# PROJETO PRELIMINAR DE UM DISCO CENTRÍFUGO PARA DISTRIBUIÇÃO DE URÉIA

Elton Neves da Silva

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA**
**CENTRO DE CIÊNCIAS RURAIS**
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA AGRÍCOLA**

# PROJETO PRELIMINAR DE UM DISCO CENTRÍFUGO PARA DISTRIBUIÇÃO DE URÉIA

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

**Elton Neves da Silva**

**Santa Maria, RS, Brasil**

**2011**

# PROJETO PRELIMINAR DE UM DISCO CENTRÍFUGO PARA DISTRIBUIÇÃO DE URÉIA

**por**

**Elton Neves da Silva**

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, Área de Concentração emMecanização Agrícola, da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM,RS), como requisito parcial para a obtenção do grau de **Mestre em Engenharia Agrícola.**

**Orientador: Prof. Leonardo Nabaes Romano, Dr. Eng. Mec.**

**Santa Maria, RS, Brasil**

**2011**

**FICHA CATALOGRÁFICA**

Silva, Elton Neves da, 1963-

Projeto Preliminar de um disco centrífugo para distribuição de uréia / Elton Neves da Silva. – 2011.

116 p.: il. color. ; 30 cm

Orientador: Leonardo Nabaes Romano.

Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Santa Maria, Programa de Pós-Graduação em engenharia Agrícola, 2011.

1. Projeto de engenharia. 2. Máquinas agrícolas. 3. Distribuidores centrífugos. 4. Fertilizantes.

© 2011
Todos os direitos autorais reservados a Elton Neves da Silva. A reprodução de partes ou do todo deste trabalho só poderá ser com autorização por escrito do autor.
Endereço: Avenida Presidente Vargas, 1446/501, Bairro São Cristovão, Passo Fundo, RS, CEP 99070-000
Fone (054)3311 9127, e-mail: eltonnevess@passofundo.ifsul.edu.br

**Universidade Federal de Santa Maria**
**Centro de Ciências Rurais**
**Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola**

A Comissão Examinadora, abaixo assinada,
aprova a Dissertação de Mestrado

**PROJETO PRELIMINAR DE UM DISCO CENTRÍFUGO PARA DISTRIBUIÇÃO DE URÉIA**
elaborada por

**Elton Neves da Silva**

como requisito parcial para obtenção do grau de
**Mestre em Engenharia Agrícola**

**COMISSÃO EXAMINADORA:**

**Leonardo Nabaes Romano, Dr. Eng. Mec.**
(Presidente/Orientador)

**Reges Durigon, Dr. Eng. Agron.** (UFSM)

**Walter Boller, Dr. Eng. Agron.** (UPF)

Santa Maria, 14 de dezembro de 2011.

Dedicatória

Este trabalho é dedicado a todos que de uma maneira geral, contribuíram para a sua realização. Dedico em especial ao Instituto Federal Sul Rio Grandense, Campus Passo Fundo – RS, e aos meus colegas professores pelo apoio e incentivo.

# AGRADECIMENTOS

Aos meus Pais, Julia Marilia A. da Silva e Glodevanes Neves da Silva, pela criação que tive, orientação e formação. Ao meu sogro Walter e minha sogra Hilda pelo apoio e incentivo. A minha querida esposa Carla, pelo companheirismo, paciência, amizade, apoio e incentivo. A você Vitor, amado e querido filho, meu maior orgulho. Que Deus possa abençoar nossa família. Ao meu orientador, Prof. Dr. Leonardo Nabaes Romano, pois além de orientar, se tornou um grande amigo. Agradeço pela confiança depositada. Aos co-orientadores Prof. Dr. José Fernando Schlosser, Prof. Dr. Arno Dallmeyer, pelo apoio e por acreditarem na realização deste trabalho. Obrigado pelas suas sábias orientações e/ou direcionamentos, pela paciência, amizade e compreensão. Para o Prof. Dr. Reges Durigon um agradecimento especial pelas valiosas informações e orientações relevantes no campo da agronomia. Sem elas não seria possível uma análise mais criteriosa. Aos meus colegas de laboratório, Bisognin, Bender, Trindade, Mattías e especialmente, ao Hausen pelo companheirismo, troca de informações, auxílio e amizade. Ao Hendrigo Torschelssen, que está num patamar superior ao nosso, meu reconhecimento e agradecimento. Que assim seja. Ao prof. Gilmar do Ctism, pelo coleguismo, disposição e apoio que proporcionaram o uso dos laboratórios para a realização da simulação. A Universidade Federal de Santa Maria - UFSM, Centro de Ciências Rurais - CCR, Programa de Pós Graduação em Engenharia Agrícola – PPGEA, Laboratório de Projeto de Sistemas Técnicos – LPST pelo apoio e disponibilização de sua estrutura para a realização deste trabalho. Ao Eng. Mecânico Lucas Arend e Eng. Mecânico Diógenes Batista, pelo apoio técnico ao projeto, disponibilizando informações importantes para do trabalho. A empresa MAX 3D pela versão do SolidWorks® 2011.

EPÍGRAFE

“Que os vossos esforços desafiem as impossibilidades, lembrai-vos de que as grandes coisas do homem foram conquistadas do que parecia impossível”.

Charles Chaplin

# RESUMO


Dissertação de Mestrado
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola
Universidade Federal de Santa Maria

**PROJETO PRELIMINAR DE UM DISCO CENTRÍFUGO PARA DISTRIBUIÇÃO DE URÉIA**

AUTOR: ELTON NEVES DA SILVA
ORIENTADOR: PROF. LEONARDO NABAES ROMANO, DR. ENG. MEC.
Data e Local da Defesa: Santa Maria, 14 de dezembro de 2011.

Reconhecida a crescente complexidade das máquinas agrícolas atuais, e a tendência de progressão desta característica para os novos desenvolvimentos torna-se importante a implementação de modelos estruturados e sistemáticos para a abordagem das informações ligadas ao desenvolvimento de novas máquinas ou técnicas. Erros na definição do problema têm causado frustração e desperdícios de tempo em processos de desenvolvimento de máquinas agrícolas. Assim, projetar é estabelecer um conjunto de procedimentos e especificações que, se postos em prática, resultam em algo concreto ou em um conjunto de informações. Os distribuidores centrífugos revolucionaram a tecnologia de aplicação de produtos sólidos na agricultura por apresentarem grande capacidade de campo operacional e pela grande amplitude de dosagens que conseguem aplicar. O trabalho tem por objetivo, projetar um disco centrífugo para distribuição de uréia utilizando os fundamentos da teoria de máquinas de fluxo. As máquinas existentes no mercado distribuem diversos tipos de fertilizantes e em taxas variáveis. O que se verifica é uma grande similaridade nos princípios de solução no sistema dosador/distribuidor. No entanto, este equipamento apresenta alguns inconvenientes, como a dificuldade em aplicar homogeneamente o material na largura de trabalho utilizada, mesmo com uma aparente facilidade de regulagem. A metodologia para o desenvolvimento do estudo está baseada na pesquisa exploratória de bibliografia existente, projeto preliminar de um disco centrífugo e simulação computacional com a finalidade de testar conceitos. Foram modeladas seis concepções de discos, sendo três de formato plano e três de formato cônico, com variações no número e no comprimento das aletas, através da sistematização de conhecimentos entre máquinas de distribuição a lanço e máquinas de fluxo. Obteve-se da simulação entre os leiautes, o rotor cônico com 7 aletas curvadas, o disco plano com 6 aletas curvadas alternadas, o rotor cônico com 6 aletas curvadas e o rotor cônico com 6 aletas curvadas alternadas, capazes de alterar o perfil de distribuição, aumentar o percentual de deposição sobre o solo e de corrigir a uniformidade de aplicação através da sobreposição.



Palavras-chave: Projeto de engenharia, máquinas agrícolas, distribuidores centrífugos, otimização.

# ABSTRACT

Master Thesis
Post-Graduate Program in Agricultural Engineering
Federal University of Santa Maria

**PRELIMINARY DESIGN OF A CENTRIFUGAL DISK FOR FERTILIZER SPREADING**

AUTHOR: ELTON NEVES DA SILVA
ADVISER: PROF. LEONARDO NABAES ROMANO, DR. ENG. MEC.
Santa Maria, 14 de dezembro de 2011.

Recognizing the increasing complexity of today's farm machinery, and the trend of progression of this feature for new developments it is important to the implementation of models for the structured and systematic approach to information related to the development of new machines or techniques. Errors in defining the problem has caused frustration and wasted time in the development process of agricultural machinery. Thus, design is a set of procedures and specifications that, if implemented, result in something concrete or in a set of information. Distributors centrifugal technology revolutionized the application of solid products in agriculture by great field operational capacity and wide range of doses that can be applied. The study aims, design a centrifugal disk for distribution of urea using the fundamentals of the theory of flow machines. The machines on the market distribute various types of fertilizers and variable rates. What is happening is a great similarity in the principles of solution in the dispenser system / distributor. However, there may this equipment has some disadvantages such as difficulty in applying the material evenly on the working width used even as an apparent ease of adjustment. The methodology for the development of the study is based on exploratory research of existing literature, preliminary design of a disk centrifuge and computer simulation in order to test concepts. Designs were modeled six discs, three format and three plan of conical shape, with variations in the number and length of fins, through the systematization of knowledge among dispensing machines and machines to haul flow. Was obtained between the layouts of the simulation, the disc with tapered curved fins 7, the flat disc with curved vanes 6 alternate, tapered disk with 6 curved vanes and disc cone alternating with 6 curved vanes, able to alter the distribution profile increase the percentage of deposition on the soil and correct the application uniformity by overlapping.

Key-words: Project engineering, agricultural machines, distributors centrifugal optimization.

# LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Máquinas distribuidoras de fertilizantes a lanço. ..... 24
Figura 2 - Elementos de um distribuidor centrífugo de fertilizantes. ..... 25
Figura 3 - Sistemas de trabalho utilizados na aplicação de produtos com distribuidores centrífugos. A) Sistema alternado e B) Sistema contínuo). ..... 27
Figura 4 - Representação da posição da aleta, Ad: adiantada; R: radial e At: atrasada. ..... 29
Figura 5 – Formato da aletas no rotor. Aletas de saída radial (a); Aletas curvadas para trás (b); Aletas curvadas para frente (c). ..... 37
Figura 6 - Representação do ângulo de entrada e ângulo de saída no rotor de bomba centrífuga. ..... 38
Figura 7 - Triângulo de velocidade na entrada de rotor radial para α4. ..... 39
Figura 8 - Diferentes formas do canal entre pás correspondendo a diferentes valores do ângulo β5 de inclinação das pás. ..... 41
Figura 9 - Gráfico de ηt x f(nqA) para diferentes tipos de bomba e para diversas faixas de vazão. ..... 43
Figura 10 - Origem do vórtice relativo no canal entre pás de um rotor radial. ..... 44
Figura 11 - Composição da corrente de passagem com o vórtice relativo. ..... 45
Figura 12 - Ciclo de vida do produto na perspectiva de mercado. ..... 47
Figura 13 - Ciclo de vida dos produtos industriais. ..... 47
Figura 14 - Representação resumida do MR-PDMA. ..... 50
Figura 15 - Representação das características convencionais. ..... 53
Figura 16 - Representação das características reais. ..... 54
Figura 17 - Da esquerda para a direita, 10% das partículas de entrada saem na face de saída, 3% e 0% respectivamente. ..... 57
Figura 18 - Metodologia empregada simplificada. ..... 58
Figura 19 - Tabela Excel para o cálculo das variáveis. ..... 59

Figura 20 - Traçado da aleta do rotor pelo método do arco de circunferência. .....61
Figura 21 - Semelhança no aspecto construtivo: (a) Discos/Rotores distribuidores centrífugos e (b) Rotores de bombas centrífugas. .....63
Figura 22 - Semelhança no aspecto do desempenho da função global: (a) Rotor distribuidor centrífugo e (b) Rotor bomba centrífugo. .....63
Figura 23 - Trajetória da partícula no disco centrífugo. .....64
Figura 24 - Rotor de referência cônico com 2 aletas para aplicação a lanço. .....66
Figura 25 - Disco plano com 7 aletas curvadas esquerdo (a) e Disco plano com 7 aletas curvadas direito (b). .....71
Figura 26 - Disco plano com 6 aletas curvadas esquerdo (a) e Disco plano com 6 aletas curvadas direito (b). .....72
Figura 27 - Disco plano com 6 aletas curvadas alternadas esquerdo (a) e Disco plano com 6 aletas curvadas alternadas direito (b). .....73
Figura 28 - Rotor cônico com 7 aletas curvadas esquerdo (a) e Rotor cônico com 7 aletas curvadas direito (b). .....73
Figura 29 - Rotor cônico com 6 aletas curvadas esquerdo (a) e Rotor cônico com 6 aletas curvadas direito (b). .....74
Figura 30 - Rotor cônico com 6 aletas curvadas alternadas esquerdo (a) e Rotor cônico com 6 aletas curvadas alternadas direito (b) .....74
Figura 31 - Distribuição das partículas de uréia no campo fluido da simulação colidindo nos coletores alongados. .....76
Figura 32 - Gráfico representativo do Rotor de referência. .....77
Figura 33 - Gráfico representativo do Rotor de referência e o Disco plano com 7 aletas curvadas. .....79
Figura 34 – Gráfico representativo do Rotor de referência e o Disco plano com 6 aletas curvadas. .....80
Figura 35 – Gráfico representativo do Rotor de referência e o Disco plano com 6 aletas curvadas alternadas. .....81
Figura 36 – Gráfico representativo do Rotor de referência e o Rotor cônico com 7 aletas curvadas. .....82
Figura 37 – Gráfico representativo do Rotor de referência e o Rotor cônico com 6 aletas curvadas. .....83
Figura 38 – Gráfico representativo do Rotor de referência e o Rotor cônico com 6 aletas curvadas alternadas. .....84

# LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Caracterização dos insumos para o distribuidores de fertilizantes.....33
Quadro 2 - Fatores de influência no projeto relacionados ao fertilizante aplicado.....34
Quadro 3 - Requisitos de projeto dos órgãos de lançamento do fertilizante em distribuidores centrífugos. .....34
Quadro 4 - Valores de nqA para diferentes tipos de bombas.....42
Quadro 5 - Clientes do ciclo de vida do distribuidor centrífugo. .....48
Quadro 6 - Definições de termos utilizados na fase de projeto informacional.....51
Quadro 7 - Definições de funções utilizadas na fase de projeto conceitual.....52
Quadro 8 - Fatores de influência no projeto para definir o disco e rotor de referência. .....65
Quadro 9 - Comparativo entre fabricantes de distribuidores centrífugos.....67
Quadro 10 - Especificações de projeto para o rotor modelado. .....67
Quadro 11 - Parâmetros necessários definidos para a simulação computacional.....76

# LISTA DE REDUÇÕES

| | |
|---|---|
| ANDA | Associação Nacional para Difusão de Adubos |
| EMBRAPA | Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária |
| CAD | *Computer Aided Design* – Desenho Assistido por Computador |
| CAE | *Computer Aided Engineering* – Engenharia Auxiliada por Computador |
| CFD | *Computational Fluid Dynamics* – Dinâmica dos Fluidos Computacional |
| CV | Ciclo de Vida |
| PDP | Processo de Desenvolvimento de Produtos |
| PDMA | Processo de Desenvolvimento de Máquinas Agrícolas |
| MR-PDMA | Modelo de Referência para Processo de Desen. de Máq. Agrícolas |
| NEMA | Núcleo de Ensaio de Máquinas Agrícolas |
| MA | Máquinas Agrícolas |
| ASAE | *American Society of Agricultural Engineers* – Sociedade Americana dos Engenheiros Agrícolas |
| ISO | *International Organization for Standardization*- Organização Internacional de Normalização |
| TDP | Tomada de Potência |
| RPM | Rotações por minuto |
| RPS | Rotações por segundo |
| UFSM | Universidade Federal de Santa Maria |
| m/s | Metros por segundo |
| $ß_4$ | Ângulo de Entrada do Rotor Centrífugo |
| $ß_5$ | Ângulo de Saída do Rotor Centrífugo |
| $W_4$ | Velocidade Relativa da Corrente Fluída |
| $C_4$ | Velocidade Absoluta da Partícula |
| $\alpha_4$ | Ângulo formado pela direção da velocidade absoluta com a direção da velocidade tangencial |
| $u_4$ | Velocidade Tangencial |
| $f_{e4}$ | Fator de Estrangulamento |
| $C_{m4}$ | Componente Meridiana da velocidade Absoluta |
| $C_a$ | Velocidade que a partícula adquire quando cai no rotor |
| g | Aceleração da Gravidade |
| h | Altura de queda |
| π | Constante: 3,1416.... |
| $D_4$ | Diâmetro de Entrada do Rotor Centrífugo |
| n | Rotação de trabalho do Rotor Centrífugo |
| $D_5$ | Diâmetro de Saída do Rotor Centrífugo |
| $n_{qA}$ | Velocidade de Rotação Específica |
| N | Número de Aletas do Rotor |
| $K_n$ | Coeficiente de Correção para o tipo de material de fabricação das aletas |

# SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 ..... 17
INTRODUÇÃO ..... 17
CAPÍTULO 2 ..... 21
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA ..... 21
2.1. AGRICULTURA DE PRECISÃO ..... 21
2.2. MÁQUINAS AGRÍCOLAS DISTRIBUIDORAS DE FERTILIZANTES ..... 23
2.2.1. Tipos de discos distribuidores ..... 28
2.2.2. Teoria dos distribuidores centrífugos de disco ..... 30
2.3. FERTILIZANTES AGRÍCOLAS ..... 31
2.4. MÁQUINAS DE FLUXO ..... 35
2.4.1. Influência da forma da aleta ..... 37
2.4.2. Cálculo do diâmetro de entrada do rotor ..... 42
2.4.3. Influência do número de aletas ..... 44
2.5. PROJETO DE MÁQUINAS AGRÍCOLAS ..... 46
2.5.1. Processo de desenvolvimento de produto ..... 48
2.5.1.1. Projeto informacional ..... 51
2.5.1.2. Projeto conceitual ..... 52
2.5.1.3. Projeto preliminar ..... 53
2.5.1.4. Projeto detalhado ..... 54
2.6. SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL ..... 55
CAPÍTULO 3 ..... 58
METODOLOGIA ..... 58
CAPÍTULO 4 ..... 62
RESULTADOS E DISCUSSÃO ..... 62
4.1. ANALOGIA COM MÁQUINAS DE FLUXO ..... 62
4.2. DISCO E ROTOR DE REFERÊNCIA DO DISTRIBUIDOR DE URÉIA ..... 65

4.3. ESPECIFICAÇÕES DE PROJETO E CONCEPÇÃO ..... 66
4.4. DIMENSIONAMENTO DOS ELEMENTOS FUNCIONAIS ..... 68
4.4.1. Diâmetro de entrada do disco ($D_4$) ..... 68
4.4.2. Cálculo do ângulo de inclinação de entrada da aleta ($ß_4$) ..... 69
4.4.3. Cálculo do número de aletas do disco ($N_{pás}$) ..... 70
4.4.4. Propostas de discos e rotores modelados utilizando a teoria de máquinas de fluxo ..... 71
4.5. SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL ..... 75
4.5.1. Simulação do rotor de referência ..... 77
4.5.2. Simulação dos discos e rotores modelados ..... 78
4.5.2.1. Disco plano com 7 aletas curvadas ..... 78
4.5.2.2. Disco plano com 6 aletas curvadas ..... 79
4.5.2.3. Disco plano com 6 aletas curvadas alternadas ..... 80
4.5.2.4. Rotor cônico com 7 aletas curvadas ..... 81
4.5.2.5. Rotor cônico com 6 aletas curvadas ..... 82
4.5.2.6. Rotor cônico com 6 aletas curvadas alternadas ..... 83
4.6. ANÁLISE COMPARATIVA ..... 84
CAPÍTULO 5 ..... 87
CONCLUSÕES ..... 87
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS ..... 89
APÊNDICE ..... 94

**Capítulo 1**

# INTRODUÇÃO

A atividade agrícola busca a utilização racional dos solos e insumos, sendo que uma das grandes preocupações que ocorre na agricultura é repor ou até mesmo aumentar a fertilidade do solo para a obtenção da máxima produtividade econômica e para a continuidade do uso da aptidão agrícola.

Para que esta estimativa de crescimento da produção agrícola se concretize, é de vital importância que o sistema de insumos agrícolas, pilar essencial da produtividade agrícola, esteja cada vez mais sólido e estruturado para continuar enfrentando e superando este importante desafio.

De acordo com a Associação Nacional para Difusão de Adubos (ANDA, 2011) e tendo como referência o período de 2007 a 2009, o Brasil é o produtor agrícola de crescimento estimado mais rápido até 2019 (40%), com grande margem de diferença quando comparado aos outros países: Ucrânia (29%), Rússia (26%), China (26%), Índia (21%), Austrália (17%), Estados Unidos e Canadá (10 a 15%), Comunidade Européia (4%).

A agricultura brasileira vem passando por alterações de alguns conceitos, entre esses a adubação a lanço tradicionalmente utilizada em cobertura e hoje numa nova tendência em pré-plantio. Esta tendência da utilização de adubação distribuída a lanço é crescente, e as máquinas comumente utilizadas têm como característica principal grande dependência em relação à qualidade e à condição física do produto (propriedades químicas e físicas) a ser aplicado, de modo que qualquer falha ou influência não identificada na aplicação poderá comprometer todo processo produtivo.

Os distribuidores centrífugos são equipamentos que revolucionaram a tecnologia de aplicação de produtos sólidos na agricultura por suas características

de simplicidade construtiva e alta capacidade operacional. O seu principal uso é na aplicação de produtos agrícolas de correção e adubação do solo como calcário, gesso agrícola, adubo mineral, uréia e na semeadura a lanço de pastagens como da aveia e azevém.

Moderadamente, estes distribuidores são utilizados como elemento base para as técnicas de aplicação de produtos em dose variável na prática da Agricultura de Precisão, que segundo a EMBRAPA (1997) engloba o uso de tecnologias atuais para o manejo de solo, insumos e culturas, de modo adequado às variações espaciais e temporais em fatores que afetam a produtividade das mesmas.

Os distribuidores centrífugos, mesmo com toda esta preferência, têm apresentado alguns inconvenientes como a dificuldade de calibração e a variação do comportamento com as características do produto utilizado e/ou as condições da aplicação. No uso destes equipamentos deve-se atentar para alguns detalhes que são importantes para a boa prática agrícola, como homogeneidade de distribuição e precisão de dosagem.

Na atualidade, os estudos para o desenvolvimento de máquinas agrícolas são intensos, obtendo-se assim o mínimo de erro na projetação dos produtos, não sendo mais aceitável o desenvolvimento na tentativa do processo informal. No entanto, muitos fabricantes realizam o processo de desenvolvimento de produtos através da definição da demanda de mercado e na adaptação de concepções de máquinas já existentes, resultando produtos lançados no mercado com características muito parecidas aos dos concorrentes e com baixo conteúdo de inovação tecnológica, oriundos de técnicas copiadas ao longo dos últimos anos, (ROMANO, 2003).

Molin et al. (2003), descreve que atualmente não se possui um domínio correto de informações referentes as influencias de diversos fatores sobre o projeto das máquinas distribuidoras de fertilizantes disponíveis no mercado referente à qualidade da aplicação realizada, bem como a sua largura efetiva de trabalho.

Por outro lado, existem equipamentos que apresentam problemas de projeto que ocasionam perfis de distribuição inadequados por falhas na zona central de aplicação, o que é impossível de se resolver pela sobreposição. Neste caso, a solução só pode ser obtida pelo fabricante com a correção no projeto da máquina, ou através de uma regulagem adequada.

Neste contexto, o presente trabalho tem como objetivo geral o desenvolvimento do projeto preliminar de um disco centrífugo para distribuição de uréia, baseado na teoria de máquinas de fluxo.

Os objetivos específicos deste trabalho estão subdivididos em nove etapas que seguem:

- Estabelecer a analogia entre os discos e rotores centrífugos e os rotores de máquinas de fluxo;
- Definir o disco/rotor de referência;
- Estabelecer as especificações de projeto do disco/rotor;
- Determinar a concepção do disco/rotor;
- Dimensionar os elementos funcionais dos discos e rotores modelados;
- Elaborar desenhos dos discos e rotores modelados;
- Simular computacionalmente rotor de referência;
- Simular computacionalmente os discos e rotores modelados;
- Analisar comparativamente os resultados da simulação computacional.

Este trabalho tem como principal contribuição, o dimensionamento de um disco ou rotor centrífugo, sistematizando conhecimentos entre máquinas de distribuição (fertilizantes) a lanço e máquinas de fluxo.

Tal informação trará benefícios uma vez que os discos e rotores modelados poderão ser utilizados de forma a minimizar o problema da não uniformidade de distribuição. Por fim obter informações e parâmetros suficientes para o desenvolvimento da fase de Projeto Detalhado do disco e rotor centrífugo visando à construção de um protótipo (trabalhos futuros) para ensaios dinâmicos.

Esta dissertação está dividida em cinco capítulos, começando por esta introdução. O Capítulo 2 aborda a revisão da literatura, envolvendo assuntos como máquinas distribuidoras de fertilizantes, discos e rotores centrífugos, agricultura de precisão, fertilizantes, modelo de desenvolvimento de produto, requisitos de projeto e também a teoria de máquinas de fluxo.

No capítulo 3 a metodologia a ser utilizada na pesquisa e na apresentação dos resultados é esplanada e delimitada dentro de um contexto de desenvolvimento de produto, engenharia agrícola e engenharia mecânica.

O capítulo 4 apresenta os resultados e discussões obtidos com a pesquisa, informa dados obtidos referentes ao projeto preliminar de um disco e rotor centrífugo desenvolvidos.

No capítulo 5, por fim, estão apresentadas as conclusões sobre os dados levantados e os resultados obtidos.

**Capítulo 2**

# REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Atualmente existe uma complexidade envolvida no desenvolvimento de novos produtos devido à utilização de diferentes domínios de conhecimento, a necessidade de desenvolvê-los em um menor tempo possível, com alta qualidade e menores custos. Esta complexidade exige planejamento, pesquisa, controle e uso de modelos de referência para o processo de desenvolvimento destes produtos por parte da organização responsável pelo projeto. A utilização destes sistematiza o desenvolvimento do produto e facilita a resolução de problemas de maneira eficiente.

Para dar origem a um produto, a engenharia transforma as informações técnicas em requisitos de clientes e informações para a fabricação e construção do produto.

Neste processo, identificar quais são os requisitos e qual a sua influência na construção do modelo resulta em um menor tempo de desenvolvimento, aumento da qualidade e redução de custo dos produtos durante seu ciclo de vida.

No desenvolvimento de um projeto faz-se necessária a utilização de uma metodologia que estabeleça as diretrizes a serem seguidas.

## 2.1. AGRICULTURA DE PRECISÃO

A aplicação de fertilizantes pode se considerada como um dos principais impulsionadores do conceito de Agricultura de Precisão, em termos econômicos e, principalmente, ambientais, apesar da dificuldade de quantificá-los Por maiores desenvolvimentos que possam ocorrer, quer nas tecnologias, quer nos sistemas de

apoio à decisão, são as máquinas de distribuição de sementes, fertilizantes e produtos fitossanitários que em última instância os concretiza que fecham um ciclo. O conceito geral de racionalidade de gestão que se exige não se compadece com o fraco rigor que na maioria das vezes se encontra associado, por exemplo, com a distribuição de adubo. A imprecisão reflete-se na prática, na falta de correspondência entre as densidades de adubo pretendidas e aplicadas numa determinada parcela. O desenvolvimento ocorrido na tecnologia acarreta, naturalmente, maior responsabilização tanto dos fabricantes do equipamento como dos agricultores, quer na avaliação dos seus equipamentos, quer no acompanhamento prático dos mesmos.

A agricultura de precisão é um termo utilizado para designar, segundo Roza (2000), uma filosofia de gerenciamento agrícola que parte de informações exatas, precisas e se completa com decisões exatas, gerenciando um campo produtivo metro a metro, levando em conta o fato de que cada pedaço da fazenda tem propriedades diferentes. Segundo Capelli (1999), a solução hoje utilizada é a de enfocar grandes áreas e entendê-las como homogêneas, levando ao conceito da necessidade média para a aplicação dos insumos - fertilizantes, defensivos, água, etc - faz com que, por exemplo, a mesma formulação e/ou quantidade do fertilizante seja utilizada para toda a área, atendendo apenas às necessidades médias e não considerando, desta forma, as necessidades específicas de cada parte do campo. O mesmo acontece para os demais insumos, causando como resultado uma lavoura com produtividade não uniforme.

Para Davis, Casady e Massey (1998), a agricultura de precisão combina as novas tecnologias sustentando a era da informação com uma agricultura industrial madura. É um sistema de manejo de produção integrado, que tenta igualar o tipo e a quantia de insumos que entram na propriedade com as necessidades da cultura em pequenas áreas dentro de um campo da propriedade.

Para Tschiedel e Ferreira (2001), a agricultura de precisão tende a se tornar cada vez mais comum nas propriedades rurais. As tecnologias hoje existentes já permitem que se tenha um grande conhecimento das variabilidades encontradas entre as diferentes áreas da propriedade, o que já proporciona a tomada de decisões com base em dados mais precisos.

Segundo Farias et al. (2003), através dos avanços tecnológicos na agropecuária, especialistas tem notado, cada vez mais, que os diversos setores da agricultura não podem ser tratados de maneira homogênea no que diz respeito à medição de variáveis nas áreas agrícolas. Neste sentido, a variação espacial e temporal deve ser considerada para que se possa ter melhor aplicação e aproveitamento dos insumos, podendo assim melhorar a produtividade, reduzir o custo de produção e o impacto ambiental causado pelo excesso utilizado.

O distribuidor centrífugo é o elemento final deste processo sendo responsável por uma distribuição eficiente. Se esta distribuição não for adequada todo o resto do processo, composto por mapeamentos e gerenciamentos por uso de sistemas de posicionamento global, estará comprometido. Portanto o estabelecimento dos requisitos de projeto do mecanismo responsável pela distribuição do fertilizante no solo faz com que as técnicas utilizadas pela implementação de agricultura de precisão hoje se tornem mais precisas e eficientes.

## 2.2. MÁQUINAS AGRÍCOLAS DISTRIBUIDORAS DE FERTILIZANTES

Segundo Ortiz-Cañavate e Hernanz (1989), o princípio de funcionamento das máquinas agrícolas distribuidoras de fertilizantes, consiste em dar às partículas do produto energia cinética necessária para serem lançadas a uma determinada distância, que depende da velocidade de saída e altura da descarga. Nos distribuidores centrífugos encontram-se dois grupos bem diferenciados:

De tubo oscilante ou pendular: o princípio de funcionamento está baseado em um tubo oco que se desloca segundo um movimento de oscilação na razão de 400 movimentos de ida e volta por minuto. O produto cai por gravidade no interior do tubo deslocando-se até o local de descarga pelo efeito da força centrífuga.

