falha duto de proa 1	47,86	47,17	46,67	22,43
Atuador/atuador		1,91	1,46	0,98	0,80		47,86	47,17	46,67	22,43
Atuador/atuador		1,79	1,45	0,99	0,80		45,68	45,84	46,63	22,78
FT - SPD		20%	62%	70%	75%		17%	37%	78%	83%
FT - Prop. Principal		21%	18%	14%	13%		19%	16%	12%	5%
Sem interações	PC10	2,00	1,55	1,05	0,85	PV10	50,00	50,00	50,00	24,00
Atuador/casco	Falha duto de proa 2	1,91	1,46	0,99	0,80	Falha duto de proa 2	47,86	47,20	46,74	22,46
Atuador/atuador		1,91	1,46	0,99	0,80		47,86	47,20	46,74	22,46
Atuador/atuador		1,79	1,48	1,00	0,80		45,69	45,89	46,72	22,82
FT - SPD		20%	66%	69%	76%		18%	38%	80%	85%
FT - Prop. Principal		21%	18%	16%	13%		19%	16%	12%	5%
Sem interações	PC11	2,00	1,50	1,00	0,80	PV11	50,00	50,00	50,00	23,00
Atuador/casco	Falha do azimutal de proa	1,94	1,41	0,94	0,75	Falha do azimutal de proa	48,51	47,60	46,53	21,28
Atuador/atuador		1,94	1,41	0,94	0,75		48,51	47,60	46,53	21,28
Atuador/atuador		1,82	1,38	0,91	0,73		46,54	46,17	46,10	21,36
FT - SPD		13%	64%	68%	71%		11%	38%	83%	77%
FT - Prop. Principal		26%	22%	18%	16%		22%	20%	15%	5%
Sem interações	PC12	2,00	1,45	0,75	0,55	PV12	50,00	37,00	23,00	20,00
Atuador/casco	Falha duto de popa	1,94	1,35	0,70	0,52	Falha duto de popa	48,54	34,10	21,41	18,63
Atuador/atuador		1,94	1,35	0,70	0,52		48,54	34,10	21,41	18,63
Atuador/atuador		1,82	1,34	0,69	0,51		46,59	33,37	21,62	18,99
FT - SPD		13%	66%	49%	61%		11%	70%	47%	47%
FT - Prop. Principal		26%	11%	11%	13%		23%	3%	2%	0%
Sem interações	PC13	2,00	1,80	1,10	0,80	PV13	50,00	50,00	24,00	20,00
Atuador/casco	Falha do azimutal de popa	1,94	1,69	1,03	0,75	Falha do azimutal de popa	48,50	47,68	22,42	18,62
Atuador/atuador		1,94	1,69	1,03	0,75		48,50	47,68	22,42	18,62
Atuador/atuador		1,82	1,66	1,02	0,74		46,53	46,41	22,43	18,77
FT - SPD		13%	84%	77%	67%		11%	35%	50%	46%
FT - Prop. Principal		25%	23%	19%	19%		22%	21%	10%	5%
Sem interações	PC14	1,95	1,45	1,05	0,80	PV14	50,00	50,00	47,00	24,00
Atuador/casco	Falha do prop. princ.	1,74	1,31	0,95	0,73	Falha do prop. princ.	44,52	45,07	42,92	22,18
Atuador/atuador		1,74	1,31	0,95	0,73		44,52	45,07	42,92	22,18
Atuador/atuador		1,61	1,27	0,94	0,73		42,00	43,30	42,43	22,33
FT - SPD		47%	64%	71%	67%		43%	50%	72%	72%
FT - Prop. Principal		-	-	-	-		-	-	-	-

Tabela 4.29 – Avaliações do navio DP2+, estados de mar prováveis

Ângulo de Incidência Ref. no navio →	Calado vazio - Bacia de Campos Vento e onda vindo de proa					Calado cheio - Bacia de Campos Corrente indo à popa				
	Ident.	Vc [m/s]				Ident.	Vv [nós]			
		0°	15°	30°	45°		0°	15°	30°	45°
Sem interações	PC15	2,00	2,00	2,00	1,90	PV15	50,00	50,00	50,00	37,00
Atuador/casco	Intacto	1,91	1,86	1,87	1,78		47,84	47,15	46,53	34,52
Atuador/atuador		1,91	1,86	1,87	1,78		47,84	47,15	46,53	34,52
Atuador/Corrente		1,79	1,83	1,87	1,71	Intacto	46,93	46,54	46,42	34,65
FT - SPD		3%	22%	53%	77%		14%	28%	57%	77%
FT - Prop. Principal		4%	2%	1%	1%		17%	15%	10%	6%
Sem interações	PC16	2,00	2,00	2,00	1,90	PV16	50,00	50,00	50,00	35,00
Atuador/casco	Falha do prop. princ.	1,78	1,84	1,86	1,77		44,52	45,03	45,63	32,29
Atuador/atuador		1,78	1,84	1,86	1,77	Falha do	44,52	45,03	45,63	32,29
Atuador/Corrente		1,65	1,80	1,86	1,72	prop.	43,63	44,35	45,40	32,33
FT - SPD		9%	24%	53%	78%	princ.	39%	45%	66%	78%
FT - Prop. Principal		-	-	-	-		-	-	-	-
Ângulo de Incidência Ref. no navio →	Calado vazio - Nova bacia Vento e onda vindo de proa					Calado cheio - Nova bacia Corrente indo à popa				
	Ident.	Vc [m/s]				Ident.	Vv [nós]			
		0°	15°	30°	45°		0°	15°	30°	45°
Sem interações	PC17	2,00	2,00	2,00	1,90	PV17	50,00	50,00	50,00	24,00
Atuador/casco	Intacto	1,91	1,86	1,87	1,78		47,84	47,09	46,52	22,35
Atuador/atuador		1,91	1,86	1,87	1,78		47,84	47,09	46,52	22,35
Atuador/Corrente		1,79	1,84	1,87	1,70	Intacto	45,67	45,64	46,31	22,62
FT - SPD		3%	22%	53%	77%		15%	32%	66%	69%
FT - Prop. Principal		3%	2%	1%	1%		18%	16%	11%	4%
Sem interações	PC18	2,00	2,00	2,00	1,90	PV18	50,00	50,00	47,00	24,00
Atuador/casco	Falha do prop. princ.	1,78	1,84	1,86	1,77		44,52	45,07	42,92	22,18
Atuador/atuador		1,78	1,84	1,86	1,77	Falha do	44,52	45,07	42,92	22,18
Atuador/Corrente		1,65	1,81	1,86	1,71	prop.	42,00	43,30	42,43	22,33
FT - SPD		8%	23%	53%	77%	princ.	43%	50%	72%	72%
FT - Prop. Principal		-	-	-	-		-	-	-	-

Em relação ao requisito de projeto, no calado vazio, o navio atende a incidência de vento e onda vindo de proa e corrente de, no mínimo, 0,66m/s à 45° da proa. Também, o mesmo valor de corrente é atendido para qualquer falha de atuador (PC1 até PC7). Portanto, considera-se o requisito de projeto atendido.

O apêndice C apresenta alguns diagramas de capacidade de vento para condição intacta em calados vazio e cheio com incidência de corrente variando de 0,5m/s até 2,0m/s. Estes diagramas são úteis para avaliação de condições operacionais possíveis.

Para avaliação da influência de fatores dinâmicos sobre os diagramas de capacidade e para averiguação do desempenho do navio DP2+ em condições mais próximas da real, simulações dinâmicas são realizadas considerando os casos avaliados com diagramas para os itens de PC8 até PC14. O programa utilizado para a simulação é o Dynasim®.

O modelo de FPSO utilizado para simulação possui dimensões típicas para os sistemas operando em águas brasileiras. As constantes de controle e filtro utilizados para o SPD do navio aliviador e as dimensões do FPSO são apresentados no anexo

C. O modelo dinâmico citado considera operações na Bacia de Campos, com incidência de corrente indo ao Sul. No caso da nova bacia, a corrente estaria indo à oeste. Porém, este modelo será usado com condições extremas com o intuito de avaliar apenas o posicionamento da embarcação aliviadora. Para tanto, indiferente ao aproamento do FPSO (28°), o navio aliviador com calado cheio é mantido à 45° da corrente pela proa, recebendo vento e onda indo para NE. A distância de segurança entre o navio aliviador e o FPSO adotada é de 100m. A Figura 4.22 apresenta a incidência dos agentes ambientais e as posições do navio aliviador e o FPSO das simulações em questão.

Figura 4.22 – Condições ambientais e posição relativa entre aliviador e FPSO para simulação dinâmica

Segundo às avaliações estáticas (PC8 até PC14), o navio em calado cheio mantém posição e atitude com vento e onda extremos vindo pela proa e corrente à 45° com valores de intensidade iguais aos da Tabela 4.30. Com a condição ambiental definida para cada condição dos atuadores, sete simulações são executadas conforme identificação da Tabela 4.30. Os resultados principais das simulações são apresentados no apêndice D. Em todas as simulações, o posicionamento do navio aliviador foi mantido com os valores de corrente determinados pelo diagrama de capacidade. Portanto, considera-se o uso de diagramas de capacidade equivalente à avaliação dinâmica e os requisitos de projeto atendidos.

Tabela 4.30 – Simulações dinâmicas com navio DP2+ e FPSO

Condição dos atuadores	Identificação	Vc [m/s]	Avaliação
Intacta	S1	1,00	PC8
Duto proa 1	S2	0,85	PC9
Duto proa 2	S3	0,85	PC10
Az. Proa	S4	0,80	PC11
Duto popa	S5	0,55	PC12
Az. Popa	S6	0,80	PC13
Prop. Prin.	S7	0,80	PC14

Ressalta-se que o valor de projeto de corrente à 45° é de 1,1m/s à 100% de utilização de potência. O valor permitido para a operação é de 90% de utilização, que reduz a velocidade máxima suportada pelo sistema propulsivo de 1,0m/s (Tabela 4.30, simulação S1).

4.4 COMPARAÇÃO ENTRE AS CLASSES

Os três navios citados durante o texto (DP1+, DP2 e DP2+) são comparados estaticamente por três métodos: comparação do ponto de projeto, diagramas de utilização e de capacidade e índice ERN.

Para ambos calados cheios e vazios, considerando vento e onda vindo pela proa, identifica-se o valor de corrente à 45° suportado pelos navios. A potência propulsiva é limitada pelo fator de utilização de cada classe (DP1+ com 85% e demais classe com 90%). A Tabela 4.31 resume os dados acima citados.

Tabela 4.31 – Comparação entre navios no ponto de projeto

Calado→	Vc [m/s] à 45°		Vv vindo pela proa	Onda vindo pela proa	
	40%	100%		Hs [m]	Tp [s]
DP1+	1,00	0,60	15m/s	3,50	9,00
	0,00	0,00	50nós ou 25,7m/s	3,50	9,00
DP2	1,60	0,85	50nós ou 25,7m/s	3,50	9,00
DP2+	1,80	1,00	50nós ou 25,7m/s	3,50	9,00

O navio DP1+ não suporta a condição ambiental extrema de vento e onda dos outros dois navios. Seu ponto de operação extrema é menor do que a utilizada nos navios classe 2 (Vv=15m/s) e, por esse motivo, não são projetados para o mesmo ponto. Os navios DP2 e DP2+ possuem mesmo ponto de projeto, porém empuxos

totais da propulsão do SPD com diferença de 24%. Esta propriedade se reflete nos valores de corrente suportados serem maiores para o navio DP2+ em relação ao DP2.

Outro método utilizado para comparação é o diagrama de utilização. A condição de comparação utilizada é calado cheio e onda e vento incidindo pela proa. O ângulo de incidência de corrente varia ao longo do gráfico e sua intensidade é mantida constante e igual a 1,1m/s. A potência propulsiva é limitada pelo fator de utilização de cada classe.

Figura 4.23 – Diagrama de utilização do DP1+

Figura 4.24 – Diagrama de utilização do DP2

Figura 4.25 – Diagrama de utilização do DP2 +

A Figura 4.23, Figura 4.24 e Figura 4.25 apresentam a relação entre forças ambientais e empuxo máximo da propulsão do navio. As figuras apontam um fator de utilização menor para os navios com maior empuxo total. Portanto, com estes gráficos, conclui-se o mesmo que a análise por comparação de ponto de projeto.

Outro método de comparação utilizado é o diagrama de capacidade de corrente. A Figura 4.10 (CC1) apresenta o diagrama de capacidade do navio DP1+ para calado vazio e condição intacta para agentes ambientais especificados. A Figura 4.14 (SC1) apresenta o diagrama de capacidade do navio DP2 para calado vazio e condição intacta para agentes ambientais especificados. A Figura 4.16 apresenta o mesmo tipo de diagrama para o DP2+. Comparando os três gráficos, nota-se progressivo aumento da capacidade do navio conforme a classe aumenta, em especial, na região da proa.

Figura 4.26 – Diagrama de capacidade do DP2 +

A última comparação é realizada índice ERN. O valor de corrente desta avaliação é de 0,75m/s (DNV, 2009). A condição de calado considerada é a vazia e a corrente incide pela transversal dos navios. O índice é calculado em referência à condição de onda e vento que pode ser suportada pelo navio na condição intacta sob incidência de corrente pela transversal. As forças suportadas pelos navios em caso de falha de atuador são comparadas a um valor de empuxo máximo de

referência, no caso, o empuxo total da condição intacta. No índice, apenas a força lateral é considerada (F_y). Os valores do balanço estático citado são apresentados na Tabela 4.32. O valor padrão do primeiro número do ERN é 99 para a condição intacta.

Tabela 4.32 – Cálculo no índice ERN para três navios

Condição de atuadores	Vv [nós]	Hs [m]	Fx [kN]	Fy [kN]	Mz [kNm]	Balanço estático
DP2+						
Intacto	16	2,16	3,5	1.041,8	-1.932,6	99%
duto proa 1	16	2,16	3,5	1.041,8	-1.932,6	99%
duto proa 2	16	2,16	3,5	1.041,8	-1.932,6	99%
Az. proa	16	2,16	3,5	1.041,8	-1.932,6	99%
duto popa	8	1,19	-0,1	465,9	-4.321,0	45%
Az. popa	9	1,31	0,1	526,0	-4.112,7	50%
Prop. principal	16	2,16	3,5	1.041,8	-1.932,6	99%
DP2						
Intacto	15	2,04	2,9	962,9	-2.268,0	99%
duto proa	10	1,43	0,4	591,1	-3.865,2	61%
Az. proa	9	1,31	0,1	526,0	-4.112,7	55%
duto popa	9	1,31	0,1	526,0	-4.112,7	55%
Az. popa	7	1,08	-0,3	411,6	-4.488,2	43%
Prop. principal	15	2,04	2,9	962,9	-2.268,0	99%
DP1+						
Intacto	4	0,75	-0,2	291,5	-4.768,2	99%
duto proa	3	0,65	-0,1	267,6	-4.803,5	92%
Az. proa	3	0,65	-0,1	267,6	-4.803,5	92%
duto popa	0	0,00	0,0	0,0	0,0	0%
Prop. principal	3	0,65	-0,1	267,6	-4.803,5	92%

Portanto, com base na Tabela 4.32, o índice ERN dos navios são indicados na Tabela 4.33. O ERN possui valores maiores para navios com maior empuxo total, e equivale aos outros métodos de comparação. Destaca-se que tal conclusão foi possível porque os navios analisados possuem mesmo porte e tipo de operação. A comparação com navios de outros tamanhos e operações que não sejam de alívio não é possível de ser feita.

Tabela 4.33 – Cálculo no índice ERN para três navios

Navio	ERN		
	Intacto	Falha menos severa	Falha mais severa
DP2+	99	99	45
DP2+	99	99	43
DP1+	99	92	0

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho avaliou os principais fatores que influenciam o projeto do subsistema propulsivo do SPD de um navio aliviador. Em relação à confiabilidade, pode-se identificar a necessidade do estudo da ocorrência de falhas para que se garanta um posicionamento seguro da embarcação. Comprovou-se, através das características de cada um dos métodos de análise de confiabilidade, que são necessários ao menos dois métodos para uma descrição ao menos satisfatória da confiabilidade do sistema de posicionamento dinâmico. A descrição do sistema de posicionamento por diagrama de blocos foi de grande importância na construção sistematizada da tabela de FMEA. A análise de FMEA apontou para a necessidade de grande conhecimento do funcionamento do sistema e o correto preenchimento das ações a serem tomadas em caso de falha de um dos elementos.

