

EDSON ALVES FIGUEIRA JÚNIOR

**ESTUDO E CONCEPÇÃO DE ROTORES DE DISCO
PARA BOMBEAMENTO DE FLUIDOS ABRASIVOS**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

2017

EDSON ALVES FIGUEIRA JÚNIOR

**ESTUDO E CONCEPÇÃO DE ROTORES DE DISCO
PARA BOMBEAMENTO DE FLUIDOS ABRASIVOS**

TESE de DOUTORADO apresentada ao
Programa de Pós-graduação em Engenharia
Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia,
como parte dos requisitos para a obtenção do título de
DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA.

Área de concentração: Transferência de Calor e
Mecânica dos Fluidos

Orientador: Prof. Dr. Solidônio R. de Carvalho
Coorientador: Prof. Dr. Valério Luiz Borges

UBERLÂNDIA - MG

2017

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
Sistema de Bibliotecas da UFU, MG, Brasil.

F475e Figueira Júnior, Edson Alves, 1985-
2017 Estudo e concepção de rotores de disco para bombeamento de fluidos abrasivos [recurso eletrônico] / Edson Alves Figueira Júnior. - 2017.

Orientador: Solidônio Rodrigues de Carvalho.

Coorientador: Valério Luiz Borges.

Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Disponível em: <http://dx.doi.org/10.14393/ufu.te.2018.802>

Inclui bibliografia.

Inclui ilustrações.

1. Engenharia mecânica. 2. Bombas centrífugas. 3. Rotores. 4.

Desgaste mecânico. I. Carvalho, Solidônio Rodrigues de, 1978-, (Orient.). II. Borges, Valério Luiz, 1979- (Coorient.). III. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

CDU: 621

Maria Salete de Freitas Pinheiro - CRB6/1262



ALUNO: Edson Alves Figueira Júnior

NÚMERO DE MATRÍCULA: 11213EMC005

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos

LINHA DE PESQUISA: Dinâmica dos Fluidos e Transferência de Calor

PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA: NÍVEL DOUTORADO

TÍTULO DA TESE:

“Estudo e Concepção de Rotores de Disco para Bombeamento de Fluidos Abrasivos”

ORIENTADOR: Prof. Dr. Solidônio Rodrigues de Carvalho

CO-ORIENTADOR: Prof. Dr. Valério Luiz Borges

A Tese foi **APROVADA** em reunião pública, realizada no Anfiteatro A do Bloco 50, Campus Santa Mônica, em 23 de fevereiro de 2017, às 08:00 horas, com a seguinte Banca Examinadora:

NOME

Prof. Dr. Solidônio Rodrigues de Carvalho (orientador)

Prof. Dr. Valério Luiz Borges (co-orientador)

Prof. Dr. Daniel Dall’Onder dos Santos

Prof. Dr. Sinésio Domingues Franco

Prof. Dr. Arthur Pinto Chaves

Prof. Dr. José dos Reis Vieira de Moura Júnior

ASSINATURA

UFU

UFU

UFU

UFU

EPUSP

UFG

Uberlândia, 23 de fevereiro de 2017

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus por nos dar saúde e força para enfrentar todos os desafios e dificuldades encontrados durante nossas vidas.

À Universidade Federal de Uberlândia, à Faculdade de Engenharia Mecânica e à Pós-Graduação pela oportunidade de realizar este curso.

Ao orientador, Solidônio Rodrigues de Carvalho, pela confiança depositada para a realização deste trabalho e por toda orientação passada ao longo deste período.

Ao coorientador, Válerio Luiz Borges, que sempre planta a semente da dúvida em nossos pensamentos, estimulando o raciocínio.

À toda equipe do Laboratório de Transferência de Calor e Massa que demonstraram em diversas oportunidades que lutamos juntos para alcançar o sucesso de todos.

À comunidade científica.

Aos órgãos de fomento CNPq, CAPES e FAPEMIG pelo apoio financeiro.

À toda minha família, em especial Tâmara Prado de Moraes, Edson Alves Figueira, Gizélia Pereira de Medeiros, Gisliane Alves Pereira, pelo apoio incondicional.