De disco: neste tipo de máquinas, a distribuição é feita por meio de um ou dois discos rotativos com aletas fixas ou não para aplicação a lanço do produto, através da força centrífuga.

Mialhe (1996) define que as máquinas de aplicação a lanço, Figura 1, são constituídas basicamente por um chassi, reservatório e mecanismos dosadores e distribuidores do produto. Estes últimos são os principais, pois têm a função de dosar e distribuir a quantidade pré-selecionada do produto. O acoplamento pode ser feito através do engate de três pontos para máquinas montadas e por meio da barra de tração para máquinas de arrasto. O acionamento dos mecanismos pode ser efetuado pela tomada de potência do trator ou pela roda de terra do equipamento. A aplicação do produto é executada por mecanismos distribuidor do tipo centrífugo ou pendular.

Figura 1 - Máquinas distribuidoras de fertilizantes a lanço.
Fonte: Scholz (2010).

Segundo Balastreire (1987), os distribuidores centrífugos se caracterizam por apresentarem um ou dois discos constituídos ou não de aletas fixas para o lançamento dos insumos, Figura 2.

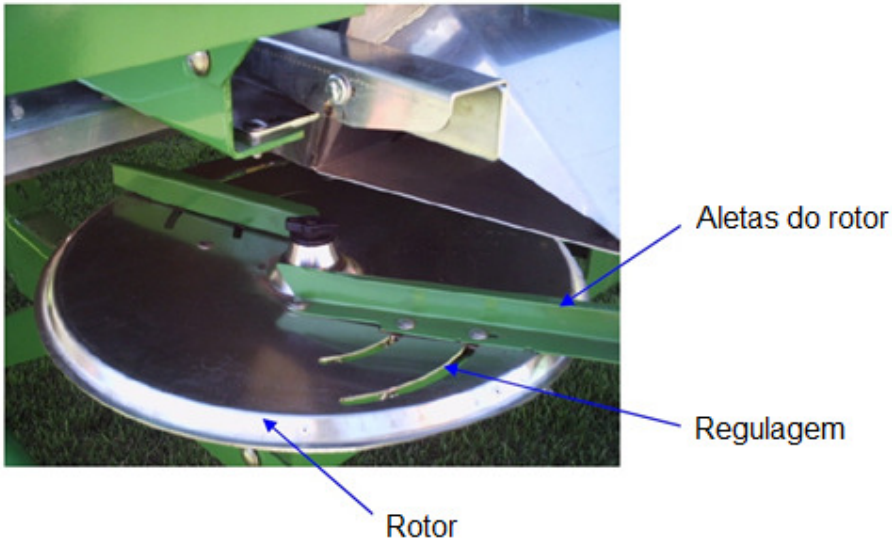



Figura 2 - Elementos de um distribuidor centrífugo de fertilizantes.
Fonte: Scholz (2007).

Márquez (2001) caracteriza distribuidores centrífugos de disco, como um equipamento que possui um depósito central de produto, com um ou dois discos com aletas, que giram acionados pela tomada de potência, lançando o produto com força, com largura total de trabalho que pode superar os 20 metros, dependendo do produto a ser utilizado.

Para Bernacki et al. (1972), as características básicas dos distribuidores centrífugos são: baixa relação peso do equipamento/largura de distribuição, simplicidade, baixo custo, fácil manutenção, alta capacidade operacional e confiabilidade. Entretanto, os distribuidores centrífugos apresentam alguns problemas no que se refere à uniformidade de distribuição. Quando as taxas de aplicação são mais elevadas a uniformidade de distribuição não tem tanta importância como quando as taxas de aplicação são baixas. São os mais difundidos, devido ao baixo custo, alto rendimento, construção simples e robusta e escassa necessidade de manutenção.

Cook (1962) *apud* Dallmeyer (1985) cita os distribuidores helicoidais, que consistem em um transportador helicoidal localizado no interior de um tubo com furos na parte inferior e posicionado transversalmente à máquina.

Outro tipo é o distribuidor pneumático descrito por Dallmeyer (1985), que utiliza uma corrente de ar para distribuir o produto em tubos com bocais distribuídos ao longo de uma barra transversal.

Normalmente os distribuidores centrífugos possuem um depósito em forma de tronco de pirâmide quadrada invertida ou de tronco de cone invertido, (ORTIZ-CAÑAVATE, 1985). Berlijn (1976) *apud* Dallmeyer (1985) cita que a dosagem do material é feita por comportas reguláveis que limitam o fluxo.

Nos distribuidores centrífugos de disco, a distribuição é feita por um disco, normalmente plano, que gira em rotações que variam de 540 RPM a 700 RPM, de acordo com Bernacki et al. (1972), Ortiz-Cañavate (1985), citado em três trabalhos de Dallmeyer (1985, 1986a e 1986b). Nas máquinas que possuem dois discos, os mesmos giram em sentidos opostos, com a parte interna do par se movimentando no sentido contrário ao deslocamento do distribuidor. Segundo estes autores, o uso de dois discos tende a diminuir a irregularidade da distribuição transversal.

Segundo Bernacki et al. (1972), o diâmetro do disco situa-se entre 500 a 600 mm e uma velocidade periférica de 6 a 14 metros por segundo. Segundo os autores a altura dos discos, em relação ao solo, não deve ser superior a 800 mm.

Silva (1982), em trabalhos com distribuidor de disco verificou que a queda das rotações do disco causou uma diminuição da largura da faixa, concentrando a deposição do fertilizante nas proximidades do disco, devido à redução da velocidade tangencial das partículas ao abandonar as aletas.

Dallmeyer (1985) cita que os distribuidores centrífugos, apesar dos problemas de uniformidade da distribuição, são bastante utilizados no Brasil, especialmente nas regiões de expansão da fronteira agrícola. São utilizados tanto para a semeadura como para a distribuição de fertilizantes e corretivos.

Segundo o mesmo autor, nos distribuidores centrífugos vale salientar, que um dos critérios de desempenho mais importante é a uniformidade de distribuição. A distância horizontal pela qual as partículas são lançadas é afetada pelo tamanho de partícula, densidade, forma, padronização e a velocidade de rotação dos discos. Os componentes de uma mistura seca tendem a segregar e as partículas maiores de mesma densidade tendem a ser projetadas mais longe. Os ventos também afetam na distância horizontal, e conseqüentemente, o padrão de distribuição. A

uniformidade de aplicação é influenciada pela forma do padrão do espalhador e pela quantia de sobreposição.

A avaliação da deposição cumulativa, em uma aplicação de campo, depende do tipo de percurso adotado no manejo da máquina. No circuito contínuo, o lado esquerdo de parte da faixa de deposição numa passada, recobre o lado direito de parte da faixa de deposição da passada anterior. No circuito alternado, o lado direito de parte da faixa de deposição numa passada, recobre o lado direito de parte da faixa de deposição da passada anterior, sendo que o mesmo acontece com o lado esquerdo, conforme se demonstra a Figura 3.

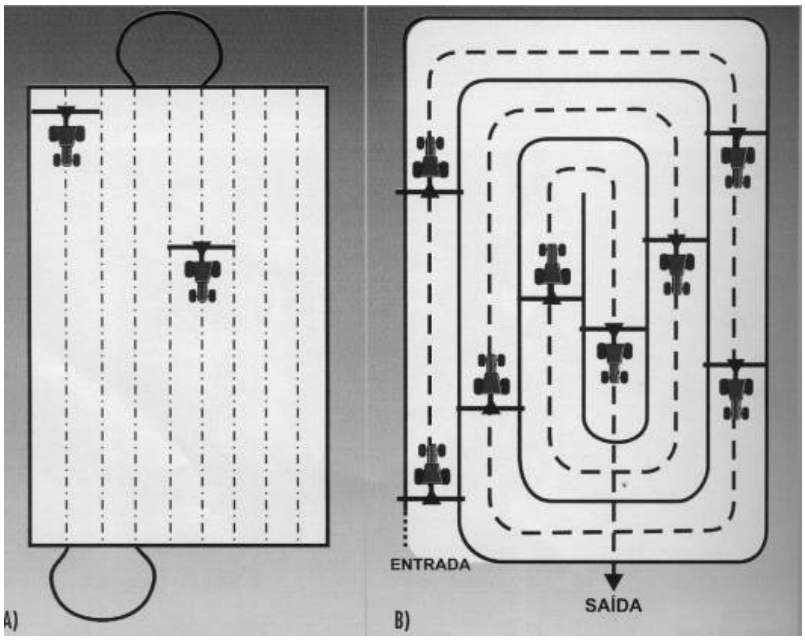



Figura 3 - Sistemas de trabalho utilizados na aplicação de produtos com distribuidores centrífugos. A) Sistema alternado e B) Sistema contínuo).
Fonte: Milan & Gadanha Junior (1996).

Os distribuidores centrífugos aplicam produtos com um perfil transversal que diminui a quantidade de produto com o aumento da distância de aplicação, por isto há necessidade de certa sobreposição entre as passadas. Assim, deve-se avaliar a quantidade de produto aplicado no perfil transversal e sobrepor as passadas de modo a tornar esse perfil o mais uniforme possível. No caso de não haver isometria no perfil transversal, isto é, se um dos lados do perfil for maior que o

outro, o operador deverá compatibilizar o método de trabalho no campo buscando o equilíbrio da dose aplicada nos dois lados do perfil.

Márquez (2001) afirma que, são diversas as causas da baixa uniformidade de distribuição. Em primeiro lugar está o próprio desenho da máquina. Ao cair adubo sobre o disco giratório, a força centrífuga gera o lançamento das partículas do produto. Como a caída se realiza em certa região da superfície do disco, nem todas as partículas alcançam a mesma velocidade de saída, conseqüentemente as de maior tamanho caem no solo a uma grande distância da máquina, enquanto às de menor tamanho caem muito próximas. A velocidade do disco, a forma das aletas e o orifício de saída do depósito (reservatório), modificam de maneira sensível a distribuição, sendo difícil, para os modelos de disco único, apresentar uma boa uniformidade sem uma generosa sobreposição entre passadas, isto reduz a largura efetiva de trabalho e requer um cuidadoso ajuste da máquina para cada aplicação.

O autor cita que a uniformidade de distribuição geralmente é melhor em máquinas dispostas de dois discos de distribuição, que giram em sentido contrário.

Segundo o mesmo autor, além do desenho da máquina e da granulometria do produto utilizado, o estado da máquina pode ser responsável pela perda de uniformidade: discos tortos, aletas deformadas, corroídas ou cobertas devido ao material aderido, saída desequilibrada de produto do depósito.

### 2.2.1. Tipos de discos distribuidores

O mecanismo distribuidor é um conjunto de elementos que tem por objetivo espalhar o produto oriundo do sistema de armazenamento. Sua configuração básica pode ser descrita como sendo um disco plano ou rotor cônico com aletas radiais. Kepner et al. (1972), classificam as aletas do disco distribuidor, no que diz respeito ao posicionamento, como radiais, adiantadas (posicionadas para frente em relação ao raio) e atrasadas (posicionadas para trás em relação ao raio), e podem ser de perfil reto ou curvo. Aletas adiantadas lançam materiais mais distantes

ao passo que aletas atrasadas transferem mais rapidamente materiais, lançando-os a distâncias menores.

Bernacki et al. (1972), afirma que o aumento do ângulo negativo das aletas (atraso) reduz a largura de distribuição do distribuidor, enquanto o aumento do ângulo positivo da mesma (adiantado) piora a qualidade da distribuição.

No que diz respeito ao formato das aletas e do disco, Souza (1984) cita, num distribuidor com aletas em posição alternada com dois valores de inclinação e posicionada com o mesmo valor poderiam impulsionar velocidades divergentes ao fertilizante. Quanto à conformação do disco existem discos planos e rotores cônicos.

Na Figura 4, observa-se uma representação de disco com as posições do ângulo positivo (adiantada), radial e negativo (atrasada).

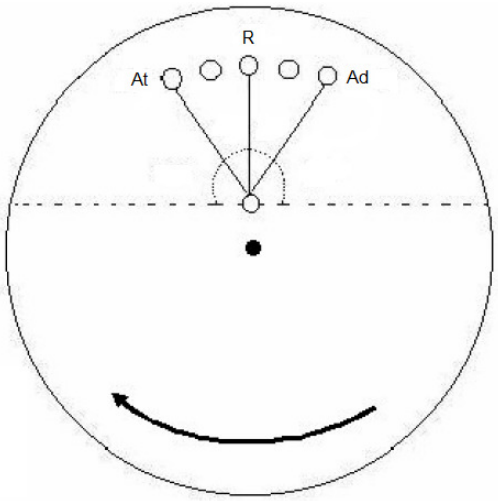



Figura 4 - Representação da posição da aleta, Ad: adiantada; R: radial e At: atrasada.

Silva (1982), após trabalhar com disco plano recomenda realizar testes alternando o desenho e as dimensões do disco distribuidor, da forma, distância e grau de envolvimento da chapa defletora ao disco e da posição da queda do fertilizante sobre o disco distribuidor.

Um disco plano posicionado verticalmente, com aletas em forma de arcos de circunferência e de espirais logarítmicas foi estudado por Galili et al. (1988) *apud* Mota (1991). Dallmeyer (1985) desenvolveu um rotor cônico para a distribuição de calcário seco, obtendo resultados superiores aos obtidos com o uso de disco plano.

### 2.2.2. Teoria dos distribuidores centrífugos de disco

Diversos pesquisadores têm estudado a teoria dos distribuidores centrífugos de disco, procurando desenvolver equações e simulações que traduzam o comportamento destes equipamentos. Uma análise da trajetória de uma partícula depositada sobre um disco em movimento de rotação foi feita por Patterson e Reece (1962) *apud* Dallmeyer (1985). Os autores mostraram que a trajetória da partícula depende da sua forma e do coeficiente de atrito entre ela e as aletas e que sua velocidade de saída depende do raio e da velocidade angular do disco.

Segundo Márquez (2011), para se conseguir uma boa distribuição, existe duas variáveis: a velocidade de saída e a direção da trajetória da partícula. A velocidade de saída proporciona à partícula, energia necessária para percorrer a trajetória prevista. O autor cita que as direções de projeção são uma conseqüência das trajetórias que seguem as partículas quando saem do disco as quais dependem da forma e dimensões das aletas, do ângulo de inclinação do rotor (cone) e do ponto de caída do fertilizante sobre o disco em relação ao seu sentido de rotação.

Para Bernacki et al. (1972), o movimento das partículas no disco é influenciado principalmente pelo coeficiente de atrito entre as partículas e a superfície das aletas, pela superfície do disco e pela superfície das partículas. Estes autores definem que uma partícula depositada sobre o disco a uma distância radial menor que a mínima, não se move para fora do mesmo. Segundo os mesmos autores, o ângulo de permanência das partículas no disco depende do valor da distância mínima e do coeficiente de atrito entre as partículas e as aletas, independente da velocidade angular do disco. Salientam que a localização da abertura de alimentação tem considerável influência sobre a regularidade da distribuição.

Dallmeyer (1985), cita um trabalho de Pitt et al., onde os autores também simulam matematicamente o perfil de distribuição de distribuidores centrífugos. Neste trabalho a diferença encontrada pelos autores entre os valores calculados e os valores obtidos experimentalmente foi menos que 4%.

Neste contexto, os recursos da computação eletrônica para simulações e análises de dados em experimentos com distribuidores centrífugos, tem sido utilizados por diversos pesquisadores.

Dallmeyer e Fontana (1987) apresentam resultados da simulação da sobreposição do perfil transversal, tanto no sistema de trabalho alternado como no contínuo, obtidos com o uso de um programa de computador. Em seu trabalho estudando um distribuidor com disco vertical, Galili et al. (1988) *apud* Mota (1991) realizaram experimentos com um protótipo de apenas um disco, que lançava o produto somente para um lado e recorreram ao computador para simular o perfil que seria obtido com o uso de dois discos e fazer a sobreposição para o cálculo das larguras úteis e dos coeficientes de variação.

Molin et al. (1992), propuseram um software desenvolvido principalmente para o processamento dos dados de ensaios da análise de distribuição transversal de materiais, denominado ADULANÇO 2.0. O mesmo é utilizado na análise de dados de máquinas aplicadoras de corretivos, fertilizantes e sementes a lanço.

Instituições certificadas realizam testes em bancos de ensaio, em condições standard, regulamentadas por normas internacionais. Para realização do ensaio existem procedimentos como a norma ISO 5690/1 (ISO, 1981) e a norma ASAE S341.2 (ASAE, 1996). Ambas estabelecem as condições de ensaio do equipamento a ser ensaiado, do produto e da metodologia de coletas de dados.

## 2.3. FERTILIZANTES AGRÍCOLAS

Dallmeyer (1985) descreve que fertilizante pode ser definido como qualquer material orgânico ou inorgânico (mineral), de origem natural ou sintética, que é adicionado ao solo com vistas ao suprimento de certos elementos essenciais ao crescimento vegetal. Para cumprir sua função, os fertilizantes minerais devem apresentar uma série de características desejáveis. Os fertilizantes são empregados predominantemente na forma sólida, contudo podem ser aplicados também na forma de soluções e suspensões de fertilizantes. O autor cita ainda, que no estado gasoso, o único fertilizante assim empregado é a amônia anidra. Uma característica

importante dos fertilizantes sólidos é a granulometria, que é determinada pelo tamanho e forma de suas partículas. De acordo com a granulometria, os fertilizantes sólidos podem se apresentar na forma de pó, farelado ou granulado.

Segundo Padilha (2005), as fórmulas de adubos quando sólidas podem se enquadrar, quanto ao aspecto físico na seguinte classificação:

- Mistura de grânulos: produto em que os grânulos contenham, separadamente ou não, os elementos declarados ou garantidos do produto.
- Granulado e mistura granulada: constituído de partículas em que cada grânulo contenha os elementos declarados ou garantidos do produto.

Segundo Marini (2007), a classe de insumo é particularmente importante para o caso do distribuidor de fertilizantes. Isso se dá porque a tarefa desempenhada envolve o armazenamento, o transporte e o processamento de um elemento físico artificial. Esse elemento tem características próprias e deve ser caracterizado para verificar que influência existe sobre o funcionamento da máquina a partir delas. As propriedades relativas ao insumo são mostradas no Quadro 1.

(continua)

| Classe | Propriedade | Informação | Descrição |
|---|---|---|---|
| Fertilizante e Corretivo | Elementos | Calcários | Fertilizantes típicos utilizados para aplicação de nutrientes sólidos sobre as plantas cultivadas. Podem ser encontrados de forma isolada ou em misturas, dependendo da prescrição agronômica específica ou da necessidade do cultivo. Características gerais apresentadas em acordo com Kanafojski (1972) e Hofstee (1992) *apud* Marini (2007). Composição e caracterização detalhadas devem ser analisadas individualmente mediante dados dos fabricantes ou análises de laboratório. |
| | | Uréia | |
| | | Fósforo e fosfatos | |
| | | Nitrogênio | |
| | | Potássio | |
| | Densidade do composto | Densidade bruta dos compostos aplicados | Variação estimada entre 800 e 2000 kg/m$^3$. |
| | Grau de mistura | Frações mássicas dos componentes do fertilizante | Deve ser avaliada para cada produto disponível no mercado, não foi possível caracterizar esta propriedade para a pesquisa. |
| | Outras propriedades específicas | Forma típica | Pós-formadores ou não de névoa, granulados e cristalinos. |
| | | Higroscopicidade | Tendência a absorver água, baixa a muito alta. |

(conclusão)

| Classe | Propriedade | Informação | Descrição |
|---|---|---|---|
| Fertilizante e Corretivo | Outras propriedades específicas | Granulometria | Diâmetro médio geométrico do grão (mm). |
| | | Uniformidade | Coeficiente de variação do tamanho entre os grãos (mm). |
| | | Segregação | Diferença entre densidades (Kg/m$^3$) e diferença de tamanho de grão (mm) dos elementos. |
| | | Desagregação | Força com a qual o produto se desintegra (N). |
| | | Corrosividade | Substâncias corrosivas na composição (%). |
| | | Faixas de dosagem | Faixas de dosagem de fertilizante requeridas pelas plantas (Kg/ha) – ver prescrição agronômica. |
| | | Número de fertilizantes | Quantidade de compostos fertilizantes diferentes utilizadas por temporada - ver prescrição agronômica. |
| | | Ângulo de repouso | 25° (composto de fosforita) até 50° (sais de potássio) varia de acordo com o composto |
| | | Coeficiente de fricção | Contra superfícies em aço: 0,5 (cloreto de potássio) até 1,0 (sais de potássio). |
| | | Coeficiente aerodinâmico | Coeficiente de atrito da partícula de fertilizantes com o ar, não estimado. |
| | | Coeficiente de restituição | Razão de velocidades das partículas antes e após a ocorrência de eventos de impacto, não estimado. |
| | | Tamanho dos agregados | 7,5 mm (fosfato granulado, solto) até 60 mm (sais de potássio, compactado), variam com o composto. |
| | | Diâmetro de escoamento | 15 mm (fosfato granulado) até 320 mm (sais de potássio) variam com o composto. |

Quadro 1 - Caracterização dos insumos para o distribuidores de fertilizantes.
Fonte: Adaptado de Marini (2007).

Márquez (2001) descreve que o desempenho dos distribuidores centrífugos é bastante suscetível à qualidade do fertilizante utilizado. Isso significa dizer que as propriedades físicas do produto que circula pela máquina exercem papel fundamental sobre o funcionamento da máquina.

A granulometria do fertilizante é colocada como fator mais importante, pois define a massa unitária de cada grão em conjunto com a densidade específica e também a área superficial do mesmo.

O teor de umidade de um fertilizante pode influenciar o desempenho da distribuição e inclusive provocar falha de funcionamento. Assim como a umidade, a característica de absorvê-la que um fertilizante qualquer possui (higroscopicidade) também é fator a ser considerado para o projeto de discos. O Quadro 2 mostra os fatores de influência no projeto do disco relacionados ao fertilizante aplicado.

| Fator de influência | Descrição |
|---|---|
| Granulometria | Diâmetro médio da partícula |
| Peso específico | Peso por unidade de volume do produto |
| Uniformidade | Coeficiente de variação do tamanho entre os grãos |
| Segregação peso | Diferença entre densidade de produtos |
| Segregação tamanho | Diferença entre tamanhos de grãos de produtos distintos |
| Higroscopicidade | Capacidade relativa que o produto tem de absorver água |
| Abrasividade | Acabamento superficial do produto que exerce efeito abrasivo |
| Corrosividade | Porcentagem de substâncias corrosivas na composição |

Quadro 2 - Fatores de influência no projeto relacionados ao fertilizante aplicado.
Fonte: Marini, Knob e Romano (2006).

Outros fatores apontados por Márquez (2001), quanto à influência do fertilizante são os seguintes: a geometria do grão que determina a resistência do ar ao seu deslocamento; a resistência ao fluxo, que influencia inclusive sobre a vazão a partir do tanque graneleiro cheio e a dureza das partículas, que determina a capacidade do fertilizante de acumular inércia que possa vencer a resistência do ar.

Segundo Márquez (2001), dois parâmetros importantes para se obter um bom desempenho de distribuição são a velocidade de saída e a direção de projeção. O fertilizante ao sair do disco, tem que ter velocidade suficiente para que lhe permita, a partir de sua própria inércia, vencer a resistência do ar. Fatores como posição das aletas e a granulometria do fertilizante influenciam sobre a velocidade de projeção.

A rotação da tomada de potência (TDP) é fator de influência, na medida em que rotações maiores determinam transferência maior de potência ao disco, logo afetando a largura de trabalho. Os requisitos de projeto para o lançamento de insumo estão associados à análise do desempenho de distribuidores centrífugos. Segundo Hofstee (1992) *apud* Marini (2007), os fatores de projeto para os órgãos de lançamento de insumo estão descritos no Quadro 3.

| Requisitos de projeto | Descrição | Valores |
|---|---|---|
| Raio de disco | Raio do disco em que são assentadas as aletas | 300 a 450 mm |
| Ângulo de passo da aleta | Ângulo da linha de trajetória da aleta de distribuição em relação à linha radial do disco | -10° a +15° |
| Ângulo de cone do disco | Ângulo de geratriz cônica do disco de distribuição | 0° a 10° |
| Velocidade angular do disco | Velocidade de rotação do disco de distribuição para impulsão das partículas de fertilizantes | 75 a 100 rad./s |
| | | 720 a 1000 RPM |

Quadro 3 - Requisitos de projeto dos órgãos de lançamento do fertilizante em distribuidores centrífugos.
Fonte: Adaptado de Marini (2007).

## 2.4. MÁQUINAS DE FLUXO

Segundo Mataix (1975), denomina-se sistema fluido mecânico o conjunto formado por máquinas e dispositivos cuja função é extrair ou adicionar energia de um fluido de trabalho.

O sistema fluido mecânico é constituído por:

- Máquinas de fluido;
- Sistemas hidráulicos e pneumáticos.

Henn (2001) descreve que as máquinas de fluido são agentes fornecedores ou receptores de energia mecânica, através da transformação da energia do fluido ou ao fluido nas formas de energia de pressão ou cinética. As mesmas dividem-se em função do tipo de energia que predomina na transformação, em dois grandes grupos:

- Máquinas de fluxo;
- Máquinas de deslocamento.

O autor afirma que nas máquinas de fluxo o escoamento do fluido é orientado por meio de lâminas ou aletas solidárias a um elemento rotativo – rotor. Nestas máquinas o fluido não está confinado dentro de sua carcaça, sendo que toda interação entre fluido e máquina resulta dos efeitos dinâmicos na corrente fluida.

Nas máquinas de fluxo a energia transferida é substancialmente cinética, através da variação da velocidade do fluido entre as aletas, desde a entrada até a saída do rotor, a baixa pressão ou baixos diferenciais de pressão.

Nas máquinas de deslocamento a energia transferida é substancialmente de pressão, sendo que a energia cinética transferida é muito pequena, podendo ser desprezada.

Henn (2001) define máquinas de fluxo como um transformador de energia, no qual o meio operante é um fluido que, em sua passagem pela máquina, interage com um elemento rotativo não se encontrando, em qualquer instante,

confinado. Define ainda que a máquina que recebe trabalho mecânico e o transforma em energia de fluido é denominada máquina de fluxo geradora.

Mataix (1975) descreve que os elementos fundamentais das máquinas de fluxo, nos quais acontecem os fenômenos fluidodinâmicos essenciais para o funcionamento da máquina são: o rotor e o sistema diretor.

Segundo o autor, o rotor é constituído por certo número de aletas giratórias que dividem o espaço ocupado em canais, por onde circula o fluido de trabalho, no rotor é onde ocorre a transformação de energia. Cita ainda que o sistema diretor tem a finalidade de coletar o fluido e dirigí-lo para um caminho determinado.

Para Henn (2001), segundo a trajetória do fluido no rotor as máquinas de fluxo classificam-se em: radiais, axiais, diagonais ou de fluxo misto. Nas máquinas de fluxo radiais o escoamento do fluido através do rotor percorre uma trajetória predominantemente radial (perpendicular ao eixo do rotor). Nas máquinas de fluxo axiais o escoamento através do rotor acontece numa direção paralela ao eixo do rotor ou axial. Quando o escoamento não é radial nem axial, a máquina é denominada de fluxo misto, com as partículas de fluido percorrendo o rotor numa trajetória situada sobre uma superfície aproximadamente cônica.

Henn (2001), explica que em certas aplicações, que requerem a passagem de materiais sólidos através do rotor ou quando se deseja simplificar o processo de fabricação para reduzir custos, são empregadas aletas radiais totalmente retas. Este tipo de construção, apesar de apresentar rendimento baixo, permite um fluxo sem risco de obstrução através do rotor. Mesmo neste caso, sempre que possível, deve-se tentar adotar uma curvatura na extremidade de entrada das aletas para melhorar o rendimento.

O formato das aletas tem significativa influência no rendimento e aplicação do rotor. A Figura 5 mostra algumas formas usuais divididas em três classes: aletas de saída radial (a), aletas curvadas para trás (b) e aletas curvadas para frente (c).

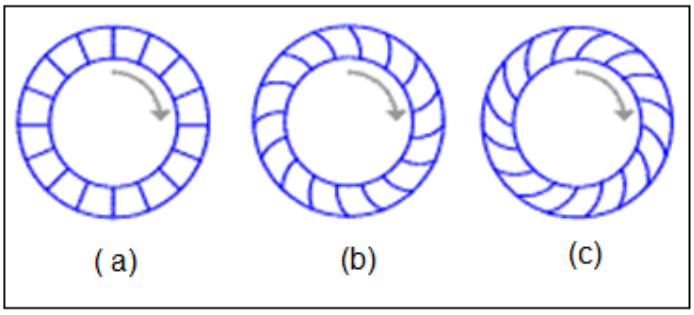



Figura 5 – Formato da aletas no rotor. Aletas de saída radial (a); Aletas curvadas para trás (b); Aletas curvadas para frente (c).

As aletas curvas para trás possuem uma vazão média, alta pressão e rendimento médio. As aletas de saída radial, altas pressões e vazões e rendimento médio. Já as aletas curvas para frente possuem alta pressão, rendimento médio. Permitem vazões mais altas com diâmetros menores, porém não são adequadas para abrasivos e materiais pegajosos.

As máquinas de fluxo geradoras, segundo Henn (2001), apresentam maior rendimento com as pás (aletas) voltadas para trás, devido às formas do canal que se alargam gradativamente conduzindo a menores perdas por atrito. O valor do ângulo de saída é influenciado pela largura de trabalho (largura de lançamento de material) quanto pela vazão de material.

### 2.4.1. Influência da forma da aleta

A forma da pá do rotor de uma máquina de fluxo é caracterizada pelos seus ângulos de entrada e saída, respectivamente $\beta_4$ e $\beta_5$, como mostra a Figura 6.

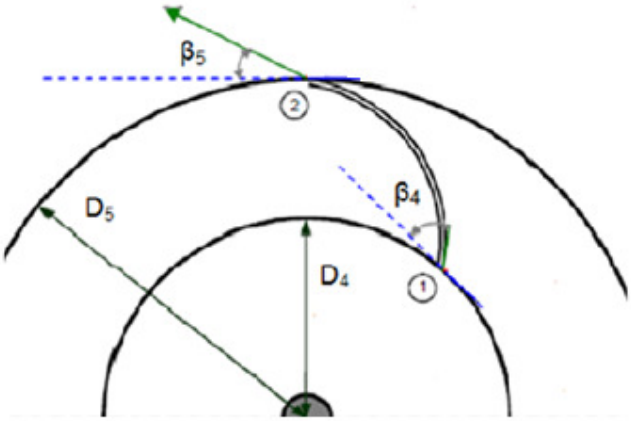



Figura 6 - Representação do ângulo de entrada e ângulo de saída no rotor de bomba centrífuga.
Fonte: Henn (2001).