Em relação ao sistema propulsivo, foram levantadas as principais características dos atuadores mais utilizados em embarcações com SPD e comentadas as vantagens, desvantagens e suas aplicações. Os principais arranjos propulsivos foram apresentados e a utilização de cada tipo de arranjo foi comentada em função da sua aplicação. Foi justificado o interesse dos operadores nacionais por navios com redundância de atuadores de proa devido à maior incidência de falhas nos atuadores desta região do navio.

Foram avaliadas as interações hidrodinâmicas que ocorrem entre casco, atuador e corrente. Comprovou-se que a dedução de empuxo e conseqüente perda de desempenho propulsivo é relevante em certas condições, que indicaram a necessidade de avaliação de tais interações para a certificação de que haja posicionamento seguro. Os ensaios com modelos em escala reduzida realizados no tanque de provas do Departamento de Engenharia Naval e Oceânica da USP apontaram para interações importantes para atuadores diversos, em especial, os azimutais. Foram identificadas interações entre casco e atuador em função da direção do azimutal, fato já bem registrado na literatura. Outro fato identificado em testes com azimutais foi a influência da velocidade angular do azimutal sobre o seu empuxo. Aparentemente, o jato sofre um certo desvio em função da velocidade tangencial do bocal. Sugere-se que este fato seja mais bem estudado em função de

diferentes velocidades angulares do azimutal para que possa melhor avaliar a questão.

Outra constatação importante dos testes realizados foi a validação dos valores medidos de empuxo pelas células de carga desenvolvidas no Laboratório do Departamento de Engenharia Naval e Oceânica. As medidas de empuxo em função da rotação realizadas com os atuadores em escala reduzida foram incorporadas nas leis de controle do sistema de posicionamento dinâmico dos modelos ensaiados. Os excelentes resultados apontam para uma correta calibração de forças dos atuadores. Outro importante destaque é a estimativa de alocação feita com azimutais. Pode-se constatar em laboratório que estes propulsores possuem seu empuxo deduzido em função da sua direção. Uma primeira estimativa da curva de calibração de empuxo em função da rotação foi o cálculo da média dos valores medidos para os mesmos valores de rotação, porém com ângulos distintos. Mais uma vez, excelentes resultados com ensaios de posicionamento dinâmico comprovam que a estimativa pode ser feita sem demasiada perda de posicionamento. Sugere-se aqui o estudo de rotinas de alocação que possam incorporar a variação de empuxo em função do ângulo para a busca do ponto ótimo de operação do ponto de vista energético em comparação à estimativa média citada.

Um fato ainda pouco investigado na literatura é o efeito de escala dos modelos SPD's sobre os resultados de ensaios de posicionamento. Esta avaliação é de fundamental importância para que se possa utilizar testes com modelos em escala reduzida como ferramenta de projeto. Uma proposta seria o estudo da equivalência entre valores reais envolvidos no posicionamento dinâmico e valores experimentais extrapolados.

O sistema propulsivo foi projetado de tal modo a garantir a manutenção da posição e da atitude da embarcação mesmo com a ocorrência de falhas dos atuadores. Para tanto, o uso de diagramas de capacidade foi de fundamental importância para a descrição dos pontos de operação da embarcação e a influência das condições ambientais. Ainda, comprovou-se a equivalência entre os métodos de avaliação por diagramas de capacidade e simulação dinâmica uma vez que ambas as avaliações indicaram os mesmos pontos máximos de operação do navio aliviador. Sugere-se aqui estudos para equivalência entre diagramas de capacidade,

simulações dinâmicas e ensaios em tanque de provas com modelos em escala reduzida.

REFERÊNCIAS

AALBERS, A. B. et al. DP assisted and passive mooring for FPSO's, In: **Proceedings of Offshore Technology Conference (OTC)**, Houston, OTC 7722, 1995, pp. 281-288.

AALBERS, A. B.; TAP, R. F.; PINKSTER, J. A. An application of dynamic positioning control using wave feed forward. **International Journal of Robust Nonlinear Control**, John Wiley & Sons, Ltd., 2001, pp. 1207-1237.

ABB, Asea Brown Boveri. Disponível em <<http://www.abb.com>>. Acesso em: 04 de Julho de 2009.

ABS (AMERICAN BUREAU OF SHIPPING.). Disponível em <<http://absapps.eagle.org/safenet/record>>. Acesso em: 19 de Março de 2009.

ÅDNANES, A. K.; SØRENSEN, A. J.; HACKMAN, T. Essential characteristics of electrical propulsion and thruster drives in DP vessels. In: **Proceedings of Dynamic Positioning Conference (DPC) of Marine Technology Society**, Houston, 1997.

AGÊNCIA PETROBRAS DE NOTÍCIAS. Disponível em <<http://www.agenciapetrobrasdenoticias.com.br/>>. Acesso em: 08 de Junho de 2009.

AGOSTINHO, A. C. **Controle por modos deslizantes aplicado a sistema de posicionamento dinâmico**. 2009. 90p. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2009.

AGOSTINHO, A.C. et al. Sistema de posicionamento dinâmico para embarcações offshore: análise experimental de metodologias avançadas de controle. In: **XII Congresso Internacional de Automação, Sistemas e Instrumentação (ISA-SHOW-2008)**, São Paulo, 2008.

AICHE. **Guidelines for Process Equipment Reliability Data**. Disponível em <<http://www.cheque.uq.edu.au/ugrad/theses/1998/DaveA/equip.html>>. Center for Chemical Process Safety of American Institute of Chemical Engineers, New York, 1999.

AMERICAN BUREAU OF SHIPPING (ABS), **Rules for building and classing steel vessels**, Part 4, Chapter 3, Section 5, 2007, pp. 273-287.

ANP, Agência Nacional do Petróleo, Gás e Biocombustíveis. Brasil. Disponível em <<http://www.anp.gov.br>>. Acesso em: 08 de Junho de 2009.

APSLEYTT, J. M. et al. Propulsion drive models for full electric marine propulsion systems. In: **Proceedings of IEEE Electric Machines & Drives Conference IEMDC '07**, 2007, pp. 118-123.

ARANHA, J.A.P; MARTINS, M.R. Low frequency wave force spectrum influenced by wave-current interaction. In: **Applied Ocean Research**, Vol. 23, No. 3, pp. 146-157, June 2001.

BACHMAYER, R. **Advances in nonlinear dynamical modeling and control of marine thrusters: theory and experiment**. 2002. 131p. Thesis (Doctor) - The Johns Hopkins University, Baltimore, 2000.

BALCHEN, J. G. et al. Dynamic positioning using Kalman filtering and optimal control theory. In: **IFAC/IFIP Symposium on Automation in Offshore Oil Field Operation**, Amsterdam, 1976, pp. 183-186.

BALIWANGI, L. **Study of reliability, maintainability, and Availability: a case study of a shuttle tanker propulsion system**. 1999. 147p. Thesis (Master degree) – Faculty of Engineering & Applied Science, Memorial University of Newfoundland, Newfoundland, 1999.

BEVERIDGE, J. L. Design and Performance of Bow Thrusters. In: **Marine Technology**, October, 1972, pp 439-453.

BRAY, D. **Dynamic positioning**. Ledbury, Herefordshire, England: Oilfield Publications Limited, Volume 9, 1998.

BUSCARIOLLO, P. H.; AMORIM, A. E. A.; MORISHITA, H. M. Sistema de posicionamento dinâmico baseado em visão computacional e laser. In: **22º Congresso Nacional de Transporte Aquaviário, Construção Naval e Offshore**, Rio de Janeiro: SOBENA, 2008.

CADET, O. Introduction to Kalman filter and its use in dynamic positioning systems. In: **Proceedings of Dynamic Positioning Conference (DPC) of Marine Technology Society**, Houston, 2003.

CALFO, R. M. et al. Generators for use in electric marine ship propulsion systems. In: **Proceedings of IEEE Power Engineering Society Summer Meeting**, 2002, pp. 254-259.

CARLTON, J. **Marine propellers and propulsion**. Burlington: Elsevier Ltd., Second Edition, 2007.

CARLTON, J; RADOSAVLJEVIC, D.; WHITWORTH, S. Rudder – Propeller – Hull Interaction: The Results of Some Recent Research, In-Service Problems and Their Solutions. In: **First International Symposium on Marine Propulsors (SMP'09)**, Trondheim, Norway, June 2009.

CHISLETT, M. S.; BJÖRHEDEN, O. Influence of ship speed on the effectiveness of a lateral-thrust unit. In: **Hydro-og Aerodynamisk Laboratorium**, Report Hy-8, Lyngby, 1996.

CLICA BRASÍLIA. Brasil. Disponível em <<http://www.clicabrasilia.com.br>>. Acesso em: 08 de Junho de 2009.

CORNES, R.; STOCKTON, T.R. FMEA as an integral part of vessel design and construction: producing a fault tolerant DP vessel. In: **Proceedings of Dynamic Positioning Conference (DPC) of Marine Technology Society**, Houston, 1998.

COZIEN, J.L.; BUCHNER, B.; VAN DIJK, R.R.T. Hydrodynamic Research Topics for DP Semi Submersibles. In: **Proceedings of Offshore Technology Conference (OTC)**, OTC10955, 1999.

DA SILVA, S. H. S. C.; CORREIA, C. A. R. Shuttle tanker requirements for Brazilian waters. In: **Proceedings of Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE'2004) Specialty Symposium on FPSO Integrity**, Houston, 2004.

DANG, J.; LAHEIJ, H. Hydrodynamic aspects of steerable thrusters. In: **Proceedings of Dynamic Positioning Conference (DPC) of Marine Technology Society**, Houston, 2004.

DE WIT, C. **Optimal Thrust Allocation Methods for Dynamic Positioning of Ships**. 2009. 680p. Thesis (Master degree) – Delft University of Technology, Faculty of Electrical Engineering, Mathematics and Computer Science, Delft Institute of Applied Mathematics, Delft, 2009.

DEEPWATER CORROSION SERVICES INC. Disponível em <<http://www.stoprust.com>>. Acesso em: 20 de Junho de 2009.

DET NORSKE VERITAS (DNV). **Rules for Ships: Dynamic positioning systems**, Pt. 6 Ch. 7, Høvik, January 2004.

DETER, D. Principal Aspects of thruster Selection. In: **Proceedings of Dynamic Positioning Conference (DPC) of Marine Technology Society**, Houston, 1997.

DIJK, R. R. Th. V.; AALBERS, A. B. What happens in water. In: **Proceedings of Dynamic Positioning Conference (DPC) of Marine Technology Society**, Houston, 2001.

DNV (DET NORSKE VERITAS). Disponível em <<https://exchange.dnv.com/Exchange/main.aspx>>. Acesso em: 19 de Março de 2009.

DONHA, D. C. **Estudo, implementação, teste e avaliação de um sistema de posicionamento dinâmico**. 1989. 397p. Tese (Doutorado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 1989.

DONHA, D. C.; MORISHITA, H. M.; BRINATI, H. L. **Considerações gerais sobre o sistema de posicionamento dinâmico**. São Paulo: Epusp, 1995. 130p. Apostila do módulo 1 do Convênio Petrobras-USP.

EKSTROM, L.; BROWN, D. T. Interactions between thrusters attached to a vessel hull. In: **Proceedings of 21st International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE'2002)**, Oslo, 2002.

ENGLISH, J. W. The design and performance of lateral thrust for ships: hydrodynamic considerations. In: **Quarterly Transactions of The Royal Institution of naval Architects**, Vol. 103, No. 3, 1963, pp.-251-278.

ERICSEN, T.; HINGORANI, N. Power electronics and future marine electrical systems. **IEEE Transactions on Industry Applications**, Vol. 42, No. 1, January/February 2006, pp. 155-163.

FAÿ, H. **Dynamic positioning systems: principles, design and applications**. Paris: Éditions Technip, 1990.

FOSSSEN, T. I. **Guidance and control of ocean vehicles**. Chichester, New York: John Wiley & Sons Ltd., 1994.

FOSSSEN, T. I.; GRØVLEN, Á. S. Nonlinear output feedback control of dynamically positioned ships using vectorial observer backstepping. **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, Vol. 6, No. 1, 1998, pp 121-128.

FOSSSEN, T. I.; STRAND, P. S. Passive nonlinear observer design for ships using Lyapunov methods: full-scale experiments with a supply vessel. **Automatica**, Elsevier, 35, 1999, pp-3-16.

FUCATU, C. H. **Estudo do efeito sombra da corrente na dinâmica do sistema FPSO/shuttle conectados em tandem**. 2003. 70 p. Tese (Doutorado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2003.

FUNENO, I. Hydrodynamic development of azimuthing podded propulsion system. **Journal of The Kansai Society of Naval Architects**, Japan, No 241, March 2004.

GARCIA, J. G.; MORISHITA, H. M. Compensação direta das forças de onda em sistemas de posicionamento dinâmico. In: **21º Congresso Nacional de Transportes Marítimos, Construção Naval e Offshore da SOBENA**, Rio de Janeiro, 2006.

GARBER, M. F. **Estruturas flutuantes para a exploração de campos de petróleo no mar (FPSO): apoio à decisão na escolha do sistema**. 2002. 91p. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2002.

GRANJA, B. B. **Desenvolvimento de algoritmo de alocação de empuxo para sistema de posicionamento dinâmico utilizando leme**. 2009. Monografia (Iniciação científica) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2009.

HARRINGTON, R. L. (Ed.). **Marine engineering**. New York: Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1992. 871p.

HEINKE, C.; HEINKE, H-J. Investigations about the use of podded drives for fast ships. In: **Proceedings of the 7th International Conference on Fast Sea Transportation 2003**, Ischia, 2003, pp. 41-48.

HENLEY, E. J; KUMAMOTO, H. **Reliability engineering and risk assessment**. Englewood Cliffs: Prentice-Hall, 1981.

HOLTROP, J.; MENNEN, G. G. J. An Approximate Power Prediction Method. In: **International Shipbuilding Progress**, Vol. 29, No. 335, July 1982.

IEO, **International Energy Outlook**, Energy Information Administration (EIA). Estados Unidos da América. Disponível em < <http://www.eia.doe.gov/oiaf/ieo>>. Acesso em: 08 de Junho de 2009.

INTERNATIONAL MARINE CONTRACTORS ASSOCIATION. **IMCA M 103: Guidelines for the design & operation of dynamically positioned vessels**. London: IMCA Marine Division Publications, 1999.

INTERNATIONAL MARINE CONTRACTORS ASSOCIATION. **IMCA M 140 Rev. I:** Specification for DP capability plots. London: IMCA Marine Division Publications, 2000.

INTERNATIONAL MARINE CONTRACTORS ASSOCIATION. **IMCA M 161:** Guidelines for the design % operation of dynamically positioned vessels: two-vessel operations. London: IMCA Marine Division Publications, 2001.

INTERNATIONAL MARINE CONTRACTORS ASSOCIATION. **IMCA M 169:** Station keeping incidents reported. London: IMCA Marine Division Publications, 2001.

INTERNATIONAL MARINE CONTRACTORS ASSOCIATION. **IMCA M 173:** Station keeping incidents reported. London: IMCA Marine Division Publications, 2002.

INTERNATIONAL MARINE CONTRACTORS ASSOCIATION. **IMCA M 177:** Station keeping incidents reported. London: IMCA Marine Division Publications, 2003.

INTERNATIONAL MARINE CONTRACTORS ASSOCIATION. **IMCA M 183:** Station keeping incidents reported. London: IMCA Marine Division Publications, 2004.

INTERNATIONAL MARITIME ORGANIZATION (IMO). **MSC/Circ. 645:** Guidelines for vessels with dynamic positioning systems. London, June 1994.

INTERNATIONAL TOWING TANK CONFERENCE (ITTC), 2005, United Kingdom. **Proceedings of the 24th ITTC**, Volume I, pp. 73-134.

ISO 19901-7:2004(E). **Petroleum and natural gas industries – specific requirements for offshore structures – part7: stationkeeping systems for floating offshore structures and mobile offshore units**, ISO TC 67/SC 7, 2004.

JENMAN, C. Quantification of the frequency of an unsuccessful disconnection because of a DP problem. In: **Proceedings of Dynamic Positioning Conference (DPC) of Marine Technology Society**, Houston, 1998.

JÜRGENS, D.; PALM, M. Voith Schneider Propeller – An efficient Propulsion System for DP Controlled Vessels. In: **Proceedings of Dynamic Positioning Conference (DPC) of Marine Technology Society**, Houston, 2009.