Aos amigos que direta ou indiretamente ajudaram no desenvolvimento deste trabalho.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2. 1 - Fluxograma típico utilizado para beneficiamento de minério, usina de Sossego (BERGERMAN et al. 2009).....	5
Figura 2. 2 - Principais depósitos minerais do Brasil (IBRAM, 2015).....	6
Figura 2.3 - Variação do índice de produção mineral (IPM) do primeiro semestre de 2012 ao primeiro semestre de 2015 (DNPM, 2015).....	7
Figura 2. 4 - Representação esquemática de bombas centrífugas (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).....	8
Figura 2. 5 - Tipos de rotores.....	8
Figura 2. 6 - a) Altura manométrica de uma bomba, H, é definida como a variação na carga de Bernoulli, entre a entrada e a saída (adaptado de ÇENGEL; CIMBALA, 2015).....	9
Figura 2. 7 - Comportamento das curvas de bombas centrífugas (Adaptado de PUMPS, 2013).....	9
Figura 2. 8 - Comparativo de dois tipos de curva (steep e flat) para o mesmo ponto de trabalho (adaptado de HALL (2010)).....	10
Figura 2. 9 - a) Bomba Warman fabricada pela Weir para bombeamento de polpa mineral. b) detalhes de um dos rotores utilizados na Bomba Warman (WEIR MINERALS, 2015)....	12
Figura 2. 10 - Bomba KSB (KSB, 2015).....	13
Figura 2. 11 - Valores limites de rotação para bombas KSB de rotores com revestimento de borracha e metálico (adaptado de KSB, 2015).....	13
Figura 2. 12 - Bombas de Polpa Metso Orion Series HM e HR Cutaway (METSO, 2013)...	14
Figura 2. 13 - Detalhamento dos rotores utilizados nas bombas de polpa Metso Orion Series (METSO, 2013).....	14
Figura 2. 14 - Bombas IMBIL a) Bombas com revestimento de elastômeros e b) Bombas com revestimento metálico (IMBIL, 2016).....	15
Figura 2. 15 - Escoamento de Van Kármán a) Linhas de corrente e b) perfis de velocidade Cochran (1934).....	16
Figura 2. 16 - Modelo físico (adaptado de BARBOSA, 1992).....	17
Figura 2. 17 - Efeitos do bombeamento de polpa na potência da bomba (P), altura manométrica (H) e rendimento (η) (adaptado de SELLGREN; ADDIE, 1993).....	19
Figura 2. 18 - Testes comparativos utilizando agua pura e partículas de palha de trigo (adaptado de VAEZI; KUMAR, 2014).....	20

Figura 2. 19 - Parâmetros tribológicos que interferem no tipo de mecanismo de desgaste abrasivo (SILVA JUNIOR, 2008).....	21
Figura 2. 20 - Abrasão de dois (a) e de três corpos (b) (BHUSHAN, 2013).....	21
Figura 2. 21 - Tensões no desgaste de três corpos em função do tamanho da partícula (WARMAN, 2009).....	22
Figura 2. 22 - Tipos de desgaste erosivo. a) Desgaste por fluxo erosivo; b) Jato erosivo; c) Erosão cavitacional; d) Erosão com ângulo menor que 40º; e) Erosão com ângulo maior que 40º. Adaptado de Zum Gahr (1987).....	22
Figura 2. 23 - Desgaste por erosão em ângulo. a) Formação de microssulcos na erosão com ângulo inferior a 40º; b) Partícula incidente com ângulo superior a 40º formando trincas superficiais (ZUM GAHR, 1987).....	23
Figura 2. 24 - Fatores que influenciam no desgaste dos componentes da bomba (Adaptado de Walker e Bodkin, 2000).....	23
Figura 2. 25 - Influência do tamanho do abrasivo e da distância entre os anéis do rotor e da carcaça. a) Partículas aprisionadas devido à pequena distância entre os anéis, configurando maior nível de desgaste; b) Partículas de tamanho muito grande, impedidas de passarem na região entre os anéis; c) Partículas pequenas fluindo entre os anéis do rotor e da carcaça. Neste caso, as partículas não ficam aprisionadas entre os componentes da bomba, pois o seu tamanho é inferior à distância entre os anéis. (Adaptado de Karassik et al. (2001)).....	24
Figura 2. 26 - Circulação em bomba de polpa. Detalhe da folga entre os anéis do rotor e da tampa de sucção. Em vermelho, trajetória do fluxo e da vazão de recirculação (seta mais fina). A recirculação ocorre devido ao desgaste abrasivo entre os anéis (MACEDO, 2016).....	25
Figura 2. 27 - Tipos de desgaste erosivo. a) Deslizamento das partículas; b) Impacto randômico; c) Impacto direcional (WARMAN, 2009).....	26
Figura 2. 28 - Rotores testados no ensaio de desgaste erosivo (WALKER; BODKIN, 2000). a) <i>standart</i> (STD) com pás expelidoras; b) <i>standart</i> com pás expelidoras e diâmetro de entrada reduzido (RE); c) rotor de bomba de água com anel de desgaste (<i>high efficiency</i> - HE).....	27
Figura 2. 29 - Região de redução de pressão dos rotores a) STD com pás expelidoras e b) HE (WALKER; BODKIN, 2001).....	27
Figura 2. 30 - Turbina de Tesla (TESLA, 1913a).....	28
Figura 2. 31 - Bomba de Tesla (TESLA, 1913b).....	28
Figura 2. 32 - Bomba de disco ou turbina (DURANT, 1977).....	29
Figura 2. 33 - Bomba de disco ou turbina em corte (DURANT, 1977).....	29
Figura 2. 34 - Bomba de disco (GURTH, 1982).....	30
Figura 2. 35 - Seção transversal dos rotores de discos projetados por Possell (1983).....	31