O valor do ângulo $\beta_4$ deve ser determinado pela condição de entrada sem choque, ou seja, a direção da pá na entrada do rotor deve coincidir com a direção de velocidade relativa, $w_4$, da corrente fluida, para que não ocorram perdas por descolamento e turbulência.

Buscando esta condição, vê-se que a inclinação das pás do rotor é conseqüência da direção com que chega ao rotor a velocidade absoluta do fluido, $c_4$, ou seja, do ângulo, $\alpha_4$, formado pela direção da velocidade absoluta com a direção da velocidade tangencial, $u_4$. Pelo triangulo de velocidades pode-se analisar as três alternativas possíveis e as suas conseqüências sobre a energia intercambiada no disco, Figura 7.

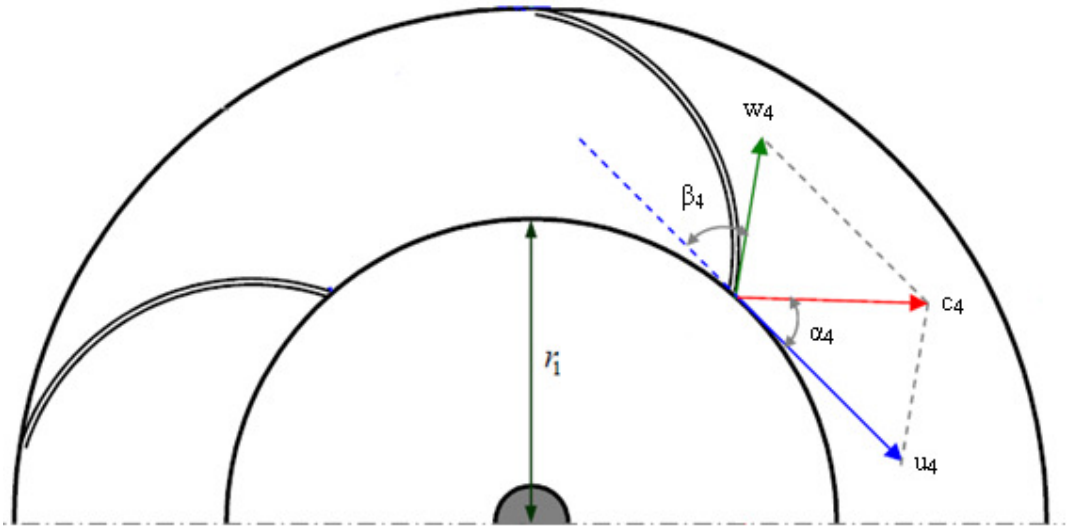



Figura 7 - Triângulo de velocidade na entrada de rotor radial para α4.
Fonte: Henn (2001).

O ângulo $\beta_4$ pode ser calculado pela Equação (1):

$$\beta_4 = \text{arctg}\ (c_4 / u_4) \qquad (1)$$

De acordo com Henn (2001) para as máquinas de fluxo geradoras radiais (fluxo centrífugo), α4 = 90°, é a alternativa mais usual e certamente de menor custo, porque corresponde à inexistência de um sistema diretor na entrada da máquina.

Uma vantagem adicional apresentada por α4 = 90°, é que a velocidade absoluta será mínima para uma vazão determinada, diminuindo a depressão na entrada do rotor.

Para o cálculo da velocidade absoluta da partícula à entrada do rotor, já dentro dos canais formados pelas aletas, $\mathbf{c_4}$, deve-se segundo Henn (2001), estimar o valor do fator de estrangulamento para a entrada do rotor $\mathbf{(f_{e4})}$, normalmente dentro da faixa $\mathbf{f_{e4} = 0{,}8\ a\ 0{,}9}$ para bombas centrífugas. Logo, para entrada radial, a equação permite escrever, Equação (2):

$$c_4 = cm_4 / f_{e4} \qquad (2)$$

Henn (2001), explica que a componente meridiana, $\mathbf{c_{m4}}$, da velocidade absoluta na entrada do rotor, adota valor superior à velocidade na boca de sucção para que a corrente entre no rotor ligeiramente acelerada. No caso dos rotores de distribuição a velocidade na boca de sucção equivale à velocidade que a partícula adquire quando a mesma, após ser liberada, cai sobre o rotor em rotação em uma posição determinada.

Neste caso então, $\mathbf{c_{m4} = 1,0 \text{ a } 1,05\ c_a}$.

A velocidade que a partícula adquire quando cai sobre o rotor em rotação é expressa pela Equação (3), do princípio de transformação de energia:

$$c_a = (2.g.h)^{1/2} \tag{3}$$

Onde:

g: aceleração da gravidade (9,8 $m/s^2$);

h: altura de queda.

A velocidade tangencial para a entrada do rotor, u4, é calculada pela Equação (4):

$$u_4 = \pi . D_4 . n \tag{4}$$

Onde:

$D_4$: diâmetro de entrada do rotor (mm);

n: rotação de trabalho do rotor distribuidor (RPM).

No caso das máquinas de fluxo geradoras radiais, uma análise da forma dos canais por onde passa o fluido para os diferentes ângulos construtivos das pás na saída do rotor, mantendo-se invariável o ângulo de entrada, pode ajudar a entender o processo de transformação de energia e a adequação da máquina para uma aplicação ou outra. É o que se procura fazer com o auxilio da Figura 8, onde se encontram representados os canais correspondentes a rotores com $\beta_5 < 90°$ (pás

curvadas para trás), $\beta_5 = 90°$ (pás de saída radial) e $\beta_5 > 90°$ (pás curvadas para frente) e a retificação deles, traçando perpendicular e simetricamente à linha média retificada, segmentos proporcionais à seção do canal.

Está representação indica que ângulos β5 < 90° correspondem a difusores (escoamento da direita para esquerda nos canais retificados) mais compridos e que se alargam gradualmente, conduzindo a menores perdas hidráulicas no escoamento do fluido real, já que são evitados os deslocamentos da corrente fluída das paredes, mesmo com um aumento das perdas por atrito devido ao maior comprimento dos canais. Isto explica o maior rendimento dos geradores de fluxo com pás curvadas para trás.

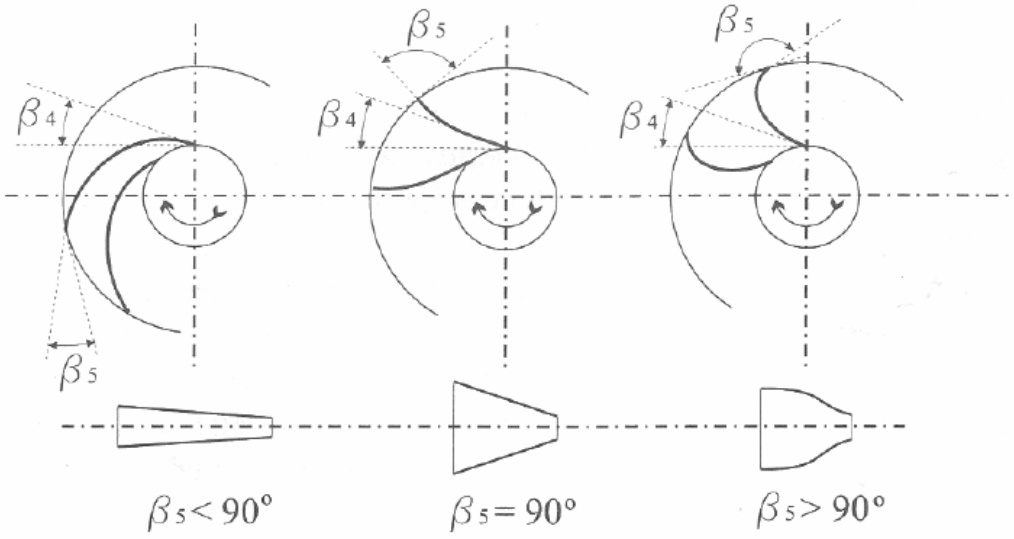



Figura 8 - Diferentes formas do canal entre pás correspondendo a diferentes valores do ângulo β5 de inclinação das pás.
Fonte: Henn (2001).

Segundo Mataix (1975), o ângulo de inclinação das aletas na saída do rotor, $\beta_5$, será fixado em função dos critérios discutidos acima, na faixa de 20° a 30° (bomba centrífuga).

### 2.4.2. Cálculo do diâmetro de entrada do rotor

A partir de critérios empírico-estatísticos, Tedeschi (1969) *apud* Henn (2001), indica a seguinte equação para bombas centrífugas, Equação (5):

$$D_4 / D_5 = 0{,}044\ (n_{qA})^{1/2} \quad (5)$$

Onde:

$D_4$: diâmetro de entrada do rotor (mm);

$D_5$: diâmetro de saída do rotor (mm);

$n_{qA}$: velocidade de rotação específica (adimensional).

A velocidade de rotação específica está associada à forma e às propriedades dos rotores de máquinas de fluxo e o seu valor serve de base para caracterizar séries de máquinas geometricamente semelhantes em catálogos de fabricantes.

Com base em ensaios de modelos, pesquisadores e fabricantes determinaram faixas de valores de velocidade de rotação específica ($n_{qA}$) para as quais os diversos tipos de máquinas possuem o melhor rendimento.

O Quadro 4 apresenta faixas de velocidade de rotação específica para diferentes tipos de bombas.

| Tipo de Bomba | Valores de $n_{qA}$ |
|---|---|
| Bomba de deslocamento positivo < 30 | < 30 |
| Bomba centrífuga | 30 a 250 |
| Bomba semi-axial ou de fluxo misto | 250 a 450 |
| Bomba axial | 450 a 1000 |

Quadro 4 - Valores de nqA para diferentes tipos de bombas.
Fonte: Henn (2001).

Para facilitar ainda mais a seleção da bomba mais adequada para determinada aplicação, alguns autores apresentam gráficos com a velocidade de rotação específica associada com outros parâmetros característicos da máquina.

A Figura 9 apresenta um gráfico elaborado pelo Bureau of Reclamation/USA para seleção de bombas em função do rendimento total, da vazão e da velocidade de rotação específica.

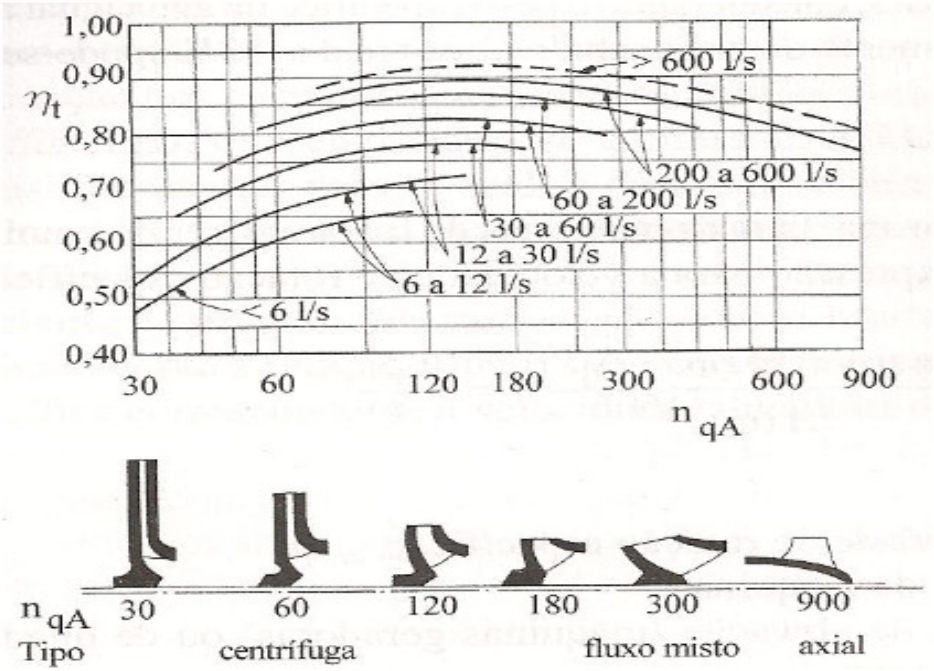



Figura 9 - Gráfico de ηt x f(nqA) para diferentes tipos de bomba e para diversas faixas de vazão.
Fonte: Henn (2001).

Conhecida a relação $D_4 / D_5$, o diâmetro de entrada, $\mathbf{D_4}$, será calculado pela Equação (6):

$$D_4 = (D_4 / D_5) \times D_5 \qquad (6)$$

### 2.4.3. Influência do número de aletas

Para um rotor radial de máquina de fluxo geradora com número finito de pás, a consideração de um escoamento sem atrito (fluido isento de viscosidade) dá origem a um movimento que é conhecido como vórtice relativo. A Figura 10 permite explicar esta ocorrência.

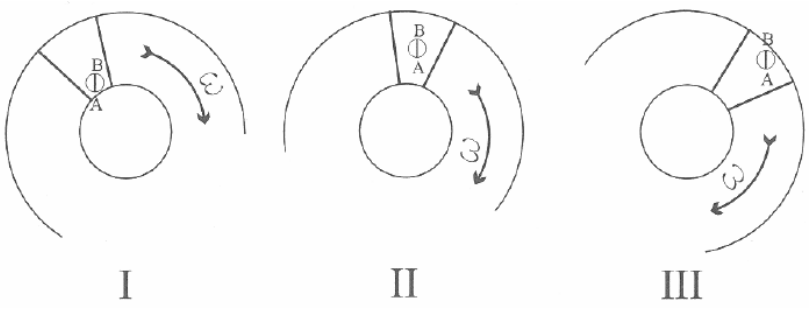



Figura 10 - Origem do vórtice relativo no canal entre pás de um rotor radial.
Fonte:Henn (2001).

A reta AB representa a orientação das partículas fluidas situadas na entrada do canal formado por duas pás adjacentes, no instante I. Ao mesmo tempo em que estas partículas apresentam um movimento de translação radial até a região central do canal o disco gira com uma velocidade angular de rotação, **ω**, conforme está representado no instante II da Figura 10. Finalmente, no instante III, as partículas de fluido, devido à sua inércia e inexistência de viscosidade, chegam à saída do canal entre pás mantendo a mesma orientação indicada pela reta AB, ou seja, paralela à direção que possuíam no instante I, mas apresentando um giro em sentido contrário ao da rotação do rotor com relação às paredes do canal, ou seja, para um observador que se movimenta solidário às pás do rotor. Este movimento de giro é denominado de vórtice relativo.

Desta maneira, o fluxo através do rotor pode ser considerado como a superposição da corrente de passagem das partículas fluidas através do rotor com a corrente de circulação proveniente do vórtice relativo, Figura 11.

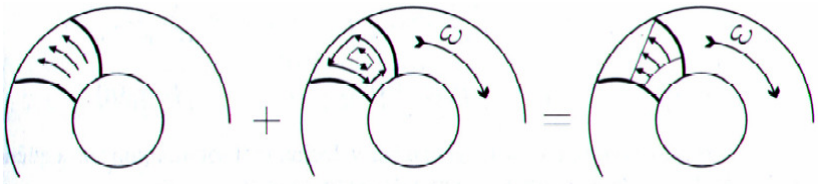



Figura 11 - Composição da corrente de passagem com o vórtice relativo.
Fonte: Henn (2001).

Em geral o número de aletas (pás) depende de: velocidade de rotação, altura de elevação, tipo de partícula sem suspensão. Assim pode-se concluir que com um número pequeno de aletas (pás), reduzem-se as superfícies de atrito, as partículas têm dificuldade de serem conduzidas e canais mais largos implicam numa maior perda de carga. Já com grande número de aletas (pás), diminui a perda de energia nas zonas em que a partícula abandona o rotor e aumenta as superfícies de atrito.

Pfleiderer (1960) *apud* Henn (2001), elaborou uma equação, sendo a mais utilizada para o cálculo do número de pás do rotor, $\mathbf{N_{pás}}$, Equação (7):

$$N_{pás} = Kn\ [(D_5 + D_4) / (D_5 - D_4)]\ x\ sen\ [(ß_5 + ß_4 / 2)] \qquad (7)$$

Onde:

Kn: coeficiente de correção para tipo de material de fabricação da aleta;

$D_4$: diâmetro de entrada do rotor (mm);

$D_5$: diâmetro de saída do rotor (mm);

$\beta_4$: ângulo de entrada (grau);

$\beta_5$: ângulo de saída (grau).

O coeficiente de correção para o tipo de material de fabricação da aleta, Kn segundo Mataix (1975), vale 8,0 para aletas conformadas em chapas finas e é adimensional.

## 2.5. PROJETO DE MÁQUINAS AGRÍCOLAS

Os produtos como qualquer ser vivo na natureza, seguem um ciclo de vida, no caso denominado ciclo de vida do produto, ou seja, ele “nasce para o mercado” e, em determinado estágio, desaparece. Quando os administradores de uma empresa lançam um produto, esperam que sua vida comercial seja longa e produtiva. Contudo, eles sabem que o produto não será vendido.

Ferreira (2010) cita que no ciclo de vida do produto há uma geração, um crescimento, amadurecimento e posterior declínio até findar sua existência. São quatro as etapas do ciclo de vida de um produto, segundo o autor (Figura 12):

- **Introdução**: etapa de lançamento do produto no mercado, onde os investimentos são altos em desenvolvimento, propaganda e marketing, a produção ainda é baixa e, normalmente, gera preços finais mais altos ao consumidor;
- **Crescimento**: esta etapa é caracterizada pelo aumento da demanda do produto, os investimentos em divulgação podem ser reduzidos, pois o produto já é “conhecido”.
- **Maturidade**: é a etapa onde a taxa de crescimento das vendas se estabiliza, os concorrentes já garantiram uma fatia do mercado e os consumidores procuram por preços menores;
- **Declínio**: esta etapa caracteriza-se pelo decréscimo nas vendas dos produtos podendo atingir até a parada de produção e retirada deste do mercado. Este ponto depende da característica e aplicabilidade de cada produto, podendo durar alguns meses ou até mesmo décadas.

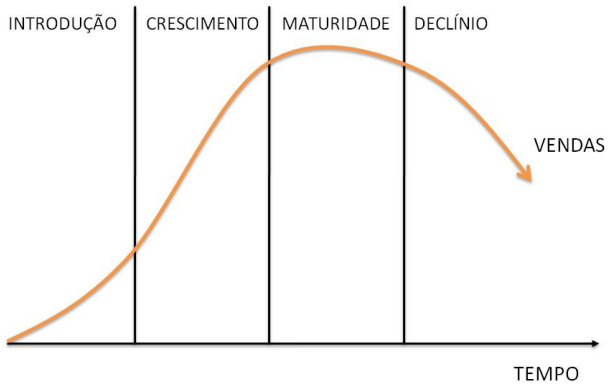



Figura 12 - Ciclo de vida do produto na perspectiva de mercado.
Fonte: Adaptado de Ferreita et al.(2010).

O tempo que um produto permanece em cada uma das fases acima é muito variável, alguns ficam muito tempo em crescimento, outros tem um período de maturidade muito grande e para outros, o declínio é a fase mais demorada. Na prática pode ser difícil prever o tempo que durará cada fase ou identificar com certeza o período em que o produto mudou de "estágio", bem como determinar os fatores que identificam essa mudança.

Algumas empresas, ao perceberem que um de seus produtos entrou na fase de Declínio, promovem intensa divulgação, fazem modificações substanciais no produto e tentam reposicioná-lo para o estágio de crescimento.

O ciclo de vida de um produto industrial pode ser avaliado em acordo com a proposição de Pahl e Beitz (1996) exibida na Figura 13.

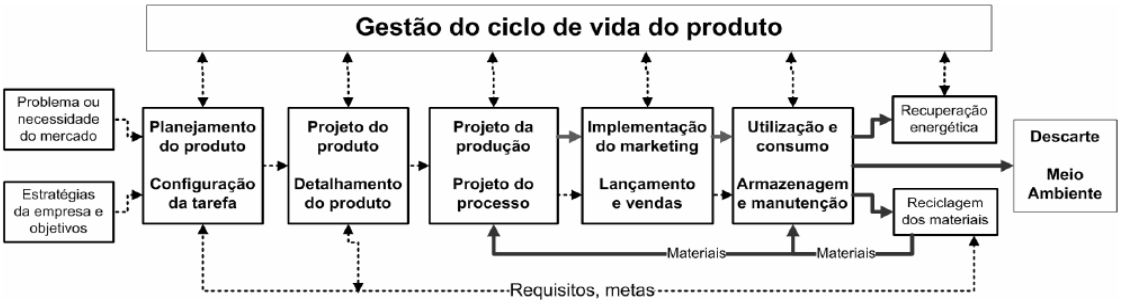



Figura 13 - Ciclo de vida dos produtos industriais.
Fonte: Pahl e Beitz (1996).

Marini, Knob e Romano (2006) elaboraram o Quadro 5, onde apresentam as fases e os respectivos clientes no ciclo de vida de um distribuidor centrífugo. Pode-se adotar esta diretriz e utilizar a mesma linha de raciocínio para representar o disco do distribuidor centrífugo.

| Fases do ciclo de vida (CV) | Clientes |
|---|---|
| Projeto | Fabricante de máquinas agrícolas: |
| | Equipe de projeto e órgãos gerenciais |
| Fabricação | Fabricante de máquinas agrícolas: |
| | Departamento de manufatura |
| Montagem | Fabricante de máquinas agrícolas: |
| | Departamento de montagem |
| Testes | Fabricante de máquinas agrícolas: |
| | Equipe de projeto |
| | Órgãos oficiais de ensaio e homologação. |
| Embalagem | Fabricante de máquinas agrícolas: |
| | Departamento de expedição |
| Transporte/Distribuição | Fabricante de máquinas agrícolas: |
| | Departamento de expedição; |
| | Concessionárias de máquinas agrícolas. |
| Comercialização | Concessionárias de máquinas agrícolas. |
| | Revendedores; agricultores; |
| Uso | Agricultores; Operadores de máquina; |
| Manutenção | Agricultores; Operadores de manutenção |
| | Concessionárias de máquinas agrícolas. |
| Retirada | Fabricante de máquinas agrícolas: |

Quadro 5 - Clientes do ciclo de vida do distribuidor centrífugo.
Fonte: Marini; Knob e Romano (2006)

### 2.5.1. Processo de desenvolvimento de produto

Pahl et al. (2005), define metodologia de projeto como um procedimento planejado com indicações concretas de condutas a serem observadas no desenvolvimento e no projeto de sistemas técnicos, que resultam de conhecimentos na área da ciência de projeto e da psicologia cognitiva e também da experiência com diferentes aplicações.

Tal definição nos faz concluir que as metodologias de projeto não devem ser aplicadas “cegamente”, mas, ao contrário, devem servir como um guia, permitindo seu desdobramento e adequação para problemas distintos.

O uso de modelos sistemáticos, apoiados por métodos e ferramentas, auxilia as equipes de projeto a resolver problemas durante o desenvolvimento, fornecendo ferramentas conceituais à equipe de desenvolvimento para organizarem o Processo de Desenvolvimento de Produtos (PDP) de maneira efetiva e eficiente.

Para Romano (2003), seja qual for o produto industrial a ser desenvolvido, cada projeto envolve normalmente, diversas fases, as quais conduzem à elaboração progressiva do produto, desde a idéia inicial até a definição completa das especificações e de suas características, culminando com o lançamento do produto no mercado. Define ainda que, é bastante adequado dividir a elaboração dos projetos de produto e do processo de manufatura em quatro fases: projeto informacional, projeto conceitual, projeto preliminar e projeto detalhado.

Segundo Marini (2007), o Processo de Desenvolvimento de Máquinas Agrícolas (PDMA) é constituído de um conjunto de práticas e métodos específicos para desenvolver soluções que atendem aos cultivos agrícolas de interesse econômico. Romano (2003) apresenta o Modelo de Referência para o Processo de Desenvolvimento de Máquinas Agrícolas (MR-PDMA), que reúne e sequência as práticas e os métodos conhecidos para o projeto de produtos industriais, aplicáveis para o desenvolvimento de máquinas agrícolas. De acordo com o autor, o MR-PDMA é dividido em três macrofases, considerando o ciclo de vida do projeto de desenvolvimento da Máquina Agrícola (MA). Esse modelo é apresentado sumariamente na Figura 14.

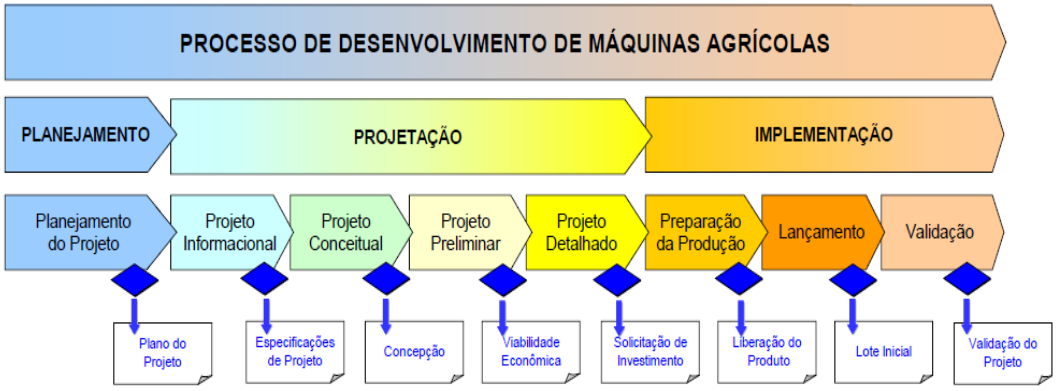



Figura 14 - Representação resumida do MR-PDMA.
Fonte: Romano (2003).

São as macrofases:

- Planejamento – corresponde à elaboração do plano do projeto da MA, que envolve a coleta das primeiras informações, declara a condução do projeto que será executado e determina as prioridades de gestão;
- Projetação – corresponde à elaboração progressiva do projeto da MA, em seus princípios de ação e em sua construção, bem como do plano de manufatura, que prevê a maneira e os recursos para fabricá-la; e,
- Implementação – envolve a realização do plano de manufatura, bem como os procedimentos de apresentação da MA ao mercado, e de verificação do seu desempenho real em campo.

A macrofase projetação decompõe-se em quatro fases denominadas “projeto informacional”, “projeto conceitual”, “projeto preliminar” e “projeto detalhado”.

#### 2.5.1.1. Projeto informacional

Para Romano (2003) a fase de “projeto informacional” possui como objetivo estabelecer as especificações de projeto do produto. A fase inicia com a pesquisa de informações sobre o tema de projeto, que inclui o estabelecimento do ciclo de vida do produto. Segue com a identificação das necessidades dos clientes do projeto e o estabelecimento dos seus requisitos. São então estabelecidos os requisitos do projeto, os quais são hierarquizados, permitindo a identificação dos requisitos do produto que melhor atendem aos requisitos dos clientes, tais como: funcionais, ergonômicos, de segurança, de confiabilidade, estéticos, legais, entre outros. A fase é encerrada com o estabelecimento das especificações de projeto do produto, que formalizam as características do produto a ser desenvolvido.

Metodologias clássicas de projeto de autores como Back (1983) e Pahl e Beitz (1996), preconizam uma primeira fase do processo de projeto, que apesar das diferenças de terminologia, tratam, em sua essência, das informações relacionadas às necessidades dos clientes.

As atividades desta fase de projeto, cujo resultado é a emissão das especificações de projeto consolidadas, segundo Romano (2003), têm por meta a obtenção dos resultados expostos no Quadro 6, que contém definições de alguns termos utilizados nesta fase.

| Termo | Definição |
|---|---|
| Necessidades dos clientes | Declarações diretas dos clientes geralmente em linguagem subjetiva. |
| Requisitos dos clientes | Necessidade expressa em linguagem de engenharia. |
| Requisitos de projeto | Requisito mensurável, aceito para o projeto. |
| Especificações de projeto | Conjunto de informações completas, requisitos de projeto com valor meta atribuído. |
| Fatores de influência no projeto | Características do meio que influem no alcance das especificações de projeto. |

Quadro 6 - Definições de termos utilizados na fase de projeto informacional.
Fonte: Marini, Knob e Romano (2006).

### 2.5.1.2. Projeto conceitual

Destina-se ao desenvolvimento da concepção da máquina agrícola. Para atingir o propósito da fase são realizadas diversas tarefas que buscam, primeiramente, estabelecer a estrutura funcional da máquina. Esta atividade envolve a definição da função global a ser executada pela máquina, bem como, de suas subfunções.

Determinadas as funções a serem realizadas pela máquina, parte-se para o estudo de estruturas funcionais alternativas, com o objetivo de selecionar a mais adequada. Sobre a estrutura funcional selecionada são desenvolvidas concepções alternativas para a máquina agrícola. Para a seleção da concepção faz-se uma análise comparativa entre as alternativas considerando: as especificações de projeto; o custo meta da máquina; os riscos de desenvolvimento (do projeto do produto e do plano de manufatura – complexidade, prazo, custo, envolvimento de fornecedores, entre outros); as metas de qualidade, de segurança e de dependabilidade, que se refere as características de confiabilidade e mantenabilidade.

O Quadro 7 mostra as definições das funções apresentadas nesta fase:

| Termo | Definição |
|---|---|
| Função | É definida como uma relação entre as entradas e as saídas de um processo de transformação de grandezas físicas |
| Função Global | É a declaração geral do propósito ao qual serve o disco em estudo, que envolve as grandezas e as respectivas propriedades que são transformadas por todo o sistema. |
| Funções Parciais | São derivações intermediárias da função global que dizem respeito a transformações parciais na cadeia de funções do sistema técnico. |
| Funções Auxiliares | São as funções que fornecem elementos de transformação (energia, material e sinal) de modo a contribuir à execução dos processos que definem as transformações principais ocorridas no sistema técnico. |
| Funções elementares | São as derivações da função global que por definição já não podem mais ser desdobradas, do ponto de vista físico. |

Quadro 7 - Definições de funções utilizadas na fase de projeto conceitual.
Fonte: Marini, Knob e Romano (2006).

### 2.5.1.3. Projeto preliminar

Destina-se ao estabelecimento do leiaute final da máquina e a determinação da viabilidade econômica.

Para estabelecer o leiaute final da máquina, diversas tarefas são realizadas envolvendo a identificação das especificações de projeto. Segundo Romano (2003), a partir da análise das especificações de projeto identificam-se aquelas que definem os requisitos de forma e que deterninam as dimensões principais do produto bem como tipo de material, segurança, ergonomia e manufatura; a definição de componentes, revisão e patentes, processos de fabricação, tolerâncias, entre outros.