KALLAH, A. A comparison of thruster propellers and variable speed drives for DP vessels. In: **Proceedings of Dynamic Positioning Conference (DPC) of Marine Technology Society**, Houston, 1997.

KALSI, S. S., HTS ship propulsion motors for pooded applications. In: **Proceedings of 2nd International Conference on Technological Advances in Pooded Propulsion (T-POD 2006)**, France, 2006.

KUBOTA, L. K. **Aplicação do *empirical mode decomposition* em sistemas de posicionamento dinâmico de embarcações em alto-mar e discussão de um modelo fenomenológico estocástico para forças ambientais**. 2008. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Naval e Oceânica) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2008.

LAMB, T. **Ship design and construction**. Jersey: The Society of Naval Architects and Marine Engineers, SNAME, Vol. 2, 2004.

LEITCH, R. D. **Probability and statistics for modern engineering**. Belmont: Duxbury Press, 1990.

LEITE, A.J.P. et al. Current forces in tankers and bifurcation of equilibrium of turret system: hydrodynamic model and experiments. In: **Applied Ocean Research**, Vol. 20(3), pp. 145-156, 1998.

LEITE, A.J.P.; UMEDA, C. Wind forces for FPSO design. In: **20th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering**, Rio de Janeiro, Brazil, 2001.

LEWIS, E. E. **Introduction to reliability engineering**. New York: John Wiley & Sons, Ltd., 1987.

LEWIS, E. V. **Principles of Naval Architecture**. Jersey City: The Society of Naval Architects and Marine Engineers (SNAME), Vol. 2, Third Edition, 1988.

LINDEGAARD, Karl-Petter W. **Acceleration feedback in dynamic positioning**. 2003. 190p. Thesis (Doctor) - Department of Engineering Cybernetics of University of Science and Technology, Trondheim, 2003.

LLOYD'S REGISTER OF SHIPPING (LR), **Rules and regulations for the classification of ships**: Dynamic positioning systems installed in ships, Part 7, Chapter 4, 1999.

MAN B&W. **Engine Selection Guide Two-stroke MC/MC-C**. Engines, 6th Edition, January, 2002.

MAN B&W. **Shuttle tanker propulsion.** Disponível em <<http://www.manbw.com/files/news/files/1415/19993762.pdf>>. Acesso em: Agosto de 2008.

MAHFOUZ, A.B.; EL-TAHAN, H.W. On the use of the capability polar plots program for dynamic positioning systems for marine vessels. In: **Ocean Engineering 33**, pp. 1070-1089, 2006.

MCCOY, T. J. Trends in ship electric propulsion. In: **Proceedings of IEEE Power Engineering Society Summer Meeting**, 2002, pp. 343-346.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. Brasil. Disponível em <<http://www.mme.gov.br>>. Acesso em: 08 de Junho de 2009.

MODARRES, M. et. al. **Reliability engineering and risk analysis: A practical guide.** Boca Raton, London, New York: CRC Press - Taylor & Francis Group, 1999.

MORATELLI, L. Jr.; TANNURI, E. A.; MORISHITA, H. M. Utilization of FMEA during preliminary design of the dynamic positioning for shuttle tanker. In: **Proceedings of the ASME 27th international Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE2008)**, Estoril, 2008.

MOBERG, S.; HELLSTRÖM, S. A. Dynamic Positioning of a four-column semi-submersible. Model tests of interaction forces and a philosophy about optimum strategy when operating thrusters. In: **Proceedings of Second International Symposium on Ocean Engineering and Ship Handling**, Swedish Maritime Research Centre SSPA, pp 443-480, 1983.

MORGAN, A. C. **Dynamic positioning offshore vessels**, Oklahoma: PCC Books Division of the Petroleum Publishing Co., 1978.

MORISHITA, H. M. et al. Laboratory facilities for dynamic positioning system. In: **8th IFAC International Conference on Manoeuvring and Control Marine Craft**, September 16-18, Guarujá, 2009.

MORISHITA, H. M.; SPHAIER, S. H.; SAAD, A. C. Capacitação para ensaios com sistemas de posicionamento dinâmico. In: **22º Congresso Nacional de Transporte Aquaviário, Construção Naval e Offshore**, Rio de Janeiro: SOBENA, 2008.

MORISHITA, H. M.; TANNURI, E. A.; MORATELLI, L. Jr. Computational tools and experimental facilities for analysis and design of dynamic positioning systems. In: **21º Congresso Nacional de Transportes Marítimos, Construção Naval e Offshore**, Rio de Janeiro: SOBENA, 2006.

MÜLLER, S.B.; ABDEL-MAKSOUND, M.; HILBERT, G. Scale effects on propellers for large container vessels. In: **First International Symposium on Marine Propulsors (SMP'09)**, Trondheim, Norway, June 2009.

NATIONAL TECHNICAL INFORMATION SERVICE (NTIS), Department of Defense, **MIL-STD-1629A**: Procedure for performing a failure mode, effects, and criticality analysis, Springfield, 1980.

NISHIMOTO, K.; FUCATU, C. H.; MASETTI, I. Q. Dynasim – A time domain simulator of anchored FPSO. In: **Proceedings of the 20th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering**, 2001.

OOSTERVELD, M. W. C. Wake adapted ducted propellers. In: **Marin Publication 345**, 1970.

OREDA-92: **Offshore reliability data handbook**. Hovik: OREDA Participants & Det Norske Veritas, 1992.

PALADY, P. **FMEA - Análise dos modos de falha e efeitos: prevendo e prevenindo problemas antes que ocorram**. São Paulo: Instituto IMAM, 1995.

REICHEL, M. Manoeuvring forces on azimuthing podded propulsor model. **Polish Maritime Research**, Vol. 14, 2007, pp. 3-8.

RIDLEY, D.E. Effect of Tunnel Entrance Configuration on Thruster Performance. **Marine Technology**, January, 1969. pp 60-65.

Rolls-Royce. Disponível em <<http://www.rolls-royce.com>>. Acesso em: 08 de Fevereiro de 2008.

SAATY, T. L. **The analytic hierarchy process**. McGraw-Hill International Book Company, USA, 1980.

SCHNEIDERS, C. C.; PRONK, C. Performance of thrusters. In: **Proceedings of Offshore Technology Conference (OTC)**, Texas, 1975, pp.807-816.

SEA LAUNCH. Estados Unidos. Disponível em <<http://sea-launch.com>>. Acesso em: 12 de Abril de 2002.

SHATTO, H. Cross Forces. In: **Proceedings of Dynamic Positioning Conference (DPC) of Marine Technology Society**, Houston, 1997.

SHATTO, H. Dynamic positioning system evaluation. In: **Proceedings of Offshore Technology Conference (OTC)**, Texas, 1992, pp.159-167.

SHATTO, H.; PHILLIPS, D. Reliability and risk analysis: failure mode and effects analysis. In: **Proceedings of Dynamic Positioning Conference (DPC) of Marine Technology Society**, Houston, 1997.

SHIP-INFO. Ship database.Disponível em <<http://www.ship-info.com>>. Acesso em: 15 de Janeiro de 2009.

SILEO, L.; STEEN, S. Numerical investigation of the interaction between a stern thruster and two ducted main propellers. In: **First International Symposium on Marine Propulsors (SMP'09)**, Trondheim, Norway, June 2009.

SOUZA, G. F. M. **Análise de confiabilidade aplicada ao projeto de sistemas mecânicos**. São Paulo: Epusp, 2003. 210p. Apostila para a disciplina de pós graduação do Departamento de Engenharia Mecatrônica e Sistemas Mecânicos, PMR-5102 - Análise de confiabilidade aplicada ao projeto de sistemas mecânicos.

SPHAIER, S. H. et al. Evolution of crude oil offshore lading in Brazilian waters. In: **8th IFAC International Conference on Manoeuvring and Control Marine Craft**, September 16-18, Guarujá, 2009.

SPHAIER, S. H. et al. Evolution of crude oil offshore lading in Brazilian waters (Presentation). In: **8th IFAC International Conference on Manoeuvring and Control Marine Craft** September 16-18, Guarujá, 2009.

STEINWAND, M. Manoeuvrability of a single screw ship with pod. In: **Proceedings of 15th International Conference on Hydrodynamics in Ship Design, Safety and operation (HYDRONAV)**, Gdansk, 2003.

STUNTZ, Jr. G. R.; TAYLOR, R. J. Some aspects of bow-thruster design. In: **Transactions of SNAME**, Vol 72, 1964, pp. 336-373.

SUNDADARAJAN, C. **Guide to reliability engineering: Data, analysis, applications, implementation, and management**. New York: Van Nostrand Reinhold, 1991.

TANIGUCHI, K.; WATANABE, K.; KASAI, H. **Investigations into the fundamental characteristics and operating performances of side thruster**. In: Mitsubishi Technical Bulletin, No. 35, 1966, pp. 1-24.

TANNURI, E. A. **Desenvolvimento de metodologia de projeto de sistema de posicionamento dinâmico aplicado a operações em alto mar**. 2002. 273p. Dissertação (Doutorado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2002.

TANNURI, E. A.; MORISHITA, H. M., Experimental and numerical evaluation of a typical dynamic positioning system. **Applied Ocean Research**, Elsevier, No. 28, 2006, pp. 133-146.

TANNURI, E. A.; KUBOTA, L. K.; PESCE, C. P.; Adaptive control strategy for the dynamic positioning of a shuttle tanker during offloading operations. **Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering**, Vol. 128, August 2006, pp. 203-210.

TN PETRÓLEO. Brasil. Disponível em <<http://www.tnpetroleo.com.br>>. Acesso em: 08 de Junho de 2009.

TOBIN, J.; CORNES. R. FMEA studies - How deep should we go? In: **Proceedings of Dynamic Positioning Conference (DPC) of Marine Technology Society**, Houston, 1998.

Wartsila. Disponível em <<http://www.wartsila.com>>. Acesso em: 06 de Novembro de 2007.

WESTHUIS, J. H.; SNIJDERS, J. G.; WOUDE, J. W. A nonlinear observer design for dynamic positioning. In: **Proceedings of Dynamic Positioning Conference (DPC) of Marine Technology Society**, Houston, 2005.

WIMSHURST, M. J. V. Variable frequency drives - application to ships propulsion systems. In: **Proceedings of IEEE Engineering Society Summer Meeting**, 2002, pp. 265-269.

XVAS. Disponível em <<http://www.xvas.com>>. Acesso em: 15 de Janeiro de 2009.

APÊNDICE A – MODELO DE GERAÇÃO DE DIAGRAMAS DE CAPACIDADE

Este apêndice discorre sobre a geração dos diagramas de capacidade de corrente e vento. São discutidos os procedimentos para alocação de empuxos, os modelos de cálculo de forças e interações hidrodinâmicas. Por fim, as características dos atuadores dos navio DP1+, DP2 e DP2+ são apresentadas em conjunto com algumas estimativas de interação entre casco e dutos.

A.1 - ROTINA DE GERAÇÃO DE DIAGRAMAS

Os diagramas de capacidade são projetados por uma programação escrita em MatLab® que discretiza as curvas no gráfico polar com passo de 1° em um intervalo de 0° a 360°. Para os diagramas de capacidade de vento (Figura A.1), o passo de iteração para encontrar a máxima velocidade suportada pela propulsão do SPD é de 1nó. A velocidade e direção de corrente devem ser fixadas em qualquer domínio do gráfico. O calado de operação do navio também precisa ser fixo. O vento e a onda estão associados pela relação do espectro de Pierson-Moskowitz. Entretanto, os valores de altura significativa de ondas são limitados em, no máximo, 3,5m e período médio de ondas de 7,66s. A velocidade de vento máxima que pode ser projetada em um diagrama é de 50nós.

Para diagramas de corrente (Figura A.2), o passo de iteração para encontrar a máxima velocidade suportada pela propulsão do SPD é de 0,1m/s. A máxima velocidade de vento que pode ser projetada é de 2m/s. A incidência de ondas e vento bem como suas intensidades devem ser fixas. O calado de operação do navio também precisa ser estipulado.

Figura A.1 - Fluxograma à respeito da geração do diagrama de capacidade de vento

Figura A.2 - Fluxograma à respeito da geração do diagrama de capacidade de corrente

A.2 - MODELO PARA DE ALOCAÇÃO DE EMPUXOS

O problema de alocação de empuxo consiste na determinação do empuxo dos atuadores e, se for o caso, ângulos de leme e azimutais de modo que as forças e momento gerados pelo sistema propulsivo sejam iguais aos esforços ambientais atuantes sobre o navio. A formulação geral de alocação de empuxos comandados por um controlador é apresentada por Tannuri (2002). Neste apêndice, é apresentado a formulação da alocação de empuxos utilizada nas rotinas de geração de diagramas de capacidade.

O diagrama de capacidade é um gráfico polar que descreve o equilíbrio estático de forças em função de determinada intensidade de um agente ambiental. Seja $\vec{F}_E = (F_{1E}, F_{2E}, F_{6E})^T$ o vetor de forças de avanço, deriva e guinada dos agentes ambientais sobre o navio e $\vec{F}_T = (F_{1T}, F_{2T}, F_{6T})^T$ o vetor de forças geradas pelos atuadores. Por equilíbrio estático, tem-se que:

$$\sum \vec{F} = \vec{0} \quad (A.1)$$

$$\vec{F}_E + \vec{F}_T = \vec{0} \quad (A.2)$$

$$\vec{F}_T = -\vec{F}_E \quad (A.3)$$

Onde,

$\vec{F}$

Vetor de forças aplicadas sobre o navio.

Uma vez determinadas as forças totais que devem ser geradas pelos atuadores, define-se T_i ($i = 1 \dots p$ atuadores) como sendo o empuxo alocado em cada atuador i e $\vec{T} = [T_1 \dots T_p]^T$ como sendo o vetor de empuxos dos atuadores. Então, pode-se definir a relação linear entre F_T e T de modo que:

$$A\vec{T} = \vec{F} \quad (A.4)$$

Com

$$A = \begin{bmatrix} c_i & c_p \\ s_i & s_p \\ -c_i x_{2,i} + s_i x_{1,i} & -c_p x_{2,p} + s_p x_{1,p} \end{bmatrix} \quad (A.5)$$

Onde,

A	Matriz de alocação de empuxos em relação ao centro de gravidade do navio;
c_i	Cosseno do ângulo α_i do atuador i ;
s_i	Senos do ângulo α_i do atuador i ;
$x_{1,i}$	Distância em x do atuador i até o centro de gravidade, em [m];
$x_{2,i}$	Distância em y do atuador i até o centro de gravidade, em [m];
α_i	Ângulo do atuador i , em [°].

O sistema de referência utilizado para a medição de distâncias e ângulos no navio é apresentado na Figura A.3. O ângulo de propulsores em duto é definido como 90°. O ângulo de propulsores principais sem leme é definido como 0°. Propulsores azimutais e propulsores principais com leme possuem ângulo variável.

Figura A.3 – Sistema de referência sobre o centro de gravidade do navio

O sistema linear da eq. (A.4) é, em geral, indeterminado devido ao fato de possuir menos igualdades do que incógnitas. O sistema é resolvido por meio de um funcional que aloca o empuxo com base em um critério de consumo energético

(potência consumida). Segundo De Wit (2009), a potência de um atuador pode ser escrita como:

$$P(T) = (P_{m\acute{a}x} - P_{m\acute{i}n}) \left(\frac{|T|}{T_{m\acute{a}x}} \right)^{\eta} + P_{m\acute{i}n}, \text{ com } 1,3 < \eta < 1,7 \quad (\text{A.6})$$

Onde,

$P(T)$	Potência do atuador em função do empuxo, em [W];
$P_{m\acute{a}x}$	Potência máxima do atuador, em [W];
$P_{m\acute{i}n}$	Potência mínima do atuador, em [W];
T	Empuxo do atuador, em [N];
$T_{m\acute{a}x}$	Empuxo máximo do atuador, em [N];
η	Constante.