Figura 2. 36 - Rotores com múltiplos discos. (GURTH, 1988)	31
Figura 2. 37 - Rotor de disco com palhetas (Gurth,1990).....	31
Figura 2. 38 - Bomba experimental desenvolvida por Dodsworth (2015).....	32
Figura 2. 39 - Rotores de múltiplos discos (DODSWORTH, 2015).....	32
Figura 2. 40 - Curva característica da bomba variando a distância entre os discos.	33
Figura 2. 41 - Curva característica do rotor de 5 thou variando a rotação.	33
Figura 2. 42 - Comportamento da vazão em função da rotação	34
Figura 2. 43 - Vista lateral do rotor desenvolvido por Blackstone (BLACKSTONE, 2011). ..	34
Figura 2. 44 - Imagens da patente de Gilliam, 2012	35
Figura 2. 45 - Bomba de disco (DISCFLO, 2013).....	35
Figura 2. 46 - Rotores de disco (DISCFLO, 2013).....	36
Figura 2. 47 - Bomba de disco. a) Discflo bombeando frutas picadas e b) Discflo bombeando peixes vivos (DISCFLO, 2013).	36
Figura 2. 48 - Bombas de disco, em detalhe o comportamento das forças viscosas (DRAGPUMP, 2016).....	37
Figura 3. 1 - Primeira bancada desenvolvida para realização dos testes.	38
Figura 3. 2 - Rotor utilizado nos testes: a) condição inicial e b) após 4 horas de teste	39
Figura 3. 3 - Rotor original e Protótipo 1 instalados na bomba.....	39
Figura 3. 4 - Desenho em AutoCad do Protótipo 1.....	40
Figura 3. 5 - Comparativo do protótipo 1 sem uso e após 12 horas de bombeamento.....	41
Figura 3. 6 - Rotor de discos com separadores na extremidade (protótipo 2), após 10 horas de funcionamento.	41
Figura 3. 7 - Rotor de discos com separadores na região mais interna dos discos, após 12 horas de funcionamento.	42
Figura 3. 8 - Protótipo 3 após 36 horas de funcionamento.	42
Figura 3. 9 - a) Protótipo 4: união dos discos no centro do rotor – região de entrada de fluido e b) rotor após 47 horas de teste.	43
Figura 3. 10 - a) Protótipo 5 sem uso e b) após 56 horas de funcionamento.....	43
Figura 3. 11 - Gráfico comparativo da vida útil dos rotores.....	44
Figura 3. 12 - Bancada de ciclonagem (ROCHA, 2010).....	45
Figura 3. 13 - Projeto da bancada experimental para testes de viabilidade da utilização de rotores de disco.	45
Figura 3. 14 - Flanges para conexão das tubulações e cachimbo utilizado preferencialmente nas trocas de direção substituindo as curvas.....	46
Figura 3. 15 - Sensor de fluxo eletromagnético MAG600.	47