As características convencionais do projeto preliminar podem ser descritas como sendo a fase em que o produto toma “corpo” e a fase em que o projetista deve transformar (com base na sua experiência) as funções, conceitos e princípios físicos de solução definidos no projeto conceitual, na materialização do produto, em termos de modelagem geométrica dos sistemas, subsistemas e componentes, assim como a seleção de materiais e a identificação dos processos de fabricação.

De acordo com Pahl e Beitz (1996), a representação de saída da fase do projeto conceitual e da entrada da fase do projeto preliminar, pode ser expressar conforme a Figura 15.

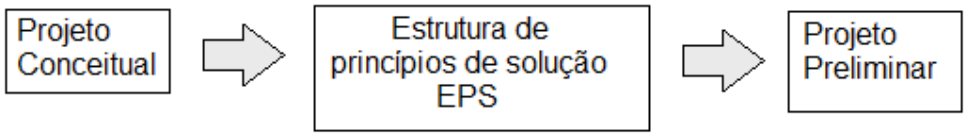



Figura 15 - Representação das características convencionais.
Fonte: Pahl e Beitz (1996).

Pahl e Beitz (1996) resumem as características reais do projeto preliminar, a representação de saída da fase do projeto conceitual e da entrada da fase do projeto preliminar, como mostra a Figura 16.

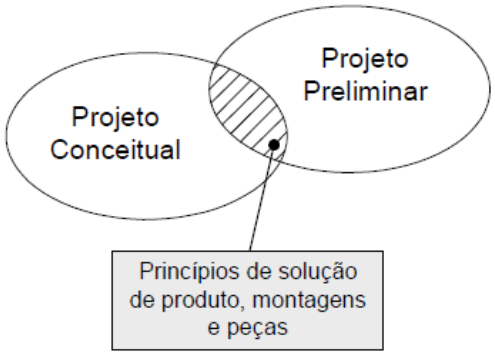



Figura 16 - Representação das características reais.
Fonte: Pahl e Beitz (1996).

Estabelecido o leiaute final, inicia o desenvolvimento do plano e fabricação e de teste do protótipo, que serve de parâmetro para o cálculo inicial de custo. A partir deste ponto, definem-se os requisitos de manufatura do protótipo, avalia-se a capacidade de manufatura interna e externa dos componentes, e realiza-se a análise de segurança sobre o leiaute final.

#### 2.5.1.4. Projeto detalhado

A quarta e última fase da projetação, “projeto detalhado”, destina-se a vários propósitos: aprovação do protótipo; finalização das especificações dos componentes; detalhamento do plano de manufatura e preparação da solicitação de investimento. O protótipo é constrído e os testes de laboratório, de campo são realizados de acordo com o plano de fabricação. Durante a realização dos teste são realizadas diversas análises, como por exemplo, análise de segurancça do protótipo.

Paralelamente à construção/teste/aprovação do protótipo, é realizada a otimização das especificações dos componentes e a estrutura do produto é completada. Os componentes são certificados, o plano de manufatura é detalhado e as especificações técnicas da máquina definidas. Nesta fase é possível estimar o investimento necessário à implementação do plano de manufatura no chão de fábrica.

## 2.6. SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

O estudo de sistemas granulares tem se tornado uma área de grande interesse nos últimos tempos. Entender o comportamento microscópico de um aglomerado de partículas não é uma tarefa simples, já que existem variáveis que influenciam no comportamento global desse sistema.

A popularidade dos distribuidores centrífugos de fertilizantes está em seu custo relativamente baixo. No entanto, o desempenho dessas máquinas é altamente dependente das propriedades das partículas (por exemplo, coeficiente de atrito, forma). Isto resulta em grandes diferenças nos padrões de propagação dependendo do tipo de fertilizante, bem como as condições meteorológicas prevalecentes condições (por exemplo, a umidade relativa do ar, velocidade do vento). Esta dependência exige calibração experimental extensiva do disco centrífugo para cada tipo de fertilizantes. Quando um disco centrífugo novo é projetado esta calibração de trabalho tem que ser amplamente repetida

No auxílio aos diversos problemas enfrentados pela indústria em geral está à simulação numérica, capaz de realizar diferentes ensaios virtuais facilitando a compreensão, as respostas e o aperfeiçoamento do processo.

Segundo Tijskens et al. (2008), a simulação é uma ferramenta de auxilio e suporte na tomada de decisões desde o momento em que as idéias estão amadurecendo. Com simulações em computador pode-se acelerar o desenvolvimento de um projeto, por meio da redução do tempo de testes, por exemplo.

Para Márquez (2011), a simulação do comportamento dinâmico das partículas lançadas pelos discos centrífugos, tem como objetivo prever as características do fluxo, incluindo a definição de velocidade, trajeto e densidade das partículas na saída do disco. A partir destes dados e aplicando as leis de balística, pode ser calculada a distribuição das partículas no solo. O autor ainda descreve que, num processo de lançamento há três estágios diferentes. O primeiro estágio corresponde à descida em queda livre, do fertilizante desde o depósito até os discos centrífugos. O segundo estágio sendo o movimento das partículas sobre o disco centrífugo e as aletas. Por último, o movimento das partículas na atmosfera.

As ferramentas CAE (Computer Aided Engineering) possibilitam reduções de custos e principalmente, redução do tempo necessário para a coleta de dados que ajudam no projeto desses equipamentos.

Tijskens et al. (2008), afirma que com o desenvolvimento da capacidade dos computadores, a técnica de simulação que mais se desenvolveu nos últimos tempos foi a Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD – Computational Fluid Dynamics), que vem sendo aplicada nos estudos de modelagem envolvendo escoamento de fluidos, se mostrando de grande utilidade para simular simples fluxos monofásicos em geometrias simples, como também para escoamentos complexos envolvendo mais de uma fase em geometrias mais detalhadas.

Segundo os autores, o objetivo básico da CFD é reduzir o número de experimentos e explorar fenômenos que não poderiam ser estudados em laboratório de forma prática. Os CFD são códigos computacionais que possibilitam a simulação de escoamentos de fluidos através de métodos numéricos como elementos finitos e volumes finitos.

Existem no mercado vários pacotes CFD comerciais e acadêmicos e, normalmente, são extensões de aplicativos CAD, como o Flow Simulation da SolidWorks®, que não considera o impacto das partículas nas suas trajetórias, mas faz uma análise do campo fluido ao seu redor.

Para isso, o uso de uma ferramenta chamada de “parâmetros de superfície” torna-se essencial. Essa funciona definindo uma área de entrada de partículas e outra área de saída, onde será contada a porcentagem das partículas de entrada que logram alcançar a superfície de saída, como pode ser visto na Figura 17.

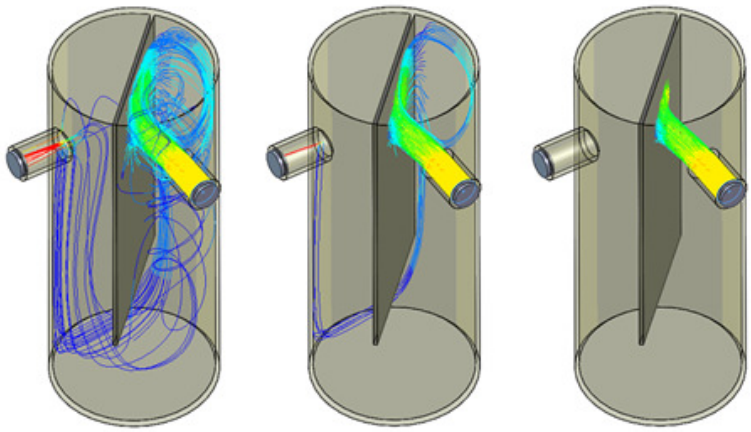


Figura 17 - Da esquerda para a direita, 10% das partículas de entrada saem na face de saída, 3% e 0% respectivamente.
Fonte: SolidWorks®, Manual Flow Simulation (2011).

O uso de ferramentas computacionais como elemento inovador e dinamizador para aumentar a competitividade das empresas e principalmente por parte das pequenas e médias empresas requer uma visão de mercado diferenciada, considerando que a utilização de tal ferramenta é investimento e não custo. Por esta razão, a modelagem matemática e a simulação numérica vêm ganhando muito espaço.

**Capítulo 3**

# METODOLOGIA

A pesquisa realizada para o desenvolvimento do projeto preliminar de um disco centrífugo para distribuição de uréia baseada na teoria de máquinas de fluxo, foi decomposta em três etapas, como ilustra a Figura 18.

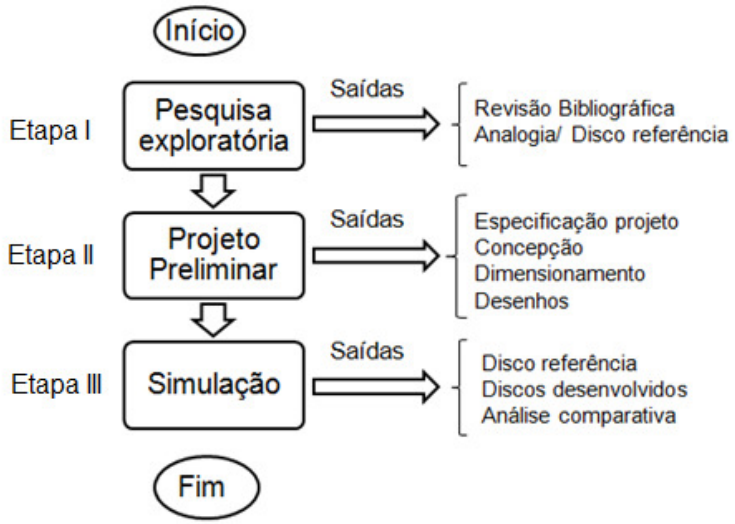



Figura 18 - Metodologia empregada simplificada.

Na Etapa I a revisão bibliográfica envolveu a realização de consultas em artigos técnicos, artigos científicos, manuais de operação e manutenção, catálogos, textos obtidos na internet em sítios de revistas especializadas e empresas fabricantes do equipamento. Livros texto sobre assuntos relacionados ao tema, dissertações e teses também foram utilizadas como fonte de consulta. De posse destas informações, partiu-se para o estudo da analogia entre os discos dos

distribuidores centrífugos e os rotores de máquinas de fluxo. Foi criado um disco/rotor de referência correspondente aos modelos usualmente encontrados.

Na Etapa II na fase do projeto preliminar, foi utilizado o Modelo de Referência para o Desenvolvimento de Máquinas Agrícolas – MR-PDMA, proposto por Romano (2003), para fornecer as diretrizes para elaboração das especificações do projeto, concepção, dimensionamento dos elementos funcionais, elaboração dos desenhos e modelagem de discos e rotores baseados na sistematização de conhecimentos entre discos centrífugos e a teoria de máquinas de fluxo. Para o dimensionamento dos elementos funcionais tem-se a seguinte sequência de passos a ser observada:

- 1. Passo: Cálculo do diâmetro do disco ($D_4$); Equação (5) pág. 42.
- 2. Passo: Cálculo do ângulo de inclinação da entrada da aleta ($\beta_4$); Equação (1) pág. 39.
- 3. Passo: Cálculo do número de aletas do disco ($N_{pás}$); Equação (7) pág. 45.

Todas as equações apresentadas no capítulo anterior estão expressas na tabelas de Excel com as variáveis e os respectivos resultados. As variáveis, ângulo de saída do rotor centrífugo ($\beta_5$), fator de estrangulamento ($f_{e4}$), componente meridiana ($c_{m4}$), velocidade de rotação específica ($n_{qA}$) e o coeficiente de correção para o tipo de material de fabricação das aletas ($K_n$), podem sofrer alterações nos seus valores,conforme exposto no capítulo anterior, Figura 19.

Q23

| | A | B | C | D | E | F | G | H |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | | | | | | | | |
| 2 | | **Variáveis** | | | | | **Resultados** | |
| 3 | g | 9,8 | | | | | | |
| 4 | π | 3,141 | | | | | | |
| 5 | nqA | 30 | | | | | D4/D5 | 0,241 |
| 6 | D5 | 571 | | | | | D4 | 137,610 |
| 7 | h | 470 | | | | | ca | 3,035 |
| 8 | n | 720 | 12 | | | | u4 | 5,187 |
| 9 | ß5 | 25 | | | | | c4 | 3,660 |
| 10 | KN | 8 | Pas Conformadas em Chapas | | | | ß4 | 35,2 |
| 11 | | | | | | | N | 6,561 |
| 12 | | | | | | | | |
| 13 | | Inicial | Final | Média | | | | |
| 14 | cm3 | 1,00 | 1,05 | 1,025 | 3,111 | | | |
| 15 | fe4 | 0,8 | 0,9 | 0,850 | | | | |
| 16 | | | | | | | | |

Figura 19 - Tabela Excel para o cálculo das variáveis.

Um roteiro para desenho do traçado das aletas dos discos e rotores antes da modelagem necessita ser feito para definir as condições de entrada ($ß_4$) e saída ($ß_5$) de inclinação das aletas na entrada e saída dos mesmos.

Henn (2001) define um roteiro para traçar o arco correspondente a forma geométrica das aletas do disco que é a energia teoricamente a ser fornecida pelo disco as partículas.

Este tipo de traçado resume-se em resolver graficamente o problema de buscar o centro de um arco de circunferência (Rc) que corta as circunferências de entrada com raio $r_4$, partindo do diâmetro de entrada do disco ($D_4$) e saída do disco, com raio $r_5$, partindo do diâmetro de saída do disco ($D_5$), respectivamente sob os ângulos $\beta_4$ e $\beta_5$ conhecidos (Figura 20).

Inicialmente são traçadas duas circunferências de raios $r_4$ e $r_5$, respectivamente, com centro no ponto O. A partir deste ponto, traça-se um raio qualquer OA, sendo A o ponto final da aleta a ser construída. Em seguida, marca-se o ângulo $\beta_4 + \beta_5$ , a partir do raio AO, com centro em O, dando origem, desta maneira, a um novo raio que intercepta a circunferência de raio $r_4$ no ponto B. Unindo o ponto A com o ponto B por meio de uma reta e prolongando-a até interceptar novamente a circunferência de raio $r_4$ ,determina-se o ponto C. A partir do raio OC, com centro em C, é traçado o ângulo $\beta_4$ e a partir do raio OA, com centro em A, é traçado o ângulo $\beta_5$. O ponto D, onde se encontram as retas AD e CD, será o centro da circunferência buscada. Sendo $R_c$ o raio de curvatura da aleta a ser construído cujo centro está localizado no ponto D.

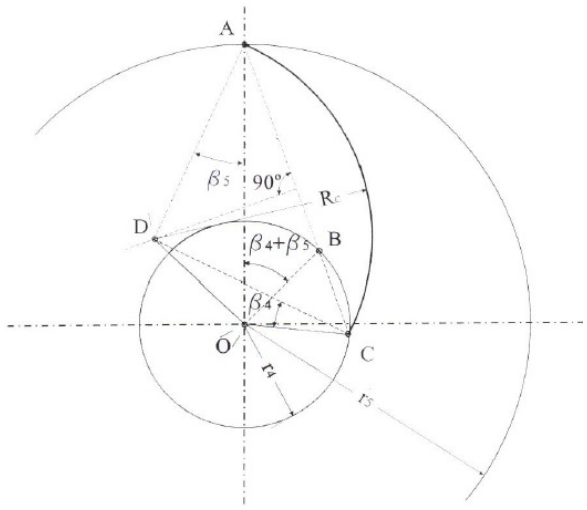



Figura 20 - Traçado da aleta do rotor pelo método do arco de circunferência.
Fonte: Henn (2001).

Na Etapa III realizou-se a simulação computacional, do rotor de referência e dos discos e rotores modelados, gerando gráficos representativos, através do software SolidWorks® com a ferramenta Flow Simulation, versão 2011, para o ensaio virtual.

Na construção dos gráficos, foi considerado o eixo das abscissas, a largura em metros alcançada pelas partículas de uréia (largura de trabalho) e o eixo das ordenadas, representa a quantidade em percentual que cada coletor recebeu de partículas de uréia grossa, com partículas variando de diâmetro entre 2 a 4 mm. A análise comparativa foi realizada através das diferenças entre os valores encontrados no gráfico do disco referência e nos gráficos dos discos modelados.

.

**Capítulo 4**

# RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados obtidos a partir da pesquisa exploratória realizada, os quais serviram de base para fundamentar a analogia entre os discos centrífugos e os rotores de máquinas de fluxo, caracterizar o disco ou rotor de referência, definir as especificações do projeto e a concepção do disco ou rotor referência, dimensionar os elementos funcionais dos discos e rotores modelados, simular o rotor de referência e os discos e rotores modelados e realizar uma análise comparativa dos resultados obtidos da simulação computacional.

## 4.1. ANALOGIA COM MÁQUINAS DE FLUXO

Demonstra-se a analogia sob dois aspectos: similaridade construtiva e similaridade de função global.

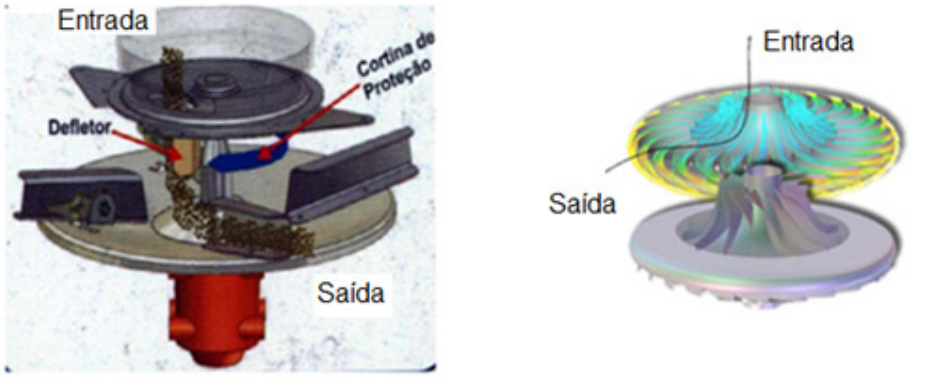
A similaridade construtiva é observada pela análise comparativa entre o rotor de uma máquina de fluxo e o disco ou rotor de um distribuidor centrífugo.

Os discos e rotores são construídos com um diâmetro externo, um diâmetro interno para sua fixação, dotados de aletas e giram com uma determinada rotação proporcionando uma força centrífuga nas partículas que entram em contato com os mesmos. A semelhança construtiva pode ser observada na Figura 21.

(a) Discos de distribuidor centrífugo (b) Rotores de bomba centrífuga

Figura 21 - Semelhança no aspecto construtivo: (a) Discos/Rotores distribuidores centrífugos e (b) Rotores de bombas centrífugas.
Fonte: Scholz (2007).

Na semelhança do desempenho da função global entre os discos e rotores centrífugos e os discos de máquinas de fluxo pode-se observar que as partículas caem sobre os mesmos no sentido axial sofrendo uma transformação de energia alterando a direção da sua trajetória para radial. A Figura 22 ilustra esta transformação.




(a) Rotor distribuidor centrífugo (b) Rotor bomba centrífuga

Figura 22 - Semelhança no aspecto do desempenho da função global: (a) Rotor distribuidor centrífugo e (b) Rotor bomba centrífugo.

Ainda em se tratando de analogia, observa-se um parâmetro importante referente à direção da conversão de energia, entre os distribuidores centrífugos e as máquinas de fluxo. Segundo a direção da conversão de energia classifica-se o

distribuidor centrífugo como uma máquina de fluxo geradora, pois o mesmo recebe trabalho mecânico, oriundo geralmente da tomada de potência de um trator, e o transforma em energia de fluido. Neste caso, considerando a massa de fertilizante que terá sua energia aumentada durante a passagem pelo disco.

Outro parâmetro a ser considerado é a trajetória que a partícula percorre desde o contato com o disco/rotor até o seu lançamento. Segundo a trajetória da partícula no disco/rotor, o distribuidor centrífugo pode ser classificado como uma máquina de fluxo radial, pois a partícula através do disco/rotor percorre uma trajetória predominantemente radial (perpendicular ao eixo do disco), Figura 23.

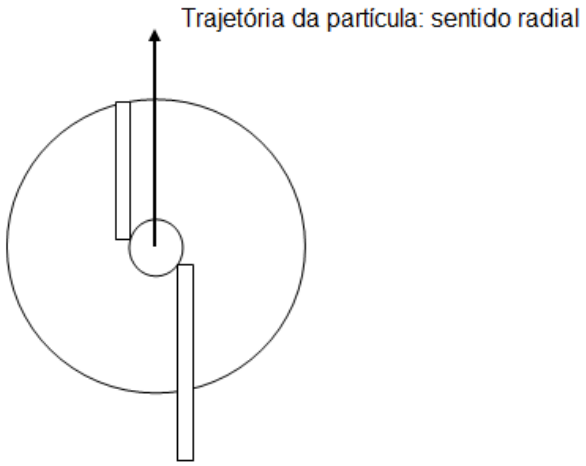



Figura 23 - Trajetória da partícula no disco centrífugo.

Com o desenvolvimento desta analogia torna-se possível identificar que existem similaridades entre os discos e rotores do distribuidor centrífugo e os rotores de máquinas de fluxo.

## 4.2. DISCO E ROTOR DE REFERÊNCIA DO DISTRIBUIDOR DE URÉIA

Os fatores de influência no projeto do disco e rotor de referência para distribuição de uréia estão associados à análise do desempenho dos distribuidores centrífugos. Estes fatores de influência são apresentados no Quadro 8.

| Fatores de influência no projeto | Descrição | Valores |
|---|---|---|
| Raio de disco | Raio do disco em que são assentadas as aletas | 200 a 450 mm |
| Ângulo de passo da aleta | Ângulo da linha de trajetória da aleta de distribuição em relação à linha radial do disco | - 10° a 15° |
| Ângulo de cone do disco | Ângulo de geratriz cônica do disco de distribuição | 0° a 10° |
| Velocidade angular do disco | Rotação do disco de distribuição para impulsão das partículas de uréia | 720 a 1000 RPM |

Quadro 8 - Fatores de influência no projeto para definir o disco e rotor de referência.

Existem diversos tipos de discos e rotores centrífugos fabricados e disponíveis comercialmente. Os discos são de perfil plano e os rotores de perfil cônico, ambos possuindo 2, 4, 5 ou até 6 aletas, com ou sem regulagens, dependendo do tipo de fertilizantes a ser aplicado. Assim baseados nestas informações é necessário definir um disco ou rotor de referência correspondente aos modelos usualmente encontrados.

Na Figura 24, mostra a representação modelada simplificada de um rotor cônico de referência, com 2 aletas uma curta e outra longa em posição radial, para aplicação a lanço, que será utilizado como base para simulação computacional na análise comparativa com os discos e rotores modelados a partir da teoria de máquinas de fluxo.

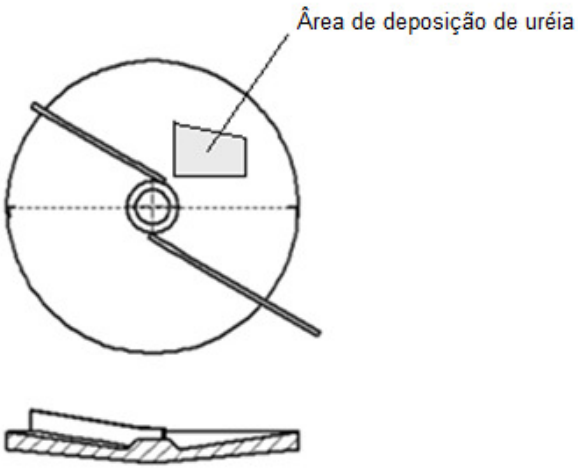



Figura 24 - Rotor de referência cônico com 2 aletas para aplicação a lanço.

## 4.3. ESPECIFICAÇÕES DE PROJETO E CONCEPÇÃO

A fase de projeto informacional possui como objetivo estabelecer as especificações de projeto. As especificações de projeto são definidas depois que são feitos os levantamentos das necessidades dos clientes e dos seus requisitos. Estas especificações são as que formalizam as características do disco desenvolvido. No Apêndice A encontra-se a fase de projeto informacional com as definições das necessidades dos clientes, requisitos dos clientes e requisitos de projeto, para um disco ou rotor de um distribuidor centrífugo.

A comparação dos critérios comuns serve para reconhecer o universo do produto em questão e para se evitar reinvenções. A seguir, tem-se uma análise de alguns dos discos e rotores existentes no mercado com os seus respectivos fabricantes, o que mostra uma grande semelhança entre os discos e rotores dos distribuidores de fertilizantes, Quadro 9.

| | FABRICANTE | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | STARA | BOELTER | JAN | JUMIL | MARCHESAN |
| Número discos/aletas | 1/4 ou 2/4 | 2/4 | 1/4 ou 2/4 | 1/4 ou 2/4 | 1/4 ou 2/4 |
| Altura dos discos em relação ao solo | 800 mm | 668 mm | 800 mm | 800 mm | 800 mm |
| Distância entre os centros dos discos | 650 mm | 700 mm | 700 mm | 730 mm | 700 mm |
| Acionamento | cardan/correia | cardan/correia | cardan/correia | cardan/correia | cardan/correia |
| Regulagem das aletas | 05 posições | 03 posições | 05 posições | 04 posições | 04 posições |

Quadro 9 - Comparativo entre fabricantes de distribuidores centrífugos.

A fase de projeto conceitual destina-se ao desenvolvimento da concepção dos discos e rotores modelados. A concepção do disco e rotor baseia-se no estudo de estruturas funcionais alternativas com o objetivo de selecionar a mais adequada. No Apêndice B encontra-se a fase de projeto conceitual com as definições da função global e estruturas de função, com informações sobre insumo agrícola, máquina motora, operador e solo. O Quadro 10 apresenta as especificações de projeto do rotor modelado.

| Especificações de projeto e concepção | Disco desenvolvido |
|---|---|
| Ângulo do cone do disco | 8,3° |
| Ângulo de saída do rotor centrífugo ($ß_5$) | 20° a 30° |
| Coeficiente de correção para o tipo de material (Kn) | 8,0 |
| Altura de queda (h) | 470 mm |
| Número de aletas | Maior que 2 (duas) |
| Rotação de trabalho | 720 RPM ou 12 RPS |
| Diâmetro externo do rotor ($D_5$) | 571 mm |

Quadro 10 - Especificações de projeto para o rotor modelado.

Quando a uréia é liberada no rotor a uma distância radial do centro do rotor e, devido à força que atua neste ponto, as partículas começam a mover-se recebendo energia de um dispositivo chamado aleta. A magnitude da força aplicada e o peso da partícula influem na distância percorrida pela mesma em queda livre, ou

seja, na sua trajetória de parábola até a sua deposição no solo. Desta maneira, o trabalho de lançamento da partícula é influenciado pela velocidade de giro e o diâmetro do rotor, o comprimento e a posição das aletas e o atrito entre as partículas e a superfície de lançamento.

A concepção do disco e do rotor modelado é a mesma do rotor de referência apresentado na Figura 24 e que compreende um conjunto de disco/rotor/aleta, onde a diferença básica está na construção das aletas. No rotor de referência as aletas são retas e nos discos e rotores modelados são curvadas devido à teoria de máquinas e fluxo.

## 4.4. DIMENSIONAMENTO DOS ELEMENTOS FUNCIONAIS

Definidas as especificações de projeto têm-se as dimensões principais dos discos e rotores modelados, e abrangem o cálculo do diâmetro de entrada do disco e rotor, do ângulo de inclinação de entrada da aleta e do número de aletas do disco e do rotor. A palavra disco tem o mesmo significado da palavra rotor, a partir do próximo tópico.

### 4.4.1. Diâmetro de entrada do disco ($D_4$)

O cálculo do diâmetro de entrada é obtido através da relação entre o diâmetro de entrada e o diâmetro de saída do disco que é função da velocidade de rotação específica ($n_{qA}$), ilustrada anteriormente pela Equação (5), (p. 42).

Para a determinação da velocidade de rotação específica ($n_{qA}$) utiliza-se o gráfico da Figura 9. De acordo com o gráfico os valores assumidos podem variar de 30 até 250.

Adota-se para efeitos de cálculos o valor para a velocidade de rotação específica de 30 (adimensional), pois assim tem-se uma menor relação $D_4$ / $D_5$ e conseqüentemente um comprimento maior da aleta do disco desenvolvido.

Substituindo o valor de $n_{qA}$, na Equação (5), tem-se para a relação $D_4$ / $D_5$:

$$D_4 / D_5 = 0,24099$$

Para o cálculo final do diâmetro de entrada do disco, usa-se a Equação (6), (p. 43).

Assim sendo considerando $D_5$ = 571 mm, o resultado da equação que define o diâmetro de saída do disco, é de:

$$D_4 = 137,6 \text{ mm}$$

### 4.4.2. Cálculo do ângulo de inclinação de entrada da aleta ($ß_4$)

O ângulo $\beta_4$ pode ser calculado pela Equação (1), (p.39). Antes de calcular o ângulo de entrada, necessita-se saber o valor da velocidade absoluta, $c_4$, da Equação (2), (p. 39).

Para o cálculo da componente meridiana, $c_{m4}$, tem-se:

$c_{m4} = 1,0$ a $1,05\ c_a$

A velocidade que a partícula adquire na queda sobre o disco em rotação é expressa pela Equação (3), (p. 40). O valor da altura de queda (h) é de 470 mm (referente a equipamento tracionado).

Substituindo os valores na equação:

$$c_a = 3,035 \text{ m/s}$$

Para o cálculo da componente meridiana, usa-se a média entre os valores, pois são diferentes e variam de 1,0 a 1,05. A média é de 1,025.

Então:

$$c_{m4} = 3,110 \text{ m/s}$$

No caso do fator de estrangulamento, $f_{e4}$ para bombas centrífugas, seu valor varia de 0,8 a 0,9. Adotando o mesmo critério anterior, usa-se então a média que é de 0,85.

Assim sendo, substituindo os valores na Equação (2), (p. 39).

$$c_4 = 3{,}659 \text{ m/s}$$

A velocidade tangencial para a entrada do disco, $u_4$ é calculada pela Equação (4), (p. 40). Substituindo-se os valores tem-se:

$$u_4 = 5{,}187 \text{ m/s}$$

Realizados os devidos cálculos, tem-se na Equação (1), (p. 39).

$$ß_4 = 35° 11'$$

### 4.4.3. Cálculo do número de aletas do disco ($N_{pás}$)

Para o cálculo do número de aletas do disco, tem-se a Equação (7), (p. 45).