Aplicando o método nos mínimos quadrados com $\eta = 1,6$, pode-se aproximar a eq. (A.6) por (DE WIT, 2009):

$$P(T) = wT^2 + c \quad (\text{A.7})$$

Onde,

c	Constante.
w	Peso de alocação, em [W];

Adotando a potência mínima nula e o empuxo $T = T_{m\acute{a}x}$, aplica-se à eq. (A.7) o método dos mínimos quadrados para cálculo de w e c de modo que (GRANJA, 2009):

$$\begin{pmatrix} T_{m\acute{a}x} & T_{m\acute{a}x}^3/3 \\ T_{m\acute{a}x}^3/3 & T_{m\acute{a}x}^5/5 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} c \\ w \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} P_{m\acute{a}x}T_{m\acute{a}x}/2,6 \\ P_{m\acute{a}x}T_{m\acute{a}x}^3/4,6 \end{pmatrix} \quad (\text{A.8})$$

Portanto, o funcional que se deseja minimizar pode ser escrito como:

$$\min \frac{1}{2} T^T W T \quad (\text{A.9})$$

$$\text{Sujeito a restrição } A\vec{T} = \vec{F} \quad (\text{A.10})$$

Com

$$W = \begin{pmatrix} W_i & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & W_p \end{pmatrix} \quad (\text{A.11})$$

Onde,

W Matriz de pesos de alocação.

A solução ótima para o problema apresentado é dada por (FOSSEN, 1994) :

$$\vec{T} = A^\dagger \cdot \vec{F}_T \quad (\text{A.12})$$

Com

$$A^\dagger = W^{-1} A^T (A W^{-1} A^T)^{-1} \quad (\text{A.13})$$

Onde,

$A^\dagger$ Matriz pseudo-inversa.

A formulação apresentada para a alocação ótima de empuxos não considera dois limites: 1) as zonas proibidas de alocação para azimutais e propulsores com leme; 2) a saturação dos propulsores. Zonas proibidas são direções em que não se deseja operar devido às excessivas perdas de empuxo por interação hidrodinâmica. Para que não se aloque o propulsor em tais zonas, é necessário definir o ângulo α_i dentro do intervalo que se deseja operar.

Para a alocação com propulsores principais com leme, utiliza-se da aproximação linear da razão K_{yx} entre força lateral do leme F_{lat} e a força longitudinal ($F_{long} = T_{prop} - F_{x_{ar}}$) em função do ângulo de leme δ (seção 3.5.3). A Figura A.4 apresenta um resumo das forças envolvidas na interação entre propulsor principal e leme.

Figura A.4 – Forças envolvidas na interação entre propulsor principal e leme

Uma vez conhecidas as razões máxima $K_{yx}^{máx}$ e mínima $K_{yx}^{mín}$ para os respectivos ângulos máximo $\delta_{máx}$ e mínimo $\delta_{mín}$ do leme, pode-se estimar os ângulos limites da zona proibida do atuador (propulsor com leme) de tal modo que:

$$\vec{T}_i = \vec{T}_{prop} + \vec{F}_{lat} + \vec{F}_{x_{ar}} \quad (A.14)$$

$$\alpha_i = \arctan\left(\frac{F_{lat}}{T_{prop} - F_{x_{ar}}}\right) = \arctan\left(\frac{F_{lat}}{F_{long}}\right) = \arctan(K_{yx}) \quad (A.15)$$

$$\alpha_i^{máx} = \arctan(K_{yx}^{máx}) \quad (A.16)$$

$$\alpha_i^{mín} = \arctan(K_{yx}^{mín}) \quad (A.17)$$

Onde,

F_{lat} Força lateral do leme, em [N];

F_{long} Força longitudinal do propulsor com leme, em [N];

F_{x_ar}	Força em x do leme, em [N];
K_{yx}	Razão entre força lateral do leme e longitudinal;
$K_{yx}^{máx}$	Razão máxima entre força lateral e longitudinal;
$K_{yx}^{mín}$	Razão mínima entre força lateral e longitudinal;
T_{prop}	Empuxo do propulsor, em [N];
$\alpha_i^{máx}$	Ângulo máximo da zona proibida, em [°];
$\alpha_i^{mín}$	Ângulo mínimo da zona proibida, em [°].

Para este caso, o ângulo α_i está relacionado com a relação entre força longitudinal e força lateral do leme, valor diferente do ângulo de leme δ . Este procedimento de cálculo só pode ser utilizado quando a força do propulsor é positiva e maior do que zero. Em caso contrário, o leme não produzirá força lateral e o ângulo do atuador é definido $\alpha_i = 0$.

O segundo limite que a alocação ótima de empuxo não contempla é a saturação. Os valores de empuxo máximo e mínimo impõem limites de restrição ao azimutal, os dutos e propulsores sem leme, como descrito pela eq. (A.18).

$$T_i^{mín} \leq T_i \leq T_i^{máx} \quad (A.18)$$

Onde,

$T_i^{máx}$	Empuxo máximo do propulsor i , em [N];
$T_i^{mín}$	Empuxo mínimo do propulsor i , em [N].

No caso de azimutais, o empuxo mínimo é definido como $T_i^{mín} = 0$, pois estes atuadores, em geral, possuem um bocal que proporciona maior empuxo e eficiência se o propulsor mantém o sentido de jato para o lado em que o bocal foi projetado para operar. Exceto às possíveis zonas proibidas, o azimutal pode direcionar seu empuxo para qualquer direção, dispensando assim, a reversão do propulsor.

A saturação de propulsores com leme é sujeita a restrições distintas dependentes do sentido do empuxo e do ângulo do atuador, sendo:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{se } T_i \leq 0, \quad |T_i| \leq |T_i^{mín}| \\ \text{se } T_i > 0 \left\{ \begin{array}{l} \text{se } \alpha_i = 0, |T_i| \leq |T_i^{máx}| \\ \text{se } \alpha_i > 0, T_i \cdot \sqrt{1 + (K_{yx}^{máx})^2} \leq T_i^{máx} \\ \text{se } \alpha_i < 0, T_i \cdot \sqrt{1 + (K_{yx}^{mín})^2} \leq T_i^{máx} \end{array} \right. \end{array} \right. \quad (\text{A.19})$$

As restrições descritas para $T_i > 0$ e $\alpha_i \neq 0$ em (A.19) são valores aproximados de saturação, pois caso a saturação aconteça conjuntamente nas direções em x e y do atuador, $T_i^{máx} \sqrt{1 + (K_{yx}^{máx})^2} > T_i^{máx}$ ou $T_i^{máx} \sqrt{1 + (K_{yx}^{mín})^2} > T_i^{máx}$. O erro cometido na aproximação é da ordem de 4% caso a razão entre a força lateral do leme e a força longitudinal seja 30%.

Com a ocorrência de saturação, o atuador saturado deve ser retirado da matrizes A e W e as forças e momento gerados pelo atuador devem ser retiradas do vetor $\vec{F}_T$. Se todos os atuadores estiverem saturados, a alocação não é possível. Entretanto, se o posto da matriz A for maior ou igual a 3, o processo de alocação retorna para a eq. (A.12) até que a saturação total ocorra ou seja possível a alocação.

Se o posto da matriz A for menor do que 3, deve-se minimizar o resíduo de forças e momento, que pode ser escrito como:

$$\text{mín } \|AT - F_T\| \quad (\text{A.20})$$

A solução para a minimização do resíduo é dada por Tannuri (2002) pela eq. (A.21). O resíduo aceito como alocado nos diagramas de capacidade é $\|AT - F_T\| < 10.000$, caso contrário, a alocação não ocorre.

$$T = (A^T A)^{-1} A^T F_T \quad (\text{A.21})$$

A.3 - MODELO DE CÁLCULO DOS ESFORÇOS AMBIENTAIS

Os agentes ambientais considerados para o cálculo das forças e momento atuantes sobre o navio estão indicados na Tabela A.1. Nas subseções deste apêndice, as formulações utilizadas para o cálculo das forças são apresentadas. A Tabela A.2 apresenta as dimensões do navio Suezmax utilizadas para o cálculo das forças.

Tabela A.1 – Agentes ambientais considerados nos diagramas de capacidade

Agente ambiental		Forças consideradas
Corrente		x
Vento		x
Onda	1ª ordem	
	2ª ordem deriva média	x
	2ª ordem deriva lenta	
<i>Wave drift damping</i>		x

Tabela A.2 – Dimensões do navio aliviador em calado leve e cheio

Dimensão	Nome da dimensão	ALIVIADOR 40%	ALIVIADOR 100%
L [m]	Comprimento	260,56	265,45
B [m]	Boca	44,5	44,5
T [m]	Calado	6,44	16,10
D [m]	Pontal	-	-
S [m²]	Área molhada	11.745	17.655
A [m²]	Área de vento lateral	4.819	2.308
AF [m²]	Área de vento frontal	1.339	909
m [kg]	massa	5,73e+07	1,52e+08

A.3.1 - Cálculo de forças de corrente

As forças e momento atuantes sobre o navio no plano horizontal são calculadas pela formulação de Leite et al. (1998), de modo que:

$$F_c(\beta, V) = \frac{1}{2} \rho T L^P C_{ic}(\beta) |V_c|^2 \quad (A.22)$$

$$i = 1, 2, 6, \quad p = 1 \text{ para } i = 1, 2, \quad p = 2 \text{ para } i = 6$$

$$C_{1c}(\beta) = \left[\frac{0,09375}{(\log(Re) - 2)^2} \frac{S}{TL} \right] \cos \beta + \frac{1}{8} \frac{\pi T}{L} (\cos 3\beta - \cos \beta) \quad (A.23)$$

$$C_{2c}(\beta) = \left[C_Y - \frac{\pi T}{L} \right] \sin \beta |\sin \beta| + \frac{\pi T}{2L} (\sin \beta)^3 + \frac{\pi T}{L} \left[1 + 0,4 \frac{C_{BB}}{T} \right] \sin \beta |\sin \beta| \quad (A.24)$$

$$C_{6c}(\beta) = -\frac{l_g}{L} \left[C_Y - \frac{\pi T}{2L} \right] \sin \beta |\sin \beta| - \frac{\pi T}{L} \sin \beta |\sin \beta| - \left[\frac{1 + |\cos \beta|}{2} \right]^2 \frac{\pi T}{L} \left[\frac{1}{2} - 2,4 \frac{T}{L} \right] \sin \beta |\sin \beta| \quad (A.25)$$

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{v - v_c}{u - u_c} \right) \quad (A.26)$$

Onde,

C_{ic}	Coeficiente de corrente, com $i = 1, 2, 6$;
C_Y	Área molhada de casco, em [m ²];
F_C	Força ou momento devido à corrente, em [N];
l_g	Distância longitudinal do centro de massa do casco e a meia-nau;
S	Área molhada de casco, em [m ²];
Re	Número de Reynolds;
u	Velocidade do navio na direção x ;
u_c	Velocidade da corrente na direção x ;
v	Velocidade do navio na direção y ;
v_c	Velocidade da corrente na direção y ;
β	Ângulo de ataque de corrente.

A.3.2 - Amortecimento devido à guinada

O amortecimento devido ao movimento de guinada também é calculado baseado em teoria de asas com baixa razão de aspecto e é dada por:

$$X_D = -\frac{1}{4}\rho\pi T^2 L v_r r - \frac{1}{16}\rho\pi T^2 L^2 \frac{u_r}{|u_r|} r^2 \quad (\text{A.27})$$

$$Y_D = -\frac{1}{2}\rho T L^2 C_{D,2} u_r r - 0,035\rho L T^2 v_r r - 0,007\rho T L^3 |r| r \quad (\text{A.28})$$

$$N_D = -\frac{1}{2}\rho T L^3 C_{D,6} u_r r - \frac{3}{20}\rho T L^3 C_Y |v_r| r - \frac{1}{32}\rho T L^4 C_Y |r| r \quad (\text{A.29})$$

$$u_r = u - u_c \quad (\text{A.30})$$

$$v_r = v - v_c$$

$$C_{D,2} = \frac{\pi T}{2L} \left(1 - 4,4 \frac{B}{L} + 0,16 \frac{B}{T} \right) \quad (\text{A.31})$$

$$C_{D,6} = \frac{\pi T}{4L} \left(1 + 0,16 \frac{B}{T} - 2,2 \frac{B}{L} \right) \quad (\text{A.32})$$

Onde,

$C_{D,2}$	Coeficiente de amortecimento de guinada;
$C_{D,6}$	Coeficiente de amortecimento de guinada;
N_D	Momento no plano horizontal devido ao amortecimento de guinada, em [Nm];
r	Velocidade angular de guinada, em [rad/s];
u_r	Velocidade relativa entre velocidade do navio e da corrente na direção x, em [m/s];
X_D	Força em X devido ao amortecimento de guinada, em [N];
Y_D	Força em Y devido ao amortecimento de guinada, em [N];
v_r	Velocidade relativa entre velocidade do navio e da corrente na direção y, em [m/s].

A.3.3 - Cálculo de forças de vento

As forças e momento devido à incidência de vento são calculados através da proposta apresentada por Leite e Umeda (2001), dadas por:

$$F_w = \frac{1}{2} C_{iw}(\Psi_{rw}) \rho_a V_w^2 A L_{BP}^p \quad (A.33)$$

$i = 1,2,6, \quad p = 0 \text{ para } i = 1,2, \quad p = 1 \text{ para } i = 6$

$$\Psi_{rw} = \Psi_w - \Psi \quad (A.34)$$

Onde,

A	Área projetada de vento correspondente à direção de vento, em [m ²];
C_{iw}	Coeficiente de vento, com $i = 1,2,6$;
V_w	Velocidade de vento, em [m/s];
ρ_{ar}	Densidade do ar, em [kg/m ³];
ψ	Aproamento da embarcação, em [°];
ψ_w	Direção do vento, em [°];
ψ_{rw}	Ângulo relativo entre o aproamento da embarcação e o vento, em [°].

A.3.3 - Cálculo de forças de ondas

As forças e momento devido à ondas incorporam efeitos de segunda ordem, de deriva média e interações entre ondas e corrente (ARANHA; MARTINS, 2001). As expressões para o cálculo dos esforços são dadas por:

$$F_{dm_i}(\Psi_S) = 2 \int_0^\infty S(\omega) d_i(\Psi_{rs}, \omega) d\omega \quad (A.35)$$

$$\Psi_{rs} = \Psi_s - \Psi \quad (A.36)$$

Onde,

$d_i(\psi_s, \omega)$	Força de deriva média e componentes de momentos nas direções de avanço, guinada e deriva, respectivamente, para cada frequência de onda, incorporando <i>wave-drift damping</i> ;
-----------------------	---

$F_{dm_i}(\psi_s)$	Forças e momento de deriva média, com $i = 1,2,6$;
$S(\omega)$	Espectro de mar;
ψ_s	Direção de onda, em [°];
ψ_{rs}	Ângulo relativo entre o aproamento da embarcação e a onda, em [°];
ω	Frequência de onda.

O espectro de onda utilizado foi o de Pierson-Moskowitz, dado por

$$H_s = \frac{0,21 \cdot V_w^2}{g} \quad (\text{A.37})$$

$$\frac{H_s(2\pi)^2}{gT_m^2} = 0,24 \quad (\text{A.38})$$

Onde,

H_s	Altura significativa de onda, em [N];
T_m	Período médio de ondas, em [m];

A.4 MODELO DE CÁLCULO DAS INTERAÇÕES HIDRODINÂMICAS

A modelagem das interações hidrodinâmicas é realizada com base em resultados experimentais com modelos propulsivos. As interações que são levadas em consideração são apresentadas na Tabela A.3. Interações entre atuadores e ondas não são analisadas. Devido ao fato dos trabalhos realizados terem metodologias científicas distintas e escalas diferenciadas, o cálculo das interações é apenas uma proposta para estimativa da interações.

Tabela A.3 – Resumo das interações hidrodinâmicas modeladas

	Propriedade/Característica	Duto		Azimutal		Propulsão principal
		Proa	Popa	Proa	Popa	
Interações Casco Atuador	Duto	Relação Lduto/D	X	X		
		Distância da linha d'água e de base	X	X		
		Inclinação do costado na saída do duto	X	X		
	Azimutal	Interação angular com o casco		X	X	
		Distância do azimutal à linha de base		-	-	
	Prop. Principal	Eficiência relativa rotativa				
Interações Atuador Atuador	Duto	Proa	-	-		
		Popa	-	-		
	Azimutal	Proa		-	X	
		Popa		X	-	
	Propulsor Principal					
Interações Atuador Corrente	Duto	X	X			
	Azimutal			X	X	
	Propulsor Principal					

O cálculo da dedução de empuxo é feito progressivamente em relação ao empuxo alocado sem dedução, de tal forma que:

$$T_i^{c/a} = T_i(1 - t_{c/a}) \quad (\text{A.39})$$

$$T_i^{a/a} = T_i^{c/a}(1 - t_{a/a}) \quad (\text{A.40})$$

$$T_i^{a/c} = T_i^{a/a}(1 - t_{a/c}) \quad (\text{A.41})$$

Onde,

$t_{a/a}$ Fator de dedução de empuxo da interação atuador-atuador;

$t_{a/c}$	Fator de dedução de empuxo da interação atuador-corrente;
$t_{c/a}$	Fator de dedução de empuxo da interação casco-atuador;
T_i	Empuxo do atuador i sem interações, em [N];
$T_i^{a/a}$	Empuxo do atuador i com interações atuador-atuador, em [N];
$T_i^{a/c}$	Empuxo do atuador i com interações atuador-corrente, em [N];
$T_i^{c/a}$	Empuxo do atuador i com interações casco-atuador, em [N].