Figura 3. 16 - Reta de calibração do sensor de vazão	48
Figura 3. 17 - Transdutor de pressão com selo diafragma (Asta, 2014)	49
Figura 3. 18 - Distâncias mínimas requeridas para instalação de sensores de pressão na entrada e saída da bomba (ISO 9906).....	50
Figura 3. 19 - Sistema de aquisição de dados Agilent 34970A.....	50
Figura 3. 20 - Válvulas de mangote (VAL AÇO, 2014)	51
Figura 3. 21 - Fluxograma de funcionamento do algoritmo utilizado para solução do modelo matemático	54
Figura 3. 22 - a) Bomba BC-92 T1 ¾ CV b) detalhes do mancal de bombeamento.	55
Figura 3. 23 - Características da bomba BC-92 T1 ¾ (adaptado de SCHNEIDER MOTOBOMBAS, 2014).....	55
Figura 3. 24 - Curva característica BC-92 T1 ¾ (adaptado SCHNEIDER MOTOBOMBAS, 2015).....	55
Figura 3. 25 - Bancada final desenvolvida para realização dos testes.	56
Figura 3. 26 - a) Altura manométrica de uma bomba, H, é definida como a variação na carga de Bernoulli, entre a entrada e a saída (adaptado de ÇENGEL; CIMBALA, 2015);....	57
Figura 3. 27 - Vista frontal da bancada.	58
Figura 3. 28 - Rotores de disco. a) dois discos; b) três discos e c) quatro discos.....	59
Figura 3. 29 - Imagem da bomba BC-92T1 com corte na carcaça. a) rotor original, b) rotor semiaberto c) rotor de disco.....	60
Figura 3. 30 - Base do rotor de discos.....	60
Figura 3. 31 - Base de rotor para 3 e 4 discos com diferentes distâncias entre os discos. ..	61
Figura 3. 32 - Discos para montagem dos rotores.....	61
Figura 3. 33 - Rotor de 4 discos.....	61
Figura 3. 34 - Rotor de disco de Blackstone, em detalhe o corte possibilitando a visualização dos discos de seção variável.	62
Figura 3. 35 - Rotor de 2 discos planos.....	62
Figura 3. 36 - Rotor de disco fabricado com base na patente de Blackstone e rotor de discos desenvolvido no LTCM.	62
Figura 3. 37 - Projeto dos rotores de 3 discos fabricados para estudar a influência da distância entre os discos.....	63
Figura 3. 38 - Rotor de 3 discos danificado. Em detalhe a vista lateral do rotor na qual se observa a falha na fixação dos discos.	63
Figura 3. 39 - Rotor de disco com primeiro disco montado por interferência.	64

Figura 4. 1 - Comparativo da curva característica da bomba apresentada no catálogo do fabricante (original) com a curva obtida experimentalmente. Rotação da bomba em 3600 rpm.....	66
Figura 4. 2 - Comportamento da vazão em função da rotação para o rotor de 2 discos.....	67
Figura 4. 3 - Comportamento da altura manométrica em função da rotação para o rotor de 2 discos.....	67
Figura 4. 4 - Curvas características dos rotores de 2 discos plano e cônico.	68
Figura 4. 5 - Rotores de 4 discos com discos de 1,5 (a) e 2,0 mm de espessura (b).....	69
Figura 4. 6 - Comparativo entre curvas características de rotores de 4 discos com duas distâncias entre os discos. S = Distância entre os discos.	69
Figura 4. 7 - Teste do rotor de 4 discos com fluido abrasivo.	70
Figura 4. 8 - Comparativo entre curvas características de rotores de 3 discos com três distâncias entre os discos.....	70
Figura 4. 9 - Comparativo entre curvas características de rotores em função da quantidade de discos.	71
Figura 4. 10 - Curvas características de diferentes modelos de rotores.	72
Figura 4. 11 - Curvas características de rotores de 3 discos submetidos a rotações de 3600, 2700 e 1800 rpm.....	73
Figura 4. 12 - Comparativo entre os valores experimentais e os valores calculados utilizando as leis de semelhança para a curva característica do rotor semiaberto.	74
Figura 4. 13 - Comparativo entre os valores experimentais e os valores calculados utilizando as leis de semelhança para a curva característica do rotor de 3 discos. a) 1,5 mm de espaçamento entre os discos; b) 3,5 mm de espaçamento; c) 5,5 mm de espaçamento entre os discos.....	75
Figura 4. 14 - Comparativo do sinal adquirido do sensor de vazão e após a utilização do filtro de Kalman.....	78
Figura 4. 15 - Vazão do fluido abrasivo em função do tempo.....	79
Figura 4. 16 - Diferença de altura manométrica em função do tempo.	79
Figura 4. 17 - Rotores. a) rotor semiaberto: novo, à esquerda, e após 6:30 horas de teste, à direita, evidenciando o desgaste das pás; b) rotor de 3 discos: antes do teste, à esquerda, e após 6:30 horas de teste, à direita. Cabe mencionar que os discos se soltaram durante o experimento.....	80
Figura 4. 17 – Continuação.	81
Figura 4. 18 - Comparativos das vazões dos rotores de 3 e 2 discos com o rotor semiaberto em função do tempo de bombeamento do fluido abrasivo.	82

