

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Método de Estimativa de Potência e Especificação de
Sistema de Propulsão Azimutal para Embarcações
Fluviais**

João Pedro Raggio Cassandra

Rio de Janeiro

Junho de 2019

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Método de Estimativa de Potência e Especificação de
Sistema de Propulsão Azimutal para Embarcações
Fluviais**

João Pedro Raggio Cassandra

Projeto Final apresentado em cumprimento às
normas do Departamento de Educação Superior
do CEFET/RJ, como parte dos requisitos para obtenção
do título de Bacharel em Engenharia Mecânica
Prof. Orientador: Alexandre Alves Santiago

Rio de Janeiro

Junho de 2019

RESUMO

CASSANDRA, João Pedro. **Método de Estimativa de Potência e Especificação de sistema de Propulsão Azimutal para Embarcações Fluviais**. 2019. 120. Trabalho de Conclusão de Curso – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2019.

Este trabalho tem como objetivo apresentar um roteiro para projeto de um mecanismo de propulsão azimutal para uma determinada embarcação fluvial previamente selecionada. Este estudo corresponde a um segundo ciclo de projeto de uma embarcação fluvial., incluindo detalhamento do subsistema e seleção dos componentes necessários para a construção do equipamento de propulsão, como por exemplo, dimensionamento, análise de custos, entre outros. Foram utilizados elementos de máquinas já fabricados, sem necessidade de fabricação dos mesmos, com exceção das hélices e duto. Tem como objetivo acessar as principais dificuldades tecnológicas e os principais aspectos da elaboração de uma especificação técnica de engenharia para aquisição junto à um potencial cliente.

Palavras-chave: Propulsão. Azimutal. Hélice.

ABSTRACT

CASSANDRA, João Pedro. **Method of Potentiation and Specification of Azimuthal Propulsion System for Fluvial Vessels**. 2019. 120. Trabalho de Conclusão de Curso – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2019.

This work aims to present a roadmap for the design of an azimuthal propulsion mechanism for a previously selected riverboat. This study corresponds to a second project cycle of a river boat, including subsystem detailing and selection of components required for the construction of propulsion equipment, such as sizing, cost analysis, among others. We used machine elements already manufactured, with no need to manufacture them, except for the propellers and duct. Its objective is to access the main technological difficulties and the main aspects of the elaboration of an engineering technical specification for the acquisition of a potential client.

Keywords: Propulsion. Azimuth. Propeller.

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

$R_{t\ total}$	resistência total hidrodinâmica
R_t	resistência total hidrodinâmica de cada propulsor
F_i	fator de integrabilidade
e	número de Eüler
P	Fator de profundidade
h	Profundidade do canal
H	Calado uniforme da embarcação
R	fator de águas restritas lateralmente
B	boca da embarcação na linha d'água
C	comprimento da embarcação na linha d'água
v_s	velocidade da embarcação
W_V	largura da via
R_t	resistência ao avanço total dos propulsores
$R_{t\ (prop)}$	resistência ao avanço por propulsor
K_{Tcasco}	coeficiente de empuxo do casco
J	coeficiente de avanço
N	Número de rotações da hélice do propulsor
D	Diâmetro da hélice do propulsor
N_h	número de hélices da embarcação
C_B	coeficiente do bloco

∇	volume da carena submersa
(L_{pp})	Comprimento na linha d'água
t	Coefficiente de redução da força propulsora
w	Coefficiente de esteira
Δw	correção para o número de Froude
F_n	número de Froude
ρ	massa específica da água em que a embarcação navega
$N_{pás}$	número de pás da hélice
P/D	relação passo e diâmetro da hélice
Q	torque fornecido à hélice
A_E	soma das áreas das faces das pás da hélice
A_0	área do disco onde a hélice está inscrita
V_S	velocidade de serviço da embarcação
V_A	velocidade de avanço da embarcação
τ_C	carregamento relativo às pressões presentes nas pás da hélice
$\sigma_{0,7R}$	índice de cavitação
g	gravidade
E	distância entre a linha central do eixo e a linha d'água
T	empuxo fornecido pelo propulsor
η_0	rendimento do propulsor
η_{eixo}	rendimento do eixo
θ	ângulo de passo

W_t = Força tangencial na engrenagem

Φ = ângulo de pressão da engrenagem

γ = ângulo de cone da coroa

Γ = ângulo de cone do pinhão

M_R = momento resultante

W_R = Força radial na engrenagem

W_A = Força axial na engrenagem

SUMÁRIO

Capítulo 1	10
1 INTRODUÇÃO	10
1.1. MOTIVAÇÃO.....	10
1.2. JUSTIFICATIVA	11
1.3. OBJETIVOS.....	11
1.4. METODOLOGIA.....	11
1.5. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	12
2. EVOLUÇÃO DA PROPULSÃO.....	13
2.1. EVOLUÇÃO HISTÓRICA DA PROPULSÃO.....	13
2.2. SISTEMA DE PROPULSÃO AZIMUTAL	21
2.3. GEOMETRIA DA HÉLICE.....	23
2.4. GEOMETRIA DO DUTO.....	26
2.5. SÉRIES SISTEMÁTICAS	27
2.5.1. Série Kaplan.....	29
2.5.1.1. Parâmetros da k_a -série	29
2.5.1.1.1. <i>Duto</i>	29
2.5.1.1.2. <i>Seções das lâminas</i>	30
2.5.1.1.3. <i>Curvatura máxima</i>	34
2.5.1.1.4. <i>Ângulo de passo</i>	35
2.5.1.1.5. <i>Rake</i>	35
2.5.1.1.6. <i>Skew</i>	36
2.5.1.1.7. <i>Bosso</i>	36
2.6. COEFICIENTES DE PROPULSÃO	37
2.6.1. Coeficiente de Esteira	37
2.6.2. Coeficiente Redutor da Força Propulsiva	37

2.6.3.	Coeficiente de Avanço	38
2.6.4.	Coeficiente de Empuxo	38
2.6.5.	Coeficiente de Torque	39
2.6.6.	Potência	39
2.6.7.	Rendimento	40
2.7.	RESISTÊNCIA HIDRODINÂMICA	40
2.8.	CAVITAÇÃO	41
Capítulo 3		44
3.	REQUISITOS DE PROPULSÃO DA EMBARCAÇÃO FLUVIAL	44
3.1.	DIMENSÕES DA EMBARCAÇÃO	44
3.2.	PARÂMETROS DE NAVEGAÇÃO	45
3.3.	CARACTERÍSTICAS DO PROPULSOR	46
3.3.1.	Seleção da Hélice	46
3.4.	REQUISITOS DE ACIONAMENTO	53
3.4.1.	Diagrama de Bloco da Propulsão	56
Capítulo 4		57
4.	DESENVOLVIMENTO DO PROPULSOR	57
4.1.	ESBOÇO DO MECANISMO	57
4.2.	PROJETO DA HÉLICE	58
4.2.1.	Duto	58
4.2.2.	Pás	58
4.2.3.	Bosso	61
4.3.	PROJETO DE TRANSMISSÃO	63
4.3.1.	Eixo da Hélice	64
4.3.1.1.	Engrenagens	64
4.3.1.1.1.	<i>Força tangencial (W_t):</i>	66
4.3.1.1.2.	<i>Força Radial (W_r)</i>	66

4.3.1.1.3.	<i>Força Axial (W_a)</i>	66
4.3.1.2.	Conjunto hélice e bosso.....	68
4.3.1.3.	Peso do Eixo.....	68
4.3.1.4.	Fadiga.....	71
4.3.1.4.1.	<i>Fator de modificação de condição de superfície</i>	74
4.3.1.4.2.	<i>Fator de modificação de tamanho</i>	75
4.3.1.4.3.	<i>Fator de modificação de carga</i>	75
4.3.1.4.4.	<i>Fator de temperatura</i>	76
4.3.1.4.5.	<i>Fator de confiabilidade</i>	76
4.3.1.4.6.	<i>Fator de modificação por efeitos variados</i>	77
4.3.1.4.7.	<i>Limite de endurance</i>	77
4.3.2.	Eixo 2 – Vertical	79
4.3.3.	Eixo 3 – (Motor)	84
4.4.	PROJETO DE MANCAIS	87
4.4.1.	Mancais A, C e E	88
4.4.2.	Mancal B.....	91
4.4.3.	Mancal D.....	92
4.5.	PROJETO DE ELEMENTOS DE FIXAÇÃO.....	95
4.5.1.	Acoplamento	95
4.5.2.	Chavetas.....	96
4.5.2.1.	Eixo 1	98
4.5.2.2.	Eixo 2	99
4.5.2.3.	Eixo 3	99
5.	CONCLUSÃO	101
5.1.	RESULTADOS ALCANÇADOS.....	101
5.2.	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	102
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	103

ANEXO A – Dimensões da embarcação original do projeto.....	105
ANEXO B – Dados do motor elétrico WEG HGF.....	106
ANEXO C – Catálogo A.T.I. Brasil para engrenagens cônicas.....	109
ANEXO D – Catálogo do fabricante Mademil para acoplamentos.....	111
ANEXO E – Catálogos Tinkem e NSK para mancais e rolamentos.....	113
ANEXO F - Espiral de Evans.....	118
ANEXO G – Diagrama de Bloco	119

Capítulo 1

1 INTRODUÇÃO

Na indústria da navegação o meio de propulsão mais utilizado é a hélice, sendo um dos grandes aspectos na área. São utilizadas na propulsão de embarcações, que se caracteriza como o movimento criado a partir de uma força para geração de impulso que resulta em um deslocamento em determinada direção. A seleção ou criação de um mecanismo de propulsão é extremamente importante, pois um equipamento mal dimensionado tem impacto direto na utilização da embarcação, seja em custo, velocidade, condições de navegação, entre outros.

1.1.MOTIVAÇÃO

Chicunha (2018), desenvolveu um projeto de concepção de uma embarcação adaptada para transporte de passageiros em via fluvial. Suas dimensões foram alteradas para os requisitos da carga transportada, porém o sistema de propulsão não foi detalhadamente especificado. Este projeto foi criado para dimensionar este mecanismo e seus elementos internos, visto que as condições de operação apresentavam particularidades, como por exemplo: região de atuação, tempo de trabalho, carga, espaço físico limitado, etc.

1.2.JUSTIFICATIVA

Existem diversos tipos de propulsores para embarcações no mercado, porém, devido à importância dele em um projeto, deve ser devidamente projetado e especificado. Podem ser obtidos prontos por algum fabricante, ou devido às particularidades, feito sob medida para adequar-se às situações de trabalho da embarcação. Desta maneira, o sistema de propulsão foi projetado diante das características específicas da embarcação para que pudesse atender todas as características necessárias para o melhor desempenho.

1.3.OBJETIVOS

Diante do projeto de Chicunha (2018), este trabalho tem como objetivo projetar preliminarmente um sistema de propulsão completo para a embarcação de carga composta por veículos pesados operando em região fluvial no Brasil, porém com foco na seleção da hélice. Desta maneira será selecionada a melhor hélice com as condições de operação definidas, e com isso, o duto adequado, os eixos e suas seções, as engrenagens, os acoplamentos das engrenagens aos eixos via chavetas, o motor elétrico e o acoplamento necessário, e os demais recursos necessários. Foram excluídos os mecanismos de vedação e seus respectivos rasgos como concentradores de tensão.

1.4.METODOLOGIA

Este projeto corresponde a mais um ciclo do projeto (Anexo F), e o processo de construção do sistema de propulsão foi iniciado pela análise dos parâmetros coletados do projeto de Chicunha (2018), como velocidade, região de operação, etc. Com estas informações, foram definidos os parâmetros de navegação, como por exemplo os fatores de navegação do casco e a resistência ao empuxo. Posteriormente com a definição da melhor hélice e o duto,

estes elementos foram projetados e definidos através de análise numérica com os procedimentos de seleção definidos por outros autores e depois desenhados. Para dimensionar o mecanismo de transmissão em si, como os eixos, as engrenagens e os elementos de união entre eles, os rolamentos e os respectivos mancais e o motor elétrico e seu acoplamento também foram utilizados métodos numéricos e com consulta à bibliografia especializada em elementos orgânicos de máquinas e em alguns casos à catálogos de fabricantes específicos conceituados no mercado nacional. Um levantamento de custo foi feito para ser comparado posteriormente aos conjuntos disponíveis no mercado.

1.5. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Os capítulos deste trabalho foram organizados da melhor maneira para facilitar o entendimento do trabalho e de forma progressiva aos elementos definidos em passos anteriores, de forma a criar uma sequência lógica de elementos e suas posições.

O segundo capítulo consta um panorama da utilização da hélice como elemento propulsor ao longo dos anos, desde sua criação até os tempos atuais, além do embasamento teórico para compreensão do procedimento necessário à escolha do melhor esquema de propulsão e à seleção da hélice e suas características de acordo com os parâmetros do projeto, como cavitação, resistências da embarcação, geometria das pás, entre outras.

No capítulo seguinte estes parâmetros foram coletados e foram utilizados em procedimentos numéricos para definição das características do sistema de propulsão, da análise da cavitação e da seleção do motor elétrico que atende às necessidades do mecanismo. No quarto capítulo a geometria da hélice, do duto, dos elementos de transmissão como eixos, engrenagens, chavetas, acoplamentos e mancais foram selecionados.

No penúltimo capítulo foi levantada uma análise de custos para obtenção dos componentes selecionados anteriormente e no último capítulo foram descritas os resultados encontrados, considerações finais relevantes e sugestões para trabalho posteriores.

Capítulo 2

2. EVOLUÇÃO DA PROPULSÃO

Neste capítulo serão apresentadas embasamento teóricos relativos à hélice como elemento propulsor ao longo da história, características de sistemas de propulsão azimutal, as características da hélice e seus parâmetros para determina série sistemática usada para sua seleção e os parâmetros relativos ao movimento da embarcação que devem ser considerados pois afetam diretamente nas condições de navegação

2.1.EVOLUÇÃO HISTÓRICA DA PROPULSÃO

De acordo com Carlton (2017), a história da hélice como elemento de propulsão tem participação de diversos estudiosos importantes. Archimedes inspirou consideravelmente engenheiros do século IX envolvidos na propulsão marítima com seus estudos relacionados à criação da primeira bomba de parafuso (Figura 1).

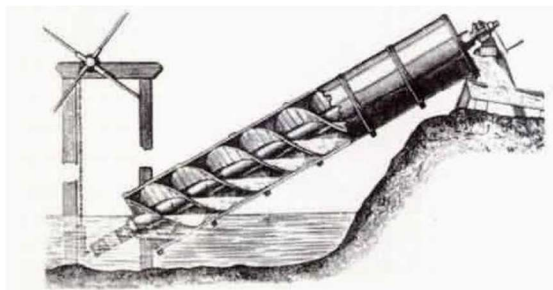


Figura 1 - Bomba de parafuso de Arquimedes

Fonte: Louvem (2017)

Já Leonardo da Vinci, 1700 anos depois, mostrou uma forma alternativa de hélices de propulsão baseado na ideia de utilizar pás de ventiladores, semelhantes às usadas em resfriamento nos dias atuais (Figura 2).

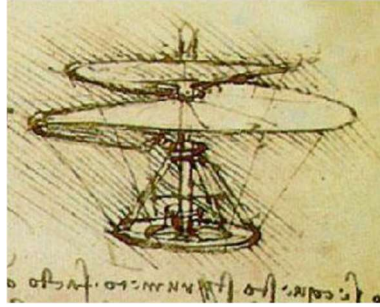


Figura 2 - Helicóptero de Leonardo da Vinci

Fonte: Louvem (2017)

O desenvolvimento das hélices de propulsão como é conhecido atualmente foi desenvolvida por Hooke, reconhecimento por seu trabalho na elasticidade de materiais. Em 1681, apresentou um projeto de moinho de água que é notavelmente similar em princípio de operação à um eixo de propulsão vertical apresenta um século e meio depois. Como também era interessado em metrologia, desenvolveu em medido de fluxo de ar com base em um moinho de vento, e em 1693, modificou este instrumento para medir correntes de água (Figura 3), prevendo logo em seguida que isto teria potencial para a condução de navios.

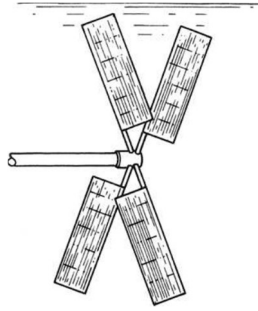


Figura 3 - Hélice propulsora de Hooke

Fonte: Carlton (2007)

Em 1752 a Academia de Ciências de Paris ofereceu diversos prêmios para pesquisas teóricas que acabaram desencadeando desenvolvimentos importante para a arquitetura de navios. Nesta ocasião, Bernoulli contribuiu introduzindo uma roda de hélice (Figura 4) que deveria ser acoplada à um motor à vapor.

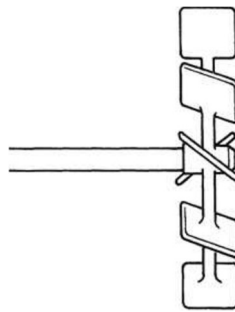


Figura 4 - Roda de hélice desenvolvida por Bernoulli

Fonte: Carlton (2007)

O matemático francês Paucton, já sugeria uma abordagem diferente do que de Bernoulli, baseada nos estudos de Archimedes (Figura 5).

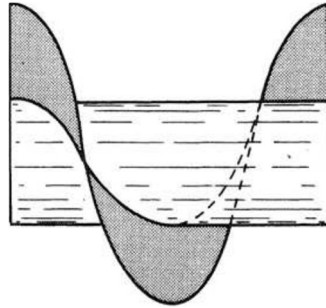


Figura 5 - Hélice de Pauton, baseada em Archimedes

Fonte: Carlton (2007)

Joseph Bramah, trinta anos após os prêmios da academia francesa, propôs um arranjo para uma hélice localizada na popa de um navio que, associando com os propulsores atuais, possui diversos recursos em comum (Figura 6).

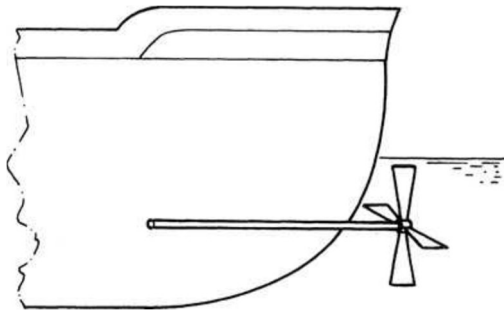


Figura 6 - Propulsor de Bramah

Fonte: Carlton (2007)

Em 1802, Edward Shorter utilizou uma ideia derivada do projeto de Bramah para auxiliar navios à vela da época (Figura 7). Neste projeto, o eixo foi projetado para passar pelo casco do navio acima da linha d'água, eliminando a necessidade de vedações.

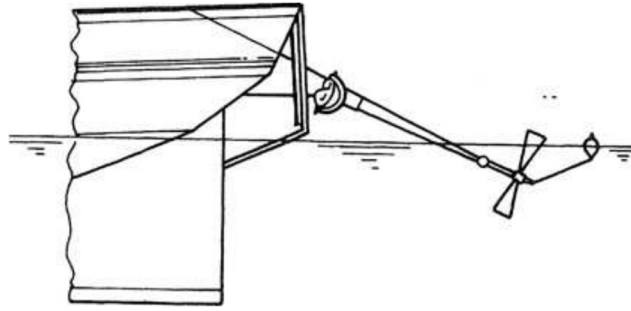


Figura 7 - Propulsor de Shorter

Fonte: Carlton (2007)

John Ericsson patenteou em 1836 um sistema de propulsão, baseado no modelo de Bernoulli, comprimindo duas rodas de hélices contra rotativas (Figura 8).

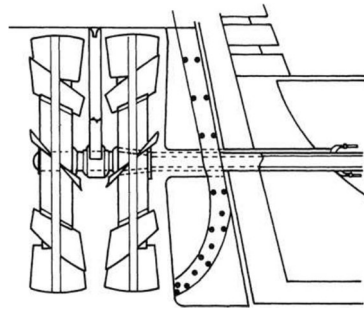


Figura 8 - Hélices contra rotativas propostas por Ericsson

Fonte: Carlton (2007)

O navio S.S. Novelty, que foi construído em 1849 e 1840, pode ser considerado a primeira embarcação de carga propelida por hélice. Sua hélice foi adaptada do modelo de Archimedes, patenteada por Lowes em 1838 (Figura 9).

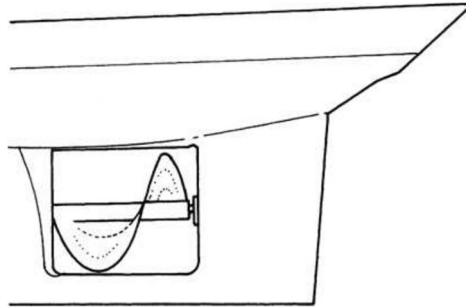


Figura 9 - Hélice adaptada de Archimedes

Fonte: Carlton (2007)

Em 1842, a hélice no estilo do moinho de vento (Hooke), em oposição ao modelo de parafuso (Archimedes), se desenvolveu consideravelmente, a ponto de ser utilizada em um navio da época que transportava 376 toneladas (Figura 10). Este modelo foi desenvolvido por George Rennie em 1839, onde propôs um aumento no passo das pás.

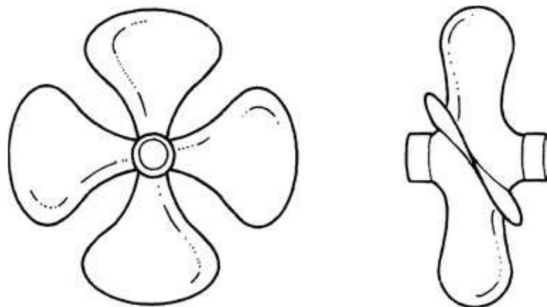


Figura 10 - Hélice utilizada no navio conhecido como Napoleão

Fonte: Carlton (2007)

Baseado no modelo de Ericsson, Brunel desenvolveu em 1843 para um navio chamado de “Great Britain”, uma hélice construída por linhas retas ao longo de pás sem grandes considerações e com sua forma geométrica arredondada, semelhantes às hélices atuais (Figura 11).



Figura 11 - Réplica da hélice de Brunel exposta na Inglaterra

Fonte: Carlton (2007)

Com o passar dos anos diversos estudos, melhorias, adaptações foram sendo realizadas. Alguns modelos propostos e seus respectivos idealizadores estão presentes na Figura 12.

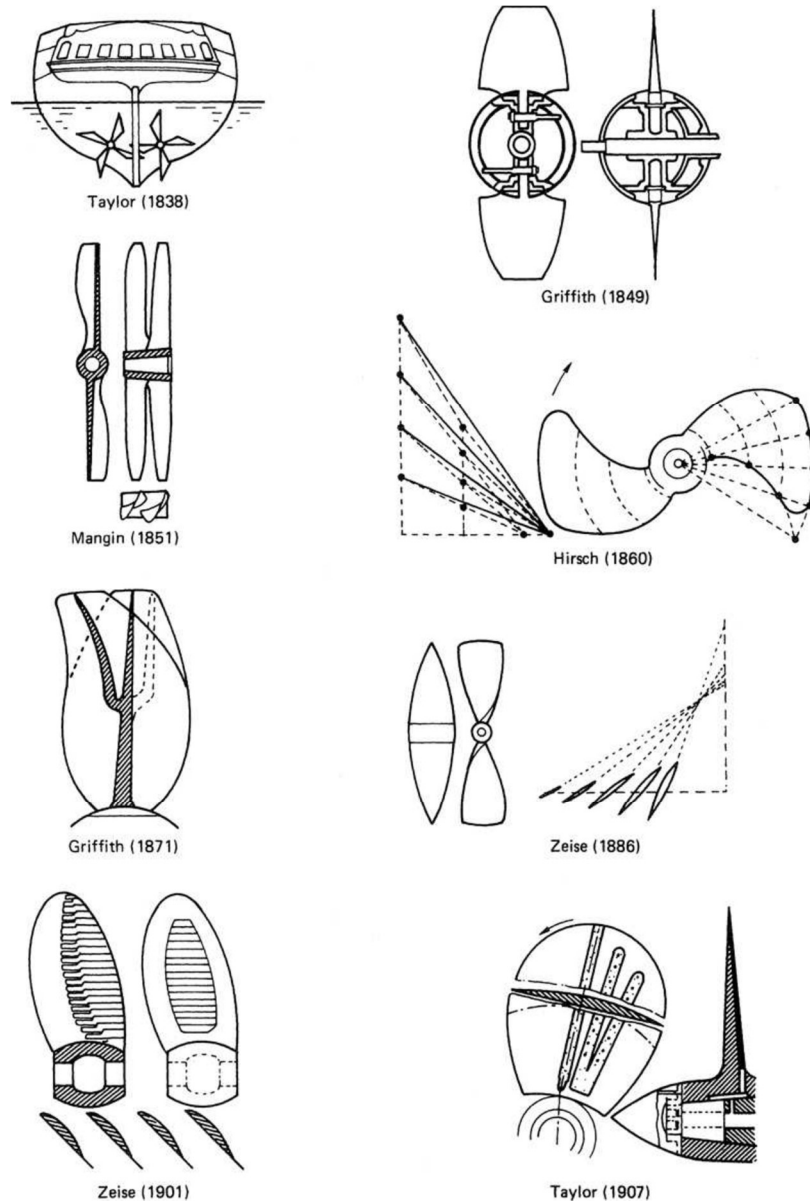


Figura 12 - Diversos tipos de hélices desenvolvidas e os responsáveis

Fonte: Carlton (2007)

Xavier (2017), destaca que os irmãos Wright tiveram papel importante na compreensão dos fenômenos envolvidos na operação de hélices com seus estudos do início do século XX. A partir de experimentos com túneis de vento, eles puderam concluir que as hélices operam semelhante ao princípio das asas, onde uma força de sustentação é gerada ao longo da direção radial da pá.

Eles também observaram a necessidade de adotar-se uma torção ao longo da envergadura das pás devido à variação do ângulo de ataque do escoamento na direção radial para a otimização de desempenho. Com isto, a configuração das hélices utilizadas atualmente é formada por duas ou mais pás de geometria variável, onde através de um eixo as pás se projetam radialmente e apresentam uma complexidade geométrica significativa.

Até os dias atuais os propulsores são motivos de estudos, variando seus parâmetros, realizando estudos sucessivos em teste experimentais controlados, com interações com o casco, análises de cavitação, entre diversos outros aspectos. Estes estudos visam a otimização da escolha do hélice.

2.2.SISTEMA DE PROPULSÃO AZIMUTAL

O sistema de propulsão azimutal tem uma eficiência dez vezes maior do que os lemes convencionais e excelente manobrabilidade, pois os propulsores giram 360°. São uma excelente opção para operações em vias fluviais, onde estão presentes bancos de areia, galhos, folhas, redes e linhas e pesca, etc., pois eles dispõem da capacidade de serem elevados acima do nível d'água, permitindo manutenção em qualquer lugar da hidrovia (CORDEIRO, 2009)ww. Estes sistemas podem apresentar ou não dutos e são caracterizados pela presença do motor situado no casco do navio, tendo a necessidade da utilização de dois eixos de transmissão no mínimo, onde são frequentemente utilizadas engrenagens cônicas (Figura 13).

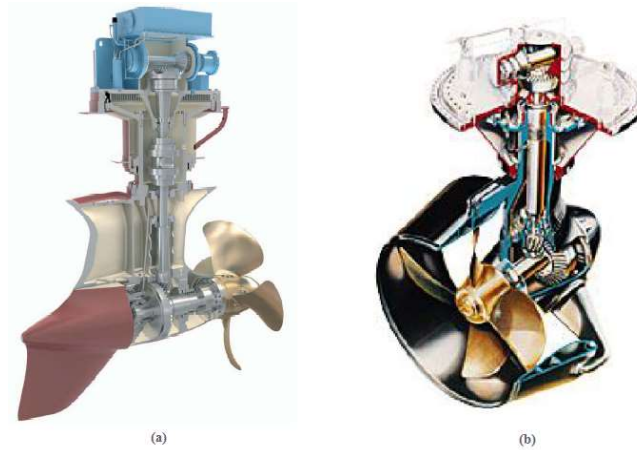


Figura 13 - Tipos de propulsores azimutais. (a) sem duto (b) com duto

Fonte: Autor

Podem apresentar dois tipos de configuração de transmissão mecânica (Figura 14).