No diagrama de capacidades de vento ou corrente, a razão entre o empuxo total sem interações e o empuxo total deduzido de determinada interação é dito proporcional à razão das respectivas velocidades ao quadrado, de tal modo que:

$$\left(\sum T_i / \sum T_i^{int} \right) = \left(V_{v ou c} / V_{v ou c}^{int} \right)^2 \quad (A.42)$$

Onde,

T_i^{int}	Empuxo do atuador i deduzido de determinada interação, em [N];
$V_{v ou c}$	Velocidade de vento ou corrente, em [m/s];
$V_{v ou c}^{int}$	Velocidade de vento ou corrente deduzida da interação, em [m/s].

Conhecidos os coeficientes de dedução de empuxo de determinada interação, pode-se dizer que a velocidade deduzida de interação é dada por:

$$V_{v ou c}^{int} = V_{v ou c} \sqrt{1 - t_{int}} \quad (A.43)$$

Onde,

t_{int}	Fator de dedução de empuxo de determinada interação.
-----------	--

A.4.1 - Interações casco-atuador

A interação casco-atuador leva em consideração três propriedades geométricas do duto: a relação L_{duto}/D , a relação h/D e a inclinação do costado. A Figura 3.2, Figura 3.4 e Figura 3.7 apresentam os coeficientes de empuxo em função das três propriedades comentadas. Então, o fator de dedução do duto para determinada interação é dado pela diferença percentual entre o máximo valor de coeficiente de empuxo que os gráficos apresentam e o valor do coeficiente de empuxo tomado em função da respectiva variável medida no navio. A dedução total da interação é a soma das deduções das três propriedades.

O fator de dedução da interação azimutal-atuador é medida pelo ângulo do propulsor, como apresentado na Figura 3.47. O fator de dedução do propulsor principal é adotado como a própria eficiência relativa rotativa η_r .

A.4.2 - Interações atuador-atuador

As interações entre dutos, dutos e azimutais, dutos e propulsão principal e azimutais e propulsão principal não são calculadas. Porém, o cálculo para interação entre dois azimutais é dado por (DANG;LAHEIJ, 2004), em que:

$$t_{az} = 1 - T_i/T_{m\acute{a}x} = 1 - 0,75(x_{ax}/D)^{2/3} \quad (A.44)$$

Onde,

D	Diâmetro da saída do bocal;
t_{az}	Fator de dedução de empuxo entre azimutais;
x_{ax}	Distância entre azimutais.

A Figura A.5 apresenta o fator de dedução de empuxo do azimutal que está sendo afetado pelo jato do azimutal a sua montante.

Figura A.5 – Fator de dedução de empuxo para a interação entre azimutais

Segundo Dang e Laheij (2004), caso exista um ângulo relativo entre os azimutais de até 35° , o fator de dedução de empuxo pode ser calculado pela eq. (A.45). A Figura A.6 apresenta o fator de dedução t_ϕ em função do ângulo relativo ϕ entre azimutais e da distância x_{az} . O trabalho de Ekstrom e Brown (2002) também apresenta um estudo sobre a interferência entre azimutais para ângulos relativos, porém, para valores maiores de 45° .

$$t_\phi = t_{az} + (1 - t_{az}) \frac{\phi^3}{(130/t_{az}^3 + \phi^3)} \quad (\text{A.45})$$

Onde,

t_{az}	Fator de dedução de empuxo entre azimutais da eq. (A.44);
t_ϕ	Fator de dedução de empuxo devido à ocorrência de ângulo relativo entre azimutais;
ϕ	Diferença angular entre os azimutais.

Apesar da interação entre azimutais ser considerada no cálculo das interferências, a dedução de empuxo máxima encontrada foi de 0,5% devido à grande distância entre azimutais do navio Suezmax ($x_{ax}/D \cong 78$) e, por isso, as curvas de interação atuador-atuador não constam nos diagramas de capacidade.

Figura A.6 – Fator de dedução de empuxo para a interação entre azimutais com diferença angular

A.4.3 - Interações atuador-corrente

A interação duto-corrente é dividida em duas interferências em função da direção de incidência da corrente (Figura A.7). A velocidade projetada na direção longitudinal da embarcação interfere transversalmente ao jato gerado pelo propulsor em duto. O fator de dedução $t_x^{a/c}$ pode ser estimado pela Figura 3.25.

Figura A.7 – Interferências entre jato do propulsor em duto e corrente

A projeção da velocidade de corrente na direção longitudinal do duto interfere colinearmente no fluxo de água gerado pelo duto. Para estimar a dedução nesta direção e a dedução total, baseando-se no momento do fluxo, pode-se escrever que (SHATTO, 1997):

$$T_i = \rho A_{duto} v_j^2 \quad (A.46)$$

$$t_y^{a/c} = 1 - \left(\frac{T_i^{int}}{T_i} \right) = \left(\frac{v_c}{v_j} \right) \quad (A.47)$$

$$t^{a/c} = (1 - t_x^{a/c})(1 - t_y^{a/c}) \quad (A.48)$$

Onde,

A_{duto}	Área transversal do duto, em [m ²];
$t_x^{a/c}$	Fator de dedução de empuxo para dutos com fluxo de corrente incidindo na direção x;
$t_y^{a/c}$	Fator de dedução de empuxo para dutos com fluxo de corrente incidindo na direção y;
v_j	Velocidade do jato do duto, em [m/s].

A interação entre azimutal e corrente é estudada por Cozijn e van Dijk (1999). O coeficiente de empuxo do azimutal em função do coeficiente de avanço e ângulo relativo é apresentado na Figura A.8. A Figura A.9 apresenta o referencial de medida.

Figura A.8 – Coeficiente de empuxo para azimutal com incidência de corrente

Figura A.9 – Referencial angular relativo entre azimutal e velocidade de corrente

Com

$$J = \frac{V_{rel}}{nD} \quad (A.49)$$

Onde,

V_{rel} Velocidade relativa da corrente.

Os valores da Figura A.9 não apresentam a interferência para ângulos maiores do que 120°. Para estes ângulos, o fator de dedução estimado é calculado do mesmo modo que a interferência de dutos da eq.(A.47). A Tabela A.4 apresenta o fator de dedução entre azimutal e corrente em função do coeficiente de avanço (eq. (A.47)).

Tabela A.4 – Fatores de dedução de empuxo estimados

J	Ângulo relativo entre velocidade de corrente e azimutal						
	0°	30°	60°	90°	120°	150°	180°
0,00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
0,05	5%	4%	0%	-4%	-7%	4%	5%
0,10	11%	8%	0%	-9%	-14%	9%	10%
0,15	16%	11%	0%	-13%	-21%	13%	15%

A interferência entre o propulsor principal e a corrente pode ser aproximada pelos valores da Tabela A.5 (ISO 19901-7:2004(E), 2004). Para valores intermediários de velocidade de corrente, a interpolação é possível.

Tabela A.5 – Fator de dedução de empuxo para propulsores principais (ISO 19901-7:2004(E), 2004)

Vc [m/s]	Fator de dedução de empuxo %
0,0	0%
1,0	6%
2,0	12%
3,0	18%
4,0	24%

A.5 ATUADORES DOS NAVIOS DP1+, DP2 E DP2+

Os valores de empuxo máximo e mínimo dos atuadores dos navios DP1+, DP2 e DP2+ e as localizações dos mesmos são apresentados, respectivamente, Tabela A.6, Tabela A.7 e Tabela A.8.

Tabela A.6 – Valores dos empuxos e localização dos atuadores do Navio DP1+

	Atuador	P [kW]	T [kN]		D [m]	n [rpm]	Kt		Lx [m]	h [m]
			máximo	mínimo			máximo	mínimo		
1	Duto de proa	1.750	245	-245	2,75	211	0,35	-0,35	120,00	2,80
2	Azimutal de proa	2.200	343	0	2,82	214	0,43	0,00	110,00	-3,00
3	Duto de popa	1.400	181	-181	2,00	339	0,35	-0,35	110,00	2,20
4	Prop. Principal	15.368	1.207	-540	8,15	83	0,35	-0,35	-120,00	4,50

Tabela A.7 – Fator Valores dos empuxos e localização dos atuadores do Navio DP2

	Atuador	P [kW]	T [kN]		D [m]	n [rpm]	Kt		Lx [m]	h [m]
			máximo	mínimo			máximo	mínimo		
1	Duto de proa	2.200	280	-280	2,75	225	0,35	-0,35	127,00	2,90
2	Azimutal de proa	2.000	320	0	2,60	243	0,43	0,00	123,00	-3,00
3	Duto de popa	1.600	257	-257	2,65	230	0,35	-0,35	-110,00	1,90
4	Azimutal de popa	2.200	320	0	2,65	243	0,40	0,00	-110,00	-3,00
5	Prop. Principal	18.881	1.500	-750	8,00	91	0,16	-0,08	131	4,50

Tabela A.8 – Valores dos empuxos e localização dos atuadores do Navio DP2+

	Atuador	P [kW]	T [kN]		D [m]	n [rpm]	Kt		Lx [m]	h [m]
			máximo	mínimo			máximo	mínimo		
1	Duto de proa 1	1.910	242	-242	2,40	250	0,42	-0,42	120,00	2,80
2	Duto de proa 2	2.150	273	-273	2,65	250	0,32	-0,32	115,00	3,00
3	Azimutal de proa	2.000	325	0	2,40	272	0,48	0,00	110,00	-3,00
4	Duto de popa	2.380	302	-302	2,80	250	0,28	-0,28	-110,00	2,50
5	Azimutal de popa	2.000	325	0	2,40	272	0,48	0,00	-85	-3,00
6	Prop. Principal	18.271	1.860	-832	8,00	82	0,34	-0,08	-120	4,50

O propulsor principal dos navios possui limitação de empuxo em relação ao máximo empuxo que podem desenvolver em velocidade de cruzeiro. O valor máximo da força lateral do leme também é limitado. A Tabela A.9 apresenta os valores citados.

Tabela A.9 – Limites de empuxo para o propulsor principal e força lateral de leme

NAVIO	LEME		PROP.PRINCIPAL	
	$K_{yx}^{mín}$	$K_{yx}^{máx}$	$T^{mín}$	$T^{máx}$
DP1+	-7%	7%	-30%	30%
DP2	-10%	10%	-30%	30%
DP2+	-10%	10%	-30%	30%

Em relação às interações casco-atuador de dutos, as medidas L_{duto}/D , h/D e a inclinação são medidas a partir de desenhos dos dutos em Rhinoceros® no interior de um casco Suezmax. As medidas feitas e os valores de fator de dedução de empuxos estimados são apresentados na Figura A.10, Figura A.11 e Figura A.12.

(a) Proa do navio

(b) Popa do navio

Figura A.10 – Desenhos dos dutos do navio DP1+

(a) Proa do navio

(b) Popa do navio

Figura A.11 – Desenhos dos dutos do navio DP2

(a) Proa do navio

(b) Popa do navio

Figura A.12 – Desenhos dos dutos do navio DP2+

Tabela A.10 – Valores de fator de dedução para os navios avaliados

Navio	Duto	Inclinação		redução de empuxo %	L/D	redução de empuxo %	h/D	redução de empuxo %
		Horizontal	Vertical					
DP1+	Duto de proa	69°	51°	1%	3,0	13,9%	1,0	0%
	Duto de popa	75°	71°	1%	3,1	13,9%	1,1	0%
DP2	Duto de proa	68°	51°	1%	2,8	13,9%	1,0	0%
	Duto de popa	76°	70°	1%	3,2	13,9%	1,2	0%
DP2+	Duto de proa 1	53°	58°	1%	3,4	13,9%	1,2	0%
	Duto de proa 2	48°	53°	1%	4,3	15%	1,1	0%
	Duto de popa	77°	64°	1%	2,5	13,9%	1,0	0%

APÊNDICE B – APLICAÇÃO DE METODOLOGIA AHP

O método de análise hierárquica (AHP – *Analytic Hierarchy Process*) é um método com múltiplos critérios que possibilita incluir fatores de interesse, qualitativos ou quantitativos (GARBER, 2002). Este método permite a análise e síntese de problemas de grande complexidade e possibilita justificar decisões de um problema isoladamente. A importância de um critério é avaliada pela comparação entre pares de critérios. O mesmo julgamento em pares é utilizado para avaliar alternativas de solução de um problema sob um determinado critério. O método é dividido em quatro etapas:

- a) Estruturação do problema com a determinação de objetivos, estabelecimento de critérios e identificação das opções dadas como solução;
- b) Determinação dos valores de preferência da comparação de pares, subdividida em objetivos, critérios e alternativas;
- c) Definição dos valores relativos aos pesos dos fatores de decisão em um dado nível;
- d) Consolidação dos valores atribuídos para a decisão a ser tomada.

No método AHP, a tarefa básica é a comparação dos elementos em pares. Cada dupla é avaliada por determinação critério, resultando tantas matrizes quanto critérios forem estipulados. Os termos da matriz denotam o valor de preferência de um elemento frente ao outro. A Tabela A.11 apresenta os valores de preferência que compõem a matriz de comparação. Os valores pares da tabela são usados para a melhor estimativa do avaliador.

Então, a matriz de comparação com valores das preferências estabelecidas é quadrada de tal forma que:

$$A = \begin{bmatrix} 1 & a_{12} & \dots & a_{1n} \\ 1/a_{12} & 1 & & a_{2n} \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ 1/a_{1n} & 1/a_{2n} & & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{A.50})$$

Onde,

- A Matriz de comparação;
 a_{ij} Valor de preferência do elemento i em relação ao j .

Tabela A.11 – Valores de preferências (GARBER, 2002)

Parecer de preferência	Valor numérico
Absoluta	9
	8
Muito Forte	7
	6
Forte	5
	4
Moderada	3
	2
Igual	1

Os valores de preferência adotados para comparação devem se submeter às seguintes restrições:

- O elemento a_{ij} é sempre positivo;
- A preferência de um elemento em relação a ele mesmo é 1, ou seja, $a_{ii} = 1$;
- A preferência de um elemento j em relação ao elemento i é o inverso da preferência de i em relação ao elemento j , ou seja, $a_{ji} = 1/a_{ij}$.

A hierarquia das alternativas de solução (elementos) é realizada pela normalização de valores, no caso, cada coluna da matriz A . A comparação isolada de pares pode acarretar em inconsistência de valores de preferência estabelecidos. Por exemplo, uma vez que $a_{12} > a_{13}$, a_{32} não pode ser maior do que 1, pois há inconsistência pelo fato de $a_{23} > 1$.

Para avaliar tal fato, Saaty (1980) define como medida da razão de consistência como sendo:

$$RC = \frac{IC}{IR} \quad (A.51)$$

$$IC = \frac{\lambda_{m\acute{a}x} - n}{n - 1} \quad (A.52)$$

Onde,

IC	Índice de consistência;
IR	Índice randômico;
n	Número de linhas ou colunas da matriz;
RC	Razão de consistência;
$\lambda_{m\acute{a}x}$	Maior autovalor da matriz quadrada.

O índice randômico é apresentado em função de n como apresentado na Tabela A.12. O valor da razão de consistência aceitável é de no máximo 10%.

Tabela A.12 – Índices randômicos (GARBER, 2002)

n	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
IR	0,52	0,89	1,11	1,25	1,35	1,4	1,45	1,49	1,51	1,54	1,56	1,57	1,58

Para a escolha da alternativa de arranjo propulsivo, o método AHP aplicado é dividido na escolha do tipo de propulsores e motores (seção B.1) e escolha do arranjo propulsivo (seção B.2).

B.1 – Escolha do tipo de propulsores e motores

Para que haja padronização dos tipos de propulsores do SPD e uma otimização do sistema de potência, aplica-se o método AHP para a escolha do tipo de propulsores azimutais e/ou dutos a serem empregados, de tal forma que os motores e dispositivos de acionamento possuam a mesma concepção. A Tabela A.13 reúne as opções estudadas.

Tabela A.13 – Opções de solução para a escolha do tipo de propulsor e motor.