Segundo Mataix (1975) o ângulo de inclinação das aletas na saída do disco, $ß_5$ é fixado na faixa recomendada de 20° a 30°.

Como em casos anteriores, adota-se o critério da média dos ângulos de inclinação de saída. Então: $ß_5 = 25°$.

Logo:

$$N_{pás} = 6{,}558.$$

O número de aletas calculado foi de 6,558, tornando-se impossível realizar a modelagem geométrica. Utilizando-se o critério do arredondamento, tem-se o número de aletas de 7 (arredondamento para cima) e o número de aletas de 6

(arredondamento para baixo). Assim obtêm-se as especificações finais para realizar a modelagem geométrica dos discos.

O número de aletas também é decisivo na fase inicial de projeto do disco centrífugo, visto que ele estabelece o diâmetro mínimo de entrada, $D_4$, que é limitado pelo bloqueio geométrico das pás, caracterizado pelo seu fator de estrangulamento, $f_{e4}$.

### 4.4.4. Propostas de discos e rotores modelados utilizando a teoria de máquinas de fluxo

A seguir são apresentados os tipos de discos e rotores de distribuição modelados baseado na teoria de máquinas de fluxo. Adotou-se o critério de se respeitar o método do processo de fabricação atual (processo de conformação) dos discos ou rotores, obedecendo-se principalmente a característica de fixação no equipamento. As alterações baseiam-se principalmente no número e na forma de construção das aletas.

Na Figura 25 observa-se o resultado da modelagem de um disco plano desenvolvido com 7 aletas curvadas.

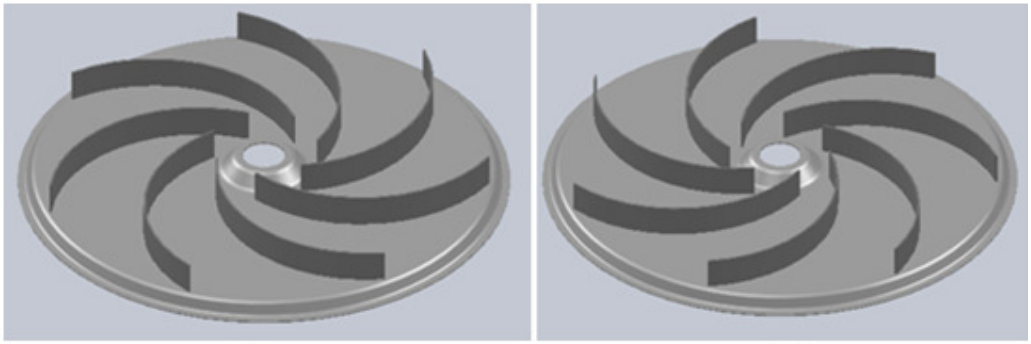



Figura 25 - Disco plano com 7 aletas curvadas esquerdo (a) e Disco plano com 7 aletas curvadas direito (b).

Na Figura 26 observa-se o resultado da modelagem de um disco plano desenvolvido plano com 6 aletas curvadas.

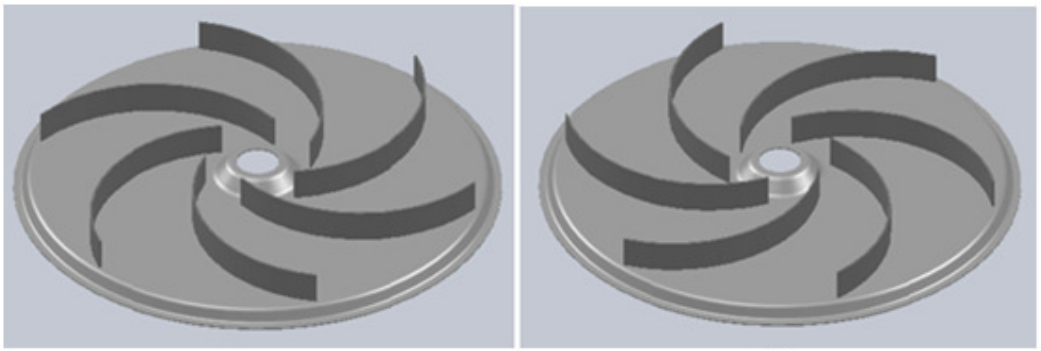
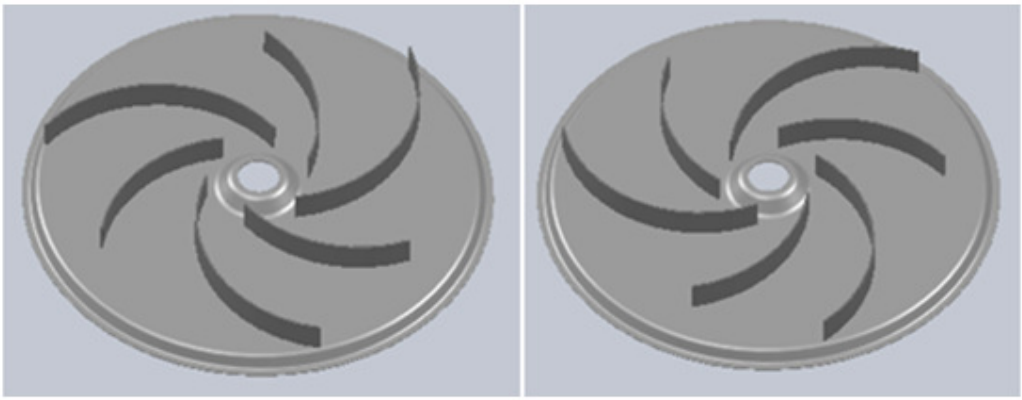



Figura 26 - Disco plano com 6 aletas curvadas esquerdo (a) e Disco plano com 6 aletas curvadas direito (b).

Um critério adotado por fabricantes de distribuidores centrífugos é de ofertar aos agricultores discos centrífugos para distribuir uréia montados com 2 aletas de comprimento diferenciado entre elas (uma longa e uma curta). Em geral esta diferença está em torno de 100 mm. Segundo os fabricantes com esta configuração quando as partículas de uréia entram em contato com a aleta maior, elas são lançadas a uma distância maior e consequentemente quando em contato com a aleta menor a uma distância menor, proporcionando com está estratégia a cobertura mais uniforme de uma faixa maior (mais larga) em comparação à duas aletas longas ou curtas.

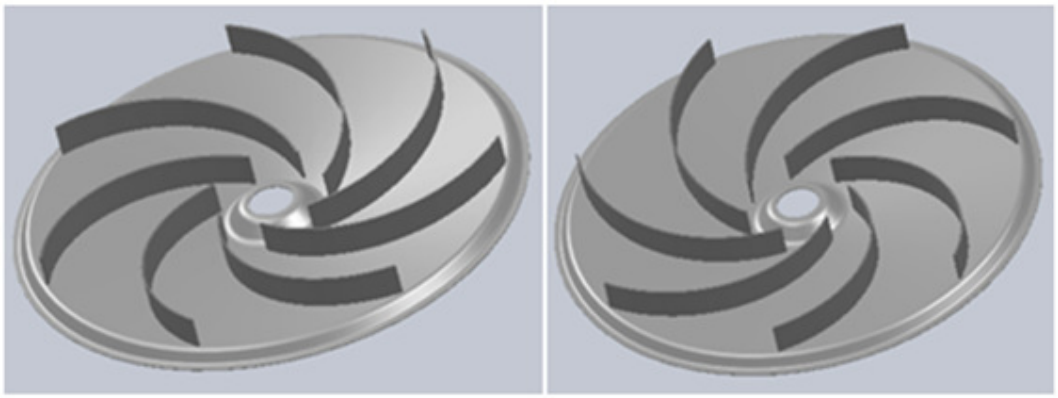
Na Figura 27 observa-se o resultado da modelagem do disco desenvolvido plano com 6 aletas curvadas alternadas (uma longa e uma curta), utilizando este critério dos fabricantes.



(a) (b)

Figura 27 - Disco plano com 6 aletas curvadas alternadas esquerdo (a) e Disco plano com 6 aletas curvadas alternadas direito (b).

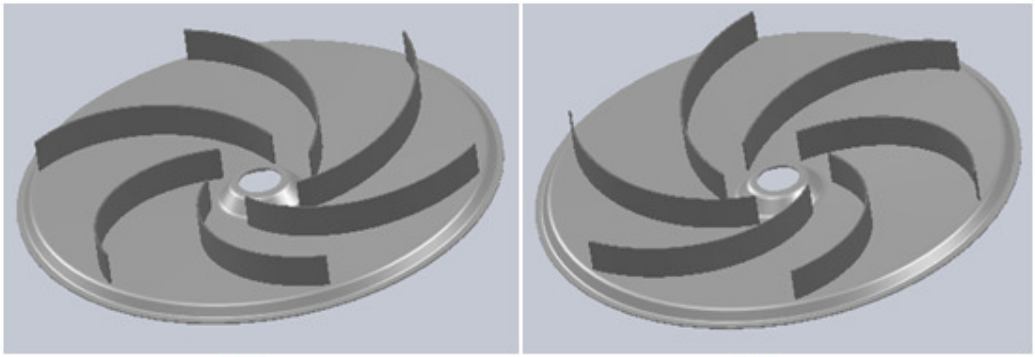
Na Figura 28 observa-se o resultado da modelagem do rotor cônico desenvolvido com 7 aletas curvadas.



(a) (b)

Figura 28 - Rotor cônico com 7 aletas curvadas esquerdo (a) e Rotor cônico com 7 aletas curvadas direito (b).

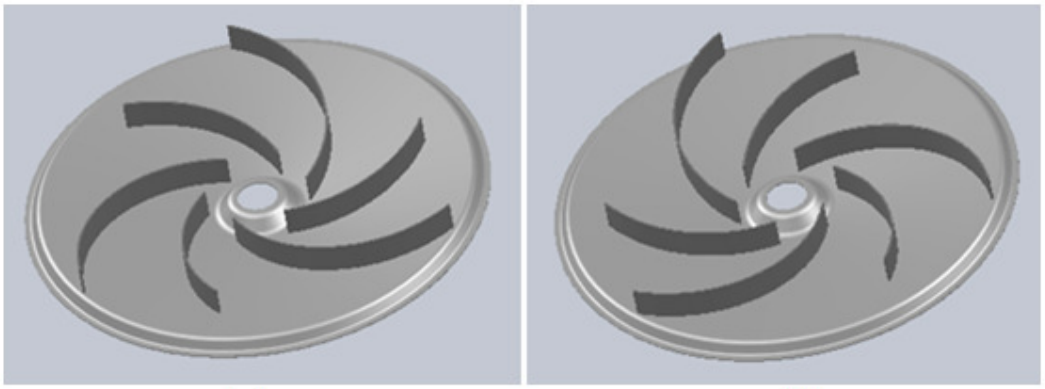
Na Figura 29 observa-se o resultado da modelagem do rotor cônico desenvolvido com 6 aletas curvadas.



(a) (b)

Figura 29 - Rotor cônico com 6 aletas curvadas esquerdo (a) e Rotor cônico com 6 aletas curvadas direito (b).

Na Figura 30 observa-se o resultado da modelagem do rotor cônico desenvolvido com 6 aletas curvadas alternadas (uma longa e uma curta), utilizando este critério dos fabricantes.



(a) (b)

Figura 30 - Rotor cônico com 6 aletas curvadas alternadas esquerdo (a) e Rotor cônico com 6 aletas curvadas alternadas direito (b).

No resultado da modelagem dos discos planos e rotores cônicos modelados tem-se uma configuração diferente em relação à forma e quantidade de aletas. Nota-se que nos mesmos, as aletas não ultrapassam o limite do diâmetro externo do disco. Define-se o formato plano e curvo nos discos e rotores desenvolvidos, para testar as diferentes configurações.

Nos discos e rotores modelados, tem-se uma geometria mais complexa em relação ao rotor cônico de referência, o que poderá ocasionar uma maior dificuldade no processo de fabricação. Por possuir uma maior quantidade de aletas, tendem a ser mais pesados e exigir uma maior potência de acionamento.

Uma característica dos discos e rotores modelados é a de não possuir regulagem, uma vez que as aletas são fixas.

No Apêndice C encontra-se os desenhos com vistas ortogonais dos disco e rotores modelados.

## 4.5. SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

A simulação computacional trás vantagens e benefícios de se conhecer as características operacionais de um produto antes mesmo de ele ser desenvolvido ou colocado em produção.

Neste contexto o objetivo da simulação computacional é realizar ensaios virtuais do rotor de referência e nos discos e rotores modelados com o propósito de gerar gráficos de perfil de distribuição para uma análise comparativa.

Utilizou-se o software SolidWorks® com a ferramenta Flow Simulation, versão 2011, para o ensaio virtual. A princípio, definem-se os parâmetros para que a simulação computacional possa ser executada. Para a definição destes parâmetros fez-se uso do relatório de um ensaio realizado com um distribuidor centrífugo de fertilizantes, na Universidade Federal de Santa Maria, pelo Núcleo de Ensaio de Máquinas Agrícolas.

No Quadro 11 encontram-se definidos os parâmetros necessários para a simulação computacional.

| Parâmetros | Definições |
|---|---|
| Partículas | Uréia Grossa |
| Rotação do disco | 720 RPM |
| Vazão de entrada de uréia em cada disco | 0,825 Kg/s |
| Altura disco/solo | 840 mm |
| Distância entre os centros dos discos | 650 mm |
| Diâmetro das partículas de uréia | 4 mm |
| Densidade das partículas de uréia | 750 Kg/m$^3$ |
| Altura de entrada da uréia até o disco | 470 mm |

Quadro 11 - Parâmetros necessários definidos para a simulação computacional.

Uma vez definidos os parâmetros, realiza-se a análise dos discos e rotores girando a 720 RPM para definir o campo de velocidades e pressões do ar. Em seguida é inserida a uréia e define-se uma área correspondente aos coletores para que as partículas caiam dentro. Na Figura 31, observa-se a distribuição das partículas de uréia no campo fluido da simulação colidindo nos coletores alongados.

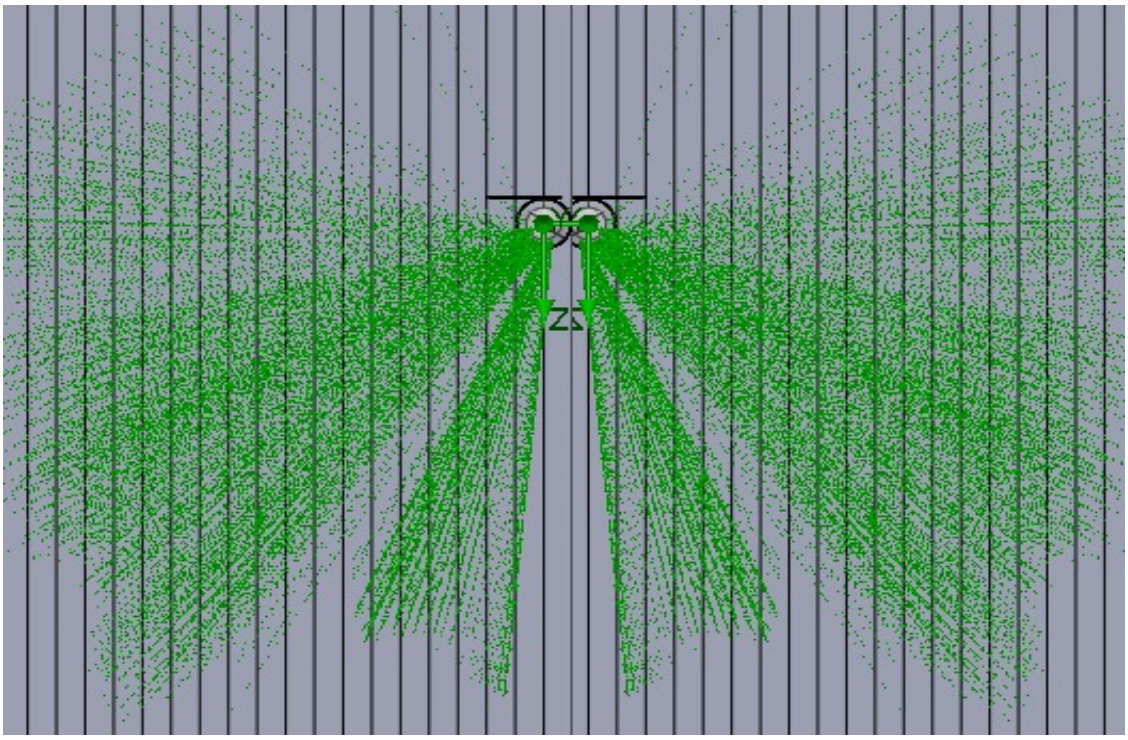


Figura 31 - Distribuição das partículas de uréia no campo fluido da simulação colidindo nos coletores alongados.

### 4.5.1. Simulação do rotor de referência

Na construção do gráfico representativo da simulação do rotor cônico de referência no eixo das abscissas tem-se a largura em metros alcançada pelas partículas de uréia (largura de trabalho). No eixo das ordenadas, tem-se a quantidade em percentual que cada coletor recebeu de partículas de uréia.

Na Figura 32 observa-se o gráfico representativo do rotor de referência.

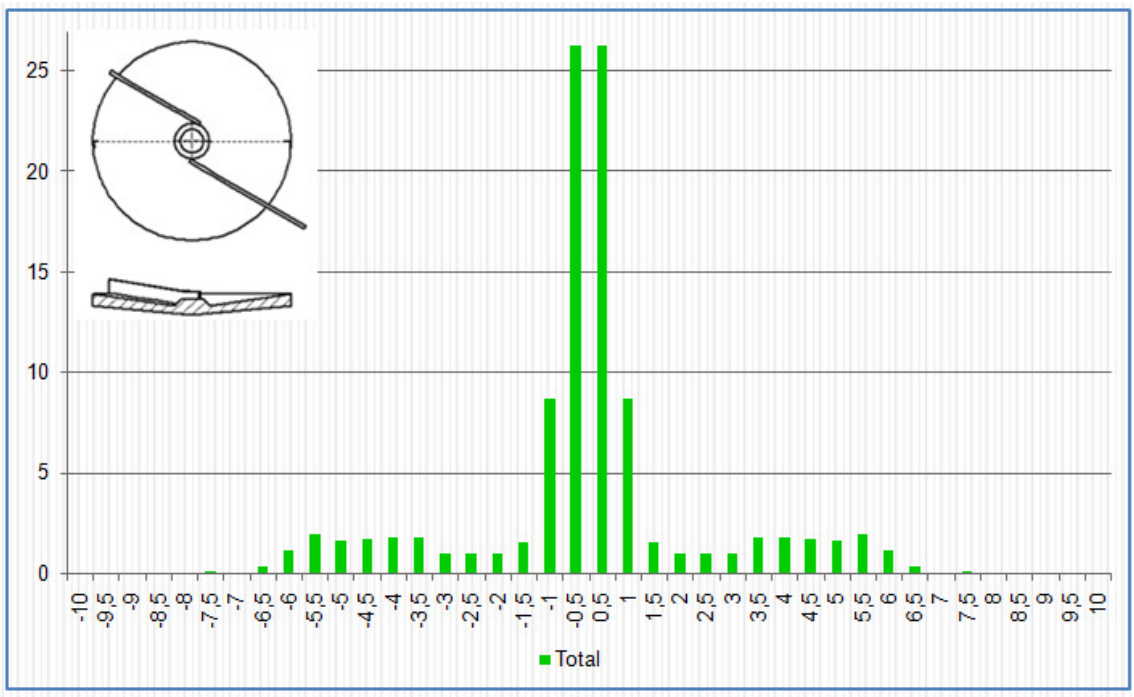



Figura 32 - Gráfico representativo do Rotor de referência.

Nota-se um percentual de deposição de 25% na faixa de largura de trabalho de um metro. Na largura de trabalho de dois metros este percentual cai para a faixa aproximada de 8,5%. A partir da faixa de trabalho de três metros o percentual de deposição se apresenta de forma mais homogênea num valor aproximado de 2,5%. A máxima largura de trabalho para este rotor referência foi de aproximadamente 14 metros.

No Relatório do Núcleo de Ensaio de Máquinas Agrícolas de um distribuidor centrífugo, encontra-se um ensaio dinâmico realizado em que foram utilizados rotores cônicos, cada um contendo duas aletas alternadas (uma longa e uma curta), na posição radial para aplicação de uréia.

Observa-se que os dados obtidos pelo ensaio dinâmico e pelo ensaio computacional do rotor de referência quando comparados, apresentam similaridade em se tratando de uniformidade. O percentual de deposição do rotor de referência simulado, a partir da faixa de largura de trabalho de três metros e os rotores no ensaio dinâmico é de aproximadamente 2,5%, produzindo um perfil de distribuição mais homogêneo.

A simulação computacional do rotor de referência torna-se válida, uma vez que os resultados obtidos apresentam valores de percentual aproximados aos dos valores encontrados no ensaio dinâmico, quando comparados na mesa faixa da largura de trabalho.

No Apêndice D, encontra-se o gráfico gerado pelo ensaio dinâmico e seus dados referentes para sua construção.

### 4.5.2. Simulação dos discos e rotores modelados

Na construção dos gráficos representativos relativos à simulação dos discos e rotores modelados no eixo das abscissas informa a largura em metros alcançada pelas partículas de uréia. No eixo das ordenadas informa a quantidade em percentual que cada coletor recebeu de partículas de uréia.

#### 4.5.2.1. Disco plano com 7 aletas curvadas

Na Figura 33 observa-se o gráfico representativo do rotor de referência e o disco plano com 7 aletas curvadas.

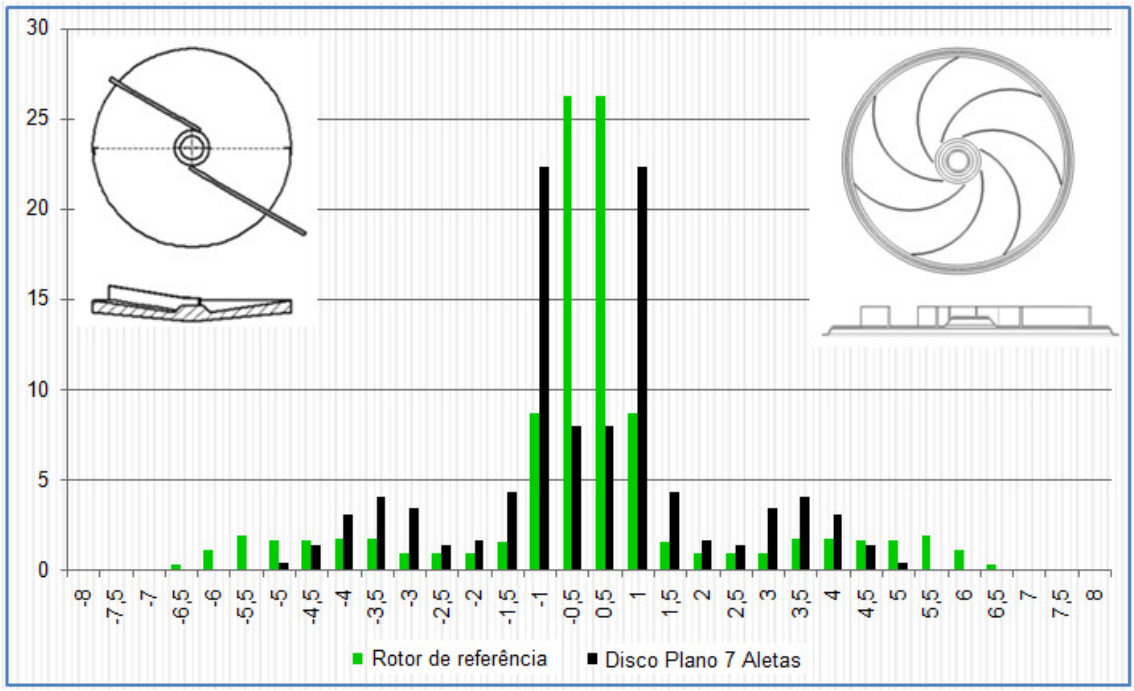



Figura 33 - Gráfico representativo do Rotor de referência e o Disco plano com 7 aletas curvadas.

Nota-se um pico no percentual depositado de uréia na largura de trabalho de um metro em torno de 8%. Na faixa de largura de trabalho de dois metros este percentual sobe para aproximadamente 23%. A partir da largura de trabalho dos três metros de distribuição o percentual cai bruscamente para abaixo dos 5%. Na largura de trabalho de quatro até cinco metros o percentual cai novamente para um valor em torno dos 2% e a partir da faixa de seis metros, volta a subir até o percentual de 4% em média. Na faixa de nove até dez metros o percentual de deposição vai decrescendo até o valor de aproximadamente 0,5%. A largura de trabalho máxima obtida foi de onze metros.

#### 4.5.2.2. Disco plano com 6 aletas curvadas

Na Figura 34 observa-se o gráfico representativo do rotor de referência e o disco plano com 6 aletas curvadas

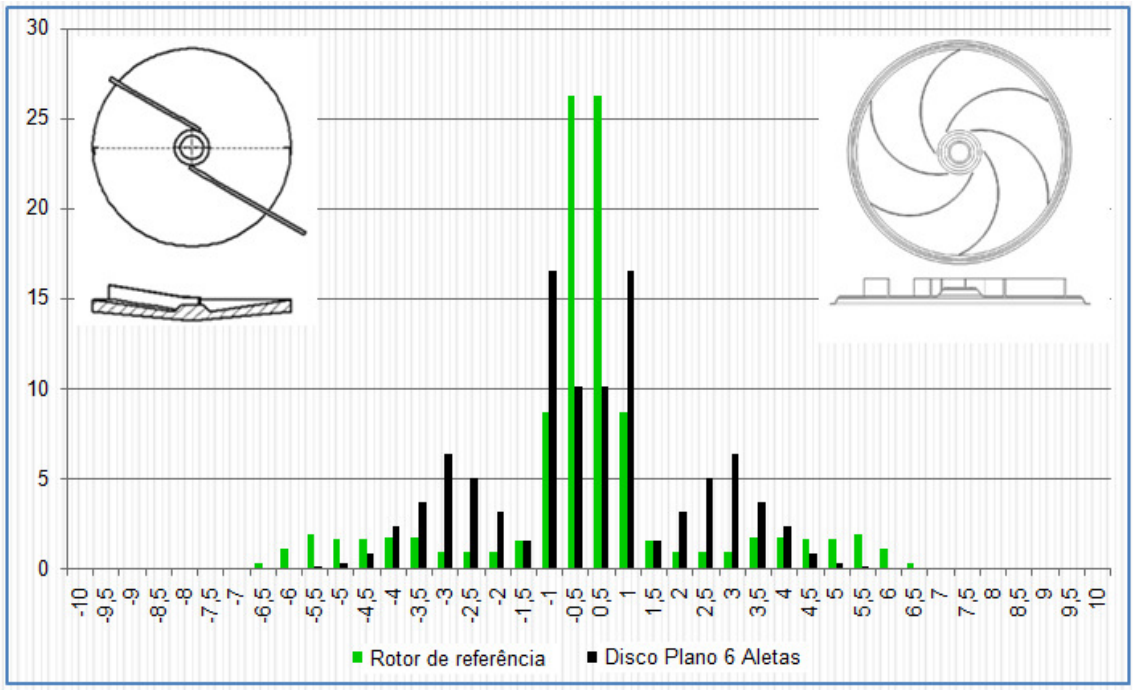



Figura 34 – Gráfico representativo do Rotor de referência e o Disco plano com 6 aletas curvadas.

Observa-se que na faixa de largura de trabalho de um metro o percentual de deposição em torno de 10%. Na faixa de dois metros este percentual sobe para aproximadamente 22%. Na faixa de três metros o percentual cai para em torno de 1,5% e vai subindo gradativamente até atingir um percentual de 6% na largura de trabalho de seis metros. A partir da faixa de trabalho de sete metros o percentual de deposição vai decrescendo até atingir um valor de aproximadamente 0,5%. A largura máxima de trabalho obtida foi de onze metros.

#### 4.5.2.3. Disco plano com 6 aletas curvadas alternadas

Na Figura 35 observa-se o gráfico representativo do rotor de referência e o disco plano com 6 aletas curvadas alternadas.

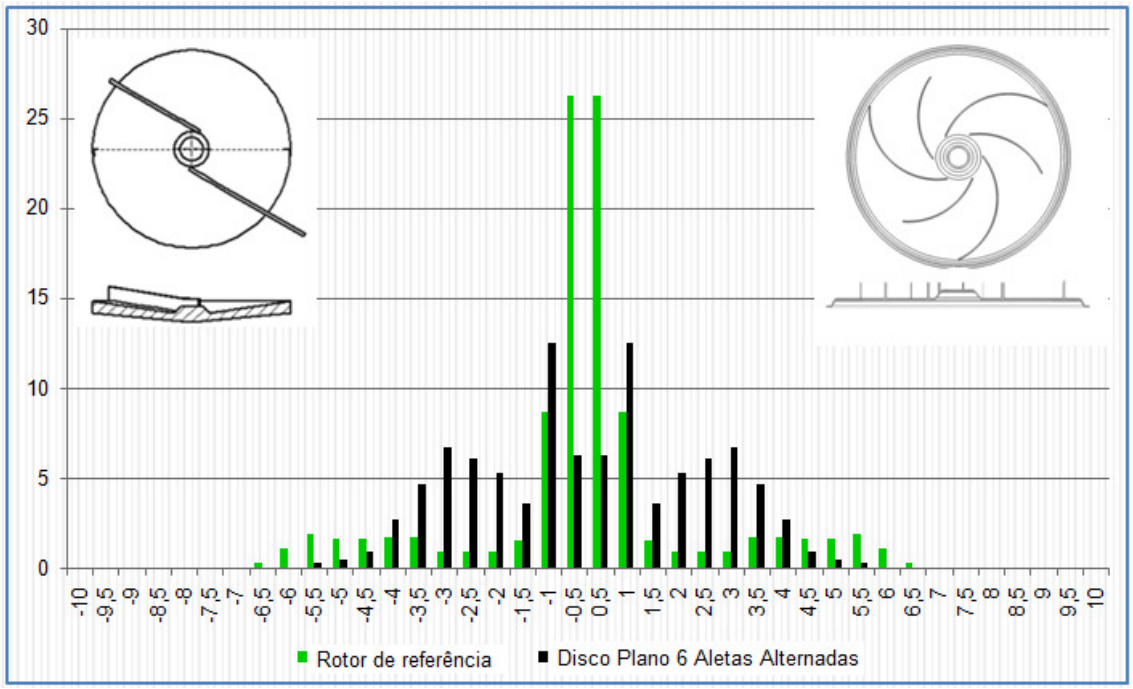



Figura 35 – Gráfico representativo do Rotor de referência e o Disco plano com 6 aletas curvadas alternadas.