- L-Drive: apresenta dois eixos: uma vertical e um horizontal, similar à letra L.
- Z-Drive: apresenta três eixos: um vertical e dois horizontais, similar à letra Z.

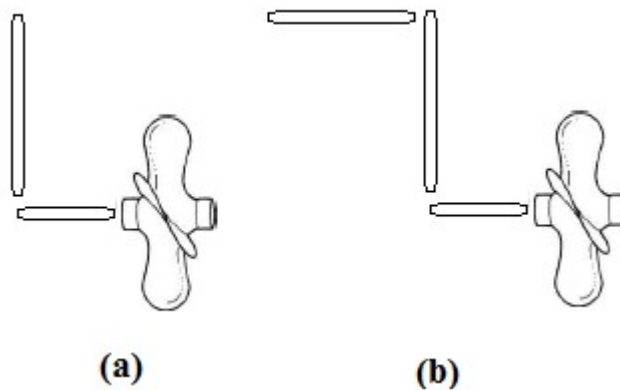


Figura 14 - Exemplos básico de configuração de transmissão de propulsor azimutal

Fonte: Autor

Nestes sistemas de propulsão, o conjunto é composto por um tipo especial de hélice sem duto devidamente modificada para as interações geradas pela presença dele. O duto tem formato

anelar com sessões simétricas em relação à linha central do eixo. As geometrias destes elementos serão definidas a seguir.

2.3.GEOMETRIA DA HÉLICE

Atualmente existem diversos tipos de hélices que variam com a necessidade de aplicação. Um esboço de hélice é apresentado na Figura 15. Neste exemplo, com direção de rotação do sentido horário, o bordo de ataque, por onde o fluido começará o escoamento fica do lado direito da seção da hélice e o bordo de fuga, por onde o fluido terminará o escoamento, do lado direito. A base de união entre as pás e o bosso é adoçada de acordo com a geometria da seção. O diâmetro externo máximo do bosso é padronizado e serve para união entre as pás da hélice e o eixo de transmissão.

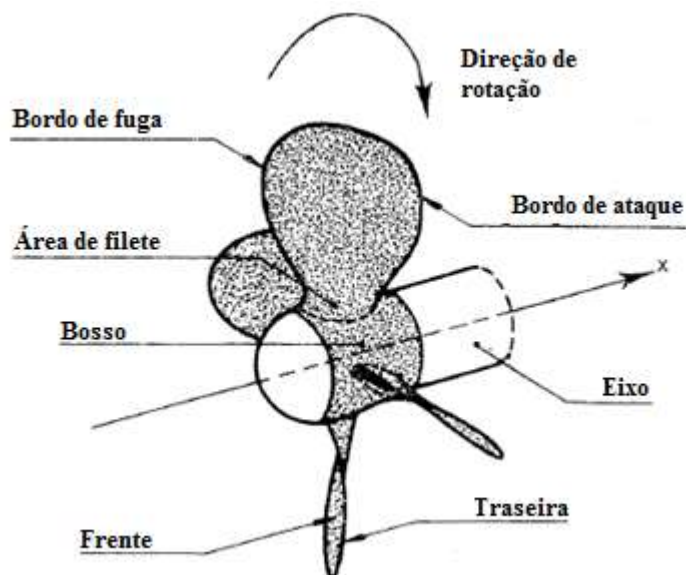


Figura 15 - Esboço de uma hélice

Fonte: Adaptado Kuiper (1992)

Kuiper (1992) apresentou diversos parâmetros para a definição das hélices e de dutos. As sessões da lâmina das pás são definidas com o traçado de um cilindro circunscrito de raio

conhecido (Figura 16). O raio nesta seção (r) é definido pela relação com o raio do total do propulsor (R), com variação de r/R de 0,2 a 1,0.

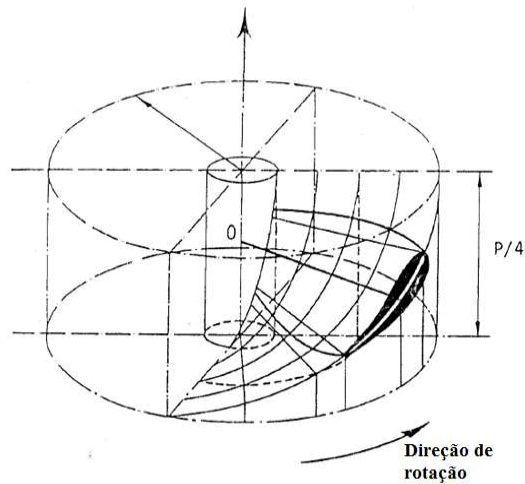


Figura 16 - Cilindro que gera a seção da lâmina para determinado r/R

Fonte: Adaptado de Kuiper (1992)

A interseção da superfície do cilindro com a pá gera a geometria apresentada na Figura 17. Ela será de fundamental importância para a geração da hélice em software CAD e posterior fabricação.

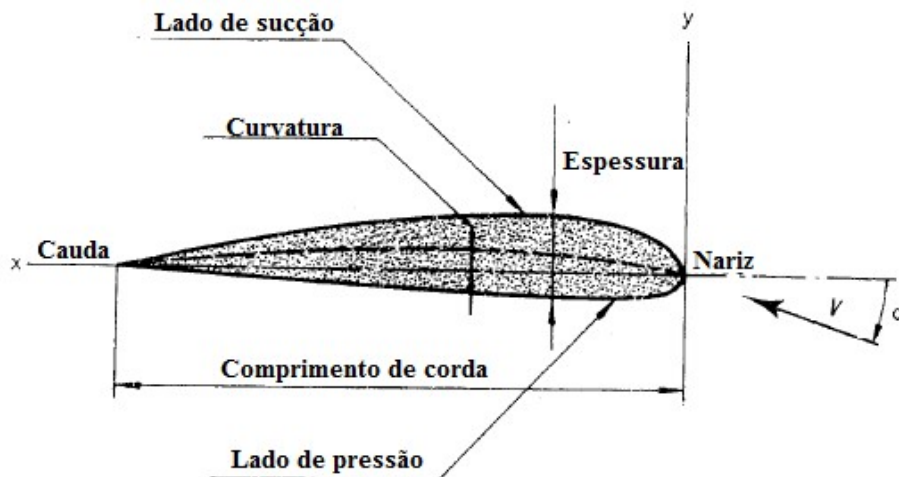


Figura 17 - Geometria da seção da pá

Fonte: Adaptado de Kuiper (1992)

Ao transforma-se o cilindro circunscrito em um plano, é possível definir-se o Passo ($P_{pás}$) da hélice, que consiste na distância radial que uma revolução completa do hélice percorre (Figura 18) e o ângulo de passo, que será formulado mais à frente, é o ângulo formado entre a linha de passo e o plano perpendicular ao eixo.

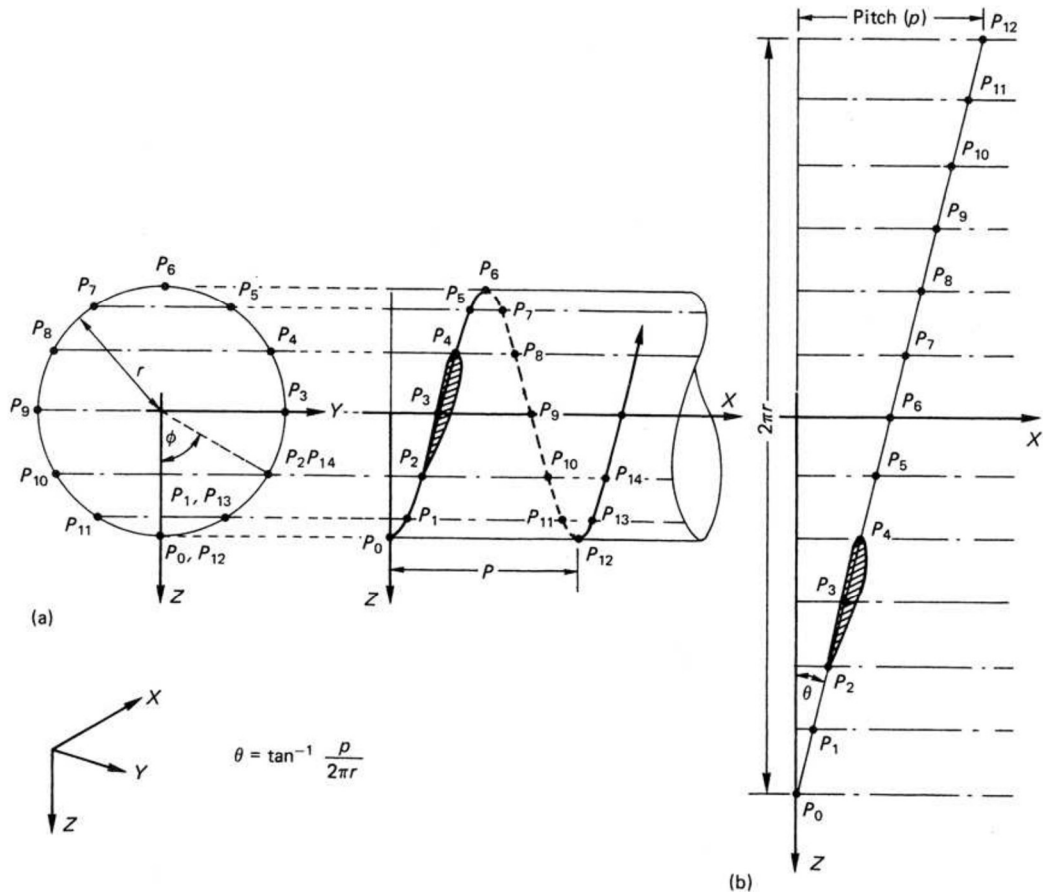


Figura 18 - Percurso radial e axial da hélice

Fonte: Carlton (2007)

Outras características que devem ser definidas são o Rake e o Skew. O Rake consiste na inclinação da pá em relação ao plano perpendicular ao eixo e o Skew ao deslocamento horizontal entre a seção da hélice e a linha de centro da geração da pá (coincidente à linha de centro do boss). Na Figura 19 é possível visualizar os dois parâmetros de maneira mais clara.

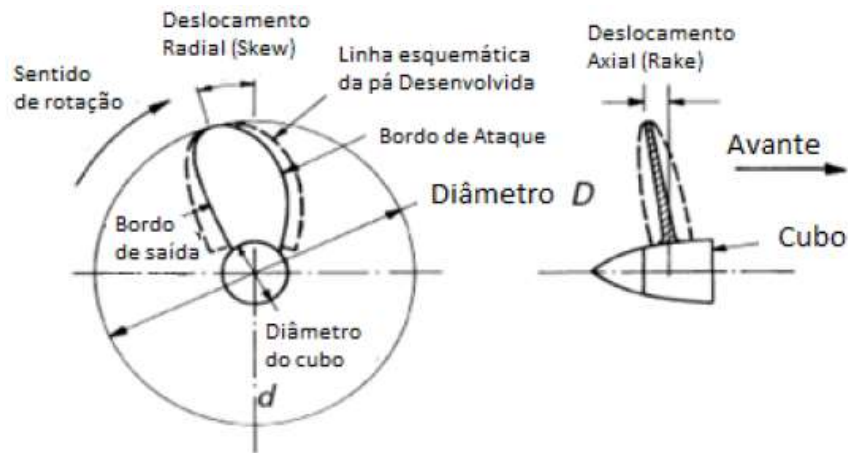


Figura 19 - Esquema para exemplificar a aplicação do Rake e do Skew

Fonte: Louvem (2017)

O diâmetro externo máximo do bosso é definido de acordo com a série sistemática aplicada na escolha da hélice e seu comprimento máximo é definido na Figura 16 como 1/4 do passo da hélice.

2.4.GEOMETRIA DO DUTO

Existem basicamente dois tipos de tubo: de aceleração e de desaceleração; que estão representados na Figura 20 (CARLTON, 2007).

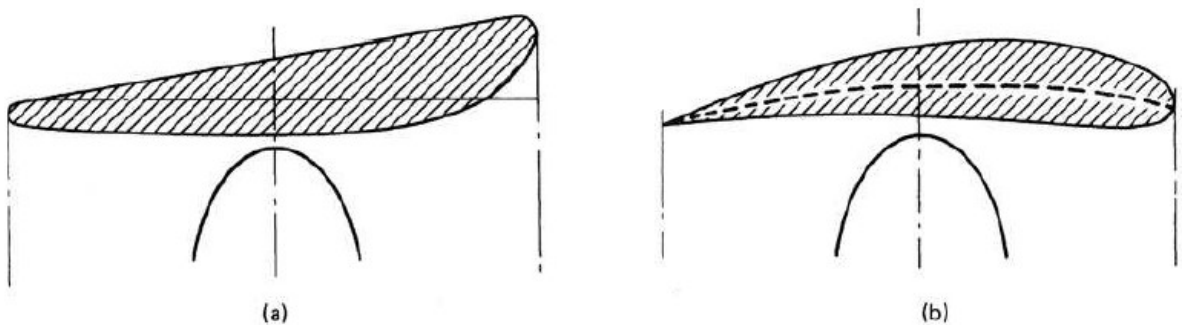


Figura 20 - Tipos de Dutos: (a) de aceleração; (b) de desaceleração

Fonte: Carlton (2007)

A geometria do componente é padronizada de acordo com a série sistemática e um exemplo genérico é apresentado na Figura 21. A linha de geração do duto começa acima do diâmetro da hélice.

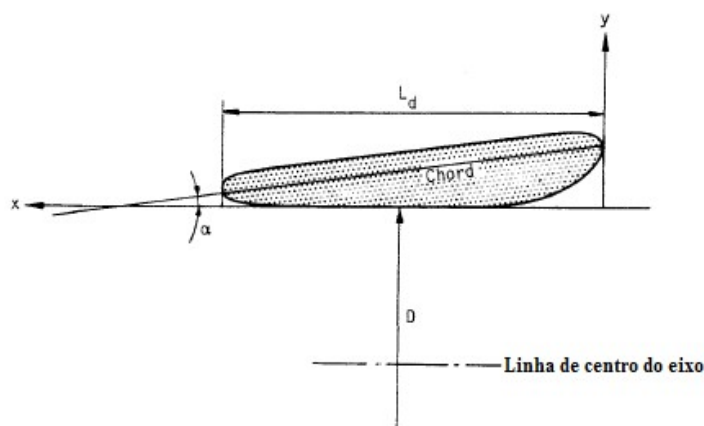


Figura 21 - Exemplo de geometria de duto

Fonte: Kuiper (1992)

2.5.SÉRIES SISTEMÁTICAS

Para a seleção da hélice e os demais componentes do sistema de propulsão, é necessário definir a série sistemática. A primeira publicação feita a respeito dos resultados dos primeiros testes foi em 1936, pelo Maritime Research Institute Netherlands (MARIN). Séries sistemáticas de hélices são resultados gerados em teste em água aberta com modelos de hélices com parâmetros construtivos pré-determinados, que podem ser realizados em túneis de cavitação ou tanques de provas. Através dos ensaios são geradas as curvas características de cada uma das combinações geométricas resultantes. Nestes procedimentos, é costume a fixação de parâmetros como distribuições de cordas, espessuras, passo, formas dos perfis das pás e diâmetro do bossó (PADOVEZI, 1997).

No estudo de uma série sistemática, o objetivo é a determinação da geometria da hélice mais adequada para a geometria da embarcação utilizada. Nestas séries, alguns parâmetros geométricos já estão fixados, desta forma, através do diâmetro (D), no número de pás ($N_{pás}$), do passo ($P_{pás}$) e da área das pás (A_E) a hélice é definida.

A Tabela 1 contém exemplos de séries sistemáticas e a faixa de variação dos parâmetros fixados.

Tabela 1 - Exemplos de séries sistemáticas de hélices de propulsão

Série	Número de Propulsores	Faixa de variação dos parâmetros			D (mm)
		Z	A_E / A_0	P / D	
Wageningen - B	$\cong 120$	2-7	0,3-1,05	0,6-1,4	250
Au	34	4-7	0,4-0,758	0,5-1,2	250
Gawn	37	3	0,2-1,1	0,4-2,0	508
KCA	$\cong 30$	3	0,5-1,25	0,6-2,0	406
MA	32	3 e 5	0,75-1,20	1,0-1,45	250
Newton-Rader	12	3	0,5-1,0	1,05-2,08	254
KCD	24	3-6	0,44-0,8	0,6-1,6	406
Meridian	20	6	0,45-1,05	0,4-1,2	305

Fonte: Adaptado de Carlton (2007)

A série Au é usada popularmente no Japão, as séries Gawn e KCA são utilizadas em propulsores com diâmetro maiores. A série Newton-Rader é utilizada em embarcações operando em alta velocidade. A Wageningen, também chamada de série B, é utilizada para embarcações de carga e que quiserem alto torque. A série Kaplan, foi originada da série B para usada em propulsores de dutos, conhecidos como Tubos Kort.

2.5.1. Série Kaplan

A série Kaplan é derivada da série B, porém foi desenvolvida para a utilização com dutos, tendo seu estudo principal publicado por Oosterveld (1970). A principal diferença consiste, que no topo, junto ao duto, o comprimento da hélice torna-se infinito. Este tipo de hélice consiste em um passo constante ao longo do raio e um duto de aceleração, denominada como K_a -série (a série com duto de desaceleração é denominada K_d -série).

Esta foi a série escolhida para o projeto devido ao empuxo superior em baixas velocidades, além das vantagens nas condições de operação da embarcação, protegendo-a de encalhamentos e danos à sua estrutura, devido à baixa profundidade no canal de operação.

2.5.1.1. Parâmetros da k_a -série

Kuiper (1992) define os parâmetros desta série em um estudo aprofundado e com formulações empíricas.

2.5.1.1.1. *Duto*

O duto nesta série sistemática tem três parâmetros importantes: o diâmetro interno, que coincide com o diâmetro da hélice (D), o seu comprimento (L_D) que é expresso em relação ao diâmetro e a sua seção de área (KUIPER, 1992).

Os principais dutos são: 19A, 22, 24 e 37. O 19 A é aplicado quando o propulsor é submetido a altos torques. Os 22 e 24 em casos onde é requerido uma alta bollard pull que vem a ser a tração dos postes cabeços de amarração de navios aos cais. Já os 37 são empregados quando o bollard pull é alto tanto na direção frontal quanto na popa. A Tabela 2 apresenta as dimensões dos principais dutos empregados nesta série sistemática.

Tabela 2 - Ordenada da seção do hélice em relação ao eixo perpendicular ao eixo quando D é máximo

x/L	Dutos 19A, 22 e 24		Duto 37	
	$y_{interno}/L$	$y_{externo}/L$	$y_{interno}/L$	$y_{externo}/L$
0	18,25	-	18,33	-
1,25	14,66	20,72	14,61	-
2,5	12,80	21,07	12,83	-
5,0	10,07	20,80	10,00	21,56
7,5	8,00	Reta	7,92	Reta
10	6,34	Reta	6,25	Reta
15	3,87	Reta	3,83	Reta
20	2,17	Reta	2,08	Reta
25	1,10	Reta	-	-
30	0,48	Reta	0,33	Reta
40	0	Reta	0	Reta
50	0	Reta	0	Reta
60	0	Reta	0	Reta
70	0,29	Reta	0,08	Reta
80	0,82	Reta	1,00	Reta
85	-	-	2,08	Reta
90	1,45	Reta	3,83	Reta
95	1,86	Reta	6,50	15,86
97,5	-	-	8,33	-
100	2,36	6,36	12,42	-

Fonte: Adaptado de Kuiper (1992)

2.5.1.1.2. Seções das lâminas

Na Figura 22 está representado as seções desta série de acordo com raio. Para a definição das seções das pás, sendo cada uma situada a uma razão r/R , é preciso definir alguns parâmetros, são eles: o comprimento da corda, a espessura ao longo da corda, o ângulo de passo e a curvatura máxima.

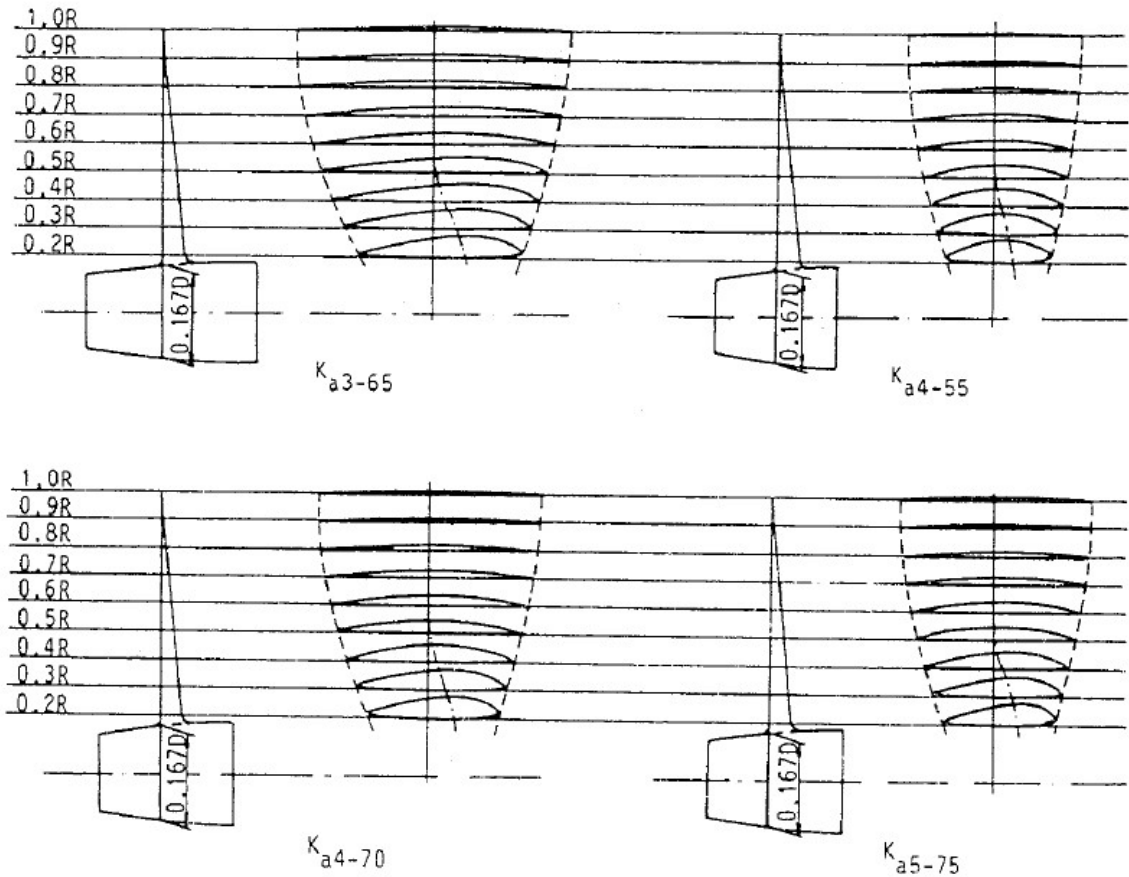


Figura 22 - Seções de hélices Ka-série

Fonte: Kuiper (1992)

A corda (C_r) de cada seção é definida pela Equação 1.

$$C_r = \frac{K_r D r/R}{Z} \quad (1)$$

Onde o fator K_r é definido pela Tabela 3.

Tabela 3 - Fator K_r para cálculo da corda de cada seção

r/R	K_r
0,2	1,322
0,3	1,508
0,4	1,677
0,5	1,831
0,6	1,970
0,7	2,084
0,8	2,167
0,9	2,218
1,0	2,419

Fonte: Kuiper (1992)

Para as espessuras (t), sabe-se que ela varia ao longo de corda e uma espessura máxima (t_{max}) é imposta. Seu valor e sua posição ($x_{t_{max}}$) são encontrados pela Tabela 4.

Tabela 4 - Valor da espessura máxima e sua posição no eixo da corda da seção

r/R	t_{max}/D	$x_{t_{max}}/c_r$
0,2	0,0400	0,35
0,3	0,0352	0,398
0,4	0,3000	0,460
0,5	0,0245	0,491
0,6	0,0190	0,500
0,7	0,0138	0,500
0,8	0,0092	0,500
0,9	0,0061	0,500
1,0	0,0050	0,500

Fonte: Kuiper (1992)

Para as demais espessuras, suas posições e valores são definidos em 4 quadrantes e são mostradas em porcentagem do comprimento total da corda para o lado ou do bordo de fuga ou

do bordo de ataque, tendo como ponto de referência o local de maior espessura (onde é definido como 0%) (Figura 23):

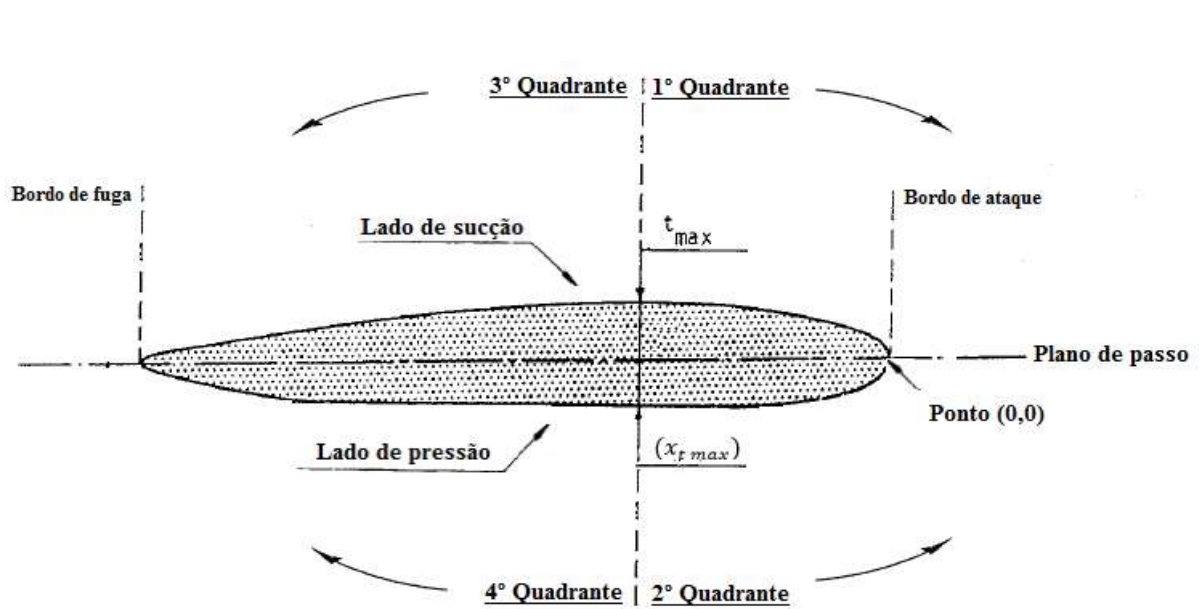


Figura 23 - Quadrantes para definição das espessuras e suas posições

Fonte: Adaptado de Kuiper (1992)

- 1º) Do lado de sucção ao bordo de ataque;
- 2º) Do lado de pressão ao bordo de ataque;
- 3º) Do lado de sucção ao bordo de fuga;
- 4º) Do lado de pressão ao bordo de fuga;

A Tabela 5 define estes valores.