	Propulsor	Motor
Op1	passo fixo	corrente contínua
Op2	passo variável	corrente alternada
Op3	passo variável	Motor Diesel

Para a ponderação dos pareceres de preferência do método AHP, um levantamento das principais diferenças entre propulsores e motores das opções é realizada com os trabalhos de Ådnanes, Sørensen e Hackman (1997), Deter (1997), Harrington (1992) e Kallah (1997). Os principais pontos de destaque são:

- a) Propulsores de passo fixo são controlados por dispositivos de rotação variável com o intuito de ajustar a rotação do propulsor e reverter o empuxo. Propulsores de passo variável são normalmente, porém, nem sempre, controlados por motores com rotação constante, e o passo é reversível para fornecer o empuxo desejado;
- b) Consumo de energia: a potência entregue ao FPP é uma função do empuxo requerido. Pela sua natureza construtiva, pouca potência é consumida para baixos valores de empuxo e, quando o empuxo é nulo, a potência requerida é também nula. Porém, CPP's requerem uma potência de 20% da potência nominal para que o propulsor gere empuxo nulo. Isso acontece porque o propulsor exige certo torque para rotacionar mesmo com um passo em que não se gere empuxo;
- c) Conforme o aumento do empuxo, as potências do CPP e do FPP também aumentam de maneira muito similar, pois suas eficiências são praticamente idênticas. O CPP possui eficiência ligeiramente menor em relação ao FPP devido ao maior diâmetro do seu boço para a instalação dos mecanismos de mudança de passo. O motor DC do FPP possui também ligeiramente menor eficiência do que o motor AC do CPP. Portanto, os efeitos de cada configuração tendem a serem compensatórios e as configurações CPP e FPP com seus respectivos motores possuem eficiências muito próximas;
- d) A corrente consumida está em função do empuxo, porém, as curvas da corrente não são iguais para os motores de acionamento do FPP e do CPP, pois o fator de potência dos motores de indução (CPP) e dos conversores DC

(FPP) varia com a carga. Para baixos carregamentos, a estimativa é de que o CPP utilize 20% da potência e 35% da corrente máxima enquanto o FPP utiliza apenas 2% para ambas (KALLAH, 1997);

- e) A potência máxima dos motores é utilizada em breves períodos durante o posicionamento. Em geral, durante a vida operacional, os atuadores operam com menos do que a metade do empuxo máximo, em uma média entre 25% a 35% do empuxo máximo. Para esta faixa de atuação, o FPP utiliza menos potência e corrente do que o CPP;
- f) Erosão do propulsor: um CPP operando continuamente em rotação constante sofre mais erosão nas suas pás do que um FPP;
- g) Ruído: um propulsor FPP operando em baixa rotação gera menos ruído do que um propulsor CPP na sua rotação de operação;
- h) Complexibilidade e manutenção: FPP possui mecânica simples, mas uma relativa complexibilidade do conversor DC de alta potência. A mecânica do CPP é mais complexa, porém possui eletrônica de potência mais simples. Motores DC necessitam manutenção mais regular por apresentarem componentes internos que não são instalados em motores AC, tais como, buchas e comutadores. Em geral, o FPP possui menos partes submersas que necessitem manutenção, porém mais itens no compartimento de controle;
- i) Tamanho: Motores DC são pouco maiores do que motores AC devido aos componentes internos;
- j) Tempo de resposta: em geral, um propulsor CPP pode mudar mais rapidamente o passo do que o FPP possa mudar sua velocidade. Porém, uma mudança rápida no empuxo não significa necessariamente um melhor desempenho do posicionamento da embarcação, pois a inércia dos movimentos do navio implica em movimentações relativamente mais demoradas do que a resposta de ambos os tipos de configurações propulsivas (FPP ou CPP);
- k) Acurácia do empuxo: a geração do empuxo de um propulsor FPP é levemente mais acurado do que um CPP. Em geral, o CPP possui uma zona morta de empuxo, em torno de 1% a 2% do valor do empuxo máximo;

- l) Fadiga de sistemas elétricos: o empuxo comandado em sistemas DP é constantemente alterado em uma frequência de 0,25Hz até 1,0 Hz. Os sistemas DC são menos vulneráveis à frequência de acionamento do que sistemas AC, pois os componentes destes sistemas, tais como, relés e válvulas solenóides, possuem a vida útil diminuída com acionamentos cíclicos;
- m) Motores Diesel possuem, em geral, mais peso e tamanho do que motores elétricos. A inversão de rotação destes motores é mais difícil do que motores elétricos, porém, podem atingir elevadas potências.

Então, as matrizes de comparação podem ser completas utilizando as características identificadas de cada uma das opções estudadas, definindo-se os pareceres de preferência entre cada par de opções segundo os principais critérios de seleção (Tabela A.14 até Tabela A.23). Elegendo o grau de importância dos critérios eleitos pode-se escrever a matriz de critérios (Tabela A.24), e, assim, aplicar o método AHP.

Tabela A.14 – Matriz de comparação do custo de aquisição

C1											
Custo de aquisição					Matriz normalizada						
		Op1	Op2	Op3	Op1	Op3	Op4	Média	Consis.	λ max	3,10
Op1	FPP+DC	1	3	7	0,68	0,71	0,54	0,64	2,01	n	3
Op2	CPP+AC	1/3	1	5	0,23	0,24	0,38	0,28	0,87	CI	0,048
Op3	CPP+DI	1/7	1/5	1	0,10	0,05	0,08	0,07	0,22	IR(3)	0,52
soma		1,5	4,2	13,0						RC	9,3%

Tabela A.15 – Matriz de comparação do consumo de combustível em aquisição

C2											
Consumo de combustível em DP					Matriz normalizada						
		Op1	Op3	Op4	Op1	Op3	Op4	Média	Consis.	λ max	3,00
Op1	FPP+DC	1	5	5	0,71	0,71	0,71	0,71	2,14	n	3
Op2	CPP+AC	1/5	1	1	0,14	0,14	0,14	0,14	0,43	CI	0,000
Op3	CPP+DI	1/5	1	1	0,14	0,14	0,14	0,14	0,43	IR(4)	0,52
soma		1,4	7,0	7,0						RC	0,0%

Tabela A.16 – Matriz de comparação da complexibilidade e manutenção

C3											
Complexibilidade e manutenção					Matriz normalizada						
		Op1	Op3	Op4	Op1	Op3	Op4	Média	Consis.	λ max	3,10
Op1	FPP+DC	1	3	7	0,68	0,71	0,54	0,64	2,01	n	3
Op2	CPP+AC	1/3	1	5	0,23	0,24	0,38	0,28	0,87	CI	0,048
Op3	CPP+DI	1/7	1/5	1	0,10	0,05	0,08	0,07	0,22	IR(4)	0,52
soma		1,5	4,2	13,0						RC	9,3%

Tabela A.23 – Matriz de comparação do ruído

C10		Matriz normalizada								λ max 3,06 n 3 CI 0,028 IR(4) 0,52 RC 5,3%
Ruído		Op1	Op3	Op4	Op1	Op3	Op4	Média	Consis.	
Op1	FPP+DC	1	3	5	0,65	0,69	0,56	0,63	1,95	
Op2	CPP+AC	1/3	1	3	0,22	0,23	0,33	0,26	0,79	
Op3	CPP+DI	1/5	1/3	1	0,13	0,08	0,11	0,11	0,32	
soma		1.5	4.3	9.0						

Tabela A.24 – Matriz de critérios

		C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	C10
C1	Custo de aquisição	1	1	3	3	5	7	7	7	7	9
C2	Consumo de combustível em DP	1	1	3	3	5	7	7	7	7	9
C3	Complexibilidade e manutenção	1/3	1/3	1	1	4	6	6	6	6	8
C4	Eficiência	1/3	1/3	1	1	3	5	5	5	5	7
C5	Confiabilidade	1/5	1/5	1/4	1/3	1	3	3	3	3	6
C6	Arranjo e peso	1/7	1/7	1/4	1/5	1/3	1	1	3	3	5
C7	Facilidade de Controle	1/7	1/7	1/6	1/5	1/3	1	1	1	3	5
C8	Acurácia do empuxo	1/7	1/7	1/6	1/5	1/3	1/3	1	1	1	3
C9	Tempo de resposta	1/7	1/7	1/6	1/5	1/3	1/3	1/3	1	1	3
C10	Ruído	1/9	1/9	1/8	1/7	1/6	1/5	1/5	1/3	1/3	1
Soma coluna		3,55	3,55	9,13	9,28	19,50	30,87	31,53	34,33	36,33	56,00

Tabela A.25 – Matriz de critérios normalizada

		C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	C10	Média	Consis.
C1	Custo de aquisição	0,28	0,28	0,33	0,32	0,26	0,23	0,22	0,20	0,19	0,16	0,25	2,81
C2	Consumo de combustível em DP	0,28	0,28	0,33	0,32	0,26	0,23	0,22	0,20	0,19	0,16	0,25	2,81
C3	Complexibilidade e manutenção	0,09	0,09	0,11	0,11	0,21	0,19	0,19	0,17	0,17	0,14	0,15	1,70
C4	Eficiência	0,09	0,09	0,11	0,11	0,15	0,16	0,16	0,15	0,14	0,13	0,13	1,47
C5	Confiabilidade	0,06	0,06	0,03	0,04	0,05	0,10	0,10	0,09	0,08	0,11	0,07	0,77
C6	Arranjo e peso	0,04	0,04	0,03	0,02	0,02	0,03	0,03	0,09	0,08	0,09	0,05	0,49
C7	Facilidade de Controle	0,04	0,04	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03	0,08	0,09	0,04	0,42
C8	Acurácia do empuxo	0,04	0,04	0,02	0,02	0,02	0,01	0,03	0,03	0,03	0,05	0,03	0,30
C9	Tempo de resposta	0,04	0,04	0,02	0,02	0,02	0,01	0,01	0,03	0,03	0,05	0,03	0,27
C10	Ruído	0,03	0,03	0,01	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,01	0,15

Tabela A.26 – Razão de consistência da matriz de critérios

λ max	11,19
n	10
CI	0,133
IR(10)	1,49
RC	8,9%

Tabela A.27 – Matriz consolidada

	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	C10	Consolidação
Op1	0,64	0,71	0,64	0,20	0,26	0,45	0,45	0,63	0,24	0,63	54,9%
Op2	0,28	0,14	0,28	0,20	0,63	0,45	0,45	0,26	0,67	0,26	28,6%
Op3	0,07	0,14	0,07	0,60	0,11	0,09	0,09	0,11	0,09	0,11	16,4%

A matriz consolidada (Tabela A.27) aponta os propulsores com passo fixo acionados por motores de corrente contínua como sendo a solução eleita.

B.2 – Escolha do arranjo propulsivo

Os arranjos propulsivos propostos como alternativas são baseados nos arranjos de navios aliviadores mais encontrados e em recentes propostas (SPHAIER, 2009). Nestes arranjos, são considerados o tipo de atuador (principal com leme, azimutal ou duto), o tipo de propulsor de cada atuador (passo fixo ou variável), o tipo de motor e seus dispositivos de comando (Diesel, motor elétrico de corrente contínua ou alternada) e o sistema de potência. As opções de arranjo são apresentadas na Tabela A.28.

Tabela A.28 – Alternativas de arranjo propulsivo

	Propulsão Principal	Motor Principal	Geração de energia	Atuadores de popa	Atuadores de proa
Op1	2 CPP	Diesel Média Rotação	Auxiliar	2 dutos	1 duto / 1 azimutal
Op2	2 CPP	Diesel Média Rotação	Auxiliar	2 dutos	2 dutos / 1 azimutal
Op3	2 CPP	Diesel Média Rotação	Auxiliar / Ger. De eixo	2 dutos	1 duto / 1 azimutal
Op4	2 CPP	Diesel Média Rotação	Auxiliar / Ger. De eixo	2 dutos	2 dutos / 1 azimutal
Op5	1 CPP	Diesel Baixa Rotação	Auxiliar	1 duto / 1 azimutal	1 duto / 1 azimutal
Op6	1 CPP	Diesel Baixa Rotação	Auxiliar	1 duto / 1 azimutal	2 dutos / 1 azimutal
Op7	1 CPP	Diesel Baixa Rotação	Auxiliar / Ger. De eixo	1 duto / 1 azimutal	1 duto / 1 azimutal
Op8	1 CPP	Diesel Baixa Rotação	Auxiliar / Ger. De eixo	1 duto / 1 azimutal	2 dutos / 1 azimutal
Op9	1 CPP	Elétrico AC	Auxiliar	1 duto / 1 azimutal	1 duto / 1 azimutal
Op10	1 CPP	Elétrico AC	Auxiliar	1 duto / 1 azimutal	2 dutos / 1 azimutal

Os critérios para avaliação eleitos são:

- a) Custo de aquisição da propulsão principal (hélice e motor): leva em consideração o tamanho, peso, número de mancais, sistemas redutores. Instalações com dois propulsores principais tendem a ser mais caras;
- b) Custo do sistema de geração de energia elétrica;
- c) Custo de aquisição do sistema DP: em função do número e tipo de atuador. Propulsores azimutais, por exemplo, costumam ser mais caros do que dutos;
- d) Eficiência propulsiva em viagem: propulsores com maiores diâmetros tendem a ter melhor eficiência do que diâmetros menores, como o caso de navios com dois propulsores;
- e) Eficiência propulsiva em DP: dutos muito próximos aumentam as interações hidrodinâmicas e diminuem a eficiência;
- f) Potência de geração de energia instalada: navios em que motores elétricos são utilizados para a propulsão principal possuem capacidade ociosa de geração quando operam em modo DP. Motores Diesel podem ser usados para gerar energia elétrica, como ocorre com geradores de eixo, e fornecer torque ao propulsor, diminuindo assim a capacidade ociosa de geração elétrica;
- g) Confiabilidade: avaliada por diagrama de blocos dos principais elementos do SPD;
- h) Arranjo interno;
- i) Preferência do operador: certos operadores possuem predileção por operar com um determinado tipo de atuador ou com um número específico de propulsores.

Para a avaliação da confiabilidade dos arranjos, foram desenvolvidos os diagramas de blocos com os principais elementos do SPD (Figura A.13 até Figura A.22). Nos diagramas, a relação entre os elementos descreve o fluxo de informações, exceto aos arranjos com azimutais, que produzem redundância com proa e/ou popa e com propulsão principal.

Figura A.13 – Diagrama de blocos da opção 1

Figura A.14 – Diagrama de blocos da opção 2

Figura A.15 – Diagrama de blocos da opção 3

Figura A.16 – Diagrama de blocos da opção 4

Figura A.17 – Diagrama de blocos da opção 5

Figura A.18 – Diagrama de blocos da opção 6

Figura A.19 – Diagrama de blocos da opção 7

Figura A.20 – Diagrama de blocos da opção 8

Figura

Figura A.21 – Diagrama de blocos da opção 9

Aplicando o método AHP, as matrizes de comparação (Tabela A.31 até Tabela A.39) e a matriz de critérios (Tabela A.40) são escritas para o problema da escolha do melhor arranjo.