Figura 4. 19 - Comparativos das alturas manométricas dos rotores de 3 e 2 discos com o rotor semiaberto em função do tempo de bombeamento do fluido abrasivo.	82
Figura 4. 20 - Entrada de fluido dos rotores de disco a) rotor novo e carcaça usada e b) rotor e carcaça desgastados.	84
Figura 4. 21 - Percentual de rendimento dos rotores antes e depois dos testes de desgaste.	86
Figura 4. 22 - Comparativo entre as curvas características do rotor fechado (original da bomba) antes e depois do desgaste da bancada experimental.....	87

LISTA DE TABELAS

Tabela 2. 1 - Tipos de desgaste erosivo prioritários em cada parte da bomba (WARMAN, 1991 <i>apud</i> PEREIRA, 2012).	26
Tabela 3. 1 - Características do sensor eletromagnético MAG600.	47
Tabela 4. 1 - Densidade calculada do fluido abrasivo.	65
Tabela 4. 2 - Altura manométrica obtida experimentalmente e calculada pelas leis de semelhança para rotores semiaberto e de 3 discos.	76
Tabela 4. 3 - Valores de vazão, da altura manométrica e do percentual de redução dessas variáveis para dois modelos de rotores no bombeamento de fluido abrasivo.	79
Tabela 4. 4 - Valores de desgaste, em porcentagem, dos testes realizados com os rotores semiaberto e de 3 discos, nas rotações de 1800 e 3600 rpm, respectivamente.	84

LISTA DE SÍMBOLOS

ANSI	American National Standards Institute
bhp	Potência da bomba
CD4Mcu	Aço Inoxidável Duplex
D	Diâmetro (m)
DNPM	Departamento Nacional de Produção Mineral
f	Fator de atrito
FEMEC	Faculdade de Engenharia Mecânica
FFBCA	Ferro fundido branco de alto cromo
FK	Filtro de Kalman
g	Gravidade (m/s ²)
H	Altura Manométrica (m)
HE	High efficiency
IPM	Índice de produção mineral
K	Coeficiente de perda de carga
k	Constante de Chauvenet
KBM	Kinross Brasil Mineração
L	Comprimento (m)
L _{equivalente}	Comprimento equivalente (m)
LTCM	Laboratório de Transferência de Calor e Massa
mmca	Milímetros de coluna d'água
P	Pressão (kPa)
Pa	Pascal
PAC	Programa de aceleração econômica
PET	Politereftalato de etileno
PTFE	Politetrafluoretileno
PVC	Policloreto de polivinila
Q	Vazão (m/h ³)
Re	Número de Reynolds
rpm	Rotações por minuto
S	Espaçamento (m)
STD	Standard
t	Tempo (s)
thou	Unidade de comprimento baseadas em polegadas (1 thou = 0,001 polegadas)

UFU	Universidade Federal de Uberlândia
V	Velocidade do fluido (m/s)
V	Volume (m ³)
V _{cc}	Tensão Corrente Contínua
V _{dc}	Tensão Corrente Alternada
Z	Elevação do fluido (m)
ρ_m	Densidade relativa da mistura (kg/m ³)
ε	Rugosidade absoluta da parede do tubo (mm)
ρ	Densidade (kg/m ³)
α	Coeficiente de relaxação
ν	Viscosidade cinemática (m ² /s)
ρ_f	Densidade relativa do fluido (kg/m ³)
ρ_s	Densidade relativa do sólido (kg/m ³)
C_v	Concentração volumétrica
C_w	Concentração mássica
m_s	Massa de sólidos (kg)
m_l	Massa de fluido (kg)

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	i
LISTA DE TABELAS.....	vii
LISTA DE SÍMBOLOS	viii
RESUMO.....	xii
ABSTRACT.....	0
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	4
2.1. Introdução	4
2.2. Mineração.....	5
2.2.1. Mineração no Brasil	6
2.3. Bombas	7
2.3.1. Bomba centrífuga	7
2.3.2. Curva característica	8
2.3.3. Leis de semelhança	10
2.4. Bombas de polpa.....	11
2.5. Teoria de escoamento entre discos concêntricos	16
2.5.1. Cálculo teórico da densidade	17
2.6. Desgaste	20
2.7. Desgaste em bombas centrífugas	23
2.7.1. Desgaste abrasivo em bombas de polpa.....	24
2.7.2. Desgaste erosivo em bombas de polpa	25
2.8. Bombas de disco	28
3. METODOLOGIA	38
3.1. Introdução	38

3.2. Montagem da bancada instrumentada	44
3.2.1. Sensor de fluxo ou medidor de vazão	46
3.2.2. Seleção do sensor de pressão	48
3.2.3. Sistema de aquisição dos dados	50
3.2.4. Seleção das válvulas.....	51
3.2.5. Bomba centrífuga.....	51
3.3. Ensaios de bomba	56
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES	65
4.1. Introdução	65
4.2. Determinação da curva característica (QxH) usando água como fluido de trabalho.....	66
4.3. Testes de desgaste - Fluido de trabalho composto por água e carbeto de silício.....	77
4.4. Determinação da curva característica (Q x H) após desgaste dos rotores	85
4.5. Aferição da qualidade da bancada experimental	87
5. CONCLUSÕES	89
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	92
APÊNDICE 1 - Comparativo dos rotores semiaberto original e paralelo:	96
APÊNDICE 2 - Projetos em SOLIDWORKS dos rotores de 3 discos (1,5; 3,5 e 5,5 mm):	97

FIGUEIRA JR, E.A. **ESTUDO E CONCEPÇÃO DE ROTORES DE DISCO PARA BOMBEAMENTO DE FLUIDOS ABRASIVOS.** 2017. 101f. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia.

RESUMO

Bombas centrífugas de pequeno e grande porte são equipamentos comumente encontrados nas indústrias de extração e processamento de minerais. Companhias como a Vale, CBMM, Kinross, Anglo American, entre outras, despendem grande parte de seus recursos financeiros na manutenção, conservação e substituição das partes mecânicas de equipamentos, tais como carcaças e rotores usados no bombeamento de polpa mineral. O problema é que as partículas sólidas quando em contato com os rotores e carcaças geram intenso desgaste. Nesse sentido, diversos autores vêm propondo novas ligas metálicas para aprimorar as propriedades e aumentar a resistência mecânica destes equipamentos. No presente trabalho os estudos estão voltados para a fluidodinâmica e a interação fluido/estrutura durante o bombeamento de polpa mineral. Assim, foi desenvolvida uma bancada experimental para bombeamento de fluido com abrasivo em laboratório. Além disso, baseado nas obras e em patentes de Nikola Tesla, foram projetados e desenvolvidos modelos alternativos de rotores, denominados rotores de disco. Tais rotores foram projetados para serem compatíveis com bombas comerciais visando facilitar a substituição. Testes em laboratório demonstraram que os rotores desenvolvidos possuíam durabilidade 2 vezes superior aos convencionais. Além disso, verificou-se que os rotores de disco podem ser adaptados para operarem com vazões e alturas manométricas compatíveis àquelas identificadas nos rotores convencionais. Finalmente, espera-se que os dados gerados no presente trabalho possam motivar as empresas do setor de mineração a investir ainda mais em P&D. Pois, acredita-se que só assim será possível reduzir a manutenção e os custos no bombeamento de polpa mineral.

Palavras-chave: Rotor de Disco, bombeamento de fluido abrasivo, bomba de disco, bombeamento de polpa.

FIGUEIRA JR, E.A. **DESIGN OF BLADELESS IMPELERS FOR PUMPING FLUIDS CONTAINING ABRASIVE PARTICLES.** 2017. 101p. PhD. Thesis, Federal University of Uberlândia.

ABSTRACT

Centrifugal pumps are commonly used in mining industries, such as Vale, CBMM, Kinross, and Anglo American. However, due to the presence of abrasive particles in the mineral pulp, these pumps' casing and impellers readily wear out. As a result, the companies have to devote a lot of their financial resources in these pumps' maintenance and in replacing their damaged mechanical parts. To solve this issue, some researchers have been proposing novel metal alloys to improve centrifugal pumps' properties and mechanical endurance. In an attempt to explore a new approach, this study focuses on fluid dynamics and fluid/structure interactions during mineral pulp pumping. An experimental bench was developed to simulate, in laboratory conditions, the pumping of an abrasive pulp. Based on previous reports and published Nikola Tesla's patents, alternative impellers, called disc impellers, were designed and manufactured. These disc impellers were compatible to standard commercial pumps to facilitate their use. Laboratory trials demonstrated that disc impellers were twice more durable than conventional ones and could operate under similar conditions of flow and head height. It is expected that the findings obtained in this study motivate mining industries to invest in R&D, which is believed to be the best way to reduce pumps' need for maintenance and costs of mineral pulp pumping.

Keywords: disc impellers, pumping of abrasive fluid, disc pump, Slurry Pump.

CAPÍTULO I

1. INTRODUÇÃO

Bombas centrífugas são comumente usadas por empresas de beneficiamento mineral para conduzir a polpa de minério desde a moagem até a obtenção do produto final. No entanto, tais empresas relatam um alto índice de desgaste nos rotores e nas carcaças de tais bombas, chegando a representar 10% do custo global em manutenção a cada ano (Pereira, 2012)

A polpa deve ser transportada com velocidade superior à velocidade crítica, evitando assim a sedimentação das partículas sólidas, fato esse que aumenta o desgaste em rotores e carcaças.

Neste trabalho avaliou-se a substituição de rotores convencionais por rotores de discos. Este estudo iniciou-se em 2012 após uma visita técnica em uma empresa mineradora no município de Paracatu - MG, na qual o problema foi relatado. O estudo sobre o desgaste nestes componentes, em sua maioria, se restringe ao material de fabricação dos componentes ou simplesmente do revestimento aplicado aos mesmos. Após uma revisão sobre o assunto foi considerada a utilização de rotores de disco.

A utilização de bombas de disco é pouco difundida e estudos sobre a utilização destas na mineração são mínimos se comparado ao potencial de redução de desgaste que pode ser obtido com a utilização das mesmas.

Atualmente, no Brasil, não existe nenhuma empresa que fabrique tal dispositivo. A Discflo Corporation produz e comercializa este tipo de bomba, entretanto, o custo deste equipamento pode atingir 10 vezes o valor de uma bomba centrífuga comum.

Os parâmetros necessários para sua fabricação não são disponibilizados na literatura tampouco pelo fabricante (informações sigilosas), ou seja, não há nenhuma informação que relate a quantidade de discos ou o espaçamento dos mesmos em função das características do fluido a ser bombeado. Sendo assim a inovação deste trabalho é a busca destes parâmetros, ou seja, produzir tecnologia nacional, reduzindo o custo destes equipamentos.

Nesse sentido, este trabalho apresenta um estudo experimental para analisar a interação fluido-estrutura e o desgaste em rotores e carcaças de bombas centrífugas de polpa mineral. Basicamente, propõe-se conceber rotores experimentais com perfis aerodinâmicos distintos e submeter os mesmos a ensaios experimentais em laboratório de forma a avaliar o desempenho e desgaste dos mesmos. O projeto do rotor será baseado em modelos fluidodinâmicos, de forma a minimizar o desgaste das paredes do rotor e da carcaça durante o bombeamento. A partir da concepção de um rotor serão definidas as curvas características do novo conjunto motor-rotor de forma a caracterizar um novo tipo de bomba.

Espera-se que este estudo possa efetivamente contribuir com o setor industrial de mineração e bombeamento de fluidos abrasivos, reduzindo o desgaste e aumentando a vida útil de bombas, a partir do projeto teórico, experimental e fluidodinâmico de um conjunto inovador de rotor e carcaça.

A redução do desgaste no bombeamento de polpa nas indústrias do setor de mineração é possível utilizando o conceito proposto por Tesla em 1913, no qual o bombeamento ocorre apenas em função das forças viscosas entre discos em rotação. Entretanto, existem poucos estudos discutindo a utilização e adaptação de rotores de disco. Visto isto, a aplicação dos conceitos de Tesla apresenta potencial de aumento de vida útil e redução dos custos operacionais das empresas.

Atualmente, o custo extremamente alto e a escassez de informação tornam este dispositivo pouco utilizado. Visto isto, o estudo e desenvolvimento de parâmetros para substituição de rotores convencionais por rotores de disco podem aumentar a utilização destes rotores reduzindo custos de produção e os tornando mais atrativos para as indústrias mineradoras. A investigação acerca da utilização das leis de semelhança para rotores de disco se faz necessária.

Para alcançar os objetivos propostos, apresenta-se no Capítulo II uma revisão contemplando os seguintes assuntos: mineração, bombas centrífugas e de polpa, e escoamento de fluidos. Serão demonstradas a patente nº1061142 de Nikola Tesla e outras que surgiram com o mesmo princípio de funcionamento.

O Capítulo III trata da metodologia utilizada para montagem da bancada, desenvolvimento dos rotores de discos e detalhes dos testes aos quais os rotores foram submetidos.

O Capítulo IV demonstra um comparativo entre as curvas características dos rotores de discos e semiaberto. Os rotores de discos foram analisados em função da quantidade e distância entre os discos. Os resultados dos testes de desgaste são demonstrados por gráficos de vazão e altura manométrica em função do tempo.

Por meio das conclusões apresentadas no capítulo V, verifica-se que os rotores de disco podem substituir os rotores convencionais mantendo os mesmos parâmetros. Além disso, os rotores de disco apresentam menores índices de desgaste.

CAPÍTULO II

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Introdução

A mineração no Brasil, em 2014, foi responsável por 5% (US\$40 bilhões) do produto interno bruto (PIB) industrial do país e contribuiu com 34 bilhões de dólares no comércio exterior. Durante o ano aproximadamente 1,1 bilhão de toneladas de minério foram extraídas do solo brasileiro e posteriormente processadas para a obtenção de metais preciosos, fertilizantes, agregados para construção civil, minério de ferro, bauxita, alumínio primário, fosfato, potássio concentrado, zinco concentrado, cobre, liga de nióbio, níquel contido e ouro (IBRAM, 2015).

Nas indústrias de extração, o transporte de minério é realizado por bombas que estão presentes desde o processamento até a obtenção do produto final. O minério é bombeado em meio aquoso e com velocidade suficiente para evitar a deposição da parte sólida na parte inferior da tubulação. Diante de tal cenário é inevitável o desgaste dos equipamentos.

Na indústria é bastante comum o desgaste em bombas e nas indústrias de mineração gera um altíssimo custo operacional. Na literatura científica são identificados diversos trabalhos com intuito de avaliar e reduzir o desgaste em tais equipamentos. A maioria dos trabalhos está relacionada à investigação de materiais resistentes ao desgaste, bem como à aplicação de revestimentos de sacrifício para aumentar a vida útil dos rotores.

O presente trabalho tem como objetivo avaliar a substituição dos rotores com pás semiabertos e fechados, comumente utilizados em bombas centrifugas, por rotores sem pás denominados “rotores de discos”. Cabe salientar que a primeira bomba com rotor de disco

surgiu em 1913, inventada por Nikola Tesla e melhorada por diversos inventores até a atualidade.

Para o melhor entendimento sobre o processo de desgaste em bombas centrífugas na indústria, apresenta-se na sequência uma revisão bibliográfica relacionada ao processo de mineração.

2.2. Mineração

A mineração é um processo de extração de substâncias minerais encontradas no subsolo. Tais substâncias podem ser: ferro para produção de aço, fosfato para fabricação de fertilizantes, carvão mineral, metais preciosos entre outros. Tal processo é composto de diversas etapas: desde a retirada do minério do solo até a obtenção do produto final. A Figura 2.1 demonstra um esquema geral utilizado para beneficiamento de minério de cobre.