Tabela 5 - Ordenadas das espessuras da série Ka

Distância a partir do ponto de espessura máxima (0%)												
r/R	bordo de fuga ← máxima espessura					máxima espessura → bordo de ataque						
	100%	80%	60%	40%	20%	20%	40%	60%	80%	90%	95%	100%
	4º Quadrante					1º Quadrante						
0,2	-	38,28	63,65	82,40	95,00	97,92	90,83	77,19	55,00	38,75	27,40	-
0,3	-	39,05	66,63	84,14	95,86	97,63	90,06	75,62	53,02	37,87	27,57	-
0,4	-	40,56	66,94	85,69	96,25	97,22	88,89	73,61	50,00	34,72	25,83	-
0,5	-	41,77	68,59	86,42	96,60	96,77	87,10	70,46	45,84	30,22	22,24	-
0,6	-	43,58	68,26	85,89	96,47	96,47	85,89	68,26	43,58	28,59	20,44	-
0,7	-	45,31	69,24	86,33	96,58	96,58	86,33	69,24	45,31	30,79	22,88	-
0,8	-	48,16	70,84	87,04	96,76	96,76	87,04	70,84	48,16	34,39	26,90	-
0,9	-	51,75	72,94	88,09	97,17	97,17	88,09	72,94	51,75	38,87	31,87	-
1,0	-	52,00	73,00	88,00	97,00	97,00	88,00	73,00	52,00	39,25	32,31	-
	3º Quadrante					2º Quadrante						
0,2	20,21	7,29	1,77	0,10	-	0,21	1,46	4,37	10,52	16,04	20,62	33,33
0,3	13,85	4,62	1,07	-	-	0,12	0,83	2,72	6,15	8,28	10,30	21,18
0,4	9,17	2,36	0,56	-	-	-	0,42	1,39	2,92	3,89	4,44	13,47
0,5	6,62	0,68	0,17	-	-	-	0,17	0,51	1,02	1,36	1,53	7,81

Fonte: Adaptado de Oosterveld (1970)

2.5.1.1.3. Curvatura máxima

A curvatura máxima (f_{max}) é definida pela Equação 2 para relações r/R menor que 0.6, pois para valores maiores ela vale metade da espessura máxima (t_{max}).

$$f_{max} = \frac{t_{max}}{2} - K_f t_{max} \quad (2)$$

2.5.1.1.4. Ângulo de passo

Para hélices de 4 pás, o passo varia nas seções até 0,5R, acima ele é constante (Figura 24). O valor de 97,2% era originalmente 92,2%, porém este valor não segue a sequência lógica de aumento do passo e deve tratar-se de um erro de digitação.

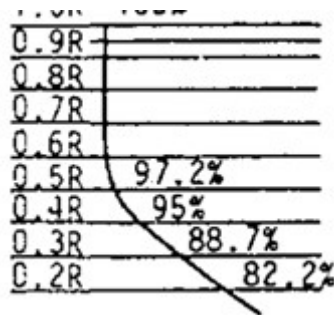


Figura 24 - Distribuição de passo para hélices com 4 pás (Z=4)

Fonte: Adaptado de Kuiper (1992)

O ângulo de passo (θ) é definido pela Equação 3 como:

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{P * Fator}{2\pi R} \right) \quad (3)$$

2.5.1.1.5. Rake

O Rake nesta série não é aplicável.

2.5.1.1.6. *Skew*

O skew varia até 0.5R, acima disso ele é zero, conforme Tabela 6.

Tabela 6 - Variação do skew em relação às seções do raio

r/R	$skew/c_r$
0,2	0,050
0,3	0,028
0,4	0,013
0,5	0,006
0,6	0
0,7	0
0,8	0
0,9	0
1,0	0

Fonte: Adaptado de Kuiper (1992)

2.5.1.1.7. *Bosso*

O diâmetro externo máximo do bosso é definido na Figura 22 como $0,167D$ e seu comprimento máximo na Figura 16 como $P/4$.

2.6. COEFICIENTES DE PROPULSÃO

2.6.1. Coeficiente de Esteira

O coeficiente de esteira diz respeito à velocidade com que o fluxo de água é entregue ao propulsor de uma embarcação. A esteira é conhecida como a perturbação gerada pela embarcação no fluido ao movimentar-se nele e é influenciado pela geometria do casco, por este motivo, o propulsor opera com um perfil de velocidade distinta da velocidade da embarcação (PAES, 2015). Este coeficiente é definido pela Equação 4.

$$w = 0,11 + \frac{0,16}{N_h} C_b^{N_h} \sqrt{\frac{\sqrt[3]{\nabla}}{H}} - \Delta w \quad (4)$$

Onde Δw é definido pela Equação 5, F_n e pela Equação 6 e C_b pela Equação 7:

$$\Delta w = 0,1 (F_n - 0,2) \quad (5)$$

$$F_n = \frac{v}{\sqrt{2g}} \quad (6)$$

$$C_b = \frac{\nabla}{L_{pp} B H} \quad (7)$$

2.6.2. Coeficiente Redutor da Força Propulsiva

Este coeficiente quantifica a influência do propulsor na resistência ao avanço. Ele relaciona a quantidade de empuxo efetiva necessária para manter a embarcação em uma velocidade de operação com a resistência ao avanço total. Esta diferença existe pois o

funcionamento do propulsor modifica o escoamento do fluido na região da popa. O coeficiente é definido pela Equação 8.

$$T = \frac{R_T}{(1 - t)} \quad (8)$$

Uma vez que o propulsor se encontra na região de esteira da embarcação é sensato concluir que este possui relação com o coeficiente de esteira ω . Para sistemas propulsivos compostos por duas hélices, o coeficiente é definido pela Equação 9 (PAES, 2015; FILHO et al, 2016).

$$t = 0,8w (1 + 0,25w) \quad (9)$$

2.6.3. Coeficiente de Avanço

Este relaciona a velocidade de avanço média no propulsor com a rotação do propulsor e seu diâmetro. O coeficiente de avanço é dado pela Equação 10 (FILHO et al, 2016).

$$J = \left(\frac{v_s (1-w)}{N D} \right) \quad (10)$$

2.6.4. Coeficiente de Empuxo

Este coeficiente é obtido ao normalizar o empuxo pela massa específica do fluido, pela rotação do propulsor e seu diâmetro e está relacionado com o empuxo gerado pelo sistema de propulsão. Desta forma, este coeficiente é dado pela Equação 11:

$$K_t = \frac{T}{\rho N^2 D^4} \quad (11)$$

Substituindo a Equação 8 na Equação 11 e multiplicando divisor e dividendo por $\frac{V_A^2}{V_A^2}$, tem-se uma nova formulação, representada pela Equação 12.

$$K_t = J^2 \left(\frac{R_t}{(1-t)\rho D^2 (1-w)^2 V_S^2} \right) \quad (12)$$

2.6.5. Coeficiente de Torque

Através do coeficiente de empuxo é obtido o Torque aplicado na hélice Equação 13 (LOUVEM, 2017).

$$K_Q = \frac{Q}{\rho D^5 N^2} \quad (13)$$

2.6.6. Potência

A potência entregue na ponta do eixo para a rotação do hélice nas condições definidas no projeto é definida pela Equação 14 (KUIPER, 1992).

$$Pot = 2 \pi N Q \quad (14)$$

2.6.7. Rendimento

O rendimento de um propulsor é a relação entre a potência entregue na ponta do eixo e a potência entregue efetivamente pela hélice e dada pela Equação 15 (KUIPER, 1992).

$$\eta_0 = \frac{K_T J}{2\pi K_Q} \quad (15)$$

2.7. RESISTÊNCIA HIDRODINÂMICA

Estudos publicados por Howe (SANTOS, et. al, 2016) permitiram o desenvolvimento de uma formulação capaz de obter a resistência ao avanço de uma embarcação em determinada via navegável. Ela é extremamente importante para a maximização da eficiência da barcaça utilizada e é dada pela Equação 16.

$$R_{t\ total} = F_i e^P H^R L p p^{0,38} B^{1,19} V_S^2 \quad (16)$$

Onde através da Equação 17 e 18 encontra-se os valores dos fatores de P e R na Equação 16, respectivamente:

$$P = \frac{1,46}{h-H} \quad (17)$$

$$R = 0,6 + \frac{50}{(w_V - B)} \quad (18)$$

2.8.CAVITAÇÃO

A cavitação é um fenômeno que ocorre nas pás do hélice devido à presença de regiões com pressões baixas, menores do que a pressão de vapor da água, fazendo com que o fluido mude da fase líquida para gasosa nestes locais. Neste processo, são formadas microbolhas, que ao implodirem, causa microerosões nas pás. Algumas das consequências que podem ser geradas são queda no empuxo, desgaste na superfície das pás e aumento de vibrações.

Em Burril (1978) foi realiza um estudo sobre a cavitação através de ensaio controlado em alguns modelos, gerando um diagrama para a avaliação da mesma, onde é possível estimar-se a cavitação percentual em relação à área de baixa pressão da hélice. Ele relaciona as pressões presentes nas pás (τ_C) e o índice de cavitação relativo à velocidade resultante na seção a $r/R = 0,70$ das pás ($\sigma_{0,7R}$) (Padovezi, 1997). No Gráfico 1 está presente este diagrama.

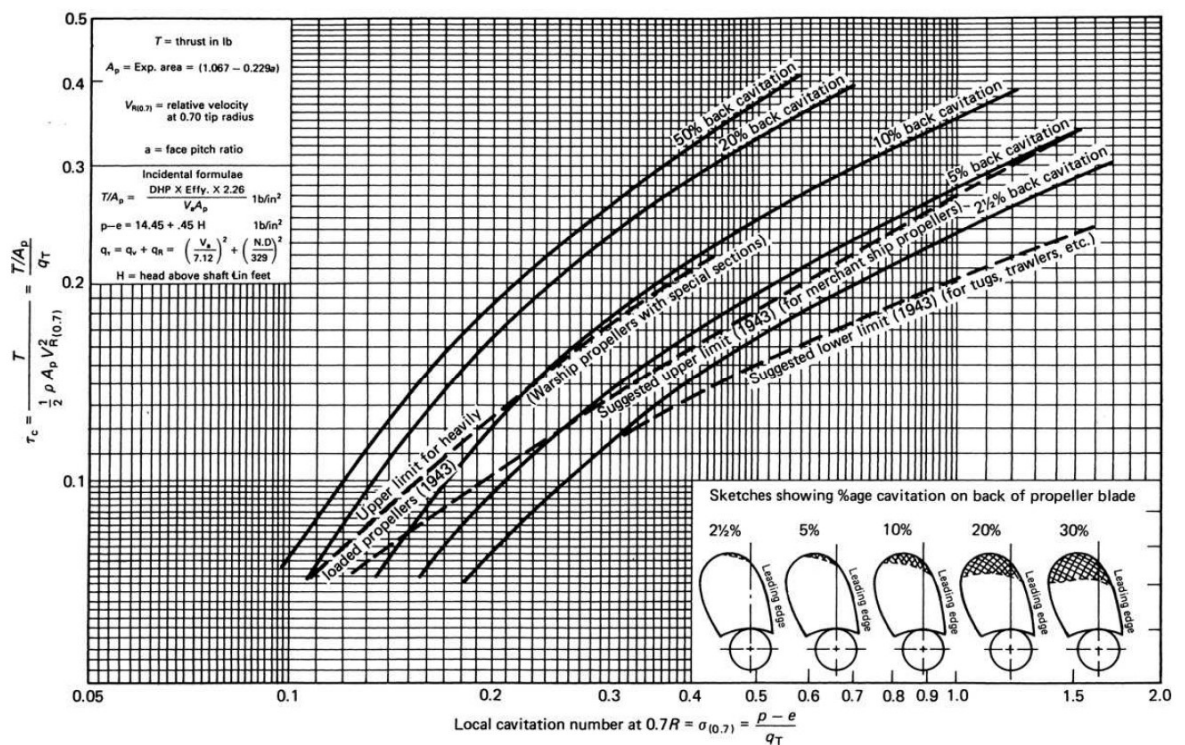


Gráfico 1 - Diagrama de Burril para estimativa de cavitação

Fonte: Carlton (2007)

Para análise da cavitação deste diagrama, é preciso encontrar o ponto correspondente às características do sistema no gráfico. No eixo vertical está presente o valor de τ_c e no eixo horizontal o valor de $\sigma_{0,7R}$, que são obtidos pelas Equações 19 e 20 (DIBO, 2015).

$$\tau_c = \frac{T}{0,5\rho[V_A^2 + (0,7\pi ND)^2] \frac{A_E \pi D^2}{A_P} \frac{1}{4} \left(1,067 - 0,229 \frac{P}{D}\right)} \quad (19)$$

$$\sigma_{0,7R} = \frac{P_{atm} + pg(H - E) - P_V}{0,5\rho[V_A^2 + (0,7\pi ND)^2]} \quad (20)$$

Caso a Equação 21 seja satisfeita, haverá perda de empuxo.

$$\tau_c \geq 0,7\sigma_{0,7R} \quad (21)$$

Com estes valores conhecidos é possível encontrar o ponto no gráfico de Burril, onde é dado a percentagem de cavitação. O ideal é que seja no máximo 10% (PADOVEZI, 2011).

Uma outra maneira para evitar a cavitação foi descrito por Trindade (2012) e é o método de Keller. Nesta formulação é possível estimar-se a razão de área de mínima (A_E/A_0) para que a cavitação não ocorra e representada pela Equação 22.

$$(A_E/A_0) = \frac{(1,3 + 0,3Z)Q}{(P_0 - P_V)D^2} \quad (22)$$

Onde:

Z = número de pás

Q = torque

D = diâmetro da hélice

P_o = pressão na linha central do eixo da hélice

P_v = pressão de vapor d'água

Capítulo 3

3. REQUISITOS DE PROPULSÃO DA EMBARCAÇÃO FLUVIAL

Neste capítulo serão definidas as características da embarcação para correta seleção dos componentes do sistema de propulsão, como a hélice adequada, o melhor duto, será analisada a cavitação nas pás e também a seleção do motor elétrico responsável pelo fornecimento da potência necessária para o funcionamento do mecanismo.

3.1.DIMENSÕES DA EMBARCAÇÃO

A embarcação fluvial utilizada no projeto do propulsor foi projetada em estudo anterior (CHICUNHA, 2018) que teve como origem uma barça modular, que está representada da Figura 25. No Anexo A é mostrado o desenho da embarcação original.



Figura 25 – Embarcação modelo do projeto

Fonte: Fabricante DAEMEN

Para dimensionar a embarcação, foi utilizada o fator de escala $\lambda = 2,31$, desta forma, a Tabela 7 mostra as dimensões antes e depois da definição deste fator.

Tabela 7 - Relação entre as dimensões da embarcação modelo e de projeto

	Embarcação Modelo	Embarcação do Projeto
L	18,3 m	42,27 m
L _{pp}	17 m	39,27 m
B	5.30 m	12.25 m
H	0.80 m	1.85 m

Fonte: Autor

3.2.PARÂMETROS DE NAVEGAÇÃO

Neste projeto alguns parâmetros foram mantidos do trabalho anterior de Chicunha e outros foram adaptados para otimizar o projeto ou evitar problemas futuros que comumente acontecem, como por exemplo a cavitação. Tais definições são apresentadas na Tabela 8.

Tabela 8 – Parâmetros de navegação

Parâmetro	Valor	Unidade
*Velocidade de Serviço (V_S)	8	Nós
Profundidade da Via (h)	3	Metros
Largura da Via (W_V)	100	Metros

*extraído de Lemgruber; et. al (2008)

Fonte: Autor

3.3. CARACTERÍSTICAS DO PROPULSOR

3.3.1. Seleção da Hélice

A metodologia adotada para a seleção do hélice que foi utilizada tem como primeiro passo o cálculo da resistência hidrodinâmica da embarcação (R_T) através da Equação 16. Primeiro, é necessário definir os coeficientes P e R.

O cálculo de P é feito através da Equação 17 com os valores de $h = 3 \text{ m} = 9,8425 \text{ ft}$, $H = 1,85 \text{ m} = 6,06955 \text{ ft}$:

$$P = 0,387$$

Para cálculo de R pela Equação 18 tem-se $w_V = 100 \text{ m} = 328,0834 \text{ ft}$ e $B = 12,25 \text{ m} = 40,1903 \text{ ft}$:

$$R = 0,7737$$

O valor de F_i foi definido segundo CAMPOS (2017, pag. 65) de acordo com a Tabela 9. Como a embarcação do projeto é auto propelida, o Fator de Integrabilidade (F_i) = 0,027.

Tabela 9 - Fator de integrabilidade F_i

Tipos de Embarcações / comboios	Fator de Integrabilidade (F_i)
Integrado ou Auto propelido	0,027
Semi Integrado	0,040
Não integrado	0,050
Chatas de dimensões diferentes entre si	0,0728

Fonte: Campos (2017)

Com os valores definidos de $L_{pp} = 42,27 \text{ m}$, $V = 8 \text{ nós}$ e a constante $e = 2,71828$, o valor de R_t pela Equação 16 é:

$$R_t = 5424,663 \text{ lbf} = 24138,67 \text{ N}$$

Este valor de R_t encontrado é definido como total, ou seja, como na embarcação tem-se a utilização de 2 propulsores, o valor para cada propulsor é:

$$R_T = 12069,33 \text{ N}$$

O próximo passo é definir o valor de K_{Tcasco} . Antes, são necessários os valores de t e w . Com os valores definidos de $N_h = 2$, $H = 1,85$ m, para w , utiliza-se a Equação 4, onde é necessário definir os valores de C_b , ∇ e Δw .

Através da Equação 7 e com $L_{pp} = 39,27$ m, $B = 12,25$ m, $H = 1,85$ m e $\nabla = 751,223$ m³, encontra-se o valor de $C_b = 0,844$.

Com a Equação 5 encontra-se o valor de $\Delta w = 0,0009$. O diâmetro do propulsor foi definido como 75% do tamanho máximo do calado (H):

$$D = 1,85 \times 0,75 = 1,40 \text{ m}$$

Substituindo os valores anteriores na Equação 4:

$$w = 0,254$$

Para o valor de t , e utilizada a Equação 9:

$$t = 0,216$$

Ao encontrar os valores anteriores, o próximo passo é encontrar o valor de K_T através da Equação 12.

$$K_T = J^2 0,834267 \quad (23)$$

Para a definição dos termos K_T e J , é necessário consultar a série sistemática utilizada no projeto, levando em conta todos os fatores necessários para que a seleção seja a correta e mais adequada para os requisitos do projeto.

Como o objetivo do trabalho não é focado somente no projeto da hélice, alguns parâmetros foram pré-estabelecidos, iguais ao projeto de Chicunha (2018), que são vistas em diversas outras aplicações em embarcações semelhantes, onde: são eles:

- O número de pás (Z) = 4: É o mais utilizado nas embarcações semelhantes disponíveis no mercado;
- O duto 19A: É o utilizado em embarcações com alta solicitação de carga;
- Razão de Áreas = 0,70: Muito utilizada em embarcações de carga.

Desta maneira a séria definida foi K_a 4-70 19A, onde:

K_a → identifica a série (Kaplan)

4 → número de pás da hélice

70 → é a razão de área das pás em % ($A_e/A_0 = 0,70$)

19A → tipo de duto

Definida a série sistemática, o próximo passo é recorrer aos diagramas $K_T \times K_Q \times \eta$ da mesma. O da série escolhida está disponível no Gráfico 2.

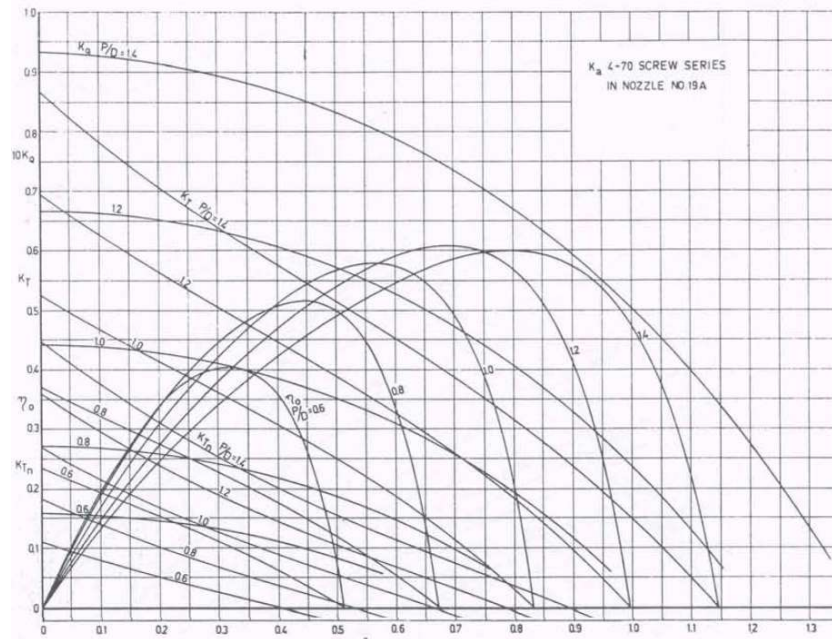


Gráfico 2 - Diagrama $K_t \times K_q \times n$ da hélice K_a 4-70 19A

Fonte: Kuiper (1992)

Para a seleção do hélice, é necessário encontrar o ponto onde a curva fornecida pela Equação 23 se iguale ao valor de K_T no gráfico da série para cada relação P/D e o valor de J correspondente. Os valores de K_T para cada valor de J estão na Tabela 10.

Tabela 10 - Valores de K_T para cada J do diagrama

J	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
K_T	0	0,008	0,033	0,075	0,133	0,209	0,300	0,409	0,534	0,676	0,834

Fonte: Autor

Para encontrar o ponto onde o K_T da equação é igual ao K_T do gráfico, a curva foi plotada no gráfico da hélice e traçada uma reta perpendicular para achar o valor de cada J e η_0 correspondentes às relações de P/D existentes. Os valores encontrados estão na Tabela 11 e podem ser analisados no Gráfico 3.

Tabela 11 – Pontos onde os valores de K_T se coincidem e os valores de J e η_0 correspondentes

Ponto	P/D	J	η_0
1	0,6	0,340	0,400
2	0,8	0,445	0,520
3	1,0	0,530	0,570
4	1,2	0,625	0,600
5	1,4	0,690	0,580

Fonte: Autor

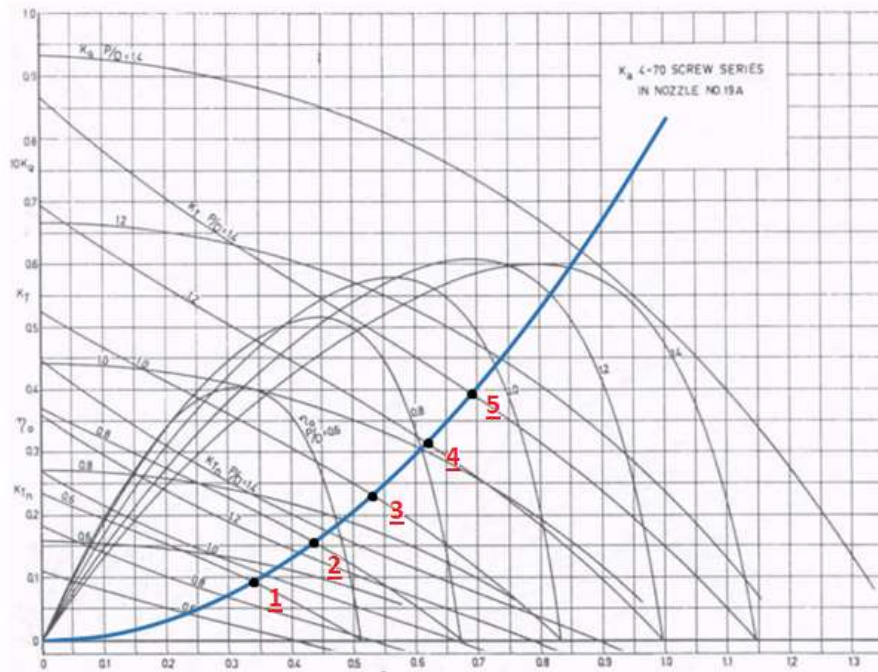


Gráfico 3- Pontos de equivalência dos valores de K_t para cada relação P/D

Fonte: Autor

Para a seleção da melhor hélice, foi selecionada a relação P/D com maior eficiência, que é a relação igual à 1.2, onde o rendimento vale 60%.

De acordo com (DANTAS; WEISS, 2015), na seleção do ponto de operação da embarcação, deve-se evitar a região indicada pelo paralelepípedo no Gráfico 4, pois nela, uma

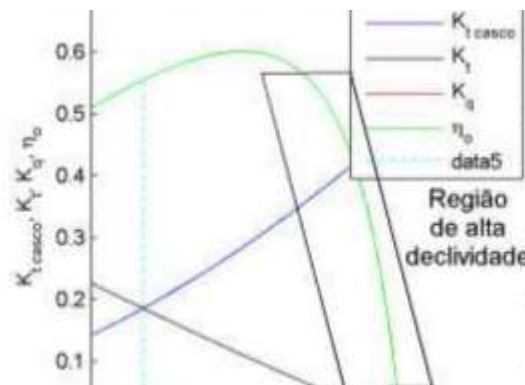


Gráfico 4 - Região que deve ser evitada para seleção da hélice

Fonte: Dantas; et. al (2015)

pequena variação nas condições em que a embarcação está submetida, poderia gerar uma perda considerável de desempenho.

Depois da definição de P/D , J e η_0 os demais parâmetros são definidos:

Com a Equação 23 é encontrado o valor de K_T .

$$K_T = 0,31569$$

Depois o valor de K_Q é encontrado através da Equação 15.

$$K_Q = 0,051919$$

A rotação da hélice é encontrada pela Equação 10:

$$N = 3,5074 \text{ s}^{-1} \cong 211 \text{ RPM}$$

Com o valor de K_Q definido podemos achar o Torque (Q) necessário a ser enviado à hélice, através da Equação 13:

$$Q = 3529,441 \text{ Nm}$$

A partir do Torque, acha-se a potência necessária a ser entregue na ponta do eixo para as condições de operação definida, através da Equação 14:

$$Pot = 78841,91 \text{ kW}$$

O próximo passo é avaliar a cavitação através do critério de Burril, através das Equações 19 e 20 e do gráfico 1. Os valores dos coeficientes definidos na Tabela 12.

Tabela 12 - Coeficientes pra Equações 19 e 20

Coeficiente	Valor	Unidade
T	15401,60451	N.m
ρ	1000	kg/m ³
V_A^2	9,418996	m/s
N	3,5074	s ⁻¹
D	1,4	m
Ae/Ao	0,7	-
P/D	1,2	-
P _{atm}	101300	Pa
g	9,81	m/s ²
H	1,8	m
E	0,925	m
P _v (20°C)	2300	Pa

Fonte: Autor

Os valores encontrados foram:

$$\tau_C = 0,227$$

$$\sigma_{0,7R} = 0,16712$$

O ponto gerado por estas coordenadas está representado no Gráfico 5 e nos garantiu uma cavitação menor do que 2,5%, conseqüentemente menor do que o critério definido por Padovezzi de 10%. Portanto, a hélice está aprovada no critério de cavitação.