Observa-se na faixa de largura de trabalho de um metro o percentual de deposição de aproximadamente 6,5%. Na faixa de um metro o percentual sobe para aproximadamente 13%. A partir da faixa de três metros o percentual cai para aproximadamente 4%. Na faixa de quatro até sete metros o percentual de deposição fica aproximadamente na média de 5%. A partir da faixa de oito metros o percentual próximo aos 3%, começa a decrescer até atingir o valor aproximado de 0,2%. A máxima largura de trabalho obtida foi de onze metros.

#### 4.5.2.4. Rotor cônico com 7 aletas curvadas

Na Figura 36 observa-se o gráfico representativo do rotor de referência e o rotor cônico com 7 aletas curvadas.

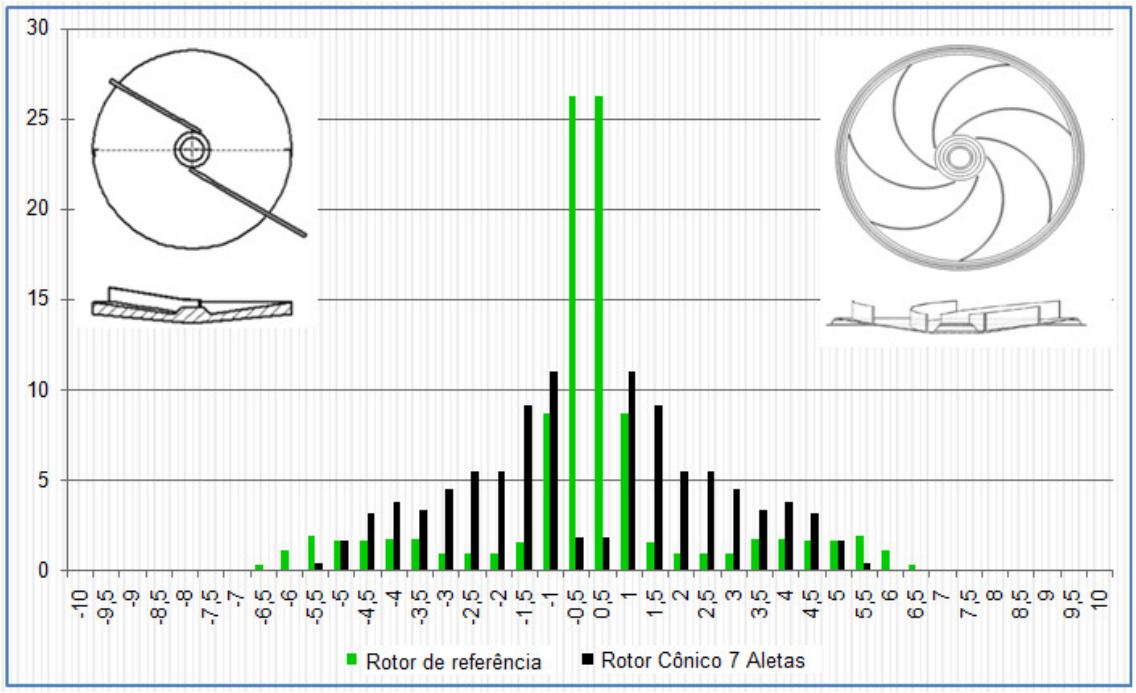



Figura 36 – Gráfico representativo do Rotor de referência e o Rotor cônico com 7 aletas curvadas.

Observa-se na faixa da largura de trabalho de um metro o percentual de deposição aproximado de 2%. Na faixa de dois a três metros um valor médio aproximado de 9,5%. A partir da largura de trabalho de quatro metros até nove metros um percentual médio aproximado de 4%. Na faixa de dez metros o percentual cai para aproximadamente 2% e depois 0,5 na faixa de onze metros. A máxima largura de trabalho obtida foi de onze metros.

#### 4.5.2.5. Rotor cônico com 6 aletas curvadas

Na Figura 37 observa-se o gráfico representativo do rotor de referência e o rotor cônico com 6 aletas curvadas.

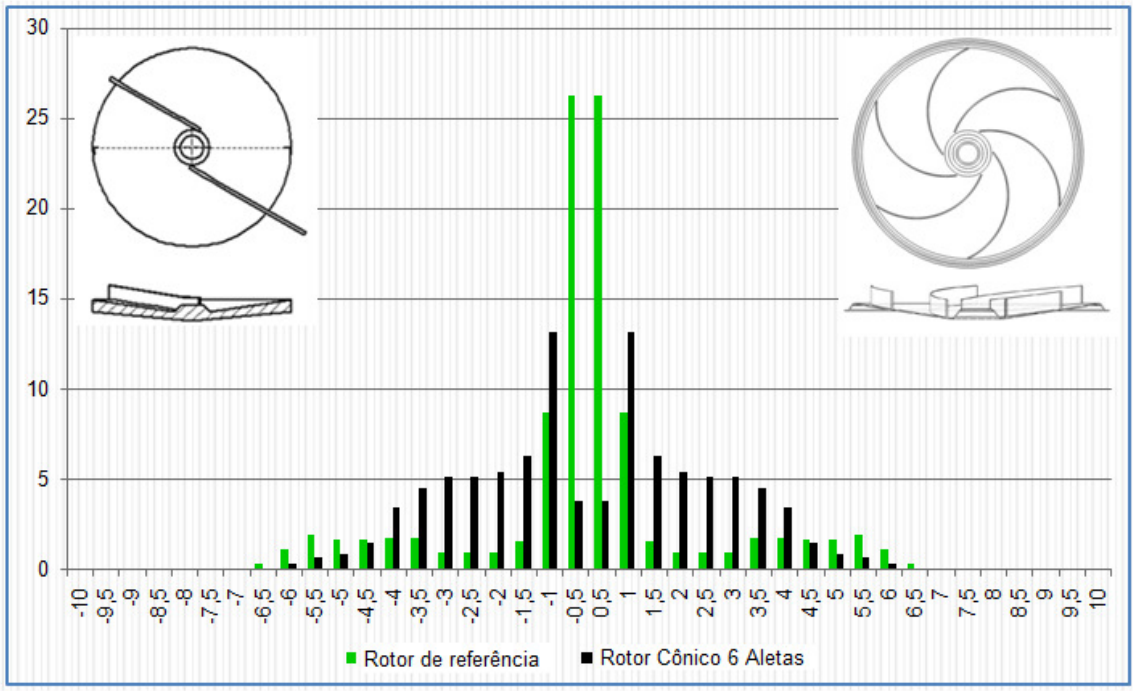



Figura 37 – Gráfico representativo do Rotor de referência e o Rotor cônico com 6 aletas curvadas.

Observa-se na faixa da largura de trabalho um metro o percentual de deposição de aproximadamente 4%. Na faixa de dois metros um pico de aproximadamente 14% de percentual. Na faixa da largura de trabalho entre três metros até oito metros um valor de percentual médio aproximado de 5%. Na faixa de oito metros cai para 4%. O percentual decresce na faixa de nove metros para próximo de 2% e continua caindo até atingir um valor aproximado de 0,5% na largura de trabalho de doze metros. Nota-se uma distribuição mais homogênea. A máxima largura de trabalho obtida foi de doze metros.

#### 4.5.2.6. Rotor cônico com 6 aletas curvadas alternadas

Na Figura 38 observa-se o gráfico representativo do rotor de referência e o rotor cônico com 6 aletas curvadas alternadas.

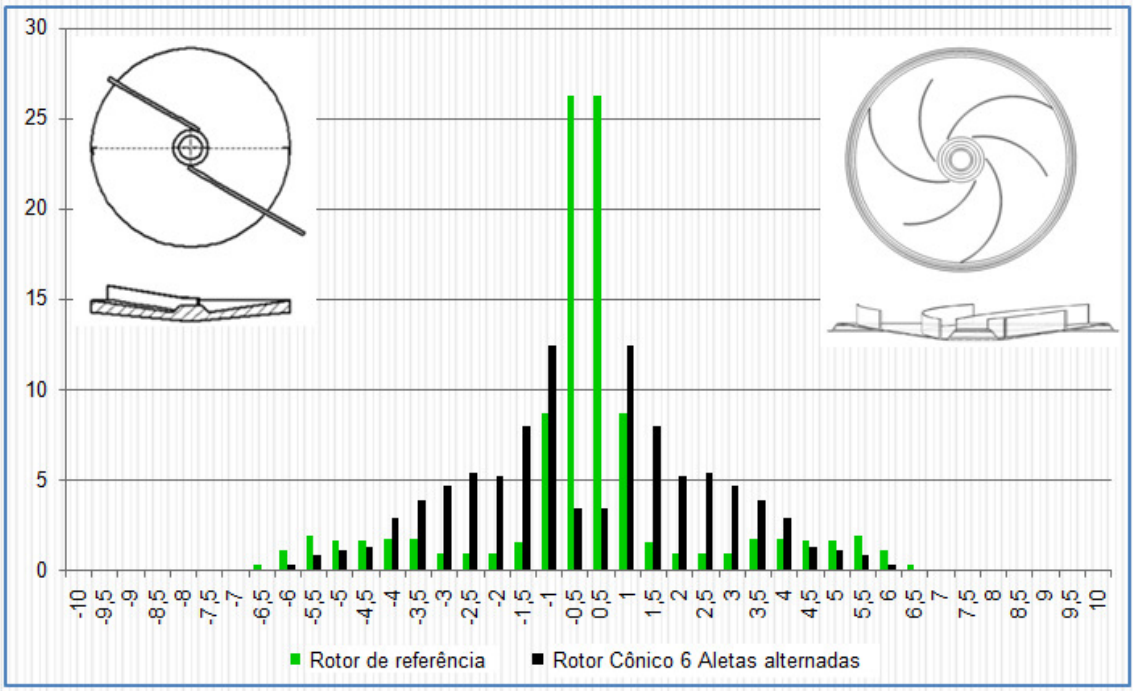



Figura 38 – Gráfico representativo do Rotor de referência e o Rotor cônico com 6 aletas curvadas alternadas.

Observa-se um gráfico bastante similar ao da Figura 37. A máxima largura de trabalho obtida também foi de doze metros e o percentual de deposição ao longo de toda a largura de trabalho apresenta-se de forma homogênea.

No Apêndice E encontram-se os dados referentes à geração do gráfico do rotor de referência e dos discos e rotores modelados.

## 4.6. ANÁLISE COMPARATIVA

Na análise comparativa, colocam-se em evidência as semelhanças e diferenças dos resultados dos ensaios computacionais do rotor de referência e o dos discos e rotores modelados. Nesta etapa observa-se o percentual de deposição de uréia, bem como, o perfil de distribuição produzido pelos discos e rotores durante o ensaio através dos respectivos gráficos.

Nos resultados dos ensaios computacionais percebidos nos gráficos tem-se um percentual de deposição com picos elevados na faixa da largura de trabalho de um a dois metros, tanto para o rotor de referência como para os discos e rotores modelados.

Apesar da análise neste aspecto ser uma semelhança, nos gráficos observa-se que no ensaio do rotor de referência este percentual é mais elevado, chegando a aproximadamente 25%, quando comparados aos gráficos da configuração dos discos e rotores modelados. Nos discos e rotores modelados este percentual varia de aproximadamente de 9,5% a 23% em média. Neste sentido, isso acaba se tornando uma diferença considerável em se tratando desta faixa de distribuição, ou seja, maior percentual na faixa da largura de trabalho de dois a três metros para o rotor de referência e menor para os discos e rotores modelados.

Analisando-se ainda os gráficos quanto à percentual na faixa de distribuição acima de três metros, o que acontece é exatamente o contrário. No rotor de referência o percentual é menor, sendo em média de 2,5%, quando comparado ao percentual dos discos e rotores modelados, que varia aproximadamente de 3% a 5%.

No gráfico do rotor de referência observa-se que é possível corrigir o perfil de distribuição, conseguindo uniformidade através da sobreposição. Já nos gráficos dos discos e rotores modelados, têm-se somente algumas configurações que podem contemplar este requisito.

Dentre as configurações dos discos e rotores modelados destacam-se a do rotor cônico com 7 aletas curvadas, o disco plano com 6 aletas curvadas alternadas, o rotor cônico com 6 aletas curvadas e o rotor cônico com 6 aletas curvadas alternadas, sendo que estes dois os gráficos são bem similares.

Verifica-se na análise comparativa dos gráficos das configurações dos discos e rotores modelados acima citados com o gráfico do rotor de referência, que adotando a forma curvada nas aletas e aumentando o seu número sobre os discos e rotores, pode-se alterar o perfil de distribuição, aumentar o percentual de deposição sobre o solo, podendo ser corrigida a uniformidade de aplicação com a sobreposição.

Já nas outras configurações, disco plano com 7 aletas curvadas e o disco plano com 6 aletas curvadas, nos gráficos observam-se que embora altere o perfil de

distribuição e aumente o percentual de deposição sobre o solo, não pode ser corrigida a uniformidade de aplicação com a sobreposição.

**Capítulo 5**

# CONCLUSÕES

No projeto preliminar de um disco centrífugo para distribuição de uréia, a teoria de máquinas de fluxo foi capaz de fornecer informações importantes para o desenvolvimento de uma nova concepção de disco centrífugo.

A analogia entre máquinas de fluxo e distribuidores centrífugos é válida, pois sistematizou conhecimentos capazes de informar que existe similaridade tanto no aspecto construtivo como também no funcional entre os discos e os rotores. Conclui-se que é possível utilizar a teoria de máquinas de fluxo, no auxílio de projetos dos discos de distribuidores centrífugos.

Foi possível apresentar um rotor de referência correspondente aos modelos usualmente encontrados para distribuição a lanço de uréia. Este rotor contempla a maioria dos modelos disponibilizados no mercado.

Nos discos e rotores modelados, as especificações de projeto assim como as concepções foram bastante úteis. As especificações do projeto foram importantes para definir o ângulo do cone do rotor, o ângulo de saída, o coeficiente de correção, a altura de queda, o número de aletas, a rotação de trabalho e o diâmetro externo do disco e rotor. Na concepção foram definidos o formato cônico do rotor e o perfil curvo da aleta.

O dimensionamento dos elementos funcionais, perfil de curvatura e quantidade de aletas, definidos através da teoria de máquinas de fluxo serviram para a modelagem e elaboração dos desenhos dos discos e rotores modelados.

A simulação mostrou-se eficiente na geração de dados importantes para a análise do desempenho do rotor de referência e dos discos e rotores modelados. Possibilitou uma redução de custos e principalmente, uma redução de tempo necessário para a coleta de dados que ajudaram no projeto.

A análise comparativa entre os resultados do ensaio mostrou que existem leiautes de discos e rotores modelados capazes de alterar o perfil de distribuição, aumentar o percentual de deposição sobre o solo, podendo ser corrigida a uniformidade de aplicação com a sobreposição.

Dentre estes leiautes destacam-se o do rotor cônico com 7 aletas curvadas, o disco plano com 6 aletas curvadas alternadas, o rotor cônico com 6 aletas curvadas e o rotor cônico com 6 aletas curvadas alternadas, sendo que os dois últimos, apresentaram situações de comportamento similares.

Entre os resultados dos ensaios realizados, observa-se que ocorreu uma diminuição na largura de trabalho em todas as propostas de discos e rotores modelados em comparação com a do rotor de referência, em condições de simulação. No rotor de referência a largura foi aproximadamente de quinze metros e nas propostas dos discos e rotores modelados variou entre onze e doze metros.

Os resultados mostram que embora ocorra uma diminuição na largura de trabalho nos discos e rotores modelados, o desempenho operacional do trator com o aumento da sua velocidade será alterado em função do aumento do percentual de deposição no solo.

# REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS


**Associação Nacional para Difusão de Adubos** - ANDA. Disponível em: <http://www.anda.org.br/home.aspx>. Acesso em: 07 de julho de 2011.

**American Society of Agricultural Engineers** - ASAE. Procedure for measuring distribution uniformity and calibrating granular broadcast spreaders. ASAE Standards. St. Joseph, p.3-4, 1996.

BACK, N. **Metodologia de projeto de produtos industriais**. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1983. 389p.

BALASTREIRE, L. A. **Máquinas agrícolas**. São Paulo: Manole, 1987.

BERNACKI, H. et al.. **Agricultural machines, theory and construction**. Vol. 1, ch. 12. Fertilizer distributors. USDA/NSF, Poland, 1972.

BOELTER AGRO INDUSTRIAL LTDA. **Manual de Peças e Implementos**. Disponível em: < http://www.boelter-agro.com.br>. Acesso em 18 de fevereiro de 2011.

BRASIL (País). Universidade Federal de Santa Maria. Núcleo de Ensaio de Máquinas Agrícolas. **Relatório de Ensaio do Distribuidor Hércules 10000**. Santa Maria, 2006.

CAPPELLI, N. L. **Agricultura de precisão - novas tecnologias para o processo produtivo**. 1999. Disponível em: <http://www.cria.org.br/gip/gipap/capelli.htm>. Acesso em: 10 janeiro de 2011.

DALLMEYER, A. U. **Desenvolvimento de um rotor cônico para distribuição de calcário seco**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, RS, 1985.

_____. **As máquinas utilizadas na distribuição e Incorporação de calcário**. Simpósio sobre aplicação de calcário na agricultura. CENEA. Sorocaba. p. 23-31, 1986a.

_____. **Máquinas para distribuição de fertilizantes e corretivos**. Curso de atualização em fertilidade do solo sob preparo reduzido. Santa Maria, UFSM. 22p, 1986b.

DALLMEYER, A. U. & FONTANA, C. **Relatório de testes de distribuidores centrífugos de fertilizantes**. Relatório Técnico. Santa Maria, UFSM. 20 p, 1987.

DAVIS, G.; CASADY, W.; MASSEY, R. **Precision Agriculture: An Introduction**. Water Quality (WQ) 450. 1998. Disponível em: <http://www.fse.missouri.edu/mpac/pubs/wq0450.pdf>. Acesso em: 23 de junho de 2011.

EMBRAPA – **Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária**. Disponível em: <http://www.embrapa.br/>. Acesso em: 01 de julho de 2011.

FARIAS, P. R. S.; NOCITI, L. A. S.; BARBOSA, J. C.; PERECIN, D.; **Agricultura de precisão:** mapeamento da produtividade em pomares. Revista Brasileira Fruticultura. Jaboticabal - SP, v. 25, n. 2, p. 235-241. Agosto 2003. ISSN 0100-2945.

FARRET, I. S. **Efeito da variação da regulagem no perfil transversal de aplicação com Distribuidores Centrífugos**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2005.

FARRET, I. S., SCHLOSSER, J. F., DURIGON, R., WERNER, V., KNOB, M. **Variação da regulagem no perfil transversal de aplicação com distribuidores centrífugos**. Ciência Rural, Santa Maria, v.38, n.7, p.1886-1892, 2008. ISSN 0103-8478.

FERREIRA, M. P. **Estratégia em diferentes contextos empresariais:** fundamentos, modelos e perspectivas. 1. ed. São Paulo: Atlas, 2010. 250 p.:

FLORES, E. F. **Análise de máquinas agrícolas distribuidoras de fertilizantes segundo requisitos projetuais**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2008.

FONSECA, A. J. H. **Sistematização do processo de obtenção das especificações de projeto de produtos industriais e sua implementação computacional**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2000.

HENN, E. L. **Máquinas de fluxo**. Santa Maria RS, Editora UFSM, 2001.

IMPLEMENTOS AGRÍCOLAS JAN S/A. **Catálogo de Produtos**. Disponível em:<http://www.jan.com.br>. Acesso em 27março de 2011.

International Standard Organization - ISO. **Método de ensayos de distribuidores de abonado "a voleo"**. 5690/1. In: Maquinaria para siembra y abonado: Métodos de ensayo, Madrid: Focitec, p.95-114. 1981.

JUMIL – JUSTINO DE MORAES, IRMÃOS S/A. **Catálogo de Produtos**. Disponível em:<http://www.jumil.com.br> Acesso em 02 de abril de 2011.

KEPNER, R. A. **Principles of farm machinery**. The Avi publishing Company Inc., USA, 1972, 486p.

MARINI, V. K. **Fatores de influencia e funções técnicas no projeto de máquinas agrícolas:** uma contribuição teórica. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2007.

MARINI, V. K., KNOB, M., ROMANO, L. N. **Análise e modelagem de produto, aplicadas a um distribuidor centrífugo de fertilizantes das fases iniciais do processo de desenvolvimento de máquinas agrícolas**. Relatório técnico. Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2006.

MÁRQUEZ, L. **La tecnología en las abonadoras de proyección- Parte 1**. Agrotécnica. Espanha, março 2011a. ISSN: 1886-6514.

MÁRQUEZ, L. **La tecnología en las abonadoras de proyección- Parte 2**. Agrotécnica. Espanha, abril 2011b. ISSN: 1886-6514.

MÁRQUEZ, L. **Maquinaria para la preparación del suelo, la implantación de los cultivos y la fertilización**. Madrid : Blake y Helsey España S.L., Editores, 2001. 496 p.

MATAIX, C. **Turbomaquinas Hidráulicas**. Madri: Ed. ICAI, 1975.

MIALHE, L.G. **Máquinas agrícolas:** Ensaio e certificação. Piracicaba, SP: Fundação de estudos Agrários Luiz de Queiroz, 1996.

MILAN, M.; GADANHA JÚNIOR, C. D. Ensaios & certificação de máquinas para aplicação de fertilizantes e corretivos. In: Mialhe, L. G. (org.). **Máquinas agrícolas:** ensaios & certificação. Piracicaba: Shekinah, 1996, p.515-550.

MOLIN, J.P. et al. Programa computacional para análise de distribuição transversal em aplicadores de fertilizantes e corretivos à lanço. IN: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, 21; SIMPOSIO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA DO CONE SUL, 1992, Santa Maria. **Anais...** Santa Maria: Sociedade Brasileira de Engenharia Agrícola, 1992. V.4, p.2097-2104.

MOLIN, J.P. et al. **Desempenho de distribuidores a lanço com doses variáveis de uréia**. Engenharia Agrícola, Jaboticabal, v.23, f. 2, p. 290-299, 2003.

MOTA, C. B., **Comparação entre o desempenho de dois distribuidores centrífugos de disco na semeadura de arroz através de um programa para computador**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Santa Maria. Santa Maria, 1991.

ORTIZ-CAÑAVATE, J. **Técnica de la mecanizacion agraria:** tractores y aperos de labranza y de cultivo. Madrid: Instituto Nacional de Investigaciones Agrarias, 1985. 324p. : il. Livro

ORTIZ-CAÑAVATE, J. & HERNANZ, J.L. **Técnica de la mecanización agrária**. Madrid, Ediciones Mundi-Prensa, 1989, 643p.

PADILHA, C.S. **Uniformidade de aplicação de fertilizantes com diferentes características físicas**. Relatório de estágio do curso de Agronomia. Centro de Ciências Agrárias. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2005.

PAHL, Gerhard; BEITZ, Wolfgang. **Engineering Design:** A Systematic Approach, 2nd Edition. Translated by Ken Wallace, Luciënne Blessing and Frank Bauert. London: Springer-Verlag, 1996.

PAHL, G.; BEITZ, W. FELDHUSEN, J.; GROTE, K. H. **Projeto na Engenharia:** fundamentos do desenvolvimento eficaz de produtos/ métodos e aplicações. São Paulo: Ed. Edgard Blucher, 2005.

ROMANO, L. N**. Modelo de Referência para o Processo de Desenvolvimento de Máquinas Agrícolas**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003.

ROZA, D. **Novidade no campo:** Geotecnologias renovam a agricultura. Revista InfoGEO, n 11 - jan/fev, 2000.

SCHOLZ, T. A, **Estabelecimento dos requisitos de projeto de mecanismo de distribuição centrifugo de fertilizantes**. Trabalho de conclusão de curso (TCC em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2007.

SILVA, P. E. H. **Capacidade de trabalho e uniformidade de distribuição de dois distribuidores centrífugos de fertilizantes**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola): Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 1982.

SOUZA, J.M. **Desempenho de um distribuidor centrífugo de disco na semeadura de arroz**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola): Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 1984.

STARA S.A. **Manual de instruções e catálogo de peças, Hércules 1000**. Não-me-Toque: Stara S.A, 2005.

TATU-MARCHESAN. DCA-2: **Distribuidor de Calcário e Adubo – Manual de Instruções**. Matão: Marchesan Implementos e Máquinas Agrícolas Tatu S.A., 2004.

TIJSKENS, E.; VAN LIEDEKERKE, P.; PIRON, E.; VAN GEYTE, J.; VILLETTE, S.; RAMON, H. **RECENT RESULTS OF EXPERIMENTATION AND DEM MODELING OF CENTRIFUGAL FERTILIZER SPREADING.** Granular Matter, Volume 10, Number 4, 2008.

TSCHIEDEL, M.; FERREIRA, M.F. **Introdução a agricultura de precisão:** conceitos e vantagens. Ciência Rural, Santa Maria, v.32, n.1, p.159-163, 2001.

# APÊNDICE

# APÊNDICE A PROJETO INFORMACIONAL

| Fases do ciclo de vida (CV) | Necessidades dos clientes |
|---|---|
| Projeto | Ter projeto simples |
| | Ter maior parte dos componentes nacionalizados |
| | Utilizar o máximo de componentes padronizados |
| | Utilizar o máximo de componentes disponíveis |
| Fabricação | Utilizar processos convencionais de fabricação |
| | Ter precisão de fabricação |
| | Ter fácil fabricação |
| | Ter baixo custo de fabricação |
| | Ter mínimo tempo de fabricação |
| | Ter baixa produção de refugo |
| | Ter baixo consumo de energia durante a fabricação |
| Montagem | Ter fácil montagem |
| | Ter baixo custo de montagem |
| | Ter baixo tempo de montagem |
| | Permitir o uso de ferramentas padronizadas |
| Testes | Realizar testes normalizados |
| Transporte/Distribuição | Permitir que seja transportado montado |
| Comercialização | Ter baixo preço |
| | Permitir escolha entre os distribuidores de fertilizantes, corretivos e sementes |
| | Ter venda acompanhada por entrega técnica |
| Uso | Ter fácil operação |
| | Distribuir produto de forma homogênea e simétrica |
| | Distribuir de forma uniforme independentemente da inclinação do terreno |
| | Ter alta capacidade operacional |
| | Apresentar elevada segurança durante o uso |
| | Ter elevada durabilidade |
| | Utilizar material resistente a corrosão causada pelo fertilizante |
| | Utilizar material resistente a abrasão |
| | Ter acoplamento rápido e padronizado |
| Manutenção | Ter fácil manutenção e manutenção rápida |
| | Ter baixa freqüência de manutenção |
| | Ser de fácil limpeza |
| | Ter custo baixo de manutenção |
| | Ter pouca necessidade do uso de ferramentas durante a manutenção |

| Fases do ciclo de vida (CV) | Requisitos dos clientes |
|---|---|
| Projeto | Ter projeto elaborado pela engenharia do produto |
| | Ter maior parte dos componentes fabricados no Brasil |
| | Ter o máximo número de componentes e sistemas padronizados |
| Fabricação | Ser fabricado por processos convencionais de fabricação |
| | Ter precisão de fabricação |
| | Ter fácil fabricação |
| | Ter baixa produção de refugo |
| | Ter baixo consumo de energia durante a fabricação |
| Montagem | Ter fácil montagem e desmontagem |
| | Ter baixo tempo de montagem de desmontagem |
| | Ter reduzido número de componentes |
| | Ter montagem e desmontagem com mínimo uso de fermentas |
| Comercialização | Ter baixo preço |
| | Permitir distribuição de fertilizantes, corretivos e sementes |
| | Ter peças de reposição |
| Uso | Ter baixo coeficiente de variação do perfil de distribuição transversal |
| | Ter estética agradável |
| | Ter longa vida útil |
| | Ter elevada confiabilidade |
| | Ter acoplamento rápido |
| | Ser dinamicamente estável |
| Manutenção | Ter fácil manutenção e manutenção rápida |
| | Ter baixa freqüência de manutenção |
| | Ser de fácil limpeza |
| | Ter custo baixo de manutenção |

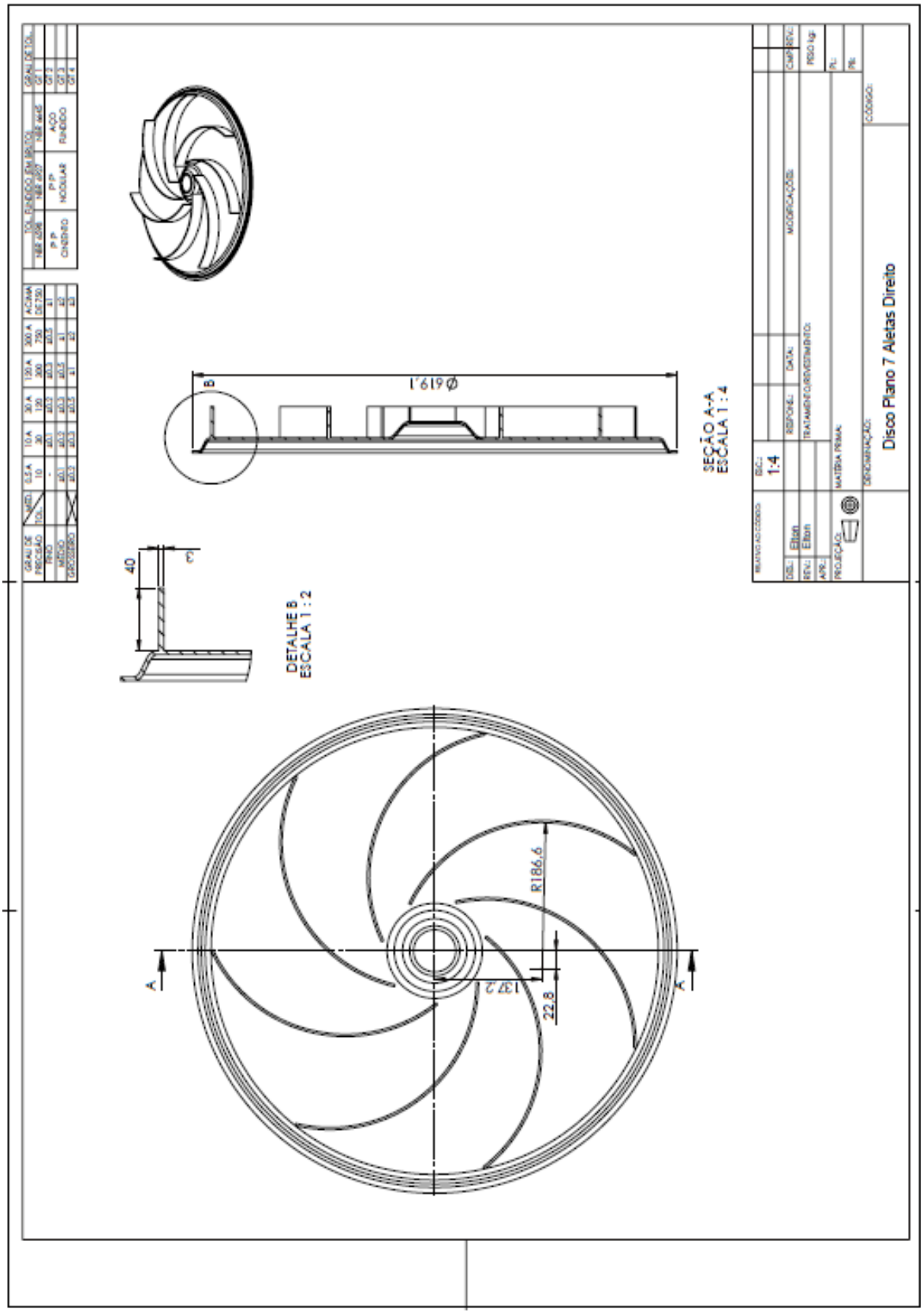
| Fases do ciclo de vida (CV) | Requisitos de projeto |
|---|---|
| Uso | Potência necessária de acionamento (kW) |
| | Velocidade de acionamento (rpm) |
| | Velocidade de trabalho (km/h) |
| | Largura efetiva de trabalho para granulado e para pó (m) |
| | Altura de distribuição em relação ao solo (m) |
| | Distâncias entre as saídas de distribuição (mm) |
| | Número de ferramentas necessárias para regulagem (n) |
| | Simetria de aplicação (1/1) |
| | Capacidade operacional de trabalho (ha/h) |
| | Coeficiente de variação de distribuição transversal (%) |
| | Coeficiente de variação de distribuição longitudinal (%) |
| Manutenção | Modificações no projeto para upgrade ou retrofit (%) |
| | Tempo de limpeza após operação (min.) |
| | Tempo de vida útil (h) |