Tabela A.31 – Matriz de comparação do custo de aquisição da prop. principal

C1 Custo de aquisição (propulsão e motor principal)

	Op1	Op2	Op3	Op4	Op5	Op6	Op7	Op8	Op9	Op10
Op1	1	1	1	1	1/2	1/2	1/2	1/2	1/3	1/3
Op2	1	1	1	1	1/2	1/2	1/2	1/2	1/3	1/3
Op3	1	1	1	1	1/2	1/2	1/2	1/2	1/3	1/3
Op4	1	1	1	1	1/2	1/2	1/2	1/2	1/3	1/3
Op5	2	2	2	2	1	1	1	1	1/4	1/4
Op6	2	2	2	2	1	1	1	1	1/4	1/4
Op7	2	2	2	2	1	1	1	1	1/4	1/4
Op8	2	2	2	2	1	1	1	1	1/4	1/4
Op9	3	3	3	3	4	4	4	4	1	1
Op10	3	3	3	3	4	4	4	4	1	1
soma	18,00	18,00	18,00	18,00	14,00	14,00	14,00	14,00	4,33	4,33

λ max	10,44
n	10
CI	0,049
IR(10)	1,49
RC	3,3%

	Op1	Op2	Op3	Op4	Op5	Op6	Op7	Op8	Op9	Op10	média	consis.
Op1	0,056	0,056	0,056	0,056	0,036	0,036	0,036	0,036	0,077	0,077	0,052	0,528
Op2	0,056	0,056	0,056	0,056	0,036	0,036	0,036	0,036	0,077	0,077	0,052	0,528
Op3	0,056	0,056	0,056	0,056	0,036	0,036	0,036	0,036	0,077	0,077	0,052	0,528
Op4	0,056	0,056	0,056	0,056	0,036	0,036	0,036	0,036	0,077	0,077	0,052	0,528
Op5	0,111	0,111	0,111	0,111	0,071	0,071	0,071	0,071	0,058	0,058	0,085	0,867
Op6	0,111	0,111	0,111	0,111	0,071	0,071	0,071	0,071	0,058	0,058	0,085	0,867
Op7	0,111	0,111	0,111	0,111	0,071	0,071	0,071	0,071	0,058	0,058	0,085	0,867
Op8	0,111	0,111	0,111	0,111	0,071	0,071	0,071	0,071	0,058	0,058	0,085	0,867
Op9	0,167	0,167	0,167	0,167	0,286	0,286	0,286	0,286	0,231	0,231	0,227	2,430
Op10	0,167	0,167	0,167	0,167	0,286	0,286	0,286	0,286	0,231	0,231	0,227	2,430

Tabela A.32 – Matriz de comparação do custo de aquisição do sist. de geração

C2 Custo de aquisição do sistema de geração

	Op1	Op2	Op3	Op4	Op5	Op6	Op7	Op8	Op9	Op10
Op1	1	1	3	3	1	1	3	3	7	7
Op2	1	1	3	3	1	1	3	3	7	7
Op3	1/3	1/3	1	1	3	3	1	1	3	3
Op4	1/3	1/3	1	1	3	3	1	1	3	3
Op5	1	1	1/3	1/3	1	1	3	3	7	7
Op6	1	1	1/3	1/3	1	1	3	3	7	7
Op7	1/3	1/3	1	1	1/3	1/3	1	1	3	3
Op8	1/3	1/3	1	1	1/3	1/3	1	1	3	3
Op9	1/7	1/7	1/3	1/3	1/7	1/7	1/3	1/3	1	1
Op10	1/7	1/7	1/3	1/3	1/7	1/7	1/3	1/3	1	1
soma	5,62	5,62	11,33	11,33	10,95	10,95	16,67	16,67	42,00	42,00

λ max	11,25
n	10
CI	0,139
IR(10)	1,49
RC	9,3%

	Op1	Op2	Op3	Op4	Op5	Op6	Op7	Op8	Op9	Op10	média	consis.
Op1	0,178	0,178	0,265	0,265	0,091	0,091	0,180	0,180	0,167	0,167	0,176	1,958
Op2	0,178	0,178	0,265	0,265	0,091	0,091	0,180	0,180	0,167	0,167	0,176	1,958
Op3	0,059	0,059	0,088	0,088	0,274	0,274	0,060	0,060	0,071	0,071	0,111	1,371
Op4	0,059	0,059	0,088	0,088	0,274	0,274	0,060	0,060	0,071	0,071	0,111	1,371
Op5	0,178	0,178	0,029	0,029	0,091	0,091	0,180	0,180	0,167	0,167	0,129	1,368
Op6	0,178	0,178	0,029	0,029	0,091	0,091	0,180	0,180	0,167	0,167	0,129	1,368
Op7	0,059	0,059	0,088	0,088	0,030	0,030	0,060	0,060	0,071	0,071	0,062	0,682
Op8	0,059	0,059	0,088	0,088	0,030	0,030	0,060	0,060	0,071	0,071	0,062	0,682
Op9	0,025	0,025	0,029	0,029	0,013	0,013	0,020	0,020	0,024	0,024	0,022	0,247
Op10	0,025	0,025	0,029	0,029	0,013	0,013	0,020	0,020	0,024	0,024	0,022	0,247

Tabela A.35 – Matriz de comparação da eficiência propulsiva

C5 Eficiência propulsiva em DP

	Op1	Op2	Op3	Op4	Op5	Op6	Op7	Op8	Op9	Op10
Op1	1	1	1	1	1/7	1/5	1/7	1/5	1/7	1/5
Op2	1	1	1	1	1/7	1/5	1/7	1/5	1/7	1/5
Op3	1	1	1	1	1/7	1/5	1/7	1/5	1/7	1/5
Op4	1	1	1	1	1/7	1/5	1/7	1/5	1/7	1/5
Op5	7	7	7	7	1	3	1	3	1	3
Op6	5	5	5	5	1/3	1	1/3	1	1/3	1
Op7	7	7	7	7	1	3	1	3	1	3
Op8	5	5	5	5	1/3	1	1/3	1	1/3	1
Op9	7	7	7	7	1	3	1	3	1	3
Op10	5	5	5	5	1/3	1	1/3	1	1/3	1
soma	40,00	40,00	40,00	40,00	4,57	12,80	4,57	12,80	4,57	12,80

λ max	10,33
n	10
CI	0,037
IR(10)	1,49
RC	2,5%

	Op1	Op2	Op3	Op4	Op5	Op6	Op7	Op8	Op9	Op10	média	consis.
Op1	0,025	0,025	0,025	0,025	0,031	0,016	0,031	0,016	0,031	0,016	0,024	0,242
Op2	0,025	0,025	0,025	0,025	0,031	0,016	0,031	0,016	0,031	0,016	0,024	0,242
Op3	0,025	0,025	0,025	0,025	0,031	0,016	0,031	0,016	0,031	0,016	0,024	0,242
Op4	0,025	0,025	0,025	0,025	0,031	0,016	0,031	0,016	0,031	0,016	0,024	0,242
Op5	0,175	0,175	0,175	0,175	0,219	0,234	0,219	0,234	0,219	0,234	0,206	2,149
Op6	0,125	0,125	0,125	0,125	0,073	0,078	0,073	0,078	0,073	0,078	0,095	0,973
Op7	0,175	0,175	0,175	0,175	0,219	0,234	0,219	0,234	0,219	0,234	0,206	2,149
Op8	0,125	0,125	0,125	0,125	0,073	0,078	0,073	0,078	0,073	0,078	0,095	0,973
Op9	0,175	0,175	0,175	0,175	0,219	0,234	0,219	0,234	0,219	0,234	0,206	2,149
Op10	0,125	0,125	0,125	0,125	0,073	0,078	0,073	0,078	0,073	0,078	0,095	0,973

Tabela A.36 – Matriz de comparação da potência instalada

C6 Potência de geração instalada

	Op1	Op2	Op3	Op4	Op5	Op6	Op7	Op8	Op9	Op10
Op1	1	1	1/3	1/3	1	1	1/3	1/3	7	7
Op2	1	1	1/3	1/3	1	1	1/3	1/3	7	7
Op3	3	3	1	1	3	3	1	1	5	5
Op4	3	3	1	1	3	3	1	1	5	5
Op5	1	1	1/3	1/3	1	1	1/3	1/3	7	7
Op6	1	1	1/3	1/3	1	1	1/3	1/3	7	7
Op7	3	3	1	1	3	3	1	1	5	5
Op8	3	3	1	1	3	3	1	1	5	5
Op9	1/7	1/7	1/5	1/5	1/7	1/7	1/5	1/5	1	1
Op10	1/7	1/7	1/5	1/5	1/7	1/7	1/5	1/5	1	1
soma	16,29	16,29	5,73	5,73	16,29	16,29	5,73	5,73	50,00	50,00

λ max	10,83
n	10
CI	0,093
IR(10)	1,49
RC	6,2%

	Op1	Op2	Op3	Op4	Op5	Op6	Op7	Op8	Op9	Op10	média	consis.
Op1	0,061	0,061	0,058	0,058	0,061	0,061	0,058	0,058	0,140	0,140	0,076	0,822
Op2	0,061	0,061	0,058	0,058	0,061	0,061	0,058	0,058	0,140	0,140	0,076	0,822
Op3	0,184	0,184	0,174	0,174	0,184	0,184	0,174	0,174	0,100	0,100	0,163	1,778
Op4	0,184	0,184	0,174	0,174	0,184	0,184	0,174	0,174	0,100	0,100	0,163	1,778
Op5	0,061	0,061	0,058	0,058	0,061	0,061	0,058	0,058	0,140	0,140	0,076	0,822
Op6	0,061	0,061	0,058	0,058	0,061	0,061	0,058	0,058	0,140	0,140	0,076	0,822
Op7	0,184	0,184	0,174	0,174	0,184	0,184	0,174	0,174	0,100	0,100	0,163	1,778
Op8	0,184	0,184	0,174	0,174	0,184	0,184	0,174	0,174	0,100	0,100	0,163	1,778
Op9	0,009	0,009	0,035	0,035	0,009	0,009	0,035	0,035	0,020	0,020	0,021	0,217
Op10	0,009	0,009	0,035	0,035	0,009	0,009	0,035	0,035	0,020	0,020	0,021	0,217

Tabela A.37 – Matriz de comparação da confiabilidade

C7 Confiabilidade

	Op1	Op2	Op3	Op4	Op5	Op6	Op7	Op8	Op9	Op10
Op1	1	1	1	1	1	1	1	1	1/3	1/3
Op2	1	1	1	1	1	1	1	1	1/3	1/3
Op3	1	1	1	1	1	1	1	1	1/3	1/3
Op4	1	1	1	1	1	1	1	1	1/3	1/3
Op5	1	1	1	1	1	1	1	1	1/3	1/3
Op6	1	1	1	1	1	1	1	1	1/3	1/3
Op7	1	1	1	1	1	1	1	1	1/3	1/3
Op8	1	1	1	1	1	1	1	1	1/3	1/3
Op9	3	3	3	3	3	3	3	3	1	1
Op10	3	3	3	3	3	3	3	3	1	1
soma	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	4,67	4,67

λ max	10,00
n	10
CI	0,000
IR(10)	1,49
RC	0,0%

	Op1	Op2	Op3	Op4	Op5	Op6	Op7	Op8	Op9	Op10	média	consis.
Op1	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,714
Op2	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,714
Op3	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,714
Op4	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,714
Op5	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,714
Op6	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,714
Op7	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,714
Op8	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,714
Op9	0,214	0,214	0,214	0,214	0,214	0,214	0,214	0,214	0,214	0,214	0,214	2,143
Op10	0,214	0,214	0,214	0,214	0,214	0,214	0,214	0,214	0,214	0,214	0,214	2,143

Tabela A.38 – Matriz de comparação do arranjo e peso

C8 Arranjo/Peso

	Op1	Op2	Op3	Op4	Op5	Op6	Op7	Op8	Op9	Op10
Op1	1	3	1	3	1	1	1	3	1/5	1/5
Op2	1/3	1	1/3	1	1/3	1/3	1/3	1	1/3	1/3
Op3	1	3	1	3	1	1	1	3	1/5	1/5
Op4	1/3	1	1/3	1	1/3	1/3	1/3	1	1/3	1/3
Op5	1	3	1	3	1	1	1	3	1/5	1/5
Op6	1	3	1	3	1	1	1	3	1/5	1/5
Op7	1	3	1	3	1	1	1	3	1/5	1/5
Op8	1/3	1	1/3	1	1/3	1/3	1/3	1	1/3	1/3
Op9	5	3	5	3	5	5	5	3	1	1
Op10	5	3	5	3	5	5	5	3	1	1
soma	16,00	24,00	16,00	24,00	16,00	16,00	16,00	24,00	4,00	4,00

λ max	11,10
n	10
CI	0,122
IR(10)	1,49
RC	8,2%

	Op1	Op2	Op3	Op4	Op5	Op6	Op7	Op8	Op9	Op10	média	consis.
Op1	0,063	0,125	0,063	0,125	0,063	0,063	0,063	0,125	0,050	0,050	0,079	0,848
Op2	0,021	0,042	0,021	0,042	0,021	0,021	0,021	0,042	0,083	0,083	0,040	0,413
Op3	0,063	0,125	0,063	0,125	0,063	0,063	0,063	0,125	0,050	0,050	0,079	0,848
Op4	0,021	0,042	0,021	0,042	0,021	0,021	0,021	0,042	0,083	0,083	0,040	0,413
Op5	0,063	0,125	0,063	0,125	0,063	0,063	0,063	0,125	0,050	0,050	0,079	0,848
Op6	0,063	0,125	0,063	0,125	0,063	0,063	0,063	0,125	0,050	0,050	0,079	0,848
Op7	0,063	0,125	0,063	0,125	0,063	0,063	0,063	0,125	0,050	0,050	0,079	0,848
Op8	0,021	0,042	0,021	0,042	0,021	0,021	0,021	0,042	0,083	0,083	0,040	0,413
Op9	0,313	0,125	0,313	0,125	0,313	0,313	0,313	0,125	0,250	0,250	0,244	2,813
Op10	0,313	0,125	0,313	0,125	0,313	0,313	0,313	0,125	0,250	0,250	0,244	2,813

Tabela A.39 – Matriz de comparação da preferência do operador

C9 Preferência armador

	Op1	Op2	Op3	Op4	Op5	Op6	Op7	Op8	Op9	Op10
Op1	1	1/3	1	1/3	1/5	1/9	1/3	1/5	1	1/3
Op2	3	1	3	1	1/3	1/7	1	1/3	3	1
Op3	1	1/3	1	1/3	1/5	1/9	1/3	1/5	1	1/3
Op4	3	1	3	1	1/3	1/7	1	1/3	3	1
Op5	5	3	5	3	1	1/3	3	1	5	3
Op6	9	7	9	7	3	1	7	3	9	7
Op7	3	1	3	1	1/3	1/7	1	1/3	3	1
Op8	5	3	5	3	1	1/3	3	1	5	3
Op9	1	1/3	1	1/3	1/5	1/9	1/3	1/5	1	1/3
Op10	3	1	3	1	1/3	1/7	1	1/3	3	1
soma	34,00	18,00	34,00	18,00	6,93	2,57	18,00	6,93	34,00	18,00

λ max	10,33
n	10
CI	0,036
IR(10)	1,49
RC	2,4%

	Op1	Op2	Op3	Op4	Op5	Op6	Op7	Op8	Op9	Op10	média	consis.
Op1	0,029	0,019	0,029	0,019	0,029	0,043	0,019	0,029	0,029	0,019	0,026	0,265
Op2	0,088	0,056	0,088	0,056	0,048	0,056	0,056	0,048	0,088	0,056	0,064	0,646
Op3	0,029	0,019	0,029	0,019	0,029	0,043	0,019	0,029	0,029	0,019	0,026	0,265
Op4	0,088	0,056	0,088	0,056	0,048	0,056	0,056	0,048	0,088	0,056	0,064	0,646
Op5	0,147	0,167	0,147	0,167	0,144	0,130	0,167	0,144	0,147	0,167	0,153	1,587
Op6	0,265	0,389	0,265	0,389	0,433	0,389	0,389	0,433	0,265	0,389	0,360	3,775
Op7	0,088	0,056	0,088	0,056	0,048	0,056	0,056	0,048	0,088	0,056	0,064	0,646
Op8	0,147	0,167	0,147	0,167	0,144	0,130	0,167	0,144	0,147	0,167	0,153	1,587
Op9	0,029	0,019	0,029	0,019	0,029	0,043	0,019	0,029	0,029	0,019	0,026	0,265
Op10	0,088	0,056	0,088	0,056	0,048	0,056	0,056	0,048	0,088	0,056	0,064	0,646

Tabela A.40 – Matriz de critérios

		C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9
C1	Custo de aquisição (propulsão e motor principal)	1	1	1	1/3	1	7	3	5	1/4
C2	Custo de aquisição do sistema de geração	1	1	1	1/3	1	7	3	5	1/4
C3	Custo de aquisição do sistema DP	1	1	1	1/3	1	7	3	5	1/4
C4	Eficiência propulsiva em viagem	3	3	3	1	3	9	5	6	1/3
C5	Eficiência propulsiva em DP	1	1	1	1/3	1	5	3	3	1/3
C6	Potência de geração instalada	1/7	1/7	1/7	1/9	1/5	1	1/3	3	1/5
C7	Confiabilidade	1/3	1/3	1/3	1/5	1/3	3	1	3	1/9
C8	Arranjo/Peso	1/5	1/5	1/5	1/6	1/3	1/3	1/3	1	1/9
C9	Preferência armador	3	3	3	2	2	4	7	9	1
Soma coluna		10.68	10.68	10.68	4.81	9.87	43.33	25.67	40.00	2.84

Tabela A.41 – Matriz de critérios normalizada

	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	Média	Consis.
C1	0,094	0,094	0,094	0,069	0,101	0,162	0,117	0,125	0,088	0,105	1,006
C2	0,094	0,094	0,094	0,069	0,101	0,162	0,117	0,125	0,088	0,105	1,006
C3	0,094	0,094	0,094	0,069	0,101	0,162	0,117	0,125	0,088	0,105	1,006
C4	0,281	0,281	0,281	0,208	0,304	0,208	0,195	0,150	0,117	0,225	2,171
C5	0,094	0,094	0,094	0,069	0,101	0,115	0,117	0,075	0,117	0,097	0,923
C6	0,013	0,013	0,013	0,023	0,020	0,023	0,013	0,075	0,070	0,029	0,257
C7	0,031	0,031	0,031	0,042	0,034	0,069	0,039	0,075	0,039	0,043	0,414
C8	0,019	0,019	0,019	0,035	0,034	0,008	0,013	0,025	0,039	0,023	0,210
C9	0,281	0,281	0,281	0,416	0,203	0,092	0,273	0,225	0,352	0,267	2,487

Tabela A.42 – Razão de consistência da matriz de critérios

λ max	9,48
n	9
CI	0,060
IR(9)	1,45
RC	4,1%

Tabela A.43 – Matriz consolidada

	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	Decisão
Op1	0,052	0,176	0,150	0,029	0,024	0,076	0,071	0,079	0,026	6,28%
Op2	0,052	0,176	0,050	0,029	0,024	0,076	0,071	0,040	0,064	6,14%
Op3	0,052	0,111	0,150	0,029	0,024	0,163	0,071	0,079	0,026	5,85%
Op4	0,052	0,111	0,050	0,029	0,024	0,163	0,071	0,040	0,064	5,71%
Op5	0,085	0,129	0,150	0,147	0,206	0,076	0,071	0,079	0,153	13,92%
Op6	0,085	0,129	0,050	0,147	0,095	0,076	0,071	0,079	0,360	17,34%
Op7	0,085	0,062	0,150	0,147	0,206	0,163	0,071	0,079	0,064	11,10%
Op8	0,085	0,062	0,050	0,147	0,095	0,163	0,071	0,040	0,153	11,25%
Op9	0,227	0,022	0,150	0,147	0,206	0,021	0,214	0,244	0,026	11,76%
Op10	0,227	0,022	0,050	0,147	0,095	0,021	0,214	0,244	0,064	10,64%

A matriz consolidada indica a opção 6 de arranjo como a mais indicada, que possui dois dutos e um azimuthal na proa, um duto e um azimuthal na popa e um propulsor principal.