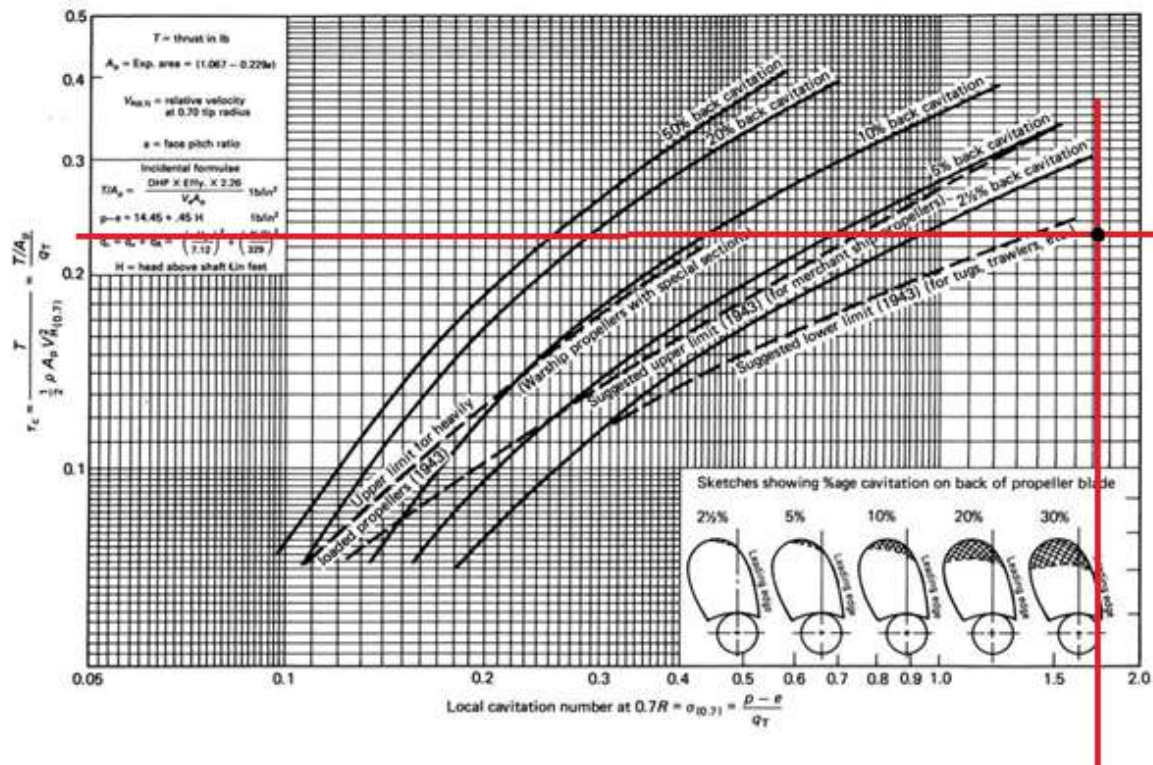


Gráfico 5 - Análise da cavitação no ponto encontrado

Fonte: Autor

3.4.REQUISITOS DE ACIONAMENTO

Com a potência a ser entregue na ponta do hélice conhecida e no valor de 81280,31 kW, é possível selecionar o motor responsável pelo acionamento de cada propulsor. É necessário a estimativa de uma margem de operação do motor que geralmente é definida entre 10 e 20%, ou seja, a potência máxima requerida deve corresponder à no máximo 90% da potência quando a operação do motor é máxima. Para este projeto, foi definido uma potência máxima de 90% em relação ao motor, assim a potência do motor é definida como:

$$\frac{78841,91}{0,9} = 87602,11 \text{ W}$$

O motor selecionado foi um motor WEG devido ao fato da consolidação da marca no mercado mundial e sua ampla rede de assistência técnica no país, sendo a maior do segmento. A seleção foi feita pelo próprio site da empresa, que possui uma ferramenta de entrada de parâmetros para a escolha do melhor motor disponível.

1º passo: Escolha do modelo

O modelo selecionado foi o HGF. Ele é sugerido pela própria empresa para aplicações em propulsores do setor naval. Na Figura 26 é possível ver algumas características responsáveis pela seleção do mesmo.

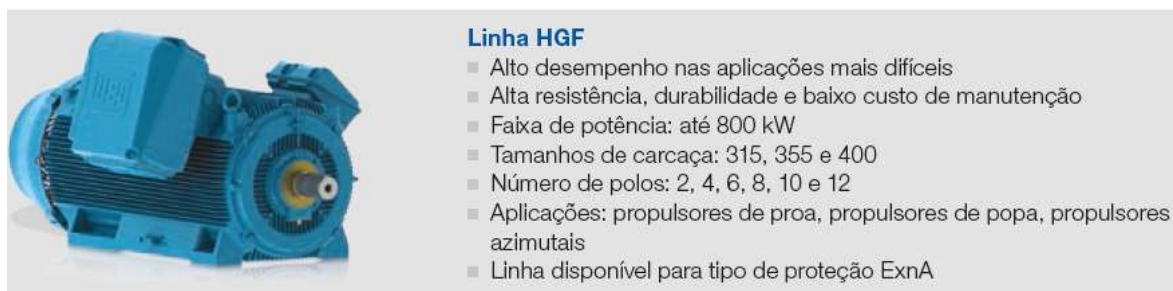


Figura 26 - Características do motor WEG da linha HGF

Fonte: Catálogo WEG

2º passo: Escolha das características

A menor potência fornecida por este motor é 90 kW, porém neste modelo o maior número de polos é 8, o que resulta em RPM síncrona igual a 800, e como a rotação do eixo da hélice é igual a 211, fica evidente que surgirão problemas para seleção do engrenamento. Diante desta situação, o motor selecionado tem potência de 150 kW.

O motor selecionado terá 8 polos (RPM síncrona igual a 900), e independentemente da tensão e corrente nominais, algumas características já podem ser definidas na Tabela 13. O Anexo B apresenta demais informações do motor, as dimensões para a carcaça 315C/D/E e a curva de conjugado x rotação.

Tabela 13 - Característica do motor HGF selecionado

Frequência	Carcaça	Peso	Rotação nominal
60 Hz	315C/D/E	1730 kg	889 RPM

Fonte: Autor

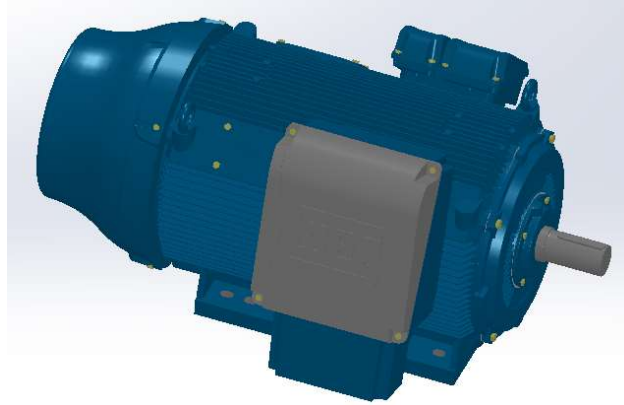


Figura 27 - Desenho computacional do motor elétrico HGF

Fonte: Biblioteca de CAD WEG

3º: Parâmetro para transmissão

Sabendo-se que a potência que deverá ser entregue pelo motor é de 78841,9 W, é necessário encontrar para quais parâmetros de rotação e torque o motor desenvolverá tal potência. Para isso é preciso consultar a Curva de Conjugado x Rotação do motor (ANEXO B). Com os dados deste gráfico, foi plotado uma curva de potência para cada ponto, e o resultado está no Gráfico 6.

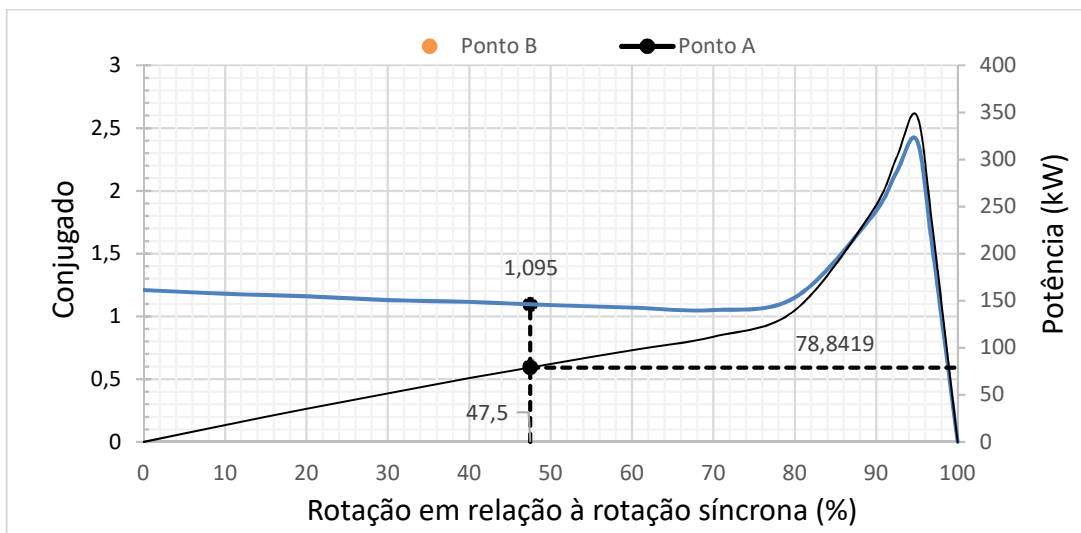


Gráfico 6 - Potência para cada relação Rotação x Conjugado

Fonte: Autor

Para a potência estimada para a movimentação da hélice (78841,9 W), foram encontrados os respectivos valores de rotação e conjugado que a geraram. Para este ponto, teremos RPM do motor igual a 428 e Torque igual a 1,095 do conjugado máximo que vale 1612 Nm, ou seja, Torque no motor é igual a 1765,14 Nm.

3.4.1. Diagrama de Bloco da Propulsão

O diagrama de bloco das ligações referentes ao acionamento de cada sistema de propulsão está representado no Anexo G. O grupo diesel-gerador não será dimensionado pois ele é responsável pela alimentação de demais equipamento da embarcação que não estão definidos neste projeto. O inversor de frequência também não será definido pois foge do escopo o trabalho e os motores de azimute ficarão como sugestão para futuros trabalhos, pois envolvem demais fatores e condições não especificadas aqui.

Capítulo 4

4. DESENVOLVIMENTO DO PROPULSOR

Nesta seção do projeto serão geradas as geometrias do duto, da hélice e projetados os eixos, as engrenagens, as chavetas, os acoplamentos e os mancais e seus respectivos rolamentos.

4.1.ESBOÇO DO MECANISMO

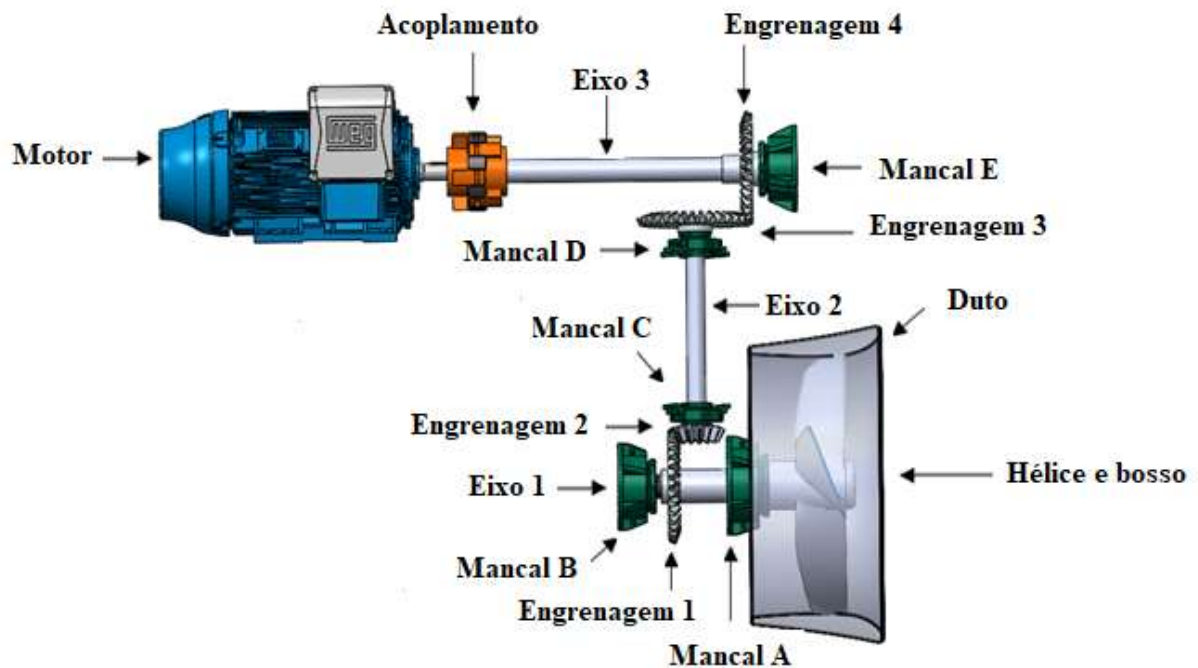


Figura 28 - Esboço do sistema de propulsão

Fonte: Autor

4.2.PROJETO DA HÉLICE

4.2.1. Duto

O duto do propulsor será o duto 19A conforme definido com Chicunha. A geometria dele é definida pela Tabela 2. Como o diâmetro do propulsor foi definido como 1,4 metros, e este tipo de duto tem relação $L/D = 0,5$, o seu comprimento máximo será 0,7 metro. O componente foi gerado com auxílio do software Solidworks e é mostrado da Figura 27.



Figura 29 - Duto 19A

Fonte: Autor

4.2.2. Pás

Para a confecção das seções da pá, é preciso consultar a série sistemática, onde diversos parâmetros são definidos. Com a hélice do projeto definida (K_a 4-70), pode-se observar um panorama geral dessas seções na Figura 22.

O método para a geração dessas geometrias consiste em encontrar o comprimento de corda (C_r) de cada seção do raio, seguido da espessura máxima (t_{max}) ao longo da corda, depois o skew, ou seja, o deslocamento no eixo perpendicular ao eixo de propulsão, as curvaturas ao

longo da corda não foram calculadas devido à cavitação muito baixa que incide sobre a superfície, sendo desnecessária, e por último o ângulo de passo.

Para a corda de cada seção do raio, foi utilizada a Equação 1 com os parâmetros definidos pela Tabela 3. Os valores são demonstrados na Tabela 14.

Tabela 14 - Valores do tamanho da corda para cada seção r/R

r/R	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Corda (mm)	323,89	369,46	410,865	448,595	482,65	510,58	530,915	543,41	592,655

Fonte: Autor

As espessuras foram obtidas com as orientações da Tabela 4, que faz relação com o diâmetro da hélice (D), e suas posições pela Tabela 5. Esta tabela traz as informações do valor da espessura em relação à espessura máxima (tmax) e sua posição em relação à posição (x_{tmax}) e os bordos de fuga ou ataque e pelos lados de sucção ou pressão. Estes dados são fornecidos em porcentagens, onde a posição de x_{tmax} é 0%, e tmax é 100%. Para as linhas da superfície serem traçadas, as coordenadas do 4º e 1º foram unidas em uma única, assim como as do 3º e 2º quadrante. O ponto de partidas das coordenadas foi do bordo de fuga [(x, y) = 0,0]. A Tabela 16 os resultados obtidos para a espessura máxima e sua posição.

Tabela 15 - Valores de espessura máxima e sua posição

r/R	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Tmax (mm)	56	49,28	42	34,3	26,6	19,32	12,88	8,54	7
Xtmax (mm)	-113,36	-147,05	-189	-220,26	-241,32	-255,29	-265,46	-271,70	-296,33

Fonte: Autor

Os skews foram obtidos pela Tabela 6 e estão disponíveis na Tabela 16 e no Gráfico 7 (para melhor visualização do efeito) onde acima de $0,5R$ o skew é igual a zero.

Tabela 16 - Valores de Skew para cada seção

r/R	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Skew (mm)	16,1945	10,34	5,34	2,69	0	0	0	0	0

Fonte: Autor



Gráfico 7 - Valores de Skew para cada seção

Fonte: Autor

Os ângulos de passo foram obtidos pela Equação 3 e estão disponíveis na Tabela 17.

Tabela 17 - Valores de ângulo de passo (θ)

r/R	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
θ (Graus)	52,22	45	40,75	35,81	32,48	28,62	25,52	23	20,90

Fonte: Autor

A Figura 29 representa as seções das pás e o efeito da aplicação do ângulo de passo no perfil.

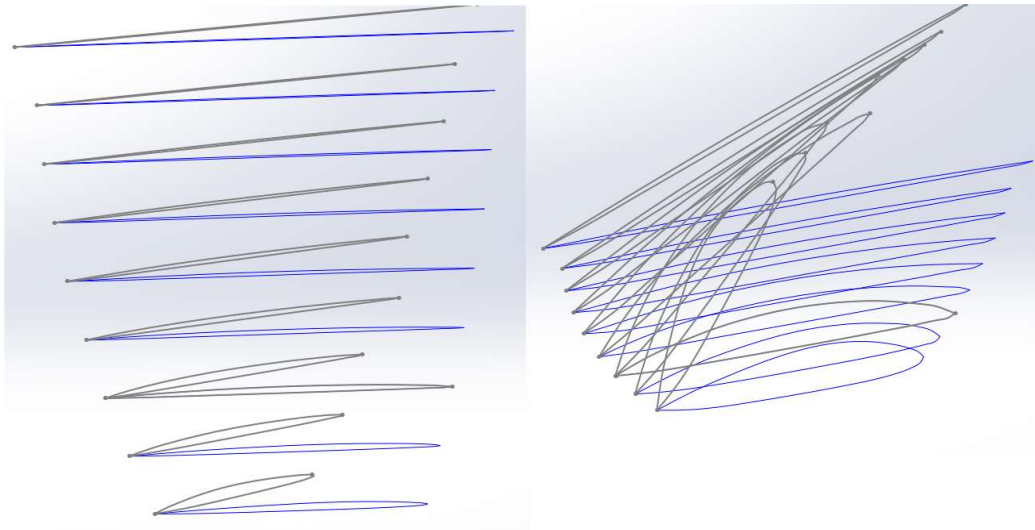


Figura 30 - Seções das pás sem ângulo de passo e com ângulo de passo

Fonte: Autor

4.2.3. Bosso

De acordo com a Figura 22, o diâmetro externo do bosso é igual a 0,167 do diâmetro da hélice, então seu diâmetro máximo vale 23,38 mm. Seu comprimento máximo foi definido na Figura 2 como um quarto do passo, portanto é igual a 42 mm ($P = D \times 1,2$). O diâmetro do bosso

foi estimado como 150mm. Na Figura é possível visualizar a geometria provisória do elemento, pois será necessário modifica-lo para a inserção de elementos de fixação (chaveta).

A Figura 30 mostra a geometria da hélice gerada e a Figura 31 ilustra o conjunto da hélice e do bosso montados ao duto 19A.

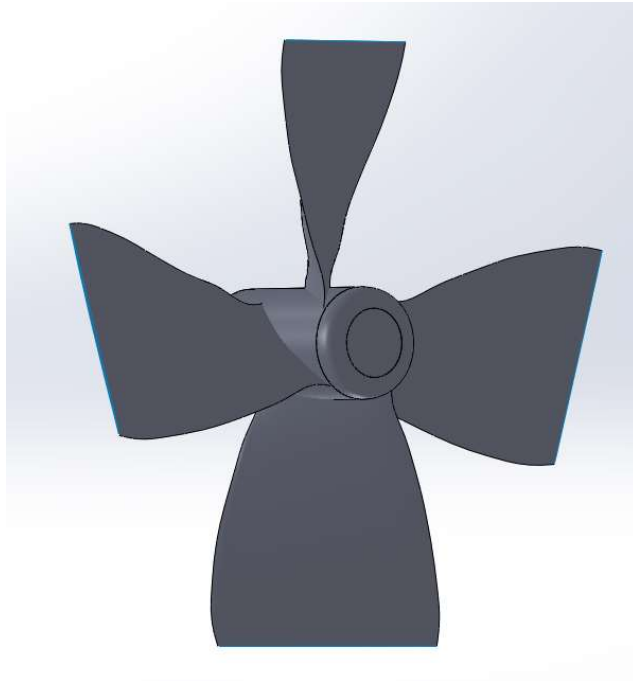


Figura 31 - Conjunto hélice e bosso

Fonte: Autor



Figura 32 - Montagem do conjunto da hélice e bosso junto ao duto 19A

Fonte: Autor

4.3.PROJETO DE TRANSMISSÃO

O propulsor foi definido como Z-drive, ou seja, terá três eixos: um horizontal acoplado ao motor, um vertical ligando o eixo anterior ao eixo de transmissão e um horizontal responsável pela movimentação do conjunto da hélice. As transmissões de movimento são dadas através de engrenagens cônicas, uma vez que os eixos são perpendiculares entre si.

4.3.1. Eixo da Hélice

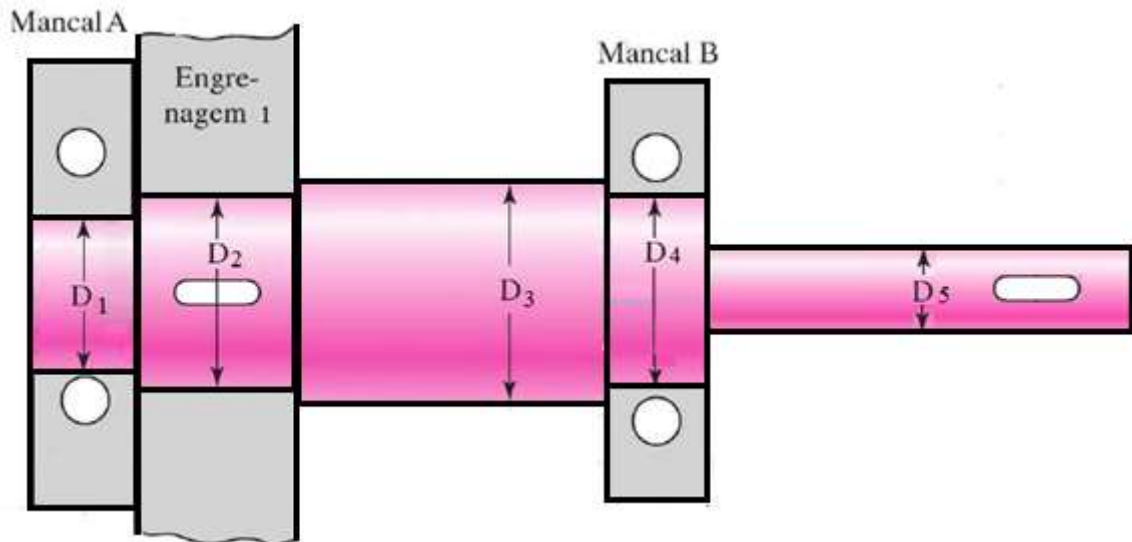


Figura 33 - Esquema do eixo

Fonte: Autor

O primeiro será o projeto do eixo conectado à hélice, pois o torque nesse eixo é fornecido ($Q = 3529,44 \text{ N}$). O seu esquema está representado na Figura 32.

4.3.1.1. Engrenagens

Para a seleção destas engrenagens foi consultado o catálogo do fabricante A.T.I. Brasil (ANEXO C) para engrenagens cilíndricas de dentes retos, pois elas são recomendadas para velocidades na linha primitiva de até 5 m/s e pelos custos mais baixos (NISBETT, BUDYNAS, 2011). Prevendo um diâmetro grande devido à presença de alto torque, foi escolhida as maiores engrenagens (Módulo 5) para relação de redução 1:2. A Figura 33 representa este

Engrenamento. É notável que os diâmetros de furo D_1 são menores do que o diâmetro do eixo, o que levará a um futuro alargamento do furo. Como seus pesos são muito pequenos, serão desconsiderados nas análises de forças. A Tabela 18 traz as informações das engrenagens.



Figura 34 - Exemplo de montagem de engrenagens cônicas

Tabela 18 - Engrenagem escolhido entre os eixos 1 e 2 Fonte: Catálogo A.T.I. Brasil

CÓDIGO	M	Z	De	Dp	A	F	Dn	D1	Dm	L	Lm	Peso
BE424050064	5	64	322,4	320	70	35	120	30	97,7	61	42	15,6
BE422050032	5	32	164,5	160	55	25	85	25	80,6	48	27	3,95

Fonte: Catálogo A.T.I. Brasil – Anexo C

Com valor do torque conhecido e a engrenagem cônica definidos, é possível definir algumas forças. Nisbett e Budynas (2011) define as forças em engrenagens cônicas para a coroa como:

4.3.1.1.1. *Força tangencial (W_t):*

$$W_t = \frac{Q}{r_{engrenagem}} \quad (23)$$

Onde:

Q = Torque no eixo

$r_{engrenagem}$ = Raio da engrenagem

4.3.1.1.2. *Força Radial (W_r)*

$$W_r = W_t \tan \Phi \cos \gamma \quad (24)$$

Onde:

Φ = ângulo de pressão (geralmente 20°)

γ = ângulo de cone entre as duas engrenagens cônicas

4.3.1.1.3. *Força Axial (W_a)*

$$W_a = W_t \tan \Phi \sen \gamma \quad (27)$$

Para o pinhão basta substituir o ângulo γ pelo ângulo Γ , que são complementares. Na Figura 34 é possível analisar a origem dos ângulos, que podem ser encontrados através das Equações 28, 29 e 30.

$$\tan \gamma = \frac{r_{pinhão}}{r_{coroa}} \quad (28)$$

$$\tan \Gamma = \frac{r_{coroa}}{r_{pinhão}} \quad (29)$$

$$\gamma + \Gamma = 90 \quad (30)$$

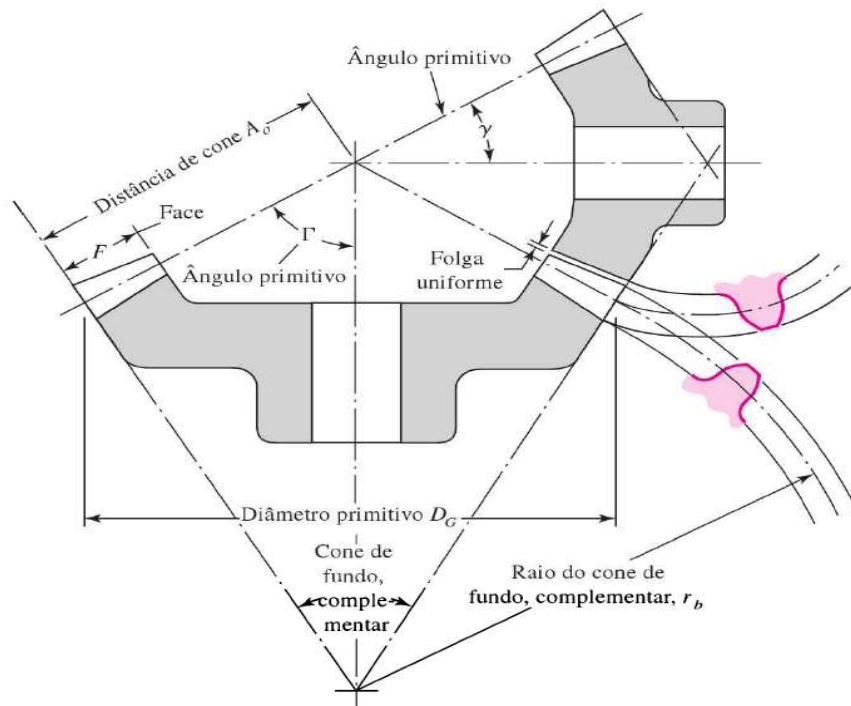


Figura 35 - Engrenamento cônico

Fonte: Nisbett, Budynas (2011)

Como neste eixo está presente a coroa, foram utilizadas as Equações 23 a 28. O diâmetro utilizado foi o D_p da Figura 28, onde diâmetro da coroa e do pinhão valem 320 e 160 mm, respectivamente. Assim gerou-se:

$$\tan \gamma = \frac{r_{pinhão}}{r_{coroa}} = \frac{160}{320} \quad \therefore \gamma = 26,56^\circ = 0,4635 \text{ rad}$$

$$W_t = 22059 \text{ N}$$

$$W_r = 7181,51 \text{ N}$$

$$W_a = 3589,96 \text{ N}$$

4.3.1.2. Conjunto hélice e bosso

Estes elementos tiveram seus materiais definidos como Bronze com densidade = 8,8 g/cm³. O método utilizado foi multiplicar a área expandida das pás (A_e) por uma espessura média estimada das sessões da hélice, que foi igual a 28 mm e soma-la com o peso estimado do bosso, onde foi considerado um diâmetro interno de 150 mm externo como 0,167D e o comprimento como o um quarto do passo. Assim:

$$P_{hélice+bosso} = 3367,88 \text{ N}$$

4.3.1.3. Peso do Eixo

O material do eixo foi definido como aço SAE 1020 laminado à frio e suas características estão representadas na Tabela 19.

Tabela 19 - Características do aço SAE 1020 laminado à frio

Tensão de resistência à tração (S_{ut})	Tensão limite de escoamento (S_y)	Densidade ($\rho_{aço1020}$)
450 MPa	260 MPa	7,87 g/cm ³

Fonte: Autor

O peso do eixo foi definido estimando-o com o maior diâmetro na extremidade do hélice, ou seja, igual ao diâmetro do bosso (0,167 do diâmetro da hélice) e o comprimento de 1,1 metro, através da Equação 31.

$$P_{eixo} = \text{Área transversal} \times \text{Comprimento} \times \text{Densidade} \quad (31)$$

Onde:

$$\text{Área transversal} = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi(0,167D)^2}{4} = 429,32 \text{ cm}^2$$

Comprimento = 100 cm

Densidade = 7,87 g/cm³

Assim:

$$P_{eixo} = 3314,54 N$$

A próxima etapa consiste na análise do diagrama de corpo livre do eixo 1 para encontrar as reações de apoio (Figura 35). O software utilizado foi o Excel e nos gerou os gráficos de momentos em relações aos planos (Gráficos 8 e 9).

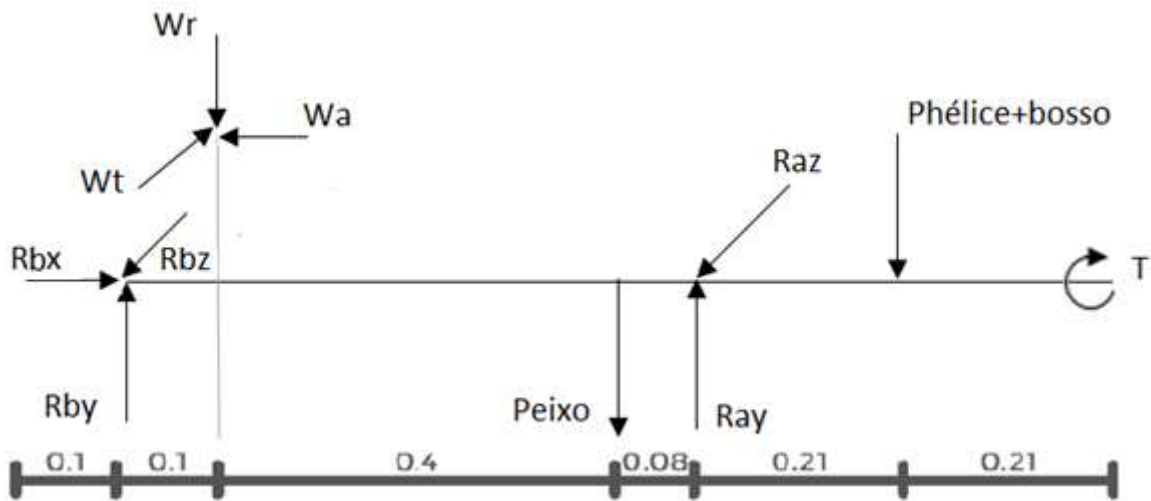


Figura 36 - Diagrama de corpo livre do eixo 1

Fonte: Autor

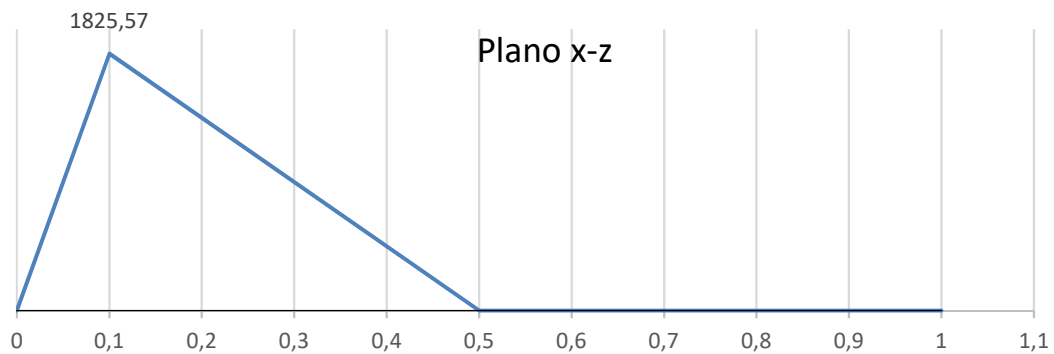


Gráfico 8 - Diagrama de momento fletor no plano x-z

Fonte: Autor

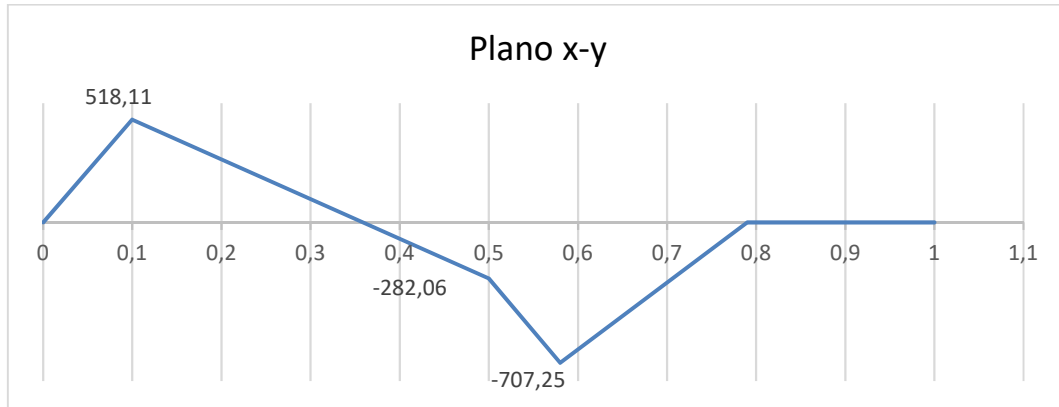


Gráfico 9 - Diagrama de momento fletor no plano x-y

Fonte: Autor

Percebe-se pelos gráficos de momento fletor que os pontos críticos são quando $x = 0,1$ m e $x = 0,58$ m. A seção crítica será a de maior momento resultante através da Equação 32.

$$M_R = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} \quad (32)$$

Para $x = 0,1$ m:

$$M_{R1} = \sqrt{518,11^2 + 1825,57^2} = 1897,67 \text{ Nm}$$

Para $x = 0,58$ m:

$$M_{R2} = \sqrt{-707,25^2 + 0^2} = 707,52 \text{ Nm}$$

Conclui-se então que a seção crítica que será utilizada para os demais cálculos será onde $x = 0,1$ m.

4.3.1.4. Fadiga

Para definir o diâmetro mínimo que o Eixo 1 deverá ter neste ponto, foi utilizado o critério DE-Goodman, que é definido pela Equação 33 (NISBETT, BUDYNAS, 2011).

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (33)$$

Onde:

n = fator de segurança

S_e = limite de resistência à fadiga

K_f = fator de concentração de tensão de fadiga para flexão

M_a = momento flexor alternante

K_{fs} = fator de concentração de tensão de fadiga para torção

M_m = momento flexor médio

T_a = torque alternante

T_m = torque médio

Com as condições especificadas neste projeto, a Equação 33 pode ser simplificada para $T_a = M_m = 0$, gerando a Equação 34.

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (34)$$

Os valores de M_a e T_m são conhecidos e valem 1912 N e 3529,44 N respectivamente. Para os valores de K_f e K_{fs} , foram utilizadas as Equações 35 e 36 e os valores da Tabela 20.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (35)$$

$$K_{fS} = 1 + q_{cisalhamento} (K_{ts} - 1) \quad (36)$$

Onde:

K_t = fator reduzido de concentração de tensão de fadiga para flexão

K_{ts} = fator reduzido de concentração de tensão de fadiga para torção

q = fator de sensibilidade ao entalhe para flexão (Gráfico 8)

$q_{cisalhamento}$ = fator de sensibilidade ao entalhe para torção (Gráfico 9)

Tabela 20 – Coeficientes K_t e K_{ts} para o eixo 1

	Flexional (K_t)	Torcional (K_{ts})	Axial
Filete de ressalto – pontudo ($r/D = 0,02$)	2,7	2,2	3,0
Filete de ressalto – bem arredondado ($r/D = 0,1$)	1,7	1,5	1,9
Assento de chaveta de extremidade fresada ($r/D = 0,02$)	2,14	3,0	-
Assento de chaveta formato de corredor de trenó	1,7	-	-
Sulco de anel retentor	5,0	3,0	5,0

Fonte: Nisbett, Budynas (2011)

Sendo conservador, foi definido um raio de entalhe para chaveta fresada, já prevendo a união do eixo 1 com a hélice e com a engrenagem por este elemento. Assim os valores foram definidos como $K_t = 2,14$ e $K_{ts} = 3,0$. Os valores dos coeficientes q e $q_{cisalhamento}$ são obtidos pelos Gráficos 10 e 11, respectivamente.

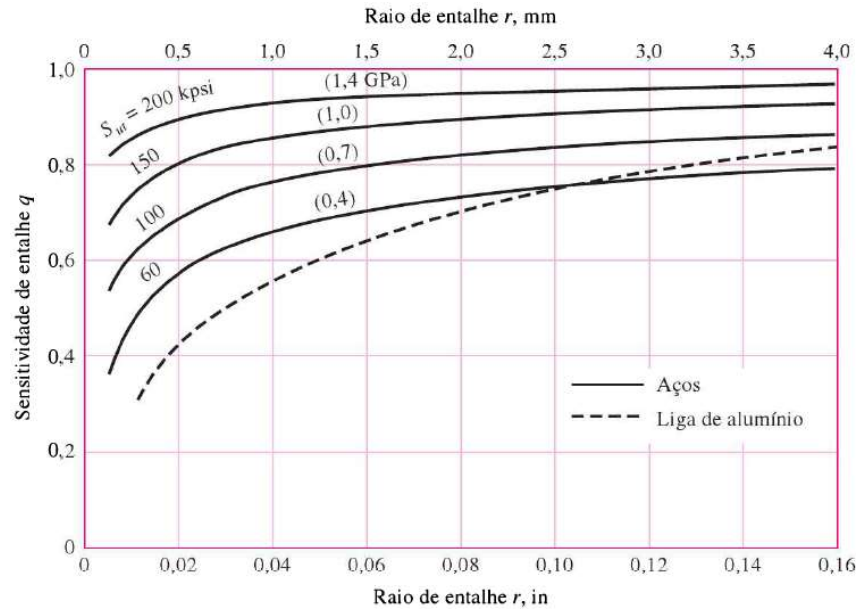


Gráfico 10 - Coeficiente de sensibilidade ao entalhe de flexão

Fonte: Nisbett, Budynas (2011)

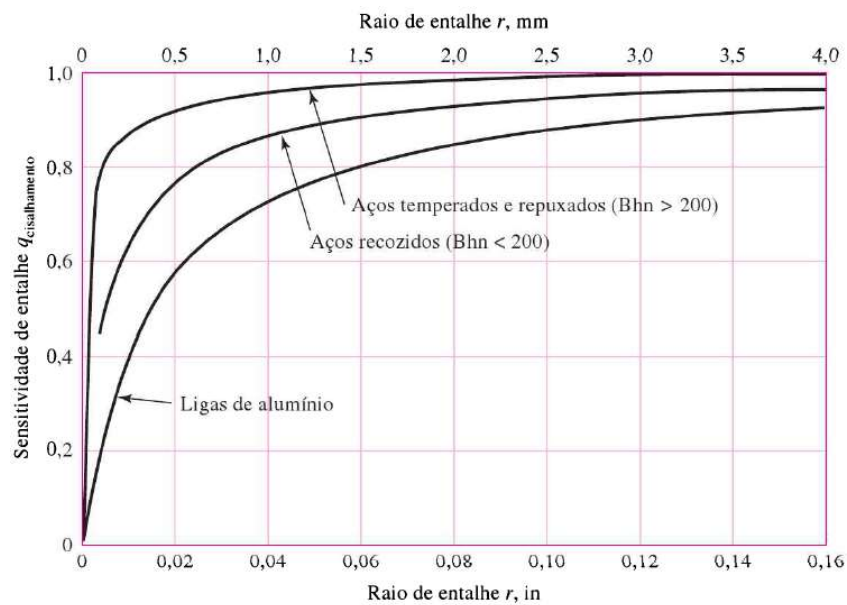


Gráfico 11 - Coeficiente de sensibilidade ao entalhe de torção

Fonte: Nisbett, Budynas (2011)

Estimando o diâmetro do eixo igual ao diâmetro externo do bossô de 23,38 mm, tem-se a relação $r/D = 0,02$, conseqüentemente $r = 0,46 \text{ mm} \cong 0,5 \text{ mm}$ e com $S_{ut} = 450 \text{ Mpa}$, os valores

encontrados foram de $q = 0,65$ e $q_{\text{cisalhamento}} = 0,5$. Substituindo nas Equações 35 e 26 respectivamente, tem-se:

$$K_f = 1,741$$

$$K_{fs} = 2$$

Para todos os coeficientes da Equação 34 serem definidos, é necessário o valor de S_e . Para isto, foi utilizado a Equação 37.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (37)$$

Em que:

k_a = fator de modificação de condição de superfície

k_b = fator de modificação de tamanho

k_c = fator de modificação de carga

k_d = fator de modificação de temperatura

k_e = fator de confiabilidade

k_f = fator de modificação por efeitos variados

S'_e = limite de endurance

4.3.1.4.1. *Fator de modificação de condição de superfície*

Este fator é definido pela Equação 38.

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (38)$$

Onde os expoentes são determinados pela Tabela 21.

Tabela 21 - Expoentes a e b para formulação do k_a

Acabamento superficial	Fator a	Expoente b
Retificado	1,58	-0,085
Usinado e laminado a frio	4,51	-0,265
Laminado a quente	57,5	-0,718
Forjado	272	-0,085

Fonte: Nisbett, Budynas 2011

Como o eixo foi laminado a frio, tem-se $a = 4,51$ e $b = -0,265$. Assim: $k_a = 0,8935$.

4.3.1.4.2. Fator de modificação de tamanho

Este fator é definido pela Equação 39, utilizada para eixos com $51 \leq d \leq 254$ mm.

$$k_b = 1,51d^{-0,157} \quad (39)$$

Foi estimada o diâmetro como igual ao do bossô (233,8 mm):

$$k_b = 0,641$$

4.3.1.4.3. Fator de modificação de carga

Este fator é definido pela Tabela 22.

Tabela 22 - Fator K_c

Valor	Carregamento
1	Flexão
0,85	Axial
0,59	Torção

Fonte: Nisbett, Budynas (2011)

Como o eixo sofre carregamento de Flexão, $k_c = 1$.

4.3.1.4.4. Fator de temperatura

Este fator é definido pela Tabela 23. Como o mecanismo não sofrerá mudanças de temperatura significativas, o fator $k_d = 1$.

Tabela 23 - Coeficiente K_d

Temperatura (°C)	k_d
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000

Fonte: Adaptado de Nisbett, Budynas (2011)

4.3.1.4.5. Fator de confiabilidade

Este fator é determinado pela Tabela 24. Foi definida uma confiabilidade de 50%, ou seja, $k_e = 1$.

Tabela 24 - Coeficiente K_e

Confiabilidade (%)	Fator de confiabilidade (k_e)
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,9999	0,620

Fonte: Adaptado de Nisbett, Budynas (2011)

4.3.1.4.6. Fator de modificação por efeitos variados

Estes coeficientes já foram calculados e serão desconsiderados da Equação 37.

4.3.1.4.7. Limite de endurance

Este limite é encontrado através da Equação 40, que é utilizada quando $S_{ut} \leq 1400$ MPa.

$$S'_e = 0,5S_{ut} = 225 \text{ MPa} \quad (40)$$

Substituindo os fatores encontrados anteriormente na Equação 37:

$$S_e = (0,8935)(0,641)(225) = 128,86 \text{ MPa}$$

Substituindo os valores encontrados na Equação 34 e admitindo um coeficiente de segurança igual a 1.5, o diâmetro mínimo do eixo da hélice na seção da engrenagem é encontrado:

$$D_2 = 84,31 = 85 \text{ mm}$$

Desta maneira é viável utilizarmos o eixo definido no início como igual ao do bossô do hélice, porém vamos reduzi-lo para 150 mm.

Admitindo uma razão típica de redução de diâmetro para suporte de $D/d = 1,2$ têm-se $D_4 = 1,2 \times 150 = 180$ mm, assim pode-se usar um eixo com diâmetro nominal de 180 mm, visto que não há concentradores de tensão no trecho, e conseqüentemente, admite um diâmetro maior sem necessidade de verificação.

Para o diâmetro do mancal A, foi escolhido uma relação de redução também de 1,2, assim o diâmetro na seção entre os pontos A e C será de 125 mm. Verificando esta seção para filetes de ressalto bem arredondado ($r/D = 0,1$ na Tabela 16, o que resulta em $r = 12,5$ mm), tem-se:

$$K_f = 1,7; q = 0,82 \rightarrow K_t = 1,574$$

$$K_{fS} = 1,5; q_{\text{cisalhamento}} = 0,95 \rightarrow K_{tS} = 1,475$$

Substituindo esses valores da Equação 34, acha-se o diâmetro. O momento resultante estimado mínimo para esta seção é:

$$D_1 = 79,75 \text{ mm}$$

Portanto, o diâmetro que foi definido como 125 mm é aceitável. Para a seção que será acoplada ao bossô da hélice, pode-se adotar o mesmo valor de diâmetro e de filete, visto que os esforços de momento nesta seção são muito menores.

Com todos os diâmetros especificados, o perfil do eixo ficou definido como:

$$D_1 = D_5 = 125 \text{ mm}$$

$$D_2 = D_4 = 150 \text{ mm}$$

$$D_3 = 180 \text{ mm}$$

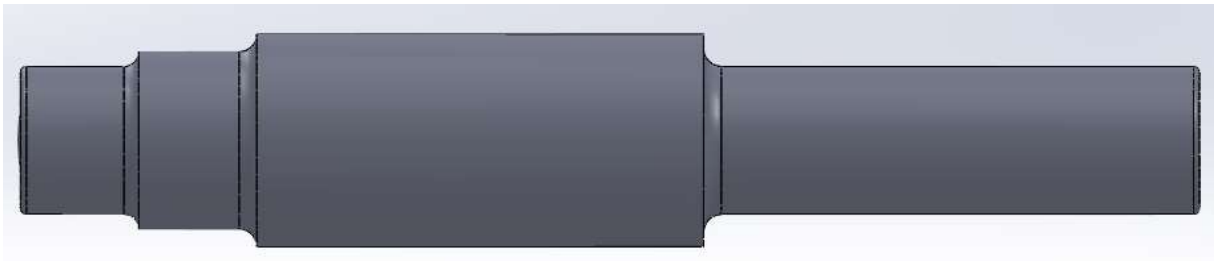


Figura 37- Representação em CAD do eixo 1

Fonte: Autor

4.3.2. Eixo 2 – Vertical

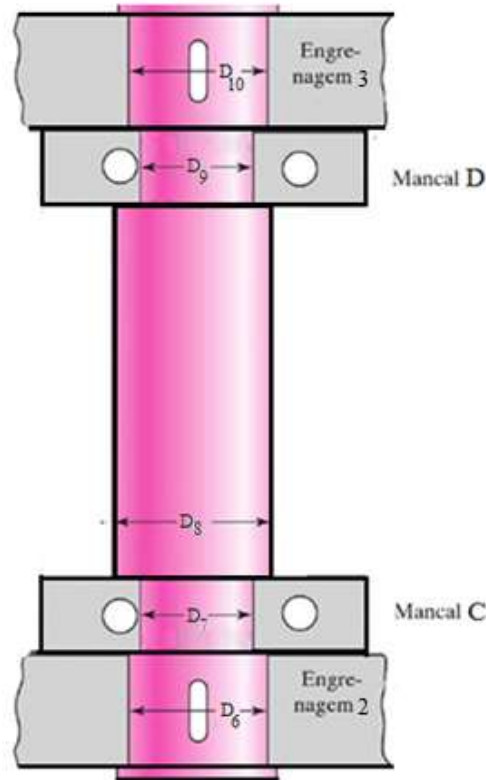


Figura 38 - Esquema do eixo 2

Fonte: Autor

Este eixo transmite a potência entre o eixo do motor e o eixo da hélice e seu esquema está na Figura 37. Foi estipulado para ele o comprimento de 1,3 metro e diâmetro de 100 mm. O material selecionado foi o aço SAE 1050 laminado a frio ($S_{ut} = 690 \text{ MPa}$, $\rho = 7,87 \text{ g/cm}^3$), mais resistente do que o do eixo 1, pois pelos resultados obtidos anteriormente, é previsível que este diâmetro possa ser muito próximo do valor mínimo recomendado. Com a Equação 31, foi encontrado o peso dele igual a $P_{\text{eixo2}} = 1637,18 \text{ N}$.

Para as forças na engrenagem 2, temos uma relação com as forças na engrenagem 1, onde: $W_{T2} = W_{T1}$, $W_{r2} = W_{A1}$ e $W_{A2} = W_{R1}$. Como valor da força tangencial na engrenagem 2 definido, é possível encontrar o seu Torque, que vale 1763,19 Nm, e pode-se admitir que é constante em todo o comprimento do eixo.

Como o torque é constante, pode-se definir agora as forças na engrenagem 3, porém, para isso, é necessário que a engrenagem nesta extremidade do eixo seja definida, para que as relações de transmissão sejam corretas e os dimensionamentos corretos para que as forças sejam encontradas. Portanto, é necessário definir o engrenamento das engrenagens 3 e 4. Com o RPM do motor definido em 427 e a rotação do eixo 2 com valor igual, a razão de transmissão adotada será de 1:1. A engrenagem escolhida para 3 e 4 foi a BE424050064, com $Z = 64$ dentes e $D = 320\text{mm}$, já definida na Tabela 18.

Assim os valores das forças para a engrenagem 3 são:

$$W_{T3} = 11020 \text{ N}$$

$$W_{R3} = W_{A3} = 2836,17 \text{ N, pois como os diâmetros são iguais, } \gamma = \Gamma = 45^\circ.$$

O Diagrama de corpo livre e os diagramas de momento fletor do eixo 2 estão disponíveis na Figura 28 e os momentos fletores nos Gráficos 12 e 13.

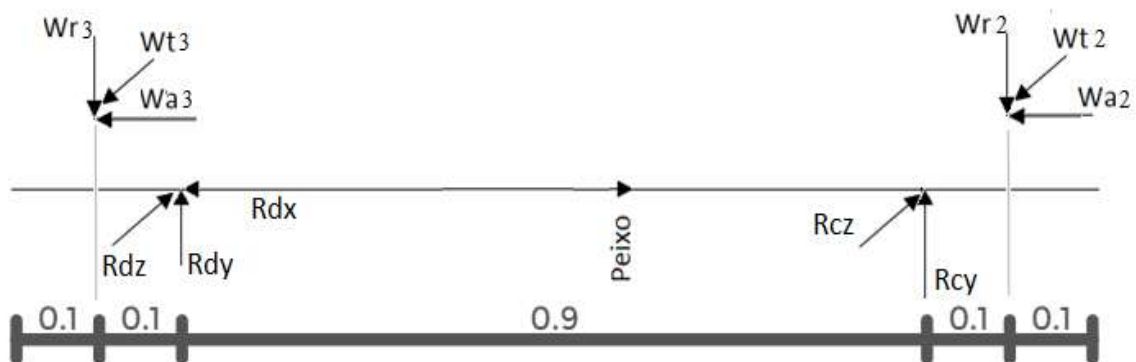


Figura 39 - Diagrama de corpo livre do eixo 2

Fonte: Autor

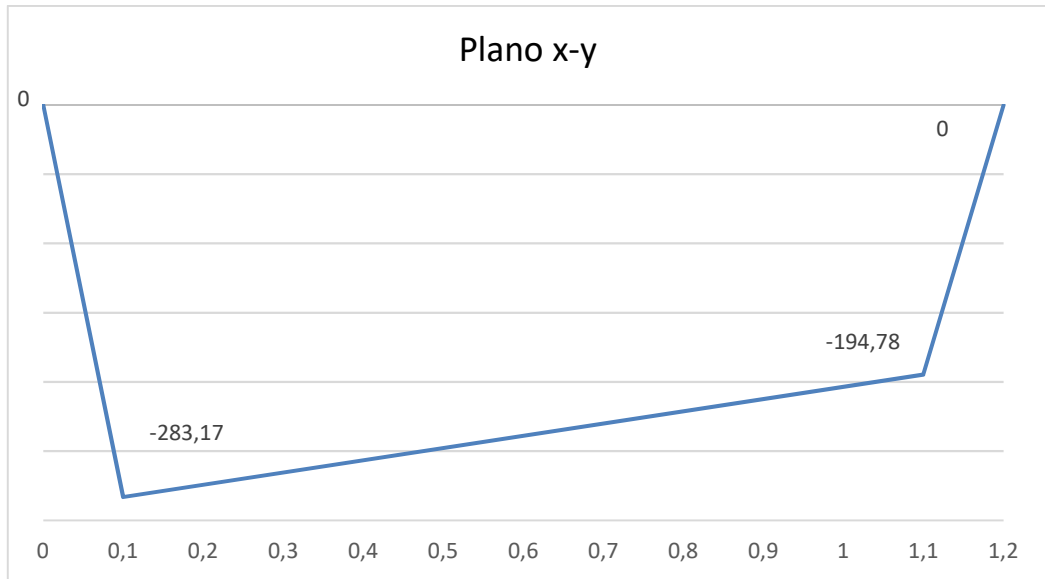


Gráfico 12- Diagrama de corpo livre no plano x-y para o eixo 2

Fonte: Autor

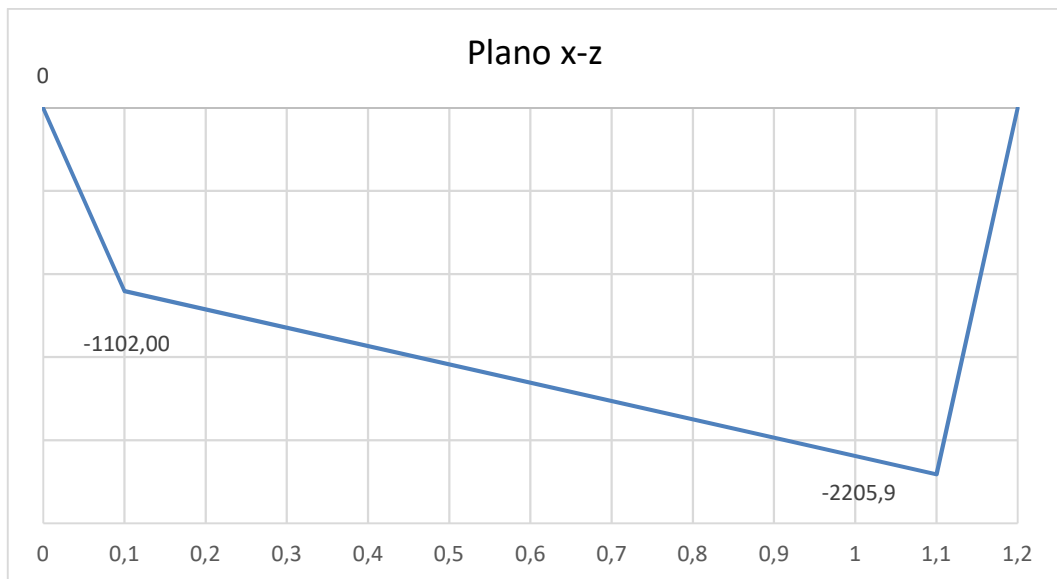


Gráfico 13 - Diagrama de corpo livre no plano x-y para o eixo 2

Fonte: Autor

Fazendo a análise dos momentos resultantes para as seções quando $x = 0,1$ e quando $x = 1,1$, tem-se que o maior momento é para a segunda região e no valor de 2214,48 Nm. Através

da Equação 34, obtém-se o valor mínimo do diâmetro para este eixo. O novo valor de limite à fadiga (S_e) é:

$$k_a = 0,798$$

$$k_b = 0,733$$

$$S'_e = 345 \text{ MPa}$$

$$S_e = (0,798)(0,733)(345) = 201,75 \text{ MPa}$$

Como neste ponto a fixação da engrenagem será por chaveta também, os valores de K_t e K_{ts} da Tabela 16 foram mantidos do eixo da hélice. Portanto da relação de $r/D = 0,02$ o raio do assento de chaveta foi estimado como 2 mm. Assim os fatores encontrados foram:

$$K_t = 2,14$$

$$K_{ts} = 3$$

Assim, os valores de q e $q_{\text{cisalhamento}}$ dos Gráficos 10 e 11 são, respectivamente, 0.81 e 0.9, que geraram das Equações 35 e 36 os fatores:

$$K_f = 1,9234$$

$$K_{fs} = 2,8$$

O diâmetro mínimo encontrado substituindo os valores na Equação 34 para um coeficiente de segurança de 1.5 foi:

$$D_{EIXO2} = 74,65 \text{ mm}$$

O diâmetro escolhido será de 80 mm, prevendo que o furo da engrenagem neste ponto, responsável pelo engrenamento com o eixo 1, será pequeno e o valor de 100 mm poderá trazer um furo excessivamente grande, coincidente com a superfície dos dentes.