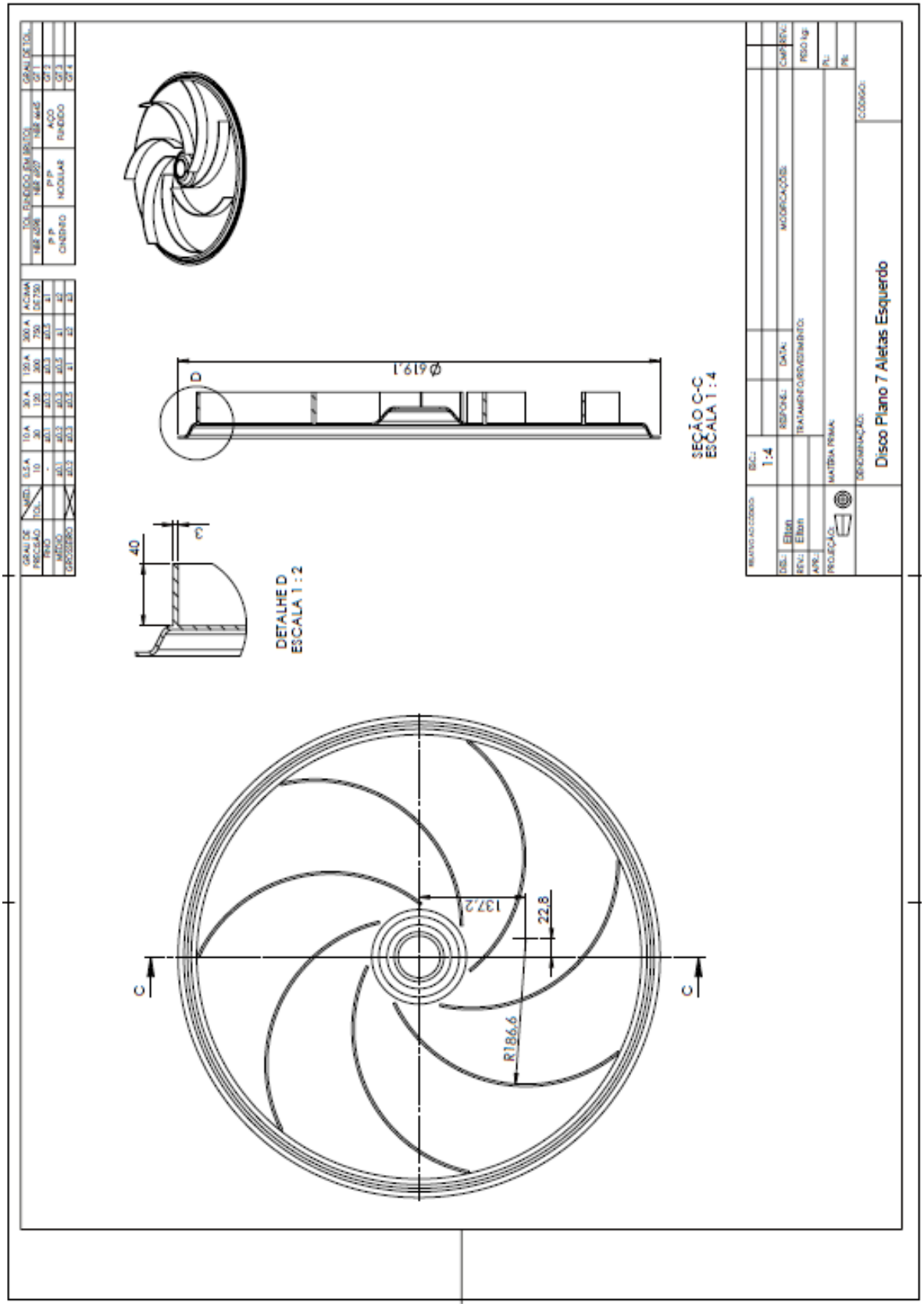
## APÊNDICE B PROJETO CONCEITUAL

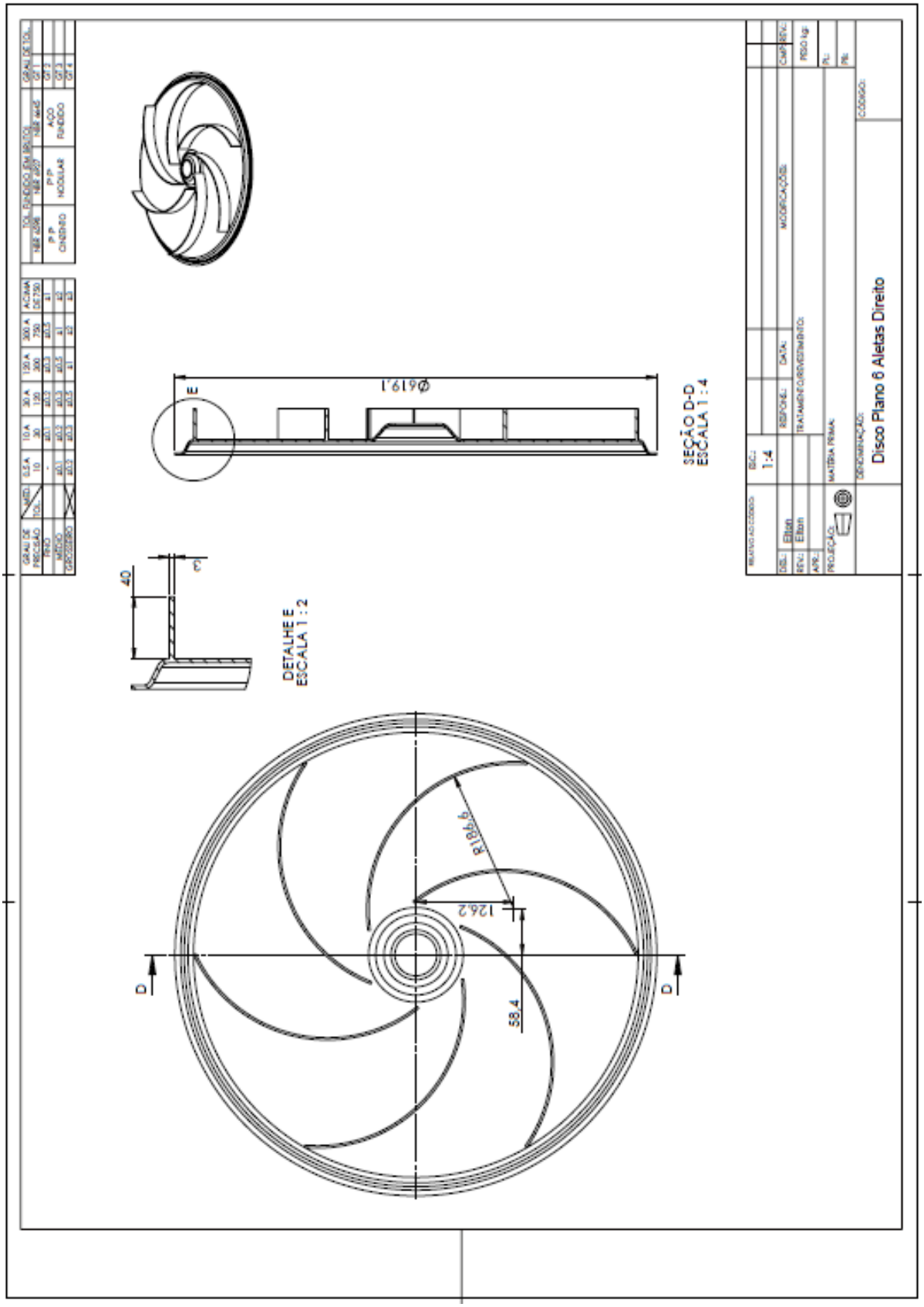
| Classe | Propriedade | Informação | Descrição |
|---|---|---|---|
| Função Global | Definição global da operação | Sentença que declara a ação total do disco | Lançar insumos agrícolas sobre o solo. |
| | Elementos processados | Fertilizantes a aplicar | Fertilizantes granulados, insumos em pó. |
| | Elementos resultantes | Faixa de trabalho | Solo recebe os fertilizantes lançados em uma faixa de trabalho. |
| | Agentes de controle | Ser humano | Controla a fonte de potência e ajusta as ações mecânicas realizadas. |

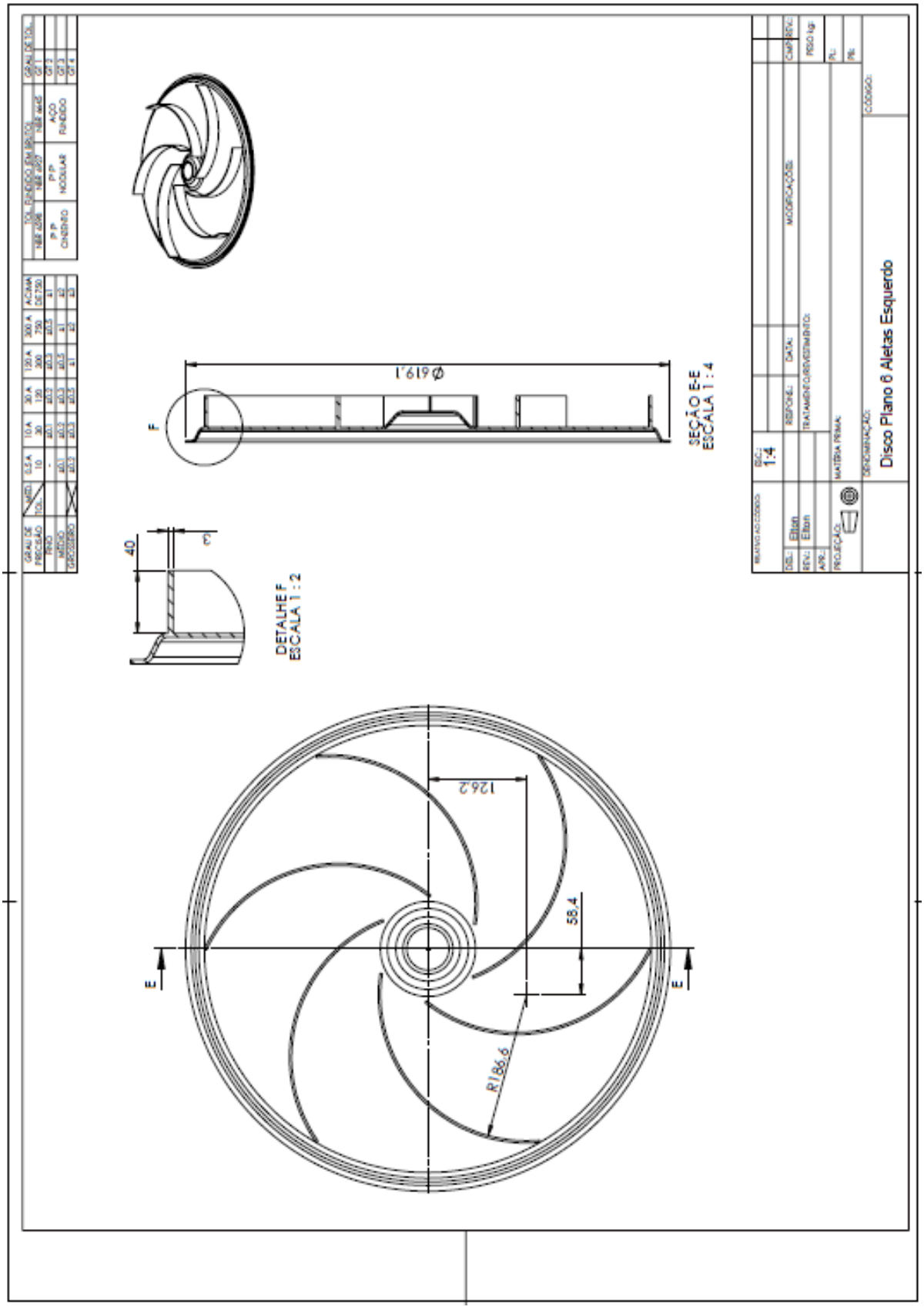
| Classe | Propriedade | Informação | | Descrição |
|---|---|---|---|---|
| Estrutura de funções | Fluxo principal | Insumo agrícola | Material | Elemento físico processado pelo sistema. |
| | | | Energia | Energia potencial associada à inércia do elemento e a ação da gravidade. |
| | Cadeia de propulsão | Máquina motora | Energia | Energia para movimento das partes móveis transmitida por acoplamento de torque. |
| | | | Sinal | Sinal de ativação ou desativação da transmissão |
| | | | Sinal | Sinal de controle dos dispositivos da máquina |
| | Cadeia de acoplamento | Máquina motora | Energia | Energia para deslocamento transmitida por acoplamento da tração. |
| | | | Sinal | Sinal de controle da trajetória da máquina. |
| | Cadeia de regulagem e controle | Operador | Energia | Acoplamento da propulsão das partes móveis, montar de desmontar. |
| | | | Energia | Tração do elemento de transporte, selecionar velocidade. |
| | | | Material | Órgãos de condução de insumo: ajustar. |
| | | | Material | Armazenar insumo: verificar nível. |
| | | | Material | Vazão de insumo: ajustar abertura. |
| | | | Material | Largura de trabalho, ajustar. |
| | | | Energia | Largura de sustentação e altura de lançamento, ajustar. |
| | Cadeia de suporte | Solo | Energia | Sustentar e transportar a carga de insumo associada ao acoplamento de tração. |

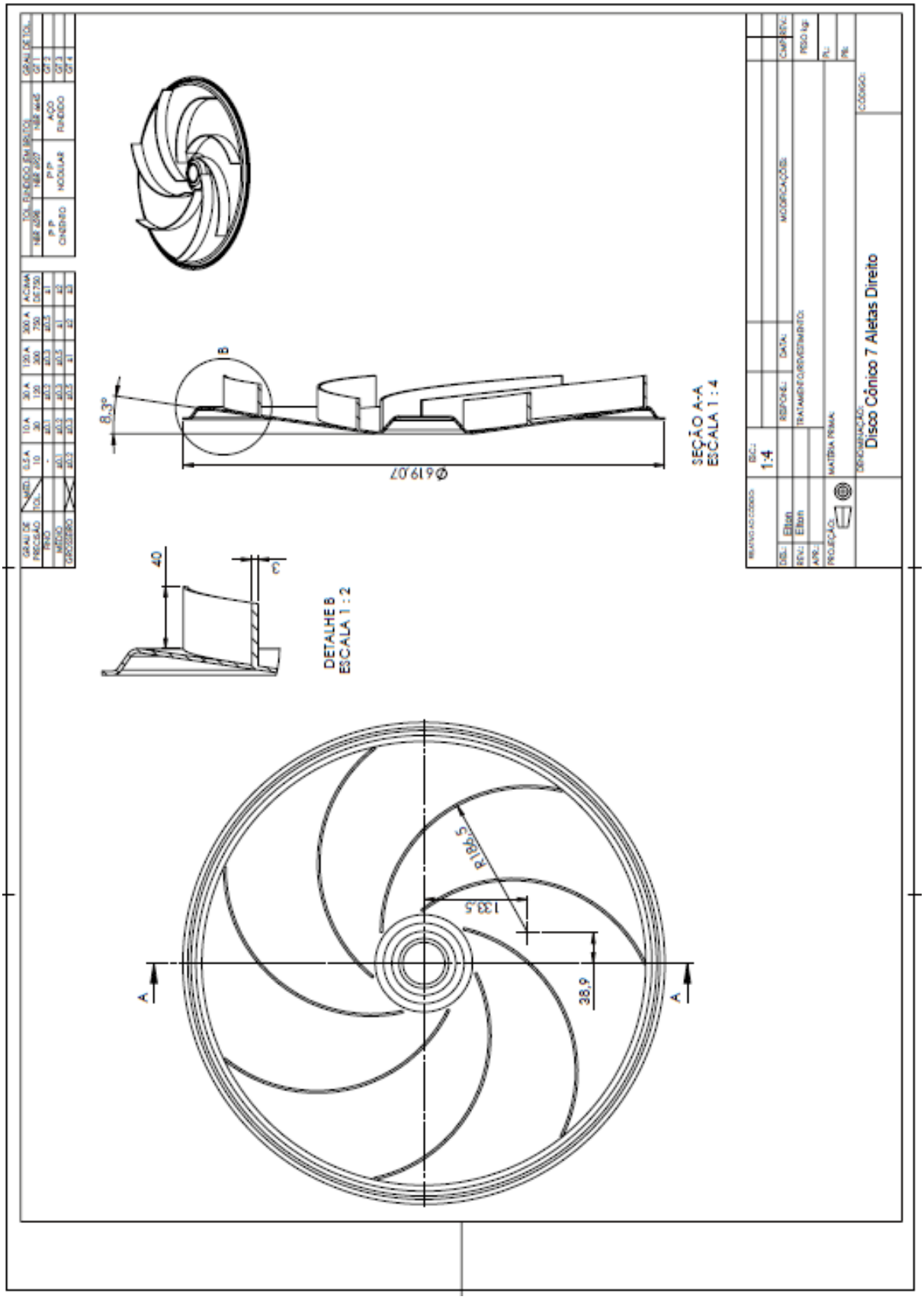
# APÊNDICE C DESENHOS DOS DISCOS E ROTORES MODELADOS

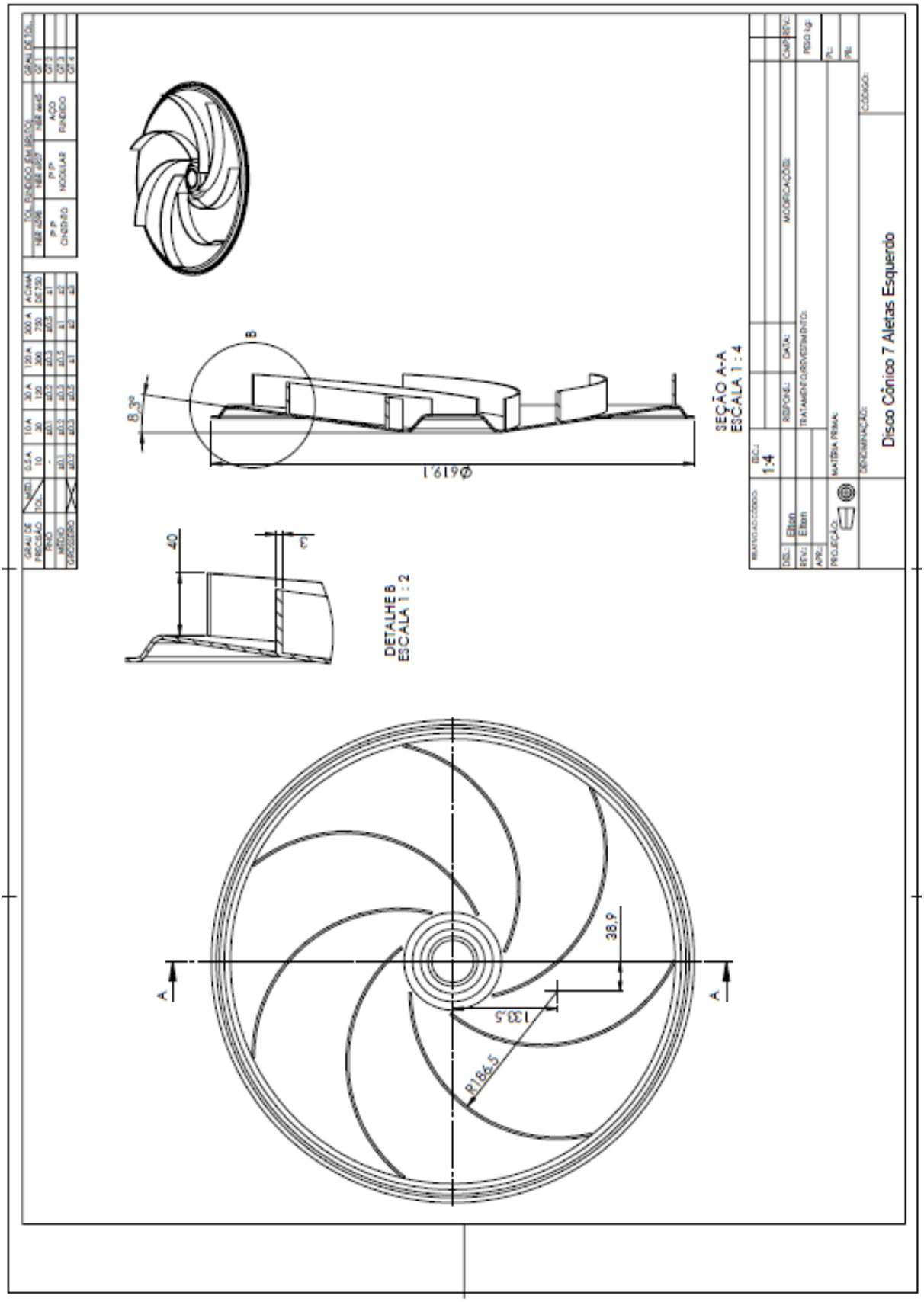

Disco Plano 7 Aletas Direito
SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 4
DETALHE B
ESCALA 1 : 2
R186,6
22,8
40

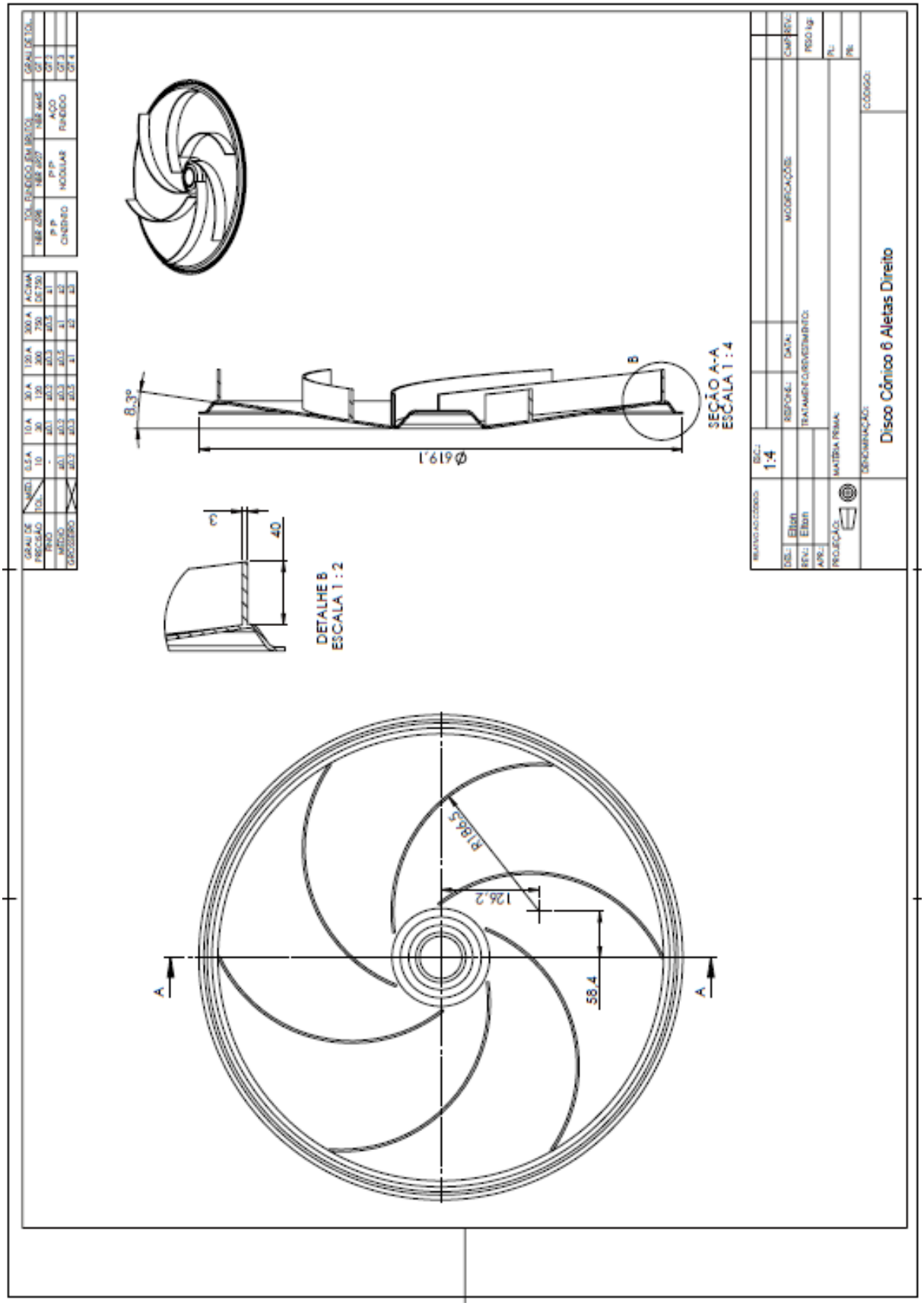

Disco Plano 7 Aletas Esquerdo
SEÇÃO C-C
ESCALA 1 : 4
DETALHE D
ESCALA 1 : 2
Ø 619.1
137.2
22.8
R186.6
40
3
C
D

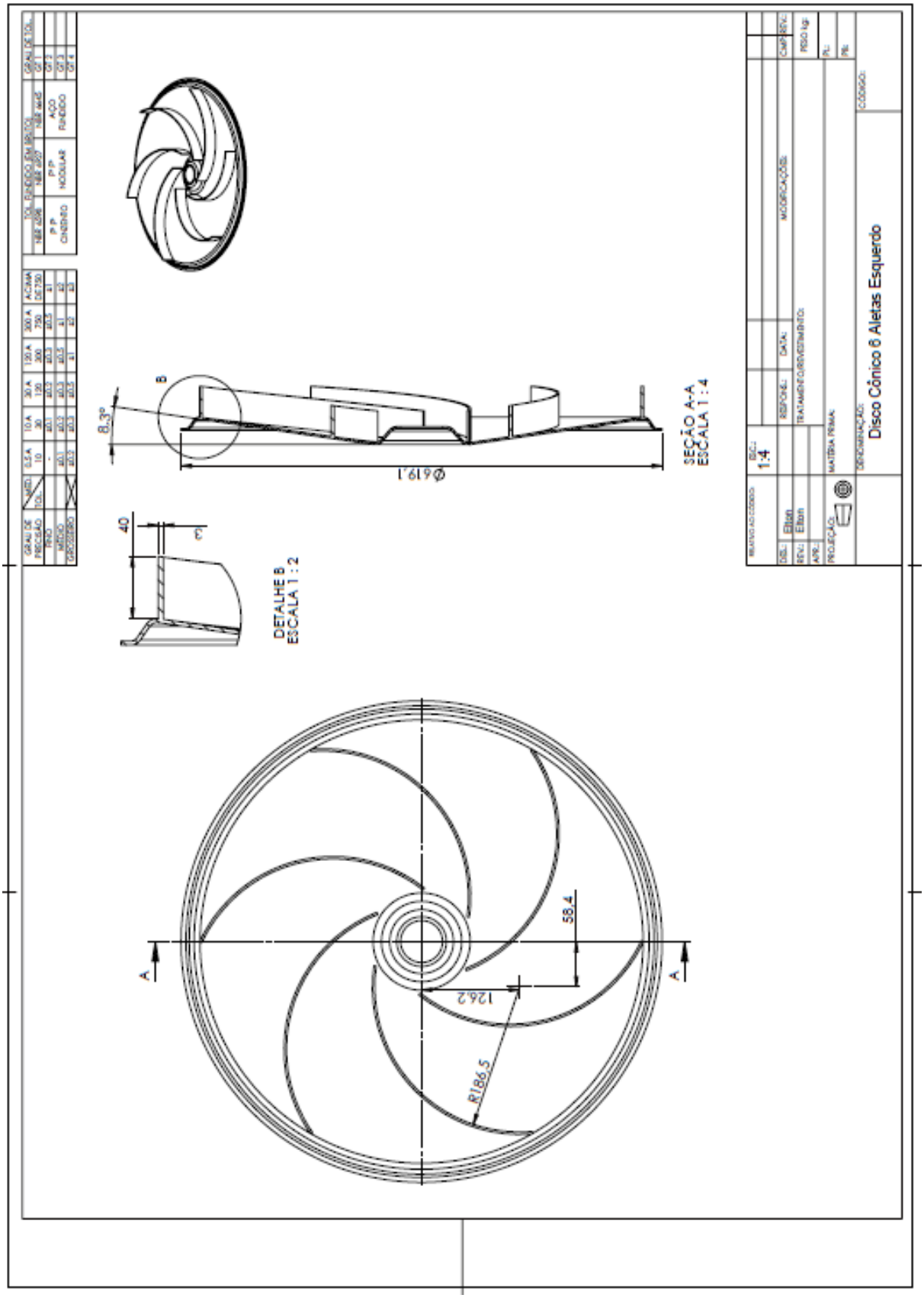

Disco Plano 6 Aletas Direito
SEÇÃO D-D
ESCALA 1 : 4
DETALHE E
ESCALA 1 : 2
Ø619,1
124,2
58,4
40
3
D
E