APÊNDICE C – DIAGRAMAS DE CAPACIDADE DE VENTO DO NAVIO DP2+

Este apêndice apresenta diagramas de capacidade de vento do navio aliviador DP2+ para a condição intacta dos atuadores. A velocidade de incidência e seu valor estão indicados na Tabela A.44, que também resume os gráficos gerados. Os diagramas de capacidade são apresentados na Figura A.23 até Figura A.30.

Tabela A.44 – Diagramas de capacidade do navio DP2+

Nome	Vc [m/s]	Calado
OP1	0,50	40%
OP2	1,00	40%
OP3	1,50	40%
OP4	2,00	40%
OP5	0,50	100%
OP6	1,00	100%
OP7	1,50	100%
OP8	2,00	100%

Diagrama de capacidade para DP2 + (OP1)

Figura A.23 - Diagrama de capacidade Ref. (OP1)

Diagrama de capacidade para DP2 + (OP2)

Figura A.24 – Diagrama de capacidade Ref. (OP2)

Diagrama de capacidade para DP2 + (OP3)

Figura A.25 – Diagrama de capacidade Ref. (OP3)

Diagrama de capacidade para DP2 + (OP4)

Figura A.26 – Diagrama de capacidade Ref. (OP4)

Diagrama de capacidade para DP2 + (OP5)

Figura A.27 – Diagrama de capacidade Ref. (OP5)

Diagrama de capacidade para DP2 + (OP6)

Figura A.28 – Diagrama de capacidade Ref. (OP6)

Diagrama de capacidade para DP2 + (OP7)

Figura A.29 – Diagrama de capacidade Ref. (OP7)

Diagrama de capacidade para DP2 + (OP8)

Figura A.30 – Diagrama de capacidade Ref. (OP8)

APÊNDICE D – RESULTADOS DE SIMULAÇÃO DO NAVIO DP2+

D.1 – SIMULAÇÃO 1: CONDIÇÃO INTACTA

Figura A.31 - Esforços ambientais e posição dos sistemas flutuantes da simulação

Figura A.32 - Resultado da simulação em *footprint*

Figura A.33 - Força de controle e ambiental em X

Figura A.34 - Força de controle e ambiental em Y

Figura A.35 - Momento de controle e ambiental

Figura A.36 - Posição e referência em X

Figura A.37 - Posição em Y e referência

Figura A.38 - Distância mínima entre aliviador e FPSO

Figura A.39 - Força de comando do duto de proa 1

Figura A.40 - Força de comando do duto de proa 2

Figura A.41 - Força de comando do azimuthal de proa

Figura A.42 - Força de comando do azimuthal de popa

Figura A.43 - Força de comando do duto de popa

Figura A.44 - Força de comando do propulsor principal

Figura A.53 - Força de comando do duto de proa 1

Figura A.54 - Força de comando do duto de proa 2

Figura A.55 - Força de comando do azimuthal de proa

Figura A.56 - Força de comando do azimuthal de popa

Figura A.57 - Força de comando do duto de popa

Figura A.58 - Força de comando do propulsor principal

D.3 – SIMULAÇÃO 3: FALHA DO DUTO DE PROA 2

Figura A.59 - Esforços ambientais e posição dos sistemas flutuantes da simulação

Figura A.60 - Resultado da simulação em footprint

Figura A.61 - Força de controle e ambiental em

Figura A.62 - Força de controle e ambiental em Y

Figura A.63 - Momento de controle e ambiental

Figura A.64 - Posição e referência em X

Figura A.65 - Posição em Y e referência

Figura A.66 - Distância mínima entre aliviador e FPSO

Figura A.67 - Força de comando do duto de proa 1

Figura A.68 - Força de comando do duto de proa 2

Figura A.69 - Força de comando do azimuthal de proa

Figura A.70 - Força de comando do azimuthal de popa

Figura A.71 - Força de comando do duto de popa

Figura A.72 - Força de comando do propulsor principal

D.4 – SIMULAÇÃO 4: FALHA DO AZIMUTAL DE PROA

Figura A.73 - Esforços ambientais e posição dos sistemas flutuantes da simulação

Figura A.75 - Força de controle e ambiental em

Figura A.74 - Resultado da simulação em footprint

Figura A.76 - Força de controle e ambiental em Y

Figura A.77 - Momento de controle e ambiental

Figura A.79 - Posição em Y e referência

Figura A.78 - Posição e referência em X

Figura A.80 - Distância mínima entre aliviador e FPSO

Figura A.81 - Força de comando do duto de proa 1

Figura A.82 - Força de comando do duto de proa 2

Figura A.83 - Força de comando do azimuthal de proa

Figura A.84 - Força de comando do azimuthal de popa

Figura A.85 - Força de comando do duto de popa

Figura A.86 - Força de comando do propulsor principal

D.5 – SIMULAÇÃO 5: FALHA DO DUTO DE POPA

Figura A.87 - Esforços ambientais e posição dos sistemas flutuantes da simulação

Figura A.88 - Resultado da simulação em footprint

Figura A.89 - Força de controle e ambiental em

Figura A.90 - Força de controle e ambiental em Y

Figura A.91 - Momento de controle e ambiental

Figura A.92 - Posição e referência em X

Figura A.93 - Posição em Y e referência

Figura A.94 - Distância mínima entre aliviador e FPSO

Figura A.95 - Força de comando do duto de proa 1

Figura A.96 - Força de comando do duto de proa 2

Figura A.97 - Força de comando do azimutal de proa

Figura A.98 - Força de comando do azimutal de popa

Figura A.99 - Força de comando do duto de popa

Figura A.100 - Força de comando do propulsor principal

D.6 – SIMULAÇÃO 6: FALHA DO AZIMUTAL DE POPA

Figura A.101 - Esforços ambientais e posição dos sistemas flutuantes da simulação

Figura A.102 - Resultado da simulação em footprint

Figura A.103 - Força de controle e ambiental em

Figura A.104 - Força de controle e ambiental em Y

Figura A.105 - Momento de controle e ambiental

Figura A.106 - Posição e referência em X

Figura A.107 - Posição em Y e referência

Figura A.108 - Distância mínima entre aliviador e FPSO

Figura A.109 - Força de comando do duto de proa 1

Figura A.110 - Força de comando do duto de proa 2

Figura A.111 - Força de comando do azimuthal de proa

Figura A.112 - Força de comando do azimuthal de popa

Figura A.113 - Força de comando do duto de popa

Figura A.114 - Força de comando do propulsor principal

D.7 – SIMULAÇÃO 7: FALHA DO PROPULSOR PRINCIPAL

Figura A.115 - Esforços ambientais e posição dos sistemas flutuantes da simulação

Figura A.116 - Resultado da simulação em *footprint*

Figura A.117 - Força de controle e ambiental em X

Figura A.118 - Força de controle e ambiental em Y

Figura A.119 - Momento de controle e ambiental

Figura A.120 - Posição e referência em X

Figura A.121 - Posição em Y e referência

Figura A.122 - Distância mínima entre aliviador e FPSO

Figura A.123 - Força de comando do duto de proa 1

Figura A.124 - Força de comando do duto de proa 2

Figura A.125 - Força de comando do azimuthal de proa

Figura A.126 - Força de comando do azimuthal de popa

Figura A.127 - Força de comando do duto de popa

Figura A.128 - Força de comando do propulsor principal

ANEXO A – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DA CÉLULA DE CARGA

Tabela A.45 – Características técnicas da célula de carga

Capacidade Nominal - kg	1
Material	Alumínio Anodizado
Sensibilidade mv/v	2 +/- 10%
Erro combinado - % saída nominal	< 0,03
Creep à capacidade nominal - % saída nominal	20 min: < 0,03 08 hrs: < 0,05
Zero inicial - % saída nominal	+/- 1
Temperatura de trabalho útil - °C	- 5 a + 60
Temperatura de trabalho compensada - °C	0 a + 50
Erro excentricidade conforme OIML	> 3.000 divisões
Efeito da temperatura - ppm/°C da saída nominal	no zero: < 30 na calibração: < 10
Máx. sobrecarga s/ alterações - % cap. nominal	150
Sobrecarga de ruptura - % cap. nominal	300
Excitação VCC ou VCA	máxima: 15 recomendada: 10
Resistência elétrica entrada - ohms	405 +/- 10
Resistência elétrica saída - ohms	350 +/- 1
Resistência de isolamento (50 VCC máx.) - megaohms	> 5.000
Deflexão máxima - mm a cap. nominal	< 1
Grau de proteção (IEC 529)	IP67
Plataforma máxima - mm	200 x 200 270 x 270

ANEXO B – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DA CÉLULA DE TORQUE

Model MRT Miniature Reaction Torque Transducer

Why the Interface model MRT Miniature Reaction Torque Cell is the best in class:

- Proprietary Interface temperature compensated strain gages
- Low capacity - as low as 1.77 in-lb (0.2 Nm)
- Small size - 1.6 in OD x 1.25 in
- Excellent linearity & repeatability
- Low deflection - high torsional stiffness

DIMENSIONS	
See Drawing	CAPACITY (Nm) 0.2, 2, 20
	Inch (mm)
(1)	M5 x 0.8 - 6H x 0.20 Deep
(2)	.119 ±0.001 (3.02 ±0.03)
(3)	.237 thru (6.02)
(4)	.984 (24.99)
(5)	1.375 (34.95)
(6)	1.25 (31.8)
(7)	1.60 (40.6)
(8)	1.50 (38.1)
(9)	M5 x 0.8 - 6H x 0.20 Deep

SPECIFICATIONS	
Standard Capacities (Nm).....	0.2, 2, 20
Equivalent (In-lb)	1.77, 17.7, 177
ACCURACY – (MAX ERROR)	
Nonlinearity-% FS	±0.10
Hysteresis-% FS	±0.10
Nonrepeatability-% RO	±0.05
Creep, In 20 min-%	±0.10
TEMPERATURE	
Compensated Range-°F	-15 to 115
Compensated Range-°C	-10 to 45
Operating Range-°F	-65 to 200
Operating Range-°C	-55 to 90
Effect on Zero-% RO/100°F	±0.20
Effect on Output-%/100°F	±0.10
ELECTRICAL	
Rated Output-mV/V (Nominal)	2.00 ±0.30
Zero Balance-% RO	±1.0
Input Resistance-Ohms	700 + 100/-7
Output Resistance-Ohms	700 ±7
Insulation Resistance-Megohm	>5000
Excitation, Nominal	10 VDC
Excitation, Maximum	20 VDC
MECHANICAL	
Overload:	
-safe torsion-% CAP	±150
-ultimate torsion-% CAP	±400
-safe side load-N	13, 110, 400
-lbf	3, 25, 90
-safe overhung moment-% CAP	100
-safe mounting torque-Nm	0.3, 3, 9
-in-lb	2.7, 27, 80
Deflection at capacity-radian	0.007, 0.003, 0.003
Cable length-feet	5

Figura A.129 – Características técnicas da célula de torque

ANEXO C – INSTRUMENTAÇÃO PARA A MEDIDA DA FORÇA DE EMPUXO

Para a obtenção experimental do valor da força de empuxo dos propulsores, a opção foi uma instrumentação com extensômetros elétricos em tubos de alumínio com uma das extremidades fixadas no modelo e outra numa estrutura fixa por meio de suportes. Para cada direção das forças, ou seja, força em x e força em y, foi instalada uma ponte extensométrica completa respectivamente nas extremidades do tubo próximo ao engastamento deste com a bucha suporte. Os extensômetros foram colados longitudinalmente próximos à linha de centro e os pares 1 - 2 e 2 - 4 são exatamente opostos entre si. O posicionamento dessa instrumentação é mostrado na Figura A.130.

Figura A.130 - Configuração dos extensômetros posicionados no tubo

A ligação dos extensômetros na ponte de Wheatstone, para posterior alimentação e leitura, segue o esquema mostrado na Figura B.2.

Marca do gage: KYOWA;
 Tipo: KFG-5-120-C1-23;
 Compensação para temperatura: ALUMINUN;
 Comprimento do gage: 5 mm;
 Resistência do gage: $119,8 \pm 0,2$ ohms

Figura A.131 - Configuração dos extensômetros na ponte de Wheatstone

Dois tubos de alumínio com dimensões distintas são instrumentados, porém, os extensômetros utilizados nas duas células de carga são do mesmo tipo. A tabela B.1 apresenta a dimensão dos dois tubos instrumentados.

Tabela A.46– Dimensões dos dutos instrumentados

MEDIDA	Tubo 1	Tubo 2
Material	Alumínio	Alumínio
L [mm]	500	980
D	3/4"	1 3/4"
e	1/16"	1/8"

ANEXO D – DADOS PARA O PROGRAMA DE SIMULAÇÃO OFFSHORE DYNASIM®

O anexo D apresenta as dimensões do FPSO e do navio aliviador e as constantes do controlador e do filtro *notch* utilizados na simulação dinâmica. Maiores detalhes sobre o programa podem ser vistos em (NISHIMOTO; FUCATU; MASETTI, 2001).

Tabela A.47 – Dimensões do FPSO e navio aliviador

Dimensão	FPSO	ALIVIADOR
Lpp [m]	320,00	258,00
B [m]	54,50	46,00
H [m]	21,00	17,48
D [m]	27,00	24,40
Área molhada [m ²]	27.342	16.263
Área lateral projetada ao vento [m ²]	9.542	2.100
Área frontal projetada ao vento [m ²]	1.831	614
m [kg]	3,11E+11	1,75e+08
Iz [kg.m ²]	1,99E+18	8,61e+08

Tabela A.48 – Constantes do controlador PID

Dimensão	Valor	Unidade
Kpx	2,01E+02	kN/m
Kpy	3,56E+02	kN/m
Kpzz	1,51E+06	kN/rad
Diz	1,31E+00	kN/m.s
Kiy	2,31E+00	kN/m.s
Kizz	9,76E+03	kN/rad.s
Kdx	1,57E+04	kN.s/m
Kdy	2,77E+04	kN.s/m
Kdzz	1,17E+08	kN.s/rad

Tabela A.49 – Parâmetros do filtro *Notch*

Dimensão	Valor
ξ	0,10
ω_1	0,40
ω_2	0,63
ω_3	1,00