Definindo um ressalto comumente de redução de 1.2, o diâmetro na seção dos rolamentos será de 67 mm. Como nesta seção não terá chaveta, os fatores K_t e K_{ts} foram definidos para ressaltos bem arredondados da Tabela 16, ou seja, 1.7 e 1.5 respectivamente. Assim, pelos Gráficos 6 e 7: $q = 0,85$ e $q_{\text{cisalhamento}} = 0.95$. Assim:

$$K_f = 1,7$$

$$K_{fs} = 1,5$$

O novo K_b para o diâmetro de 67 mm é igual a 0,78, levando à resistência à fadiga de 214,68 MPa. O diâmetro mínimo encontrado para esta seção foi de 66,96 mm para fator de segurança igual a 1,5, ou seja, a dimensão é aceitável.

Com todos os diâmetros especificados, o perfil do eixo 2 ficou definido como:

$$D_6 = D_{10} = 80 \text{ mm}$$

$$D_7 = D_9 = 67 \text{ mm}$$

$$D_8 = 100 \text{ mm}$$



Figura 40 - Esboço do eixo 2

Fonte: Autor

4.3.3. Eixo 3 – (Motor)

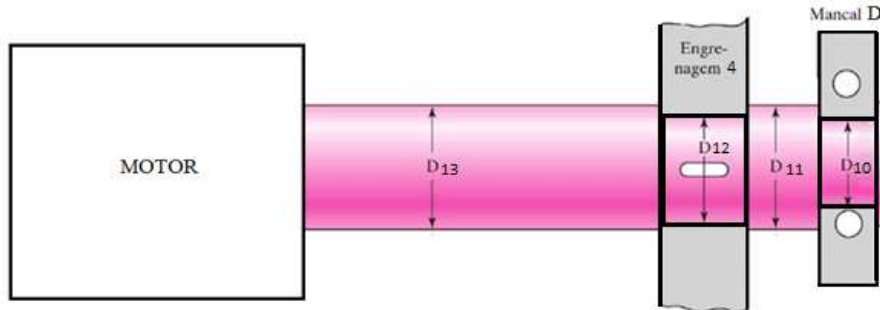


Figura 41 - Esquema do eixo 3

Fonte: Autor

Este eixo é responsável por transmitir a potência do motor ao eixo vertical e seu esquema está representado na Figura 40. O material definido para este eixo foi o mesmo do eixo 1, com as suas características apresentadas na Tabela 13. O torque desenvolvido pelo motor para transmitir a potência necessária para a hélice é igual ao torque na engrenagem 3, o que resulta em uma relação de transmissão de 1:1 e as forças de contato entre as engrenagens serão iguais.

Para análise dos esforços neste eixo, as forças na engrenagem 4 são definidas como: $W_{T3} = W_{T4}$, $W_{R3} = W_{A3} = W_{A4} = W_{R3}$, uma vez que as engrenagens são iguais. Portanto:

$$W_{R4} = 2406,58 \text{ N}$$

$$W_{T4} = 11020 \text{ N}$$

$$W_{A4} = 3208,76 \text{ N}$$

Com um comprimento estimado em 0,5 metro e diâmetro em 150 mm, o peso do eixo através da Equação 31 é igual a 682,16 N. O diagrama de corpo livre do eixo está mostrado abaixo na Figura 41 e os momentos fletores nos Gráficos 14 e 15.

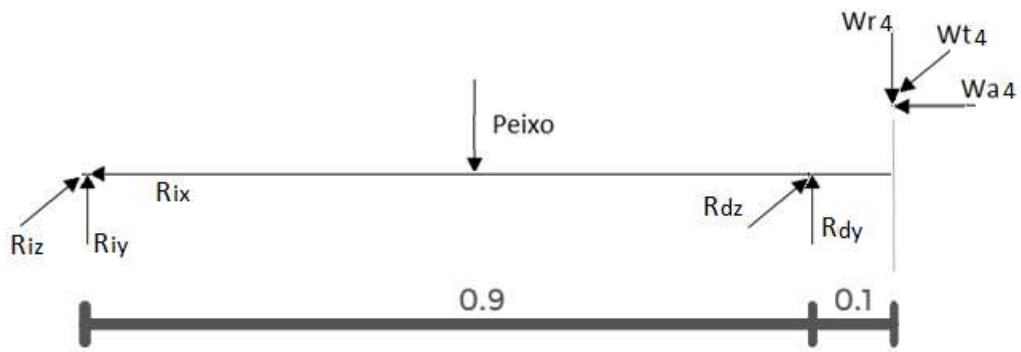


Figura 42 - Diagrama de corpo livre do eixo 3

Fonte: Autor

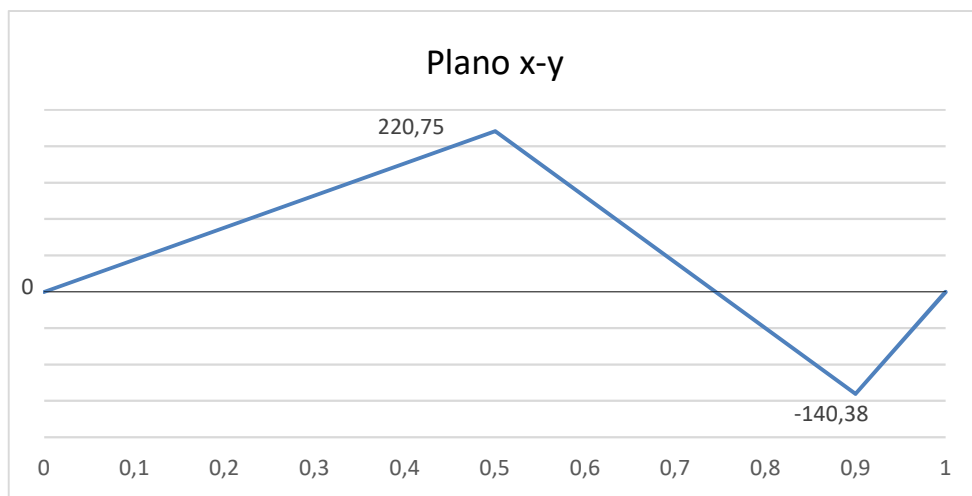


Gráfico 14 - Diagrama de momento fletor no plano x-y para o eixo 3

Fonte: Autor

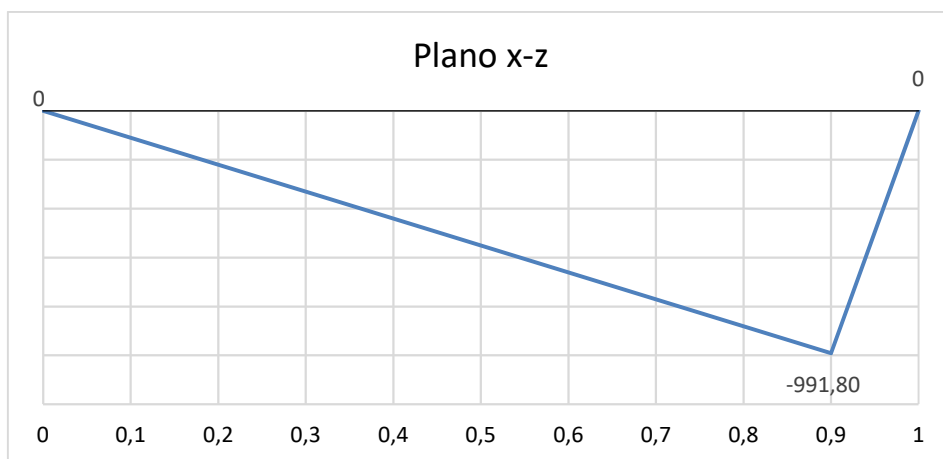


Gráfico 15 - Diagrama de momento fletor no plano x-z para o eixo 3

Fonte: Autor

Analisando os diagramas de momento fletor traçados, verifica-se dois pontos críticos, onde $x = 0,5$ m e $x = 0,9$. Conhecendo os momentos resultantes para cada seção através da Equação 32, tem-se os respectivos momentos iguais a 593,57 MPa e 1002,84 MPa, portanto a seção analisada primeiramente será onde $x = 0,9$ m.

Definindo a presença de chaveta na engrenagem 4 como elemento de fixação, da Tabela 16 tem-se K_t e K_{ts} iguais a 2,14 e 3,0 e para relação de $r/D = 0,02$, ou seja, $r = 3$ mm, tem-se $q = 0,8$ e $q_{cisalhamento} = 0,95$ e os fatores resultantes abaixo:

$$K_f = 1,912$$

$$K_{fs} = 2,9$$

Para o limite de resistência a fadiga, o coeficiente alterado é K_b , em função do diâmetro, o que resulta em:

$$S'_e = 138,11 \text{ MPa}$$

Substituindo os dados na Equação 34 para um fator de segurança igual a 1,5, tem-se que o diâmetro mínimo do eixo deve ser igual:

$$D_{eixo3} = 71,30 \text{ mm}$$

Para a análise do ressalto do mancal, foi definido como filete bem arredondado, ou seja, pela tabela 16 verifica-se $r/D = 0,1$ ($r = 15$ mm) e K_t e K_{ts} iguais a 1,7 e 1,5 respectivamente. Pelos Gráficos 6 e 7 tem-se os valores de $q = 0,8$ e $q_{cisalhamento} = 0,95$. Como uma relação de d/D comumente utilizada igual a 1,2, a seção no mancal deve ter 125mm. Os valores de K_f e K_{fs} são iguais a 1,56 e 1,475 respectivamente. O novo limite de resistência a fadiga será alterado, pois o fator k_b foi alterado. Seu novo valor é $S'_e = 142,13$ MPa. Desta maneira, o diâmetro mínimo da seção deve ser:

$$D_{12} = 62,54 \text{ mm}$$

Assim o diâmetro de 125 é aceitável. Para o diâmetro restante, o diâmetro também será pela redução de 1,2, o que resulta em 180 mm. Como não há concentradores de tensões e a flexão tende a zero próxima ao eixo, o diâmetro será aceitável.

$$D_{12} = D_{14} = 150 \text{ mm}$$

$$D_{11} = D_{13} = 125 \text{ mm}$$

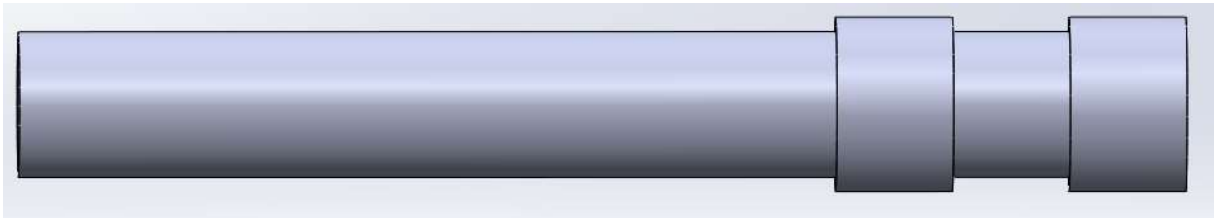


Figura 43 - Esboço do eixo do motor

Fonte: Autor

4.4.PROJETO DE MANCAIS

Em todo o mecanismo estão presentes 5 mancais. Os mancais A e B no eixo da hélice, os C e D no eixo vertical e o E no eixo acoplado ao motor e precisam ser devidamente dimensionados. Os catálogos dos fabricantes consultados estão no Anexo E.

4.4.1. Mancais A, C e E

Os mancais A, C e E foram definidos como de cilindros retos com mancais bipartidos, devido à sua utilização em eixos de navegação e está submetido apenas à esforços radiais. Foi utilizado o catálogo do fabricante Timken, que define para carregamento radiais a Equação 41.

$$L_{10}h = \frac{10^6}{60 n} \left(\frac{C}{P} \right)^{10/3} \quad \therefore C = \sqrt[10/3]{\frac{L_{10}h 60 n}{10^6} P} \quad (41)$$

Onde:

$L_{10}h$ = estimativa de vida com 90% de confiabilidade (horas)

C = capacidade de carga dinâmica do rolamento (N)

P = carga radial equivalente (N) x F_r (Fator de carga radial)

N = rotações (RPM)

Para o mancal A, a carga radial equivalente P é igual a $\sqrt{3803,28^2 + 8682,83^2} = 9479,27$ N, a rotação é igual a 211 RPM e a capacidade de carga dinâmica é obtida no catálogo do fabricante e depende do diâmetro do eixo. Como o diâmetro nesta seção é igual a 150mm, com fator de carga radial = 1,0 (Tabela 25) e com estimativa de vida de 100.000 horas (Tabela 26) substituídos na Equação 45, tem-se o valor de C igual a 80,8 kN.

Tabela 25 – Fator F_x para cada condição de carregamento

Condições de Carregamento	Fator F_x
Estável	1.0 a 1.3
Choque leve ou fora de equilíbrio	1.3 a 2.0
Choque alto ou vibração	2.0 a 3.0

Fonte: Catálogo de rolamentos Timken

Tabela 26 - Estimativa de vida em horas do rolamento

Máquina utilizada intermitentemente	500 a 2.000
Uso ocasional	5.000 a 10.000
Operação normal	20000 a 50.000
Operação contínua	75.000 a 100.000
Alta segurança	Maior do que 100.000

Fonte: Catálogo de rolamentos Timken

Consultando o catálogo do fabricante e analisando as características do rolamento da série para carregamento médios e diâmetro de eixo igual a 150 mm, o valor de C é igual a 730 kN. Conclui-se então que este rolamento suportará os esforços solicitados e sua referência é MSM150.

**Figura 44 - Mancal MSM150 Bipartido com rolamento de rolos cilíndricos**

Fonte: Biblioteca CAD Timken

No mancal C a rotação é igual 427 RPM, o diâmetro vale 67 mm e o esforço radial resultante é igual a $\sqrt{23162,9^2 + 1858,94^2} = 23236,48$ N. Para os mesmo parâmetro do eixo anterior, o valor de C para este rolamento é:

$$C = 244,762 \text{ kN}$$

Consultado o Anexo E, verifica-se que este valor de C só é admissível para diâmetro entre 70 ou 75 mm ($C = 297$ kN), portanto, este diâmetro do eixo será readequado para 70 mm, e o conjunto de rolamento e mancal escolhido foi o de referência MSM70 (Figura 44).

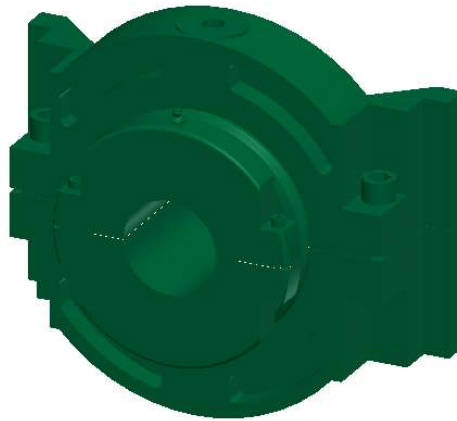


Figura 45 - Mancal de rolamento MSM70

Fonte: Biblioteca CAD Timken

No mancal E, que está sustentando o eixo acoplado ao motor, seu diâmetro é igual a 125 mm, sua também vale 427 RPM e a força radial resultante é igual a $\sqrt{1483,76^2 + 9918^2} = 10028,38$ N. Repetindo os mesmos parâmetro dos dois mancais anteriores, o valor de C encontrado é:

$$C = 105,63 \text{ kN}$$

Consultando novamente o catálogo para este diâmetro, o valor de C é igual a 525 kN, ou seja, o rolamento de referência MSM125 é adequado para este caso (Figura 45).



Figura 45 - Mancal de rolamento MSM125

Fonte: Biblioteca CAD Timken

4.4.2. Mancal B

O mancal B ele é um caso especial, pois ele está sujeito tanto a cargas radiais e axiais como deve impedir o deslocamento horizontal do eixo da hélice, portanto serão selecionados dois rolamentos, um para os esforços axiais e outro para os radiais.

Para os esforços radiais será utilizado um rolamento de rolos cilíndricos, como nos mancais A e C. O diâmetro neste mancal é 125 mm e sua RPM vale 211.

Um rolamento de cilindros retos será selecionado para as cargas radiais. Sua força radial resultante é igual $\sqrt{18255,72^2 + 5181,1^2} = 18976,7$ N, e a carga axial vale 3589,96 N.

Substituindo os valores na Equação 45, o valor de C encontrado é:

$$C = 160,94 \text{ kN}$$

Como para este diâmetro o fator C vale 525, o rolamento de referência MSM125 também atenderá à esta seção.

Para o rolamento de escora, o a carga resultante será puramente a axial, assim ela é igual a 3589,96 N. Substituindo os valores na Equação 45, tem-se:

$$C = 30,6 \text{ kN}$$

Para esta seção foi definida um diâmetro de 125 mm, e o diâmetro da seção logo à direita, onde está a engrenagem 1, como 150 mm, porém ao consultar a tabela do fabricante Timken, o rolamento axial de rolos cilíndricos necessita de um diâmetro mínimo na região de contato com o eixo. Desta maneira, o maior diâmetro permitido para o rolamento que atende à dimensão deste eixo é 88,9 mm, sua referência é 35TP113. Como já foi verificado anteriormente que o diâmetro mínimo era igual a 79,85 mm, este rolamento atenderá aos requisitos deste projeto (Figura 46).



Figura 46 - Rolamento axial 35TP113

Fonte: Biblioteca CAD Timken

4.4.3. Mancal D

O mancal D será selecionado de outra maneira pois ele está sujeito à solicitação axial também. Foi definido que o rolamento será um rolamento de esferas. A diferença da Equação para quando a carga axial está presente é que a carga P resultante será dada pela Equação 42:

$$P = F_{axial} Y + F_{radial} X \quad (42)$$

Onde:

Se $(F_{axial}/F_{radial}) \geq e$, $X = 0,4$ e $Y = Y1$, caso contrário, $X = 1$ e $Y = 0$.

Indo ao catálogo do fabricante e selecionando para um diâmetro de 125 mm, não é encontrado nenhum rolamento com este diâmetro de furo, então o diâmetro nesta seção será readequado para 130 mm. Assim, encontra-se o modelo 6026, onde o C dinâmico vale 250,9

kN e o C estático 96,8 kN. A constante e é definida pela razão entre a Força axial e a carga estática, ou seja:

$$\frac{F_{axial}}{Carga\ estática} = \frac{3212,62}{96800} = 0,03422$$

A razão entre as cargas axiais e radiais valem:

$$\frac{F_{axial}}{F_{radial}} = \frac{3312,62}{\sqrt{1483,76^2 + 9918^2}} = 0,33$$

O valor de e deve ser obtido por interpolação da Tabela 27.

Tabela 27 - Fatores de carga para seleção de rolamentos

Fa/C ₀	e	Fa/(VFr) ≤ e		Fa/(VFr) > e	
		X ₁	Y ₁	X ₂	Y ₂
0,014*	0,19	1	0	0,56	2,30
0,021	0,21	1	0	0,56	2,15
0,028	0,22	1	0	0,56	1,99
0,042	0,24	1	0	0,56	1,85
0,056	0,26	1	0	0,56	1,71
0,070	0,27	1	0	0,56	1,63
0,084	0,28	1	0	0,56	1,55
0,110	0,30	1	0	0,56	1,45
0,17	0,34	1	0	0,56	1,31
0,28	0,38	1	0	0,56	1,15
0,42	0,42	1	0	0,56	1,04
0,56	0,44	1	0	0,56	1,00

*Use 0,014 se Fa/C₀

Fonte: Nisbett, Budynas (2011)

O valor de e foi interpolado para 0,227, e como a razão entre as cargas é maior do que este valor, o valor de X será 0,56 e o de Y será obtido por interpolação também. Assim:

$$Y = 1,94$$

Com estes coeficientes definidos, o valor da carga P pela Equação 47 será:

$$P(10028,36)(0,56) + (3312,62)(1,94) = 12042,36 \text{ N}$$

Substituindo os valores na Equação 45, o valor de C encontrado é:

$$C = 126,85 \text{ kN}$$

Verificando as características do mancal selecionado (6026), o seu C é igual a 250,9 kN, portanto ele se adequa às especificações (Figura 46).



Figura 47 - Rolamento NSK 6026

Fonte: Biblioteca CAD NSK

4.5.PROJETO DE ELEMENTOS DE FIXAÇÃO

4.5.1. Acoplamento

O acoplamento será o elemento responsável pela fixação do eixo de propulsão ao eixo do motor e foi selecionado com base na seleção de Ribeiro e Silva (2018). A metodologia utilizada foi descrita pelo fabricante do componente e foi descrita no Anexo D.

O fabricante escolhido foi a Mademil, e a empresa define como procedimento para seleção do elemento através da Equação 43. O torque atuante do acoplamento é descrito como:

$$\text{Torque atuante} = 716,2 \frac{N F_c}{n} \quad (43)$$

Onde:

N = Potência (Cv)

n = Rotação de trabalho (rpm)

F_c = Fator de Serviço

O fator de serviço é definido pela Equação 44 e seus fatores pelas Tabela 23 a 25.

$$F_c = F_s F_T F_P \quad (44)$$

Do Anexo D foram selecionados os fatores como $F_s = 1,5$, $F_t = 1,1$ e $F_p = 1,0$. O valor de F_c encontrado foi:

$$F_c = F_s F_T F_P = (1,5)(1,1)(1,0) = 1,65$$

Substituindo o valor de F_c , da potência máxima do motor de aproximadamente 200 Cv (150 kW) e da rotação nominal de 889 RPM na Equação 43 é encontrado o valor do torque nominal:

$$\text{Torque atuante} = 265,85 \text{ kgf.m}$$

Pela análise da Tabela 1 do Anexo D, o acoplamento indicado seria o GR 214, porém ele não atende aos requisitos dos diâmetros dos eixos. Assim, o acoplamento escolhido foi o modelo GR 330, pois seu diâmetro máximo de furo para união com os eixos é de 160 mm (Figura 48).



Figura 48 - Acoplamento selecionado para eixo do motor

Fonte: Catálogo fabricante Mademil

4.5.2. Chavetas

A fixação entre as engrenagens cônicas e os eixos e o bosso da hélice com o eixo será feito através de chavetas. A norma NBR 6375 foi usado como referência para o dimensionamento desses elementos. Os valores estão presentes na Tabela 28.

Tabela 28 - Dimensões e Tolerâncias para rasgos de chaveta

Eixo		Chaveta		Rasgos de Chaveta														
Diâmetro d		Seção b x h		Nomi- nal		Largura				Profundidade				Raio r				
						Ajutes c/ folga				Eixo		Cubo						
						Ajutes c/ folga		Ajuste normal		Ajuste c/		t1				t2		
Acima de	Até					no		no		interferên- cia P9	No m	Afast	Nom		Afast	Máx	Min	
						Eixo H9	Cubo D10	eixo N9	Cubo J59				Nom	Afast				
	65	75	20 x 12	20														
	75	85	22 x 14	22	+0,052	+0,149	0	+0,026	-0,022		9,0			5,4			0,6	0,4
	85	95	25 x 14	25	0	+0,065	-0,052	-0,026	-0,074		9,0	+0,2		5,4	+0,2		0,6	0,4
	95	110	28 x 16	28							10,0			6,4			0,6	0,4
	110	130	32 x 18	32							11,0			7,4			0,6	0,4
	130	150	36 x 20	36							12,0			8,4			1,0	0,7
	150	170	40 x 22	40	+0,062	+0,180	0	+0,031	-0,026		13,0			9,4			1,0	0,7
	170	200	45 x 25	45	0	+0,080	-0,062	-0,031	-0,088		15,0			10,5			1,0	0,7
	200	230	50 x 28	50							17,0	+0,3		11,4	+0,3		1,0	0,7
	230	260	56 x 32	56	+0,074	+0,220	0	+0,037	-0,032		20,0			12,4			1,6	1,2
	260	290	63 x 32	63	0	+0,100	-0,074	-0,037	-0,106		20,0			12,4			1,6	1,2

Fonte: Adaptado de ABNT-NBR 6375

Para dimensionamento de chavetas são necessários avaliar a resistência diante de duas tensões. Primeiro é necessário encontrar a força atuante na chaveta que é dada pela Equação 45.

$$F_{chaveta} = \frac{Q}{r} \quad (45)$$

Onde,

Q = torque no eixo

r = raio do eixo

Próximo passo são achar as tensões atuantes, que são: a de cisalhamento (Equação 46) e esmagamento (Equação 47).

$$\frac{\tau_c}{n} = \frac{F_{chaveta}}{l_c b} \therefore l_c = \frac{F_{chave} n}{b \tau_c} \quad (46)$$

Onde:

l_c = comprimento da chaveta

b = largura da chaveta

$$\frac{\sigma_e}{n} = \frac{F_{chaveta}}{l_c (h - t_1)} \therefore l_c = \frac{F_{chaveta} n}{\sigma_e (h - t_1)} \quad (47)$$

Onde:

h_c = altura da chaveta

t_1 = profundidade do rasgo no eixo

O material para todas as chavetas foi definido como aço SAE 1040 com tensão de escoamento igual a 490 MPa e tensão limite de cisalhamento igual a 282 MPa (0,577 da tensão de escoamento).

4.5.2.1. Eixo 1

Neste eixo serão usadas duas chavetas: uma para fixação do bosso da hélice e outra para a fixação da engrenagem 1.

Para o bosso da hélice, tem-se diâmetro do eixo igual a 125 mm. Da Tabela 26 são extraídos os parâmetros: $b = 32$ mm, $h = 18$ mm, $t_1 = 11,0$ mm. Pelas Equações 45 a 47, com fator de segurança definido como 2, encontram-se:

$$F_{chave} = 56471,04 \text{ N}$$

$$l_c = 12,5 \text{ mm}$$

$$l_c = 32,9 \text{ mm}$$

Portanto o comprimento desta chaveta será 32,9 mm.

Para a engrenagem 1, onde o diâmetro é igual 150 mm, os parâmetros são: $b = 36$ mm, $h = 20$ mm, $t_1 = 12,0$ mm e o raio nesta seção do eixo vale 75 mm. Pelas Equações 43 a 45, com fator de segurança definido como 2, encontram-se:

$$F_{cha} = 47059,2 \text{ N}$$

$$l_c = 9,27 \text{ mm}$$

$$l_c = 25,5 \text{ mm}$$

Portanto o comprimento desta chaveta será 25,5 mm.

4.5.2.2. Eixo 2

Neste eixo serão usadas duas chavetas, uma para cada engrenagem (2 e 3), porém elas serão idênticas, pois os torques são iguais e o diâmetro nas seções também. Os parâmetros para diâmetro de 80 mm são: $b = 22$ mm, $h = 14$ mm, $t_1 = 9$ mm. Pelas Equações 45 a 47, com fator de segurança definido como 2, encontram-se:

$$F_{chave} = 44079,75 \text{ N}$$

$$l_c = 14,21 \text{ mm}$$

$$l_c = 38,33 \text{ mm}$$

Portanto o comprimento destas duas chavetas serão de 38,33 mm.

4.5.2.3. Eixo 3

Neste eixo é necessário o dimensionamento da chaveta do mancal E e da chaveta que fixará o eixo ao acoplamento.

Na seção da engrenagem o diâmetro é igual a 125 mm, portanto: $b = 32$ mm, $h = 18$ mm, $t_1 = 11,0$ mm. Pelas Equações 43 a 45, com fator de segurança definido como 2, encontram-se:

$$F_{chave} = 28211,04 \text{ N}$$

$$l_c = 6,25 \text{ mm}$$

$$l_c = 16,44 \text{ mm}$$

Portanto o comprimento desta chaveta será de 16,44 mm.

Capítulo 5

5. CONCLUSÃO

Ao final de muitos dados analisados, mecanismos projetados, geometrias definidas e parâmetros encontrados, pode-se tirar conclusões à respeito de alguns pontos tratados no decorrer do projeto.

5.1.RESULTADOS ALCANÇADOS

O objetivo deste trabalho inicial era a viabilidade inicial da construção por meios próprios de um mecanismo de propulsão, e apesar de muitos fatores envolvidos, é possível, dependendo apenas do tempo hábil para demanda do projeto.

Ao final deste projeto ficou claro a necessidade na obtenção de dados precisos para a seleção de um sistema de propulsão para uma embarcação. A correta seleção da melhor série sistemática para obtenção de dados é de suma importância para correta especificação do mesmo.

A geometria da embarcação por impactar diretamente em diversas formulações, deve ser pensada sempre para a diminuição das forças de propulsão necessárias.

O rendimento das hélices deve ser sempre considerado diante dos fatores que podem modifica-las e sua modelagem das hélices é uma parte crucial no projeto, necessitando de muita atenção na obtenção dos coeficientes corretos, para que a geometria possa ser fabricada corretamente e utilizada da melhor maneira possível.

O mecanismo mecânico não possui complexidade muito elevada de projeto, porém seu detalhamento e especificações podem levar um tempo o qual não seria tomado caso o mecanismo fosse obtido pronto de algum fabricante.

5.2.SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Por tratar-se de um projeto preliminar de um mecanismo de propulsão azimutal, são sugeridos alguns estudos futuros para a abordagem de características que foram superdimensionados ou simplesmente omitidas, como por exemplo:

- Vedações

Algumas regiões precisam ser vedadas para que não haja contato da água da via fluvial com o interior do sistema.

- Eixo externo e motores de azimute

Como a carcaça externa do sistema de propulsão não foi projetada, sugere-se um estudo para dimensioná-la, e com isso, sabendo-se o peso completo, selecionar os motores de azimute e as engrenagens responsáveis pela rotação da hélice em 360°.

- Força nos dentes da engrenagem

Com a seleção das engrenagens via catálogo de fabricante, faz-se necessário um estudo mais aprofundado quanto à resistência dos dentes das engrenagens aos esforços solicitados.

- Análise de custo

Realizar análise de custos completa para aquisição do sistema, incluindo todos os elementos de máquinas, operações de usinagem, matéria-prima, mão-de-obra, montagem, entre outros.

- Especificação dos grupos diesel geradores e dos inversores de frequência.

Este itens não foram dimensionados neste projeto e devem ser feitos em projetos futuros.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASSIS, Ricardo; LEMGRUBER, Thiago. **Projeto de Sistemas Oceânicos 2**. Rio de Janeiro, 2008.

BURRILL, L.C. **Propeller cavitation: further tests on 16 in. propeller models in the King's College Cavitation Tunnel**. Necies, 1978.

CAMPO, César. **Transporte Logístico Fluvial na Amazônia Ocidental – Uma Proposta de Condicionantes Operacionais e Doutrinárias para a Configuração Mais Adequada das Balsas Empregadas pelo Centro de Embarcações do Comando Militar Da Amazônia**. Rio de Janeiro, 2017.

CARLTON, J. S. **Marine Propellers and Propulsion**. 2th Ed. Burlington, 2007.

CHICUNHA, Adriano. **Análise de Estabilidade e Propulsão de uma Embarcação Fluvial**. Projeto Final - Centro Federal De Educação Tecnológica Celso Suckow Da Fonseca – CEFET/RJ. Rio de Janeiro, 2018.

CORDEIRO, Antônio. **MÁQUINAS E EQUIPAMENTOS AUXILIARES (UEA 5)**. 1 ed. Belém, 2009.

DANTAS, J.; WEISS, J. **Revisão Metodológica de Dimensionamento de Hélices para Embarcações Fluviais**. In: 9º Seminário de Transporte e Desenvolvimento Hidroviário Interior. Manaus, 2015

FILHO, B.; BRILHANTE, P.; SANTOS, J. **Análise Comparativa entre Diferentes Alternativas de Embarcações no Transporte de Carga Geral**. In: 26º Congresso Nacional de Transporte Aquaviário, Construção Naval e Offshore – SOBENA 2016. Rio de Janeiro, 2016

KUIPER, G. **The Wageningen Propeller Series**. MARIN. Wageningen, 1992.

LOUVEM, Hugo. **Método numérico para seleção de propulsores Série B para embarcações em águas abertas**. Projeto Final - Centro Federal De Educação Tecnológica Celso Suckow Da Fonseca – CEFET/RJ. Itaguaí, 2017.

NISBETT, J.; BUDYNAS, R. **Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto De Engenharia Mecânica**. 8 ed. New York, 2011.

OOSTERVELT, M.; VAN OOSSANEN, P. **Further Computer-Analyzed data of the Wageningen B-Screw Series**, Publication no. 479 of N.S.M.B. vol. 22, no. 251, Rotterdam, July 1975.

PADOVEZI, C. D. **Aplicação de Resultados de Escala Real no Projeto de Hélices de Embarcações Fluviais**. Dissertação – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo. São Paulo, 1997.

PADOVEZI, Carlos. **Um Propulsor Operacionalmente Eficiente para Embarcações Fluviais De Transporte de Carga**. In: 7º Seminário de Transporte e Desenvolvimento Hidroviário Interior. SOBENA HIDROVIÁRIO 201, Porto Alegre, 2011.

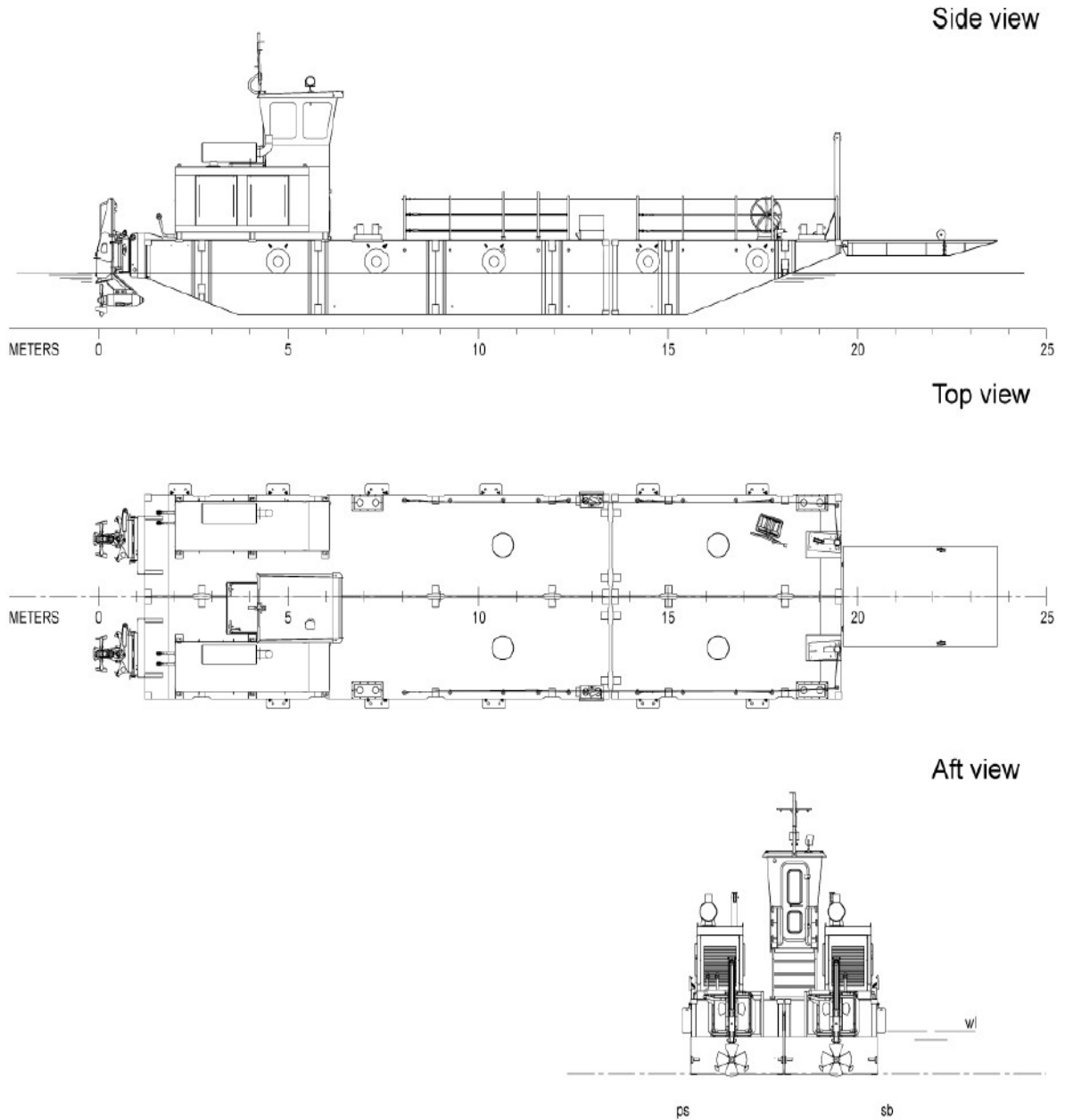
SILVA, Gabriel; RIBEIRO, Anna. **Projeto de Concepção de Unidade de Geração Eólica**. Projeto Final - Centro Federal De Educação Tecnológica Celso Suckow Da Fonseca – CEFET/RJ. Rio de Janeiro, 2018.

TRINDADE, J. **Hidrodinâmica e Propulsão – Engenharia de máquinas Marítimas**. 2012.

VAN OOSSANEN, P. **Theoretical Prediction of Cavitation on Propellers**. Marine Technology, Vol. 14, 4 ed. October 1977.

XAVIER, B. B. **Simulação Numérica Da Operação De Propulsores Série-B Em Águas Abertas**. Projeto de Graduação do Departamento de Engenharia Naval UFRJ. Rio de Janeiro, 2008.

ANEXO A – Dimensões da embarcação original do projeto



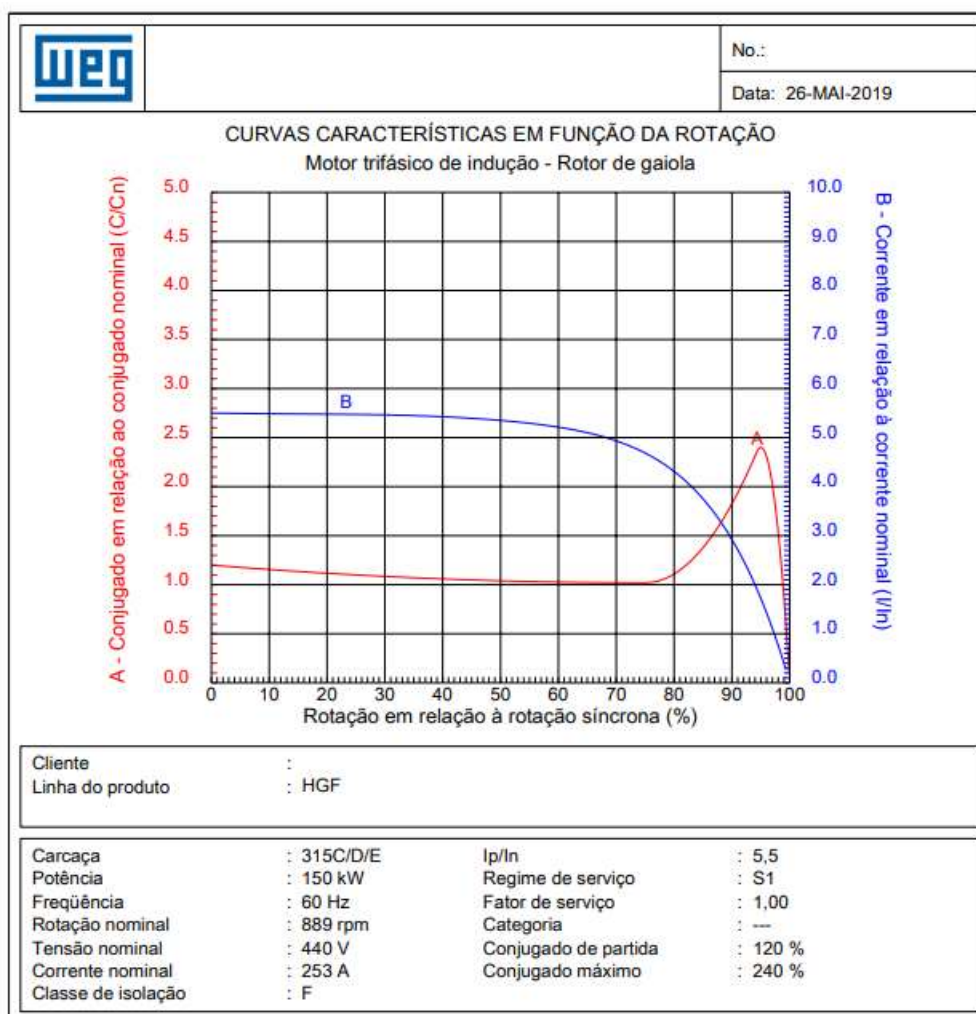
DAMEN MODULAR MULTI CAT 1805
 "YN 523035-36-37"


DAMEN

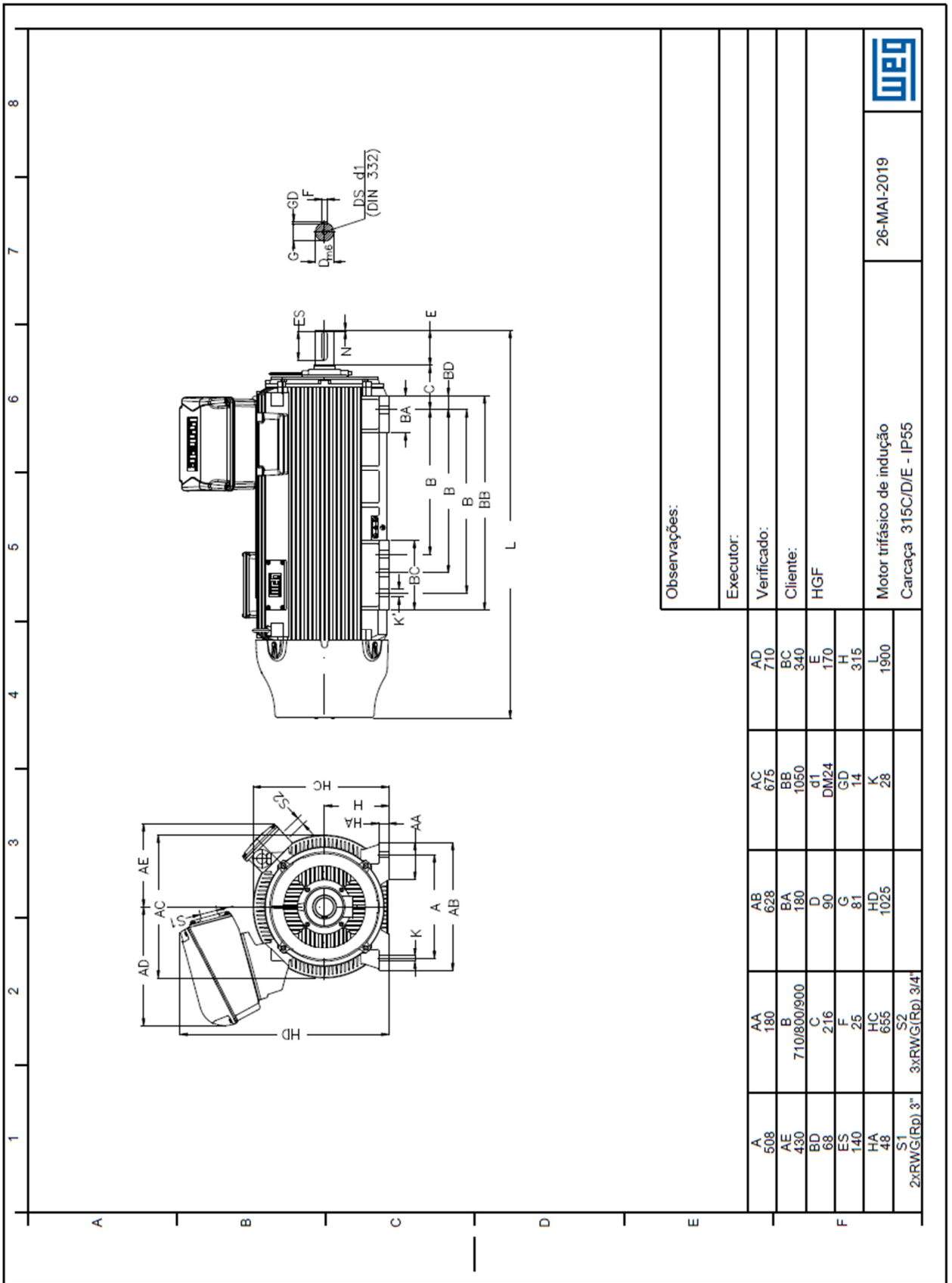
DAMEN SHIPYARDS GORINCHEM

Member of the DAMEN SHIPYARDS GROUP 

ANEXO B – Dados do motor elétrico WEG HGF



			No.:			
			Data: 26-MAI-2019			
FOLHA DE DADOS Motor trifásico de indução - Rotor de gaiola						
Cliente	:					
Linha do produto	:	HGF				
Carcaça	:	315C/D/E				
Potência	:	150 kW				
Frequência	:	60 Hz				
Polos	:	8				
Rotação nominal	:	889 rpm				
Escorregamento	:	1,22 %				
Tensão nominal	:	440 V				
Corrente nominal	:	253 A				
Corrente de partida	:	1390 A				
Ip/In	:	5,5				
Corrente a vazio	:	101 A				
Conjugado nominal	:	1612 Nm				
Conjugado de partida	:	120 %				
Conjugado máximo	:	240 %				
Categoria	:	---				
Classe de isolamento	:	F				
Elevação de temperatura	:	80 K				
Tempo de rotor bloqueado	:	24 s (quente)				
Fator de serviço	:	1,00				
Regime de serviço	:	S1				
Temperatura ambiente	:	-20°C - +40°C				
Altitude	:	1000 m				
Proteção	:	IP55				
Massa aproximada	:	1730 kg				
Momento de inércia	:	8,3900 kgm ²				
Nível de ruído	:	75 dB(A)				
		Dianteiro	Traseiro	Carga	Fator potência	Rendimento (%)
Rolamento		6320 C3	6316 C3	100%	0,82	94,7
Intervalo de lubrificação	4500 h		4500 h	75%	0,78	94,7
Quantidade de graxa	51 g		34 g	50%	0,68	94,1
Observações:						
Executor				Verificado		



Observações:

Executor:

Verificado:

Cliente:

HGF

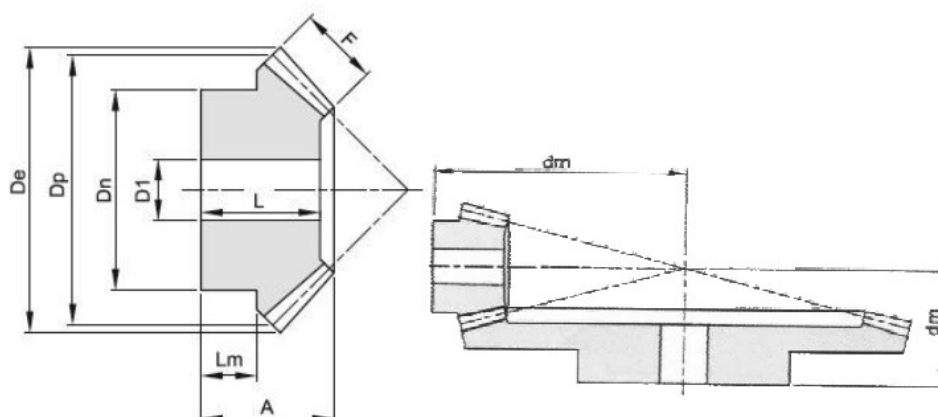
Motor trifásico de indução
Carcaça 315C/D/E - IP55

26-MAI-2019

A	508	AA	180	AB	628	AC	675	AD	710
AE	430	B	710/800/900	BA	180	BB	1050	BC	340
BD	68	C	216	D	90	$\varnothing 1$	DM24	E	170
ES	140	F	25	G	81	GD	14	H	315
HA	48	HC	655	HD	1025	K	28	L	1900
S1	2xRWG(Rp) 3"	S2	3xRWG(Rp) 3/4"						



ANEXO C – Catálogo A.T.I. Brasil para engrenagens cônicas



Ângulo entre eixos 90°
 Ângulo de pressão 20°
 Material aço SAE 1045
 Sem tratamento
 Qualidade 9-10
 segundo DIN 3962

RELAÇÃO 1:2

CÓDIGO	M	Z	De	Dp	A	F	Dn	D1	dm	L	Lm	Peso (kg)
BE422015016	1,5	16	26,7	24	18,5	8	21	10	34,9	17	10,3	0,04
BE422015032	1,5	32	49,3	48	20	8	32	12	27,5	17,5	10	0,14
BE422020016	2	16	35,6	32	23	10	27	10	45,4	21	12,2	0,09
BE422020032	2	32	65,8	64	25	10	40	12	35,2	22	10	0,14
BE422025016	2,5	16	44,4	40	27,5	12	34	12	56,0	25	14,4	0,16
BE422025032	2,5	32	82,2	80	30	12	50	15	43,0	26,5	15	0,59
BE422030016	3	16	53,4	48	28	15	40	15	61,6	25	11,6	0,23
BE422030032	3	32	98,7	96	35	15	60	15	50,4	30,5	15	1,05
BE422035016	3,5	16	62,3	56	33,5	18	48	15	72,3	30,5	14,4	0,40
BE422035032	3,5	32	115,1	112	40	18	70	20	57,7	35	19	1,57
BE422040016	4	16	71,1	64	36	20	50	20	80,8	32	13,4	0,49
BE422040032	4	32	132	128	45	20	80	20	65,5	39,5	23	2,29
BE422045016	4,5	16	80,1	72	39,5	22	60	20	90,4	35	15,4	0,75
BE422045032	4,5	32	148,0	144	50	22	80	25	73,2	43,5	24	2,99
BE422050016	5	16	88,9	80	50	25	60	20	106,1	45	21,1	1,07
BE422050032	5	32	164,5	160	55	25	85	25	80,6	48	27	3,95

Ângulo entre eixos 90°
 Ângulo de pressão 20°
 Material aço SAE 1045
 Sem tratamento
 Qualidade 9-10
 segundo DIN 3962

RELAÇÃO 1:3

CÓDIGO	M	Z	De	Dp	A	F	Dn	D1	dm	L	Lm	Peso (kg)
BE423015016	1,5	16	26,9	24	22	12	20	10	46,3	21	9,7	0,04
BE423015048	1,5	48	72,9	72	22	12	42	15	29,2	19	12	0,31
BE423020016	2	16	35,8	32	25,5	15	25	12	58,9	24	9,4	0,08
BE423020048	2	48	97,3	96	26	15	50	15	35,9	22	13	0,67
BE423025016	2,5	16	44,7	40	28	18	33	14	70,4	26	9,2	0,15
BE423025048	2,5	48	121,6	120	32	18	60	20	44,6	27	16	1,22
BE423030016	3	16	53,7	48	30	18	42	15	84,2	28	11,2	0,27
BE423030048	3	48	145,9	144	38	18	65	20	54,1	32	19	2,01
BE423035016	3,5	16	62,6	56	36,5	22	48	15	98,8	34	13,4	0,45
BE423035048	3,5	48	170,2	168	44	22	75	20	62,5	37	23	3,08
BE423040016	4	16	71,6	64	42	25	55	20	113,3	39	15,7	0,67
BE423040048	4	48	194,5	192	50	25	85	22	71,2	42	27	4,40
BE423045016	4,5	16	80,6	72	53	28	60	20	133,4	50	23,4	1,05
BE423045048	4,5	48	218,8	216	58	28	90	25	81,9	49	27	7,23
BE423050016	5	16	89,5	80	60	35	60	20	145,7	57	22,5	1,38
BE423050048	5	48	243,1	240	65	35	100	28	90,5	55	35	8,72

Ângulo entre eixos 90°
 Ângulo de pressão 20°
 Material aço SAE 1045
 Sem tratamento
 Qualidade 9-10
 segundo DIN 3962

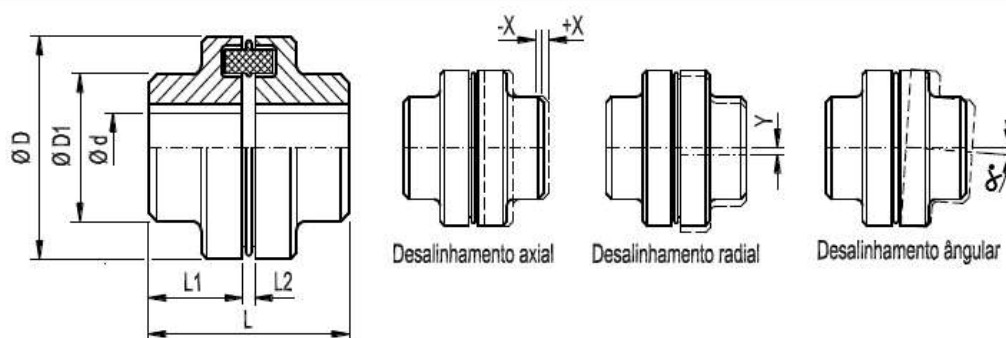
RELAÇÃO 1:4

CÓDIGO	M	Z	De	Dp	A	F	Dn	D1	dm	L	Lm	Peso (kg)
BE424015016	1,5	16	26,9	24	25	12	18	10	61,1	24	12,2	0,04
BE424015064	1,5	64	96,7	96	25	12	60	15	33	22	13	0,75
BE424020016	2	16	35,9	32	24	15	25	12	73,1	23	8,5	0,08
BE424020064	2	64	129,0	128	28	15	70	20	38,9	24	14	1,35
BE424025016	2,5	16	44,9	40	30,5	18	34	15	92,6	29	11,7	0,18
BE424025064	2,5	64	161,2	160	35	18	80	20	48,8	30	16	2,7
BE424030016	3	16	53,8	48	32	20	40	15	108	30	11,1	0,29
BE424030064	3	64	193,5	192	42	20	90	20	58,8	36	22	4,12
BE424035016	3,5	16	62,8	56	40	25	45	15	127,1	38	14	0,48
BE424035064	3,5	64	225,7	224	50	25	100	25	69,3	43	22	7,53
BE424040016	4	16	71,7	64	50	30	50	20	148,2	48	18,5	0,75
BE424040064	4	64	257,9	256	60	30	110	28	81,8	52	30	10,66
BE424045016	4,5	16	80,7	72	55	32	60	20	167,1	53	21,6	1,12
BE424045064	4,5	64	290,1	288	65	32	120	30	89,8	57	35	13,8
BE424050016	5	16	89,7	80	60	35	65	20	185,1	58	23,2	1,54
BE424050064	5	64	322,4	320	70	35	120	30	97,7	61	42	15,6

ANEXO D – Catálogo do fabricante Mademil para acoplamentos

Tabela 1 Características técnicas dos Acoplamentos MADEFLEX GR

CÓDIGO	DESCRIÇÃO	D	D1	Ø máx	L	L1	L2	Torque Nominal kgf•m	rpm máx.	J Kg•m ²	Peso total	Desalinhamento		
												Axial ± X	Radial Y	Angular ∞°
9.15	GR 050	50	33	22	54	26	2,0 ± 0,5	2,3	12500	0,0002	0,47	0,5	0,5	1,5
9.16	GR 067	67	46	30	62,5	30	2,5 ± 0,5	4,0	10000	0,0004	0,96	0,5	0,5	1,5
9.17	GR 082	82	57	38	85	41	3,0 ± 1,0	9,0	8000	0,0012	1,92	1,0	0,5	1,5
9.18	GR 097	97	68	45	105	51	3,0 ± 1,0	18,9	7000	0,0028	3,60	1,0	0,5	1,5
9.19	GR 112	112	79	50	125,5	61	3,5 ± 1,0	30,0	6000	0,0052	5,30	1,0	0,5	1,2
9.20	GR 128	128	90	60	145,5	71	3,5 ± 1,0	48,2	5000	0,0112	8,06	1,0	0,6	1,2
9.21	GR 148	148	107	70	165,5	81	3,5 ± 1,0	75,0	4500	0,0190	12,56	1,0	0,6	1,2
9.22	GR 168	168	124	80	185,5	91	3,5 ± 1,5	125	4000	0,0460	18,82	1,5	0,6	1,2
9.23	GR 194	194	140	90	205,5	101	3,5 ± 1,5	200	3500	0,0950	27,29	1,5	0,7	1,2
9.24	GR 214	214	157	98	224	110	4,0 ± 2,0	304	3000	0,1506	36,62	2,0	0,7	1,2
9.25	GR 240	240	180	112	247	121,5	4,0 ± 2,0	485	2750	0,2506	52,62	2,0	0,7	1,2
9.26	GR 265	265	198	125	285,5	140	5,5 ± 2,5	592	2500	0,4306	68,00	2,5	0,7	1,2
9.27	GR 295	295	214	135	308	150	8,0 ± 2,5	770	2250	0,6856	88,90	2,5	0,8	1,2
9.28	GR 330	330	248	160	330	161	8,0 ± 2,5	1009	2000	1,2606	128,0	2,5	0,8	1,0



▪ MÉTODO DE SELEÇÃO 2

1. Para fatores de serviço F_c maiores que 3,5, e velocidades diferentes daquelas encontradas na tabela 2 devemos selecionar o tamanho do acoplamento de forma que o **torque (kgfm)** calculado pela fórmula abaixo seja menor ou igual ao **torque kgfm** da tabela 1.

$$\text{Torque} = 716,2 \cdot \frac{N \cdot F_c}{n} \text{ (kgfm)}$$

Onde: N = Potência (Cv)
 n = Rotação de trabalho do acoplamento (rpm)
 $F_c = F_s \cdot F_t \cdot F_p$ Fator de serviço

2. Observar que a velocidade máxima **rpm máx.** do acoplamento seja menor ou igual aos valores na tabela 1.
 3. Os diâmetros $\varnothing d$, dos eixos das partes motoras e movidas devem ser iguais ou menores que os valores de $\varnothing d$ max. dos acoplamentos, tabela 1.

Tabela 3 FATORES DE SERVIÇO (F_s)

Máquina acionadora, motor de combustão interna, 1 a 3 cilindros

Máquina acionadora, motor de combustão interna, 4 a 6 cilindros

Máquina acionadora, motor elétrico, turbina a gás e turbina vapor

TIPO DE CARGA	TIPO DE MÁQUINA ACIONADA	F_s	F_s	F_s
Leve	Alimentadores, Agitadores, Bombas centrífugas, Compressor de parafuso, Cortadoras de metais, Decantadores, Classificadores, Clarificadores, Dinamômetros, Geradores, Filtros de ar, Máquinas de engarrafar, Ventiladores centrífugos,	1	1,5	2
Moderado	Agitadores, Betoneiras, Bobinadeiras, Compressor de lóbulos, Correias transportadoras, Cozinheiros de cereais, Desbobinadeiras, Eixos de transmissão, Elevadores de carga e canecas, Escadas rolantes, Esticadores, Filtros rotativos e de prensa, Fornos rotativos, Impressoras, Máquinas Ferramentas, Máquinas para madeira, Máquinas para massas, Máquinas Têxteis, Mesa de transferência, Misturadores, Secadores, Puxador de carros, Ventiladores de minas,	1,5	2	2,5
Pesado	Aeradores, Bomba de poço profundo, Bomba para petróleo, Calandras, Cortadora de papel, Descascadores, Desfibradeiras, Desempenadeiras, Dragas, Elevadores de passageiros, Extrusoras, Fornos rotativos, Guinchos, Guindastes, Impressoras, Lavadoras, Moinhos, Máquinas de lavanderia, Moendas, Pontes Rolantes, Prensaas, Secadores, Trefiladores, Torres de resfriamento, Transportadores,	2	2,5	3
Muito pesado Alta inércia Inversão de rotação	Basculadores de vagões, Britadores, Bombas alternativas ou recíprocas, Compressores alternativos ou recíprocos, Geradores para solda, Laminadoras, Máquina de fabricação de pneus, Misturadores de borracha, Peneira vibradora, Trituradores,	2,5	3	3,5

Nº de horas de trabalho por dia	F_t
≤ 2	0,9
3 - 12	1
13 - 16	1,1
17 - 24	1,2

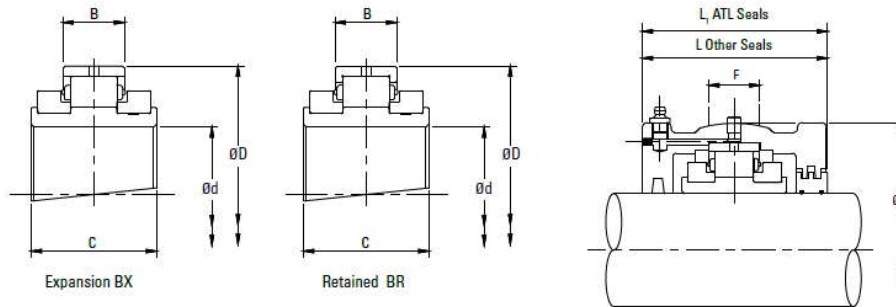
Tabela 4
Fator de serviço
 F_t

Nº de partidas por hora	F_p
≤ 5	1,0
5 - 20	1,2
20 - 40	1,3

Tabela 5
Fator de serviço
 F_p

ANEXO E – Catálogos Tinkem e NSK para mancais e rolamentos

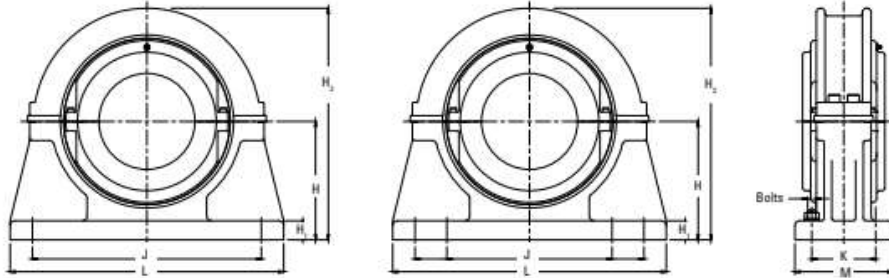
MEDIUM SERIES BEARING AND HOUSING
45 MM TO 155 MM (1 1/16 IN. TO 6 IN.)



Shaft (d)		Reference Add BR for Retained Add BX for Expansion e.g. MSM55BR		Bearings Ratings						Housing Reference							
				Dynamic C _r	Static C _{0r}	Axial C _a	Max	D	B	C	ATL Seals Add HRTL for Retained Add HXTL for Expansion e.g. MS3HRTL	Other Seal Types Add HR for Retained Add HX for Expansion e.g. MSM55HR	G	F	L	L ₁	
mm	in.			kN lb.	kN lb.	kN lb.	RPM	mm in.	mm in.	mm in.			mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	
100 105	3 1/16	MSM100 MSM105	MSE311	388	491	25.00	2130	193.68	51.60	92.10	MS7	MSM100 MSM105	MSE311	231.78	64	144	146
	3 3/4		MSE312										MSE312				
110 115	3 15/16	MSM110 MSM115	MSE315	454	592	31.20	1820	228.60	57.20	100.00	MS8	MSM110 MSM115	MSE315	266.70	76	160	162
	4		MSE400										MSE400				
120 125 130	4 3/16	MSM120 MSM125 MSM130	MSE403	525	700	38.20	1600	254.00	63.50	114.30	MS10	MSM120 MSM125 MSM130	MSE403	295.28	82	182	184
	4 1/4		MSE404										MSE404				
135 140	4 7/16	MSM135 MSM140	MSE407	600	817	45.40	1450	273.05	66.70	117.50	MS30	MSM135 MSM140	MSE407	323.85	90	186	188
	4 1/2		MSE408										MSE408				
150 155 160	5 3/16	MSM150 MSM155 MSM160A	MSE503	730	1034	52.40	1320	292.10	68.30	123.80	MS31 MS32E0548	MSM150 MSM155 MSM160A	MSE503	336.55	95	202	204
	5 3/4		MSE504										MSE504				
	5 15/16		MSE507										MSE507				
	6		MSE508										MSE508				
			MSE511										MSE511				
			MSE512										MSE512				
			MSE515										MSE515				
			MSE600										MSE600				

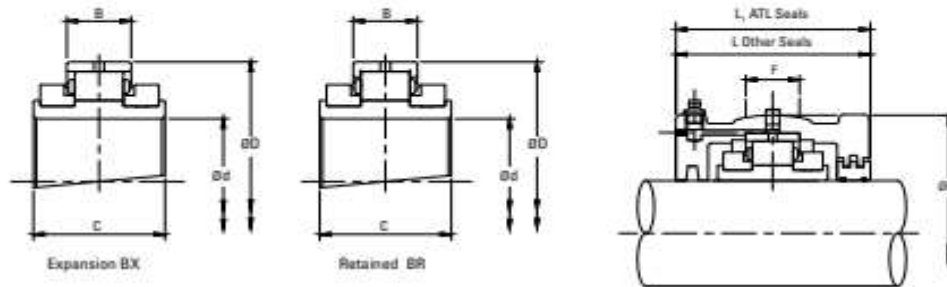
MEDIUM SERIES SUPPORT

S03 - S31

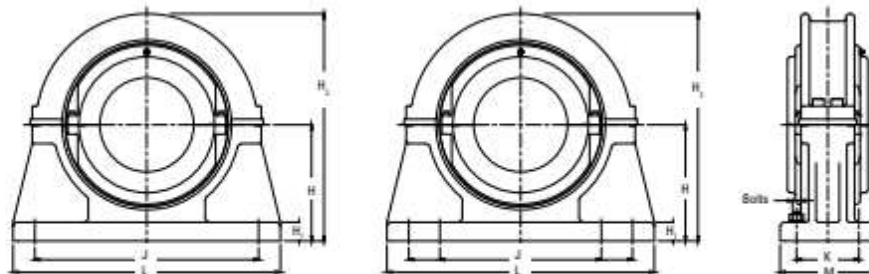


Shaft (d)		Support Reference	H	H ₁	H ₂	J x K	L x M	Bolts
mm	in.		mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	
45 50	1 7/16 1 3/4 1 15/16 2	S03	80 3.150	32 1.3	180 7.1	234 9.2	280 x 70 11 x 2.8	2 x M16
55 60 65	2 1/8 2 1/4 2 7/16 2 1/2	S04	95 3.740	38 1.5	208 8.2	270 10.6	330 x 76 13 x 3	2 x M20
70 75	2 11/16 2 3/4 2 15/16 3	S05	112 4.409	44 1.7	242 9.53	320 12.6	380 x 90 15 x 3.5	2 x M20
		S05-4B	112 4.409	44 1.7	242 9.53	328 x 88.9 12.9 x 3.5	380 x 140 15 x 5.51	4 x M20
80 85 90	3 1/8 3 1/4 3 7/16 3 1/2	S06	125 4.921	55 2.17	265 10.43	354 13.9	420 x 102 16.5 x 4	2 x M24
		S06-4B	125 4.921	55 2.17	265 10.43	368 x 102 14.5 x 4	426 x 152 16.8 x 6	4 x M20
		S07	143 5.630	60 2.4	303 11.93	392 15.4	466 x 120 18.3 x 4.7	2 x M24
100 105	3 11/16 3 3/4 3 7/8 4	S07-4B	143 5.630	60 2.4	303 11.93	412 x 114.3 16.2 x 4.5	476 x 172 17.74 x 6.77	4 x M20
		S08	162 6.378	38 1.5	372 14.6	450 x 120 17.7 x 4.7	508 x 178 20 x 7	4 x M24
120 125 130	4 7/16 4 3/4 4 15/16 5	S10	181 7.126	40 1.6	415 16.3	496 x 120 19.5 x 4.7	558 x 178 22 x 7	4 x M24
135 140	5 1/8 5 1/4 5 7/16 5 1/2	S30	203 7.992	50 2.0	460 18.1	546 x 120 21.5 x 4.7	610 x 178 24 x 7	4 x M24
150 155 160	5 7/8 5 3/4 5 15/16 6	S31	210 8.268	50 2.0	470 18.5	558 x 128 22 x 5	636 x 204 25 x 8	4 x M24

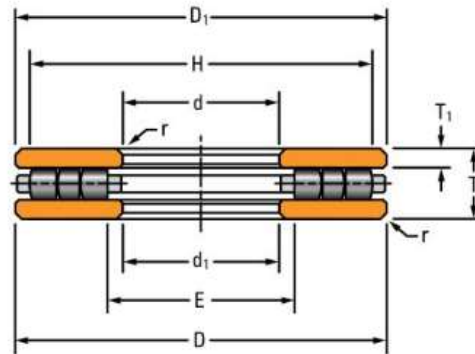
MEDIUM SERIES BEARING AND HOUSING 45 MM TO 155 MM (1 1/16 IN. TO 6 IN.)



Shaft (d)		Reference		Bearings Ratings					Housing Reference								
		Add BR for Retained Add BX for Expansion e.g. MSM55BR		Dynamic C _r	Static C _{0r}	Axial C _{or}	Max RPM	D	B	C	ATL Seals Add HRTL for Retained Add HXTL for Expansion e.g. MS3HRTL	Other Seal Types Add HR for Retained Add HX for Expansion e.g. MSM55HR	G	F	L	L ₁	
mm	in.			kN lb.	kN lb.	kN lb.		mm in.	mm in.	mm in.		mm in.	mm in.	mm in.	mm in.		
45	1 1/16	MSM45 MSM50	MSE111	121	127	6.20	4350	107.95	35.00	67.50	MS3	MSM45 MSM50	MSE111	134.94	32	112	114
	1 3/8		MSE112										MSE115				
55	2 1/8	MSM55 MSM60	MSE203	168	190	8.80	3680	127.00	38.90	72.30	MS4	MSM55 MSM60	MSE203	157.16	38	124	126
	2 1/4		MSE204										MSE207				
65	2 5/8	MSM65 MSM70	MSE211	258	300	10.60	3080	149.22	46.10	82.60	MS5	MSM70 MSM75	MSE211	177.80	50	138	140
	2 3/4		MSE212										MSE215				
75	3	MSM75	MSE300	58001	67443	2383		5.875	1.815	3.252							



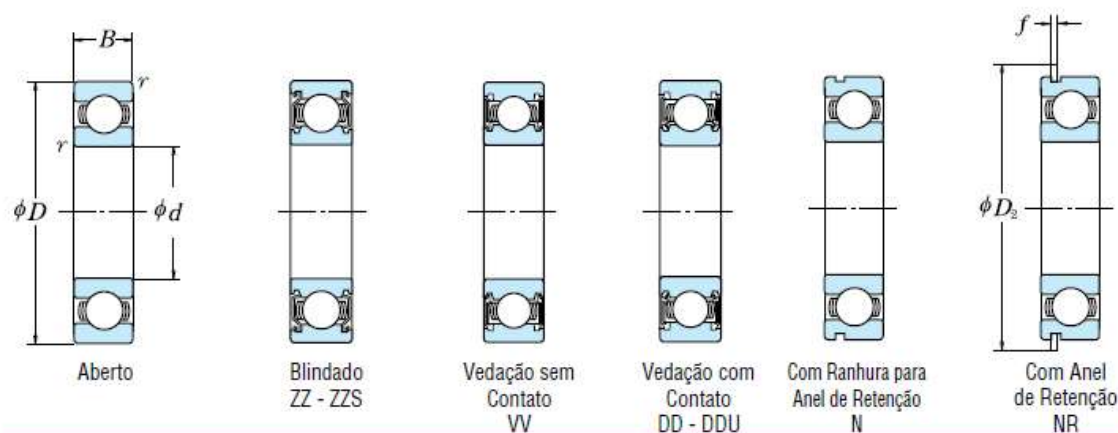
Shaft (d)		Support Reference	H	H ₁	H ₂	J x K	L x M	Bolts
mm	in.		mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	mm in.	
45	1 1/16	503	80	32	180	234	280 x 70	2 x M16
	1 3/8							
55	2 1/8	504	95	38	208	270	330 x 76	2 x M20
	2 1/4							
65	2 5/8	505	112	44	242	320	380 x 90	2 x M20
	2 3/4							
75	3	505-48	112	44	242	328 x 88.9	380 x 140	4 x M20
	2 5/8							

THRUST CYLINDRICAL ROLLER BEARING – TYPE TP

TABLE 41. THRUST CYLINDRICAL ROLLER BEARING – TYPE TP

Bearing Number	Bearing Dimensions			Rings			Shoulder Diameter		Fillet ⁽¹⁾ Radius (Max.) r	Load Rating		Limiting Speed RPM	Bearing Weight kg lbs.
	Bore	O.D.	Width	Thickness	Small Diameter O.D.	Large Bore I.D.	Shaft (Min.)	Housing (Max.)		Static Load Rating C ₀₀	Dynamic Load Rating C ₀		
	d	D	T	T ₁	D ₁	d ₁	H	E		kN lbf.	kN lbf.		
20TP103	50.800 2.0000	152.400 6.0000	34.925 1.3750	9.52 0.375	150.81 5.938	52.39 2.062	141.3 5.56	61.9 2.44	1.6 0.06	1400 315400	400 84300	1900	3.7 8.1
20TP104	50.800 2.0000	177.800 7.0000	34.925 1.3750	9.52 0.375	176.21 6.938	52.39 2.062	163.5 6.44	65.1 2.56	1.6 0.06	1700 384200	400 95700	1630	5.1 11.3
30TP106	76.200 3.0000	152.400 6.0000	34.925 1.3750	9.52 0.375	150.81 5.938	77.79 3.062	142.9 5.62	85.7 3.38	1.6 0.06	1200 279500	300 74200	1900	3.2 7.0
30TP107	76.200 3.0000	177.800 7.0000	34.925 1.3750	9.52 0.375	176.21 6.938	77.79 3.062	166.7 6.56	87.3 3.44	1.6 0.06	1800 401500	400 96100	1630	4.6 10.2
30TP108	76.200 3.0000	203.200 8.0000	34.925 1.3750	9.52 0.375	201.61 7.938	77.79 3.062	188.9 7.44	90.5 3.56	1.6 0.06	2300 523800	500 115500	1420	6.3 13.9
30TP109	76.200 3.0000	228.600 9.0000	34.925 1.3750	9.52 0.375	227.01 8.938	77.79 3.062	212.7 8.38	92.1 3.62	1.6 0.06	3100 698300	600 141400	1260	8.2 18.1
35TP113	88.900 3.5000	132.558 5.2188	25.400 1.0000	7.14 0.281	130.97 5.156	90.49 3.562	123.8 4.88	97.6 3.84	1.6 0.06	700 146200	200 37000	2190	1.4 3.0
40TP114	101.600 4.0000	177.800 7.0000	44.450 1.7500	12.70 0.500	176.21 6.938	103.19 4.062	168.3 6.62	111.1 4.38	1.6 0.06	1700 372500	400 97200	1630	5.0 11.0
40TP115	101.600 4.0000	203.200 8.0000	44.450 1.7500	12.70 0.500	201.61 7.938	103.19 4.062	190.5 7.50	114.3 4.50	1.6 0.06	2300 515700	500 122800	1420	7.1 15.6

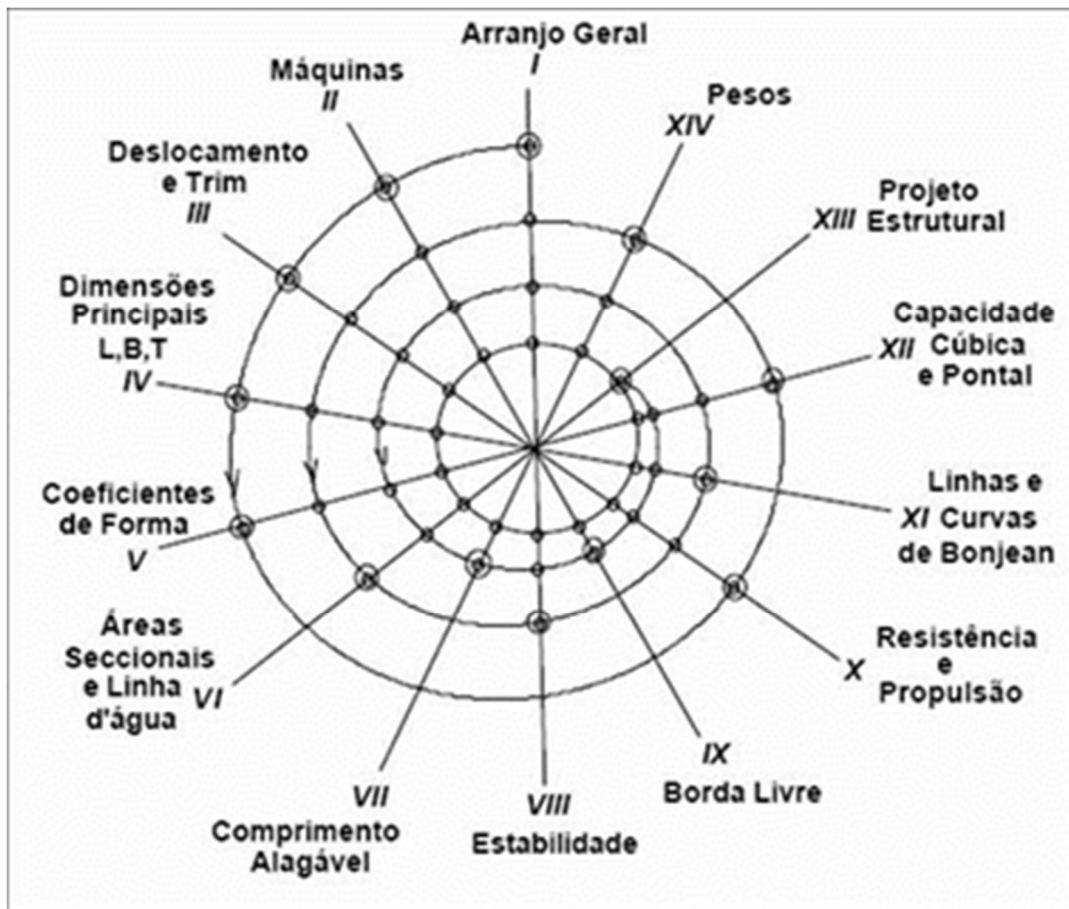
ROLAMENTOS FIXOS DE UMA CARREIRA DE ESFERAS

Diâmetro do Furo 110 – 160 mm



Dimensões (mm)	Capacidade de Carga Básica (N)				Fator f_0	Limite de Rotação (rpm)			Número do Rolamento						
	d	D	B	r min.		C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}	Graxa	Óleo	Aberto	Blindado	Vedado	
									Aberto Z - ZZ V - VV	DU DDU	Aberto Z				
110	140	16	1	28 100	32 500	2 860	3 350	17.1	4 300	2 400	5 300	6822	ZZ	VV	DDU
	150	20	1.1	43 500	44 500	4 450	4 550	16.6	4 300	2 400	5 000	6922	ZZ	VV	DDU
	170	19	1	57 500	56 500	5 850	5 800	16.3	3 800	—	4 500	16022	—	—	—
	170	28	2	85 000	73 000	8 650	7 450	15.5	3 800	2 200	4 500	6022	ZZ	VV	DDU
	200	38	2.1	144 000	117 000	14 700	11 900	14.3	2 800	2 200	3 400	6222	ZZ	VV	DDU
	240	50	3	205 000	179 000	20 900	18 300	13.2	2 400	—	3 000	6322	ZZ	—	—
120	150	16	1	28 900	35 500	2 950	3 650	17.3	4 000	2 200	4 800	6824	ZZ	VV	DD
	165	22	1.1	53 000	54 000	5 400	5 500	16.5	3 800	—	4 500	6924	ZZ	—	—
	180	19	1	56 500	57 500	5 800	5 850	16.5	3 600	—	4 300	16024	—	—	—
	180	28	2	88 000	80 000	9 000	8 150	15.7	3 600	2 200	4 300	6024	ZZ	VV	DDU
	215	40	2.1	155 000	131 000	15 800	13 400	14.4	2 600	2 000	3 200	6224	ZZ	VV	DDU
	260	55	3	207 000	185 000	21 100	18 800	13.5	2 200	1 800	2 800	6324	ZZS	—	DDU
130	165	18	1.1	37 000	44 000	3 750	4 450	17.1	3 600	2 000	4 300	6826	ZZS	VV	DD
	180	24	1.5	65 000	67 500	6 650	6 850	16.5	3 400	—	4 000	6926	ZZ	—	—
	200	22	1.1	75 500	77 500	7 700	7 900	16.4	3 000	—	3 600	16026	—	—	—
	200	33	2	106 000	101 000	10 800	10 300	15.8	3 000	1 900	3 600	6026	ZZ	—	DDU
	230	40	3	167 000	146 000	17 000	14 900	14.5	2 400	—	3 000	6226	ZZ	—	—
	280	58	4	229 000	214 000	23 400	21 800	13.6	2 200	—	2 600	6326	ZZS	—	—
140	175	18	1.1	38 500	48 000	3 900	4 850	17.3	3 400	1 900	4 000	6828	ZZ	VV	DDU
	190	24	1.5	66 500	72 000	6 800	7 300	16.6	3 200	—	3 800	6928	ZZS	VV	—
	210	22	1.1	77 500	82 500	7 900	8 400	16.5	2 800	—	3 400	16028	—	—	—
	210	33	2	110 000	109 000	11 200	11 100	16.0	2 800	1 800	3 400	6028	ZZ	—	DDU
	250	42	3	166 000	150 000	17 000	15 300	14.9	2 200	1 700	2 800	6228	ZZS	—	DDU
	300	62	4	253 000	246 000	25 800	25 100	13.6	2 000	—	2 400	6328	ZZS	—	—
150	190	20	1.1	47 500	58 500	4 850	5 950	17.1	3 200	1 800	3 800	6830	ZZ	VV	DDU
	210	28	2	85 000	90 500	8 650	9 200	16.5	2 600	1 700	3 200	6930	ZZS	—	DDU
	225	24	1.1	84 000	91 000	8 550	9 250	16.6	2 600	—	3 000	16030	—	—	—
	225	35	2.1	126 000	126 000	12 800	12 800	15.9	2 600	1 700	3 000	6030	ZZ	VV	DDU
	270	45	3	176 000	168 000	18 000	17 100	15.1	2 000	—	2 600	6230	ZZS	—	—
	320	65	4	274 000	284 000	28 000	28 900	13.9	1 800	—	2 200	6330	ZZS	—	—

ANEXO F - Espiral de Evans



ANEXO G – Diagrama de Bloco