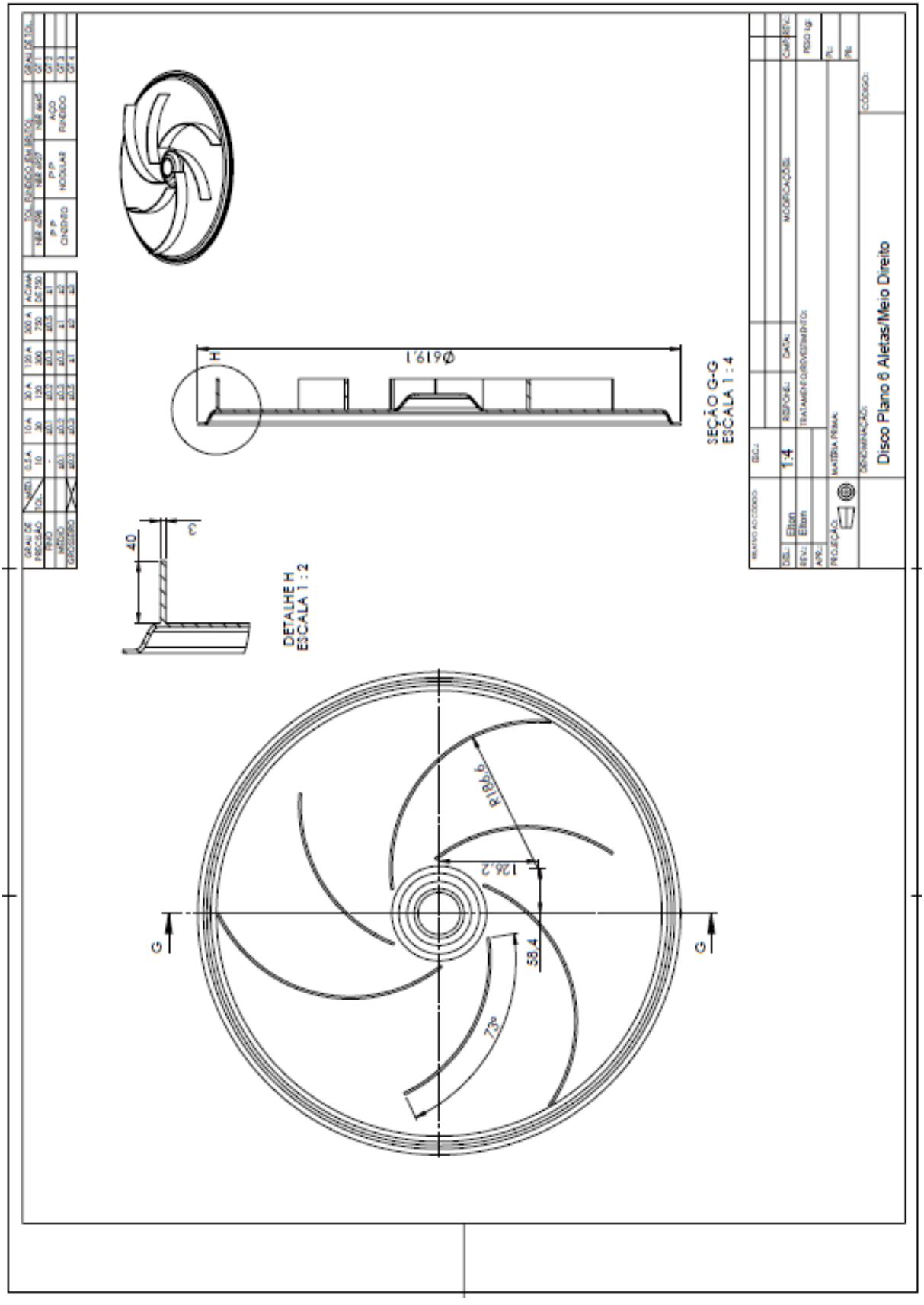

Disco Plano 6 Aletas Esquerdo
SEÇÃO E-E
ESCALA 1 : 4
DETALHE F
ESCALA 1 : 2
Ø619,1
126,2
58,4
R186,6
40
E
F

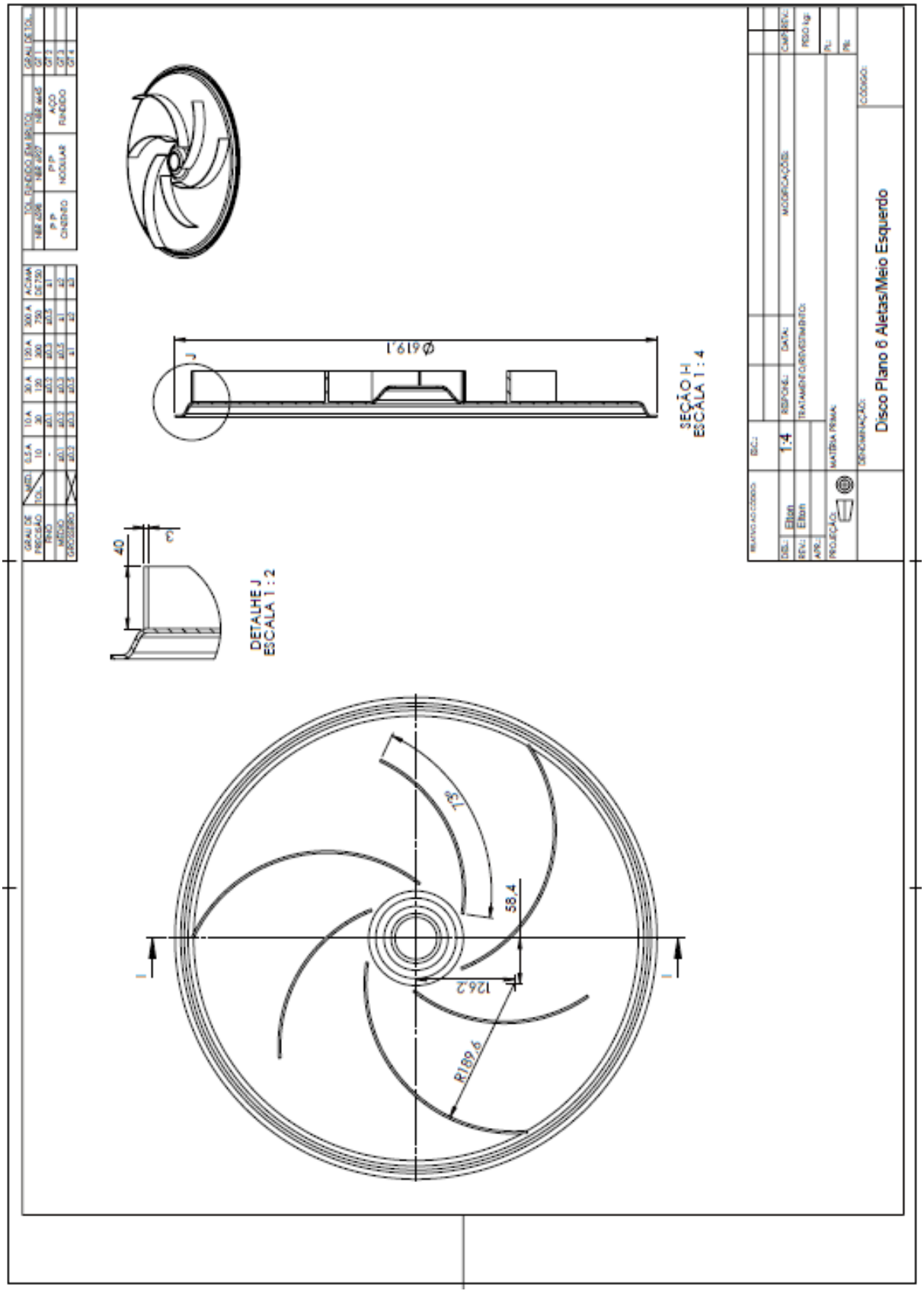

Disco Cônico 7 Aletas Direito
SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 4
DETALHE B
ESCALA 1 : 2
Ø619.07
8,3°
R188,5
133,5
38,9
40
3

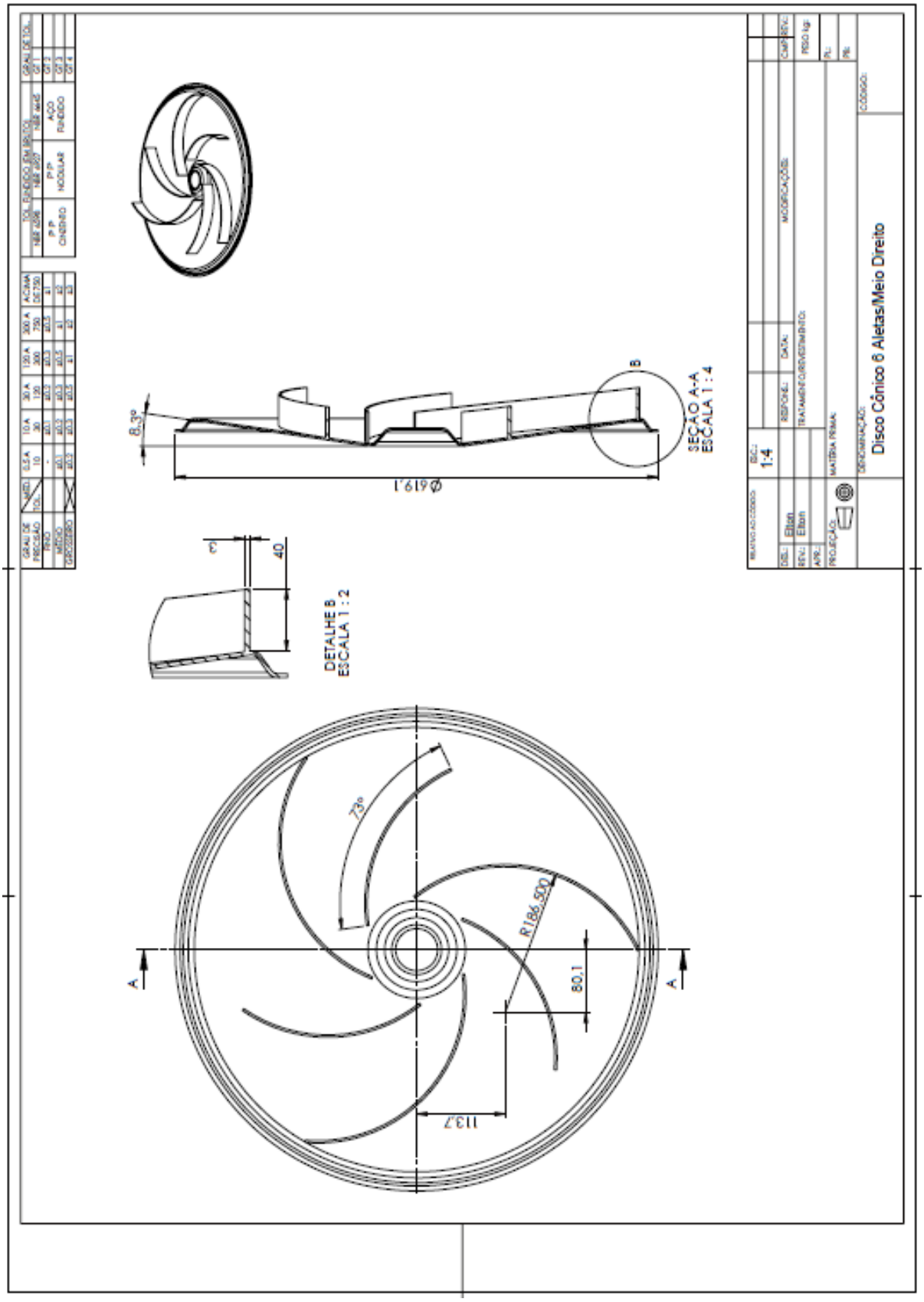

Disco Cônico 7 Aletas Esquerdo
SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 4
DETALHE B
ESCALA 1 : 2
Ø619,1
8,3°
40
38,9
133,5
R186,5
A
A
B

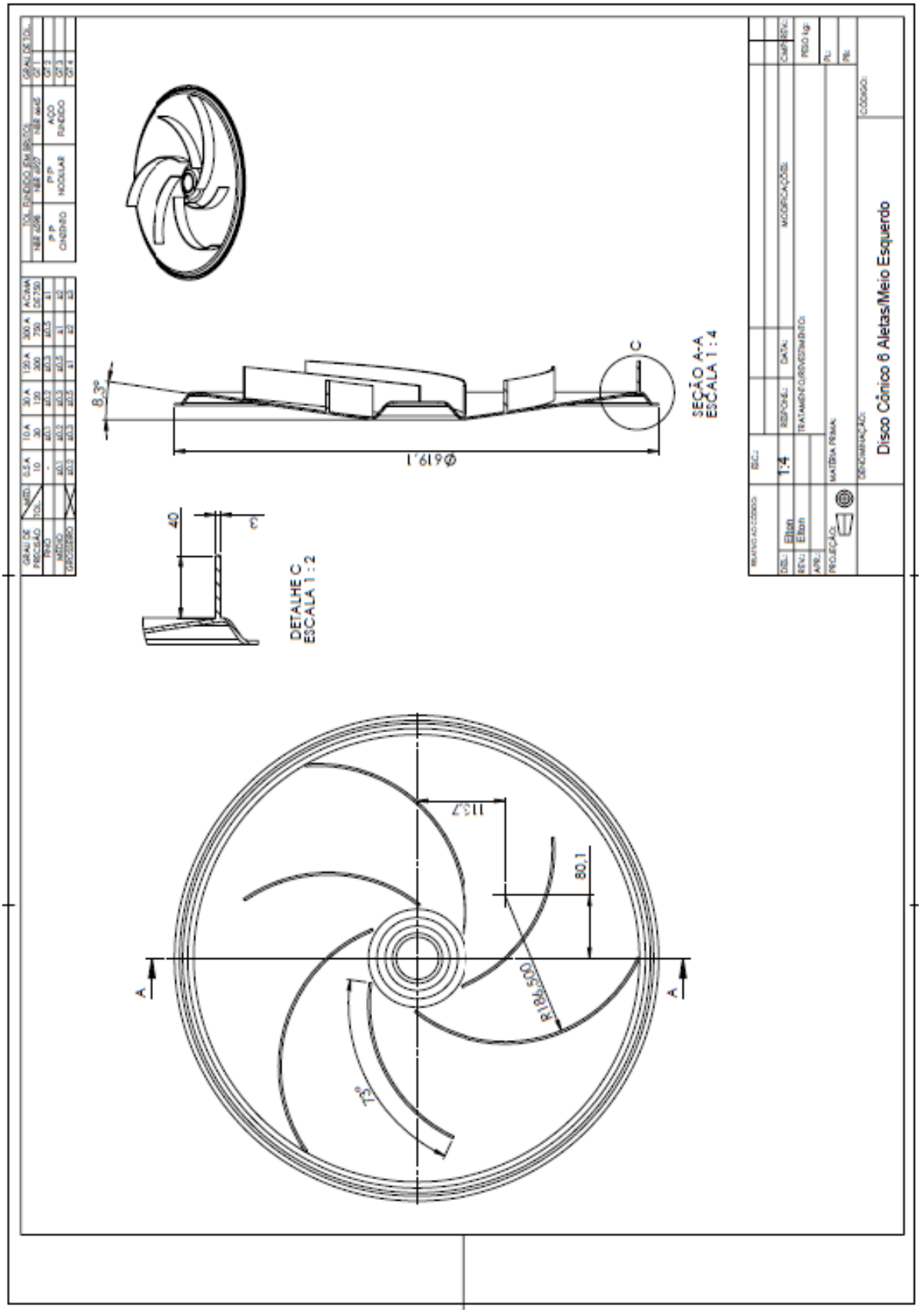

Disco Cônico 6 Aletas Direito
1:4
8,3°
Ø619,1
SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 4
DETALHE B
ESCALA 1 : 2
40
3
R184,5
126,2
58,4
A
A
B


Disco Cônico 6 Aletas Esquerdo
SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 4
DETALHE B
ESCALA 1 : 2
Ø619,1
8,3°
40
58,4
126,2
R186,5
A
B

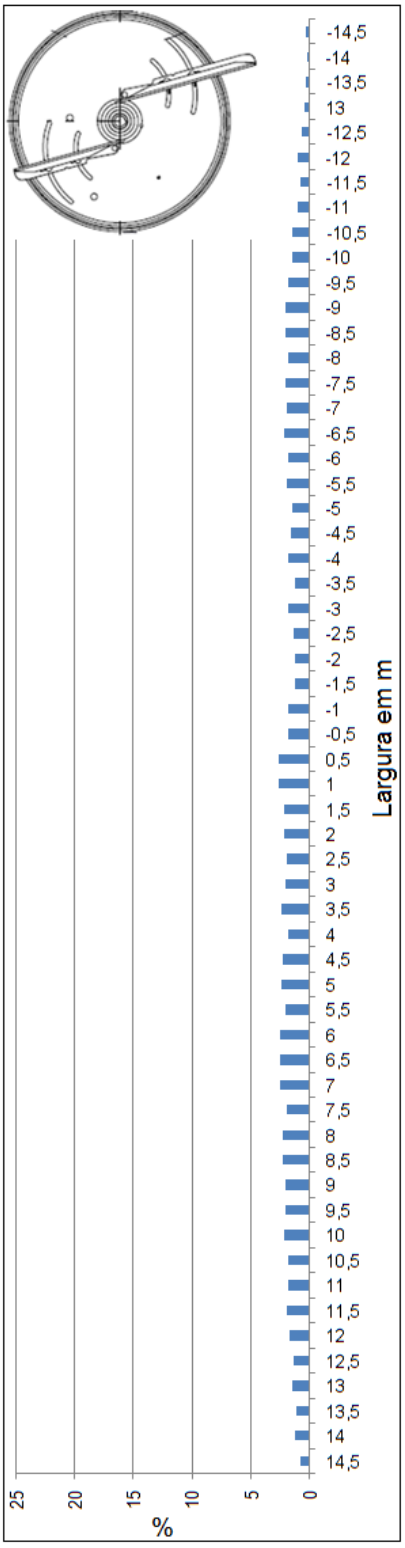

Disco Plano 6 Aletas/Meio Direito
SEÇÃO G-G
ESCALA 1 : 4
DETALHE H
ESCALA 1 : 2
R108.6
126.2
58.4
73°
40
3
G
H
Ø619.1


Disco Plano 6 Aletas/Meio Esquerdo
1:4
SEÇÃO I-I
ESCALA 1 : 4
DETALHE J
ESCALA 1 : 2
58,4
126,2
R189,6
13°


Disco Cônico 6 Aletas/Meio Direito
Ø619,1
8,3°
B
SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 4
DETALHE B
ESCALA 1 : 2
40
73°
R186,500
80,1
113,7
A
A
1:4


Disco Cônico 6 Aletas/Meio Esquerdo
SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 4
DETALHE C
ESCALA 1 : 2
8,3°
Ø619,1
40
2
A
A
73°
R186,500
80,1
11,7

## APÊNDICE D GRÁFICO DO ENSAIO DINÂMICO




| Largura em m | Percentual (%) |
|---|---|
| 14,5 | 0,85 |
| 14 | 1,24 |
| 13,5 | 1,16 |
| 13 | 1,558 |
| 12,5 | 1,39 |
| 12 | 1,70 |
| 11,5 | 1,93 |
| 11 | 1,78 |
| 10,5 | 1,86 |
| 10 | 2,17 |
| 9,5 | 2,01 |
| 9 | 2,01 |
| 8,5 | 2,32 |
| 8 | 2,32 |
| 7,5 | 1,93 |
| 7 | 2,48 |
| 6,5 | 2,56 |
| 6 | 2,48 |
| 5,5 | 2,09 |
| 5 | 2,40 |
| 4,5 | 2,32 |
| 4 | 1,86 |
| 3,5 | 2,40 |
| 3 | 2,01 |
| 2,5 | 1,93 |
| 2 | 2,17 |
| 1,5 | 2,17 |
| 1 | 2,63 |
| 0,5 | 2,63 |
| -0,5 | 1,78 |
| -1 | 1,78 |
| -1,5 | 1,31 |
| -2 | 1,31 |
| -2,5 | 1,39 |
| -3 | 1,78 |
| -3,5 | 1,31 |
| -4 | 1,86 |
| -4,5 | 1,62 |
| -5 | 1,47 |
| -5,5 | 1,93 |
| -6 | 1,78 |
| -6,5 | 2,17 |
| -7 | 1,93 |
| -7,5 | 2,09 |
| -8 | 1,78 |
| -8,5 | 2,01 |
| -9 | 2,09 |
| -9,5 | 1,86 |
| -10 | 1,55 |
| -10,5 | 1,55 |
| -11 | 1,00 |
| -11,5 | 0,85 |
| -12 | 1,08 |
| -12,5 | 0,69 |
| -13 | 0,46 |
| -13,5 | 0,38 |
| -14 | 0,23 |
| -14,5 | 0,31 |

## APÊNDICE E DADOS RELATIVOS AOS GRÁFICOS DOS DISCOS E ROTORES

| Rotor de referência | |
|---|---|
| Largura em m | Percentual (%) |
| 10 | 0,0 |
| 9,5 | 0,0 |
| 9 | 0,0 |
| 8,5 | 0,0 |
| 8 | 0,0 |
| 7,5 | 0,1 |
| 7 | 0,1 |
| 6,5 | 0,3 |
| 6 | 1,2 |
| 5,5 | 1,9 |
| 5 | 1,7 |
| 4,5 | 1,7 |
| 4 | 1,8 |
| 3,5 | 1,8 |
| 3 | 1,0 |
| 2,5 | 1,0 |
| 2 | 1,0 |
| 1,5 | 1,6 |
| 1 | 8,7 |
| 0,5 | 26,2 |
| -0,5 | 26,2 |
| -1 | 8,7 |
| -1,5 | 1,6 |
| -2 | 1,0 |
| -2,5 | 1,0 |
| -3 | 1,0 |
| -3,5 | 1,8 |
| -4 | 1,8 |
| -4,5 | 1,7 |
| -5 | 1,7 |
| -5,5 | 1,9 |
| -6 | 1,2 |
| -6,5 | 0,3 |
| -7 | 0,1 |
| -7,5 | 0,1 |
| -8 | 0,0 |
| -8,5 | 0,0 |
| -9 | 0,0 |
| -9,5 | 0,0 |
| -10 | 0,0 |

| Disco plano 7 aletas curvadas | |
|---|---|
| Largura em m | Percentual (%) |
| 10 | 0,0 |
| 9,5 | 0,0 |
| 9 | 0,0 |
| 8,5 | 0,0 |
| 8 | 0,0 |
| 7,5 | 0,0 |
| 7 | 0,0 |
| 6,5 | 0,0 |
| 6 | 0,0 |
| 5,5 | 0,0 |
| 5 | 0,3 |
| 4,5 | 1,3 |
| 4 | 3,1 |
| 3,5 | 4,1 |
| 3 | 3,4 |
| 2,5 | 1,3 |
| 2 | 1,6 |
| 1,5 | 4,3 |
| 1 | 22,3 |
| 0,5 | 8,0 |
| -0,5 | 8,0 |
| -1 | 22,3 |
| -1,5 | 4,3 |
| -2 | 1,6 |
| -2,5 | 1,3 |
| -3 | 3,4 |
| -3,5 | 4,1 |
| -4 | 3,1 |
| -4,5 | 1,3 |
| -5 | 0,3 |
| -5,5 | 0,0 |
| -6 | 0,0 |
| -6,5 | 0,0 |
| -7 | 0,0 |
| -7,5 | 0,0 |
| -8 | 0,0 |
| -8,5 | 0,0 |
| -9 | 0,0 |
| -9,5 | 0,0 |
| -10 | 0,0 |

| Disco plano 6 aletas curvadas | |
|---|---|
| Largura em m | Percentual (%) |
| 10 | 0,0 |
| 9,5 | 0,0 |
| 9 | 0,0 |
| 8,5 | 0,0 |
| 8 | 0,0 |
| 7,5 | 0,0 |
| 7 | 0,0 |
| 6,5 | 0,0 |
| 6 | 0,0 |
| 5,5 | 0,1 |
| 5 | 0,3 |
| 4,5 | 0,8 |
| 4 | 2,3 |
| 3,5 | 3,7 |
| 3 | 6,3 |
| 2,5 | 5,0 |
| 2 | 3,2 |
| 1,5 | 1,5 |
| 1 | 16,5 |
| 0,5 | 10,1 |
| -0,5 | 10,1 |
| -1 | 16,5 |
| -1,5 | 1,5 |
| -2 | 3,2 |
| -2,5 | 5,0 |
| -3 | 6,3 |
| -3,5 | 3,7 |
| -4 | 2,3 |
| -4,5 | 0,8 |
| -5 | 0,3 |
| -5,5 | 0,1 |
| -6 | 0,0 |
| -6,5 | 0,0 |
| -7 | 0,0 |
| -7,5 | 0,0 |
| -8 | 0,0 |
| -8,5 | 0,0 |
| -9 | 0,0 |
| -9,5 | 0,0 |
| -10 | 0,0 |

| Disco plano 6 aletas curvadas alternadas | |
|---|---|
| Largura em m | Percentual (%) |
| 7,5 | 0,0 |
| 7 | 0,0 |
| 6,5 | 0,0 |
| 6 | 0,1 |
| 5,5 | 0,3 |
| 5 | 0,5 |
| 4,5 | 1,0 |
| 4 | 2,8 |
| 3,5 | 4,7 |
| 3 | 6,8 |
| 2,5 | 6,1 |
| 2 | 5,3 |
| 1,5 | 3,7 |
| 1 | 12,5 |
| 0,5 | 6,3 |
| -0,5 | 6,3 |
| -1 | 12,5 |
| -1,5 | 3,7 |
| -2 | 5,3 |
| -2,5 | 6,1 |
| -3 | 6,8 |
| -3,5 | 4,7 |
| -4 | 2,8 |
| -4,5 | 1,0 |
| -5 | 0,5 |
| -5,5 | 0,3 |
| -6 | 0,1 |
| -6,5 | 0,0 |
| -7 | 0,0 |
| -7,5 | 0,0 |
| -8 | 0,0 |
| -8,5 | 0,0 |
| -9 | 0,0 |
| -9,5 | 0,0 |
| -10 | 0,0 |

| Rotor cônico 7 aletas curvadas | |
|---|---|
| Largura em m | Percentual (%) |
| 10 | 0,0 |
| 9,5 | 0,0 |
| 9 | 0,0 |
| 8,5 | 0,0 |
| 8 | 0,0 |
| 7,5 | 0,0 |
| 7 | 0,1 |
| 6,5 | 0,0 |
| 6 | 0,0 |
| 5,5 | 0,4 |
| 5 | 1,6 |
| 4,5 | 3,2 |
| 4 | 3,8 |
| 3,5 | 3,4 |
| 3 | 4,5 |
| 2,5 | 5,5 |
| 2 | 5,5 |
| 1,5 | 9,2 |
| 1 | 11,0 |
| 0,5 | 1,8 |
| -0,5 | 1,8 |
| -1 | 11,0 |
| -1,5 | 9,2 |
| -2 | 5,5 |
| -2,5 | 5,5 |
| -3 | 4,5 |
| -3,5 | 3,4 |
| -4 | 3,8 |
| -4,5 | 3,2 |
| -5 | 1,6 |
| -5,5 | 0,4 |
| -6 | 0,0 |
| -6,5 | 0,0 |
| -7 | 0,1 |
| -7,5 | 0,0 |
| -8 | 0,0 |
| -8,5 | 0,0 |
| -9 | 0,0 |
| -9,5 | 0,0 |
| -10 | 0,0 |

| Rotor cônico 6 aletas curvadas | |
|---|---|
| Largura em m | Percentual (%) |
| 10 | 0,0 |
| 9,5 | 0,0 |
| 9 | 0,0 |
| 8,5 | 0,0 |
| 8 | 0,0 |
| 7,5 | 0,0 |
| 7 | 0,0 |
| 6,5 | 0,0 |
| 6 | 0,3 |
| 5,5 | 0,6 |
| 5 | 0,8 |
| 4,5 | 1,5 |
| 4 | 3,5 |
| 3,5 | 4,5 |
| 3 | 5,1 |
| 2,5 | 5,2 |
| 2 | 5,4 |
| 1,5 | 6,3 |
| 1 | 13,1 |
| 0,5 | 3,8 |
| -0,5 | 3,8 |
| -1 | 13,1 |
| -1,5 | 6,3 |
| -2 | 5,4 |
| -2,5 | 5,2 |
| -3 | 5,1 |
| -3,5 | 4,5 |
| -4 | 3,5 |
| -4,5 | 1,5 |
| -5 | 0,8 |
| -5,5 | 0,6 |
| -6 | 0,3 |
| -6,5 | 0,0 |
| -7 | 0,0 |
| -7,5 | 0,0 |
| -8 | 0,0 |
| -8,5 | 0,0 |
| -9 | 0,0 |
| -9,5 | 0,0 |
| -10 | 0,0 |

| Rotor cônico 6 aletas curvadas alternadas | |
|---|---|
| Largura em m | Percentual (%) |
| 10 | 0,0 |
| 9,5 | 0,0 |
| 9 | 0,0 |
| 8,5 | 0,0 |
| 8 | 0,0 |
| 7,5 | 0,0 |
| 7 | 0,0 |
| 6,5 | 0,1 |
| 6 | 0,4 |
| 5,5 | 0,9 |
| 5 | 1,1 |
| 4,5 | 1,4 |
| 4 | 2,9 |
| 3,5 | 3,9 |
| 3 | 4,7 |
| 2,5 | 5,4 |
| 2 | 5,2 |
| 1,5 | 8,0 |
| 1 | 12,5 |
| 0,5 | 3,5 |
| -0,5 | 3,5 |
| -1 | 12,5 |
| -1,5 | 8,0 |
| -2 | 5,2 |
| -2,5 | 5,4 |
| -3 | 4,7 |
| -3,5 | 3,9 |
| -4 | 2,9 |
| -4,5 | 1,4 |
| -5 | 1,1 |
| -5,5 | 0,9 |
| -6 | 0,4 |
| -6,5 | 0,1 |
| -7 | 0,0 |
| -7,5 | 0,0 |
| -8 | 0,0 |
| -8,5 | 0,0 |
| -9 | 0,0 |
| -9,5 | 0,0 |
| -10 | 0,0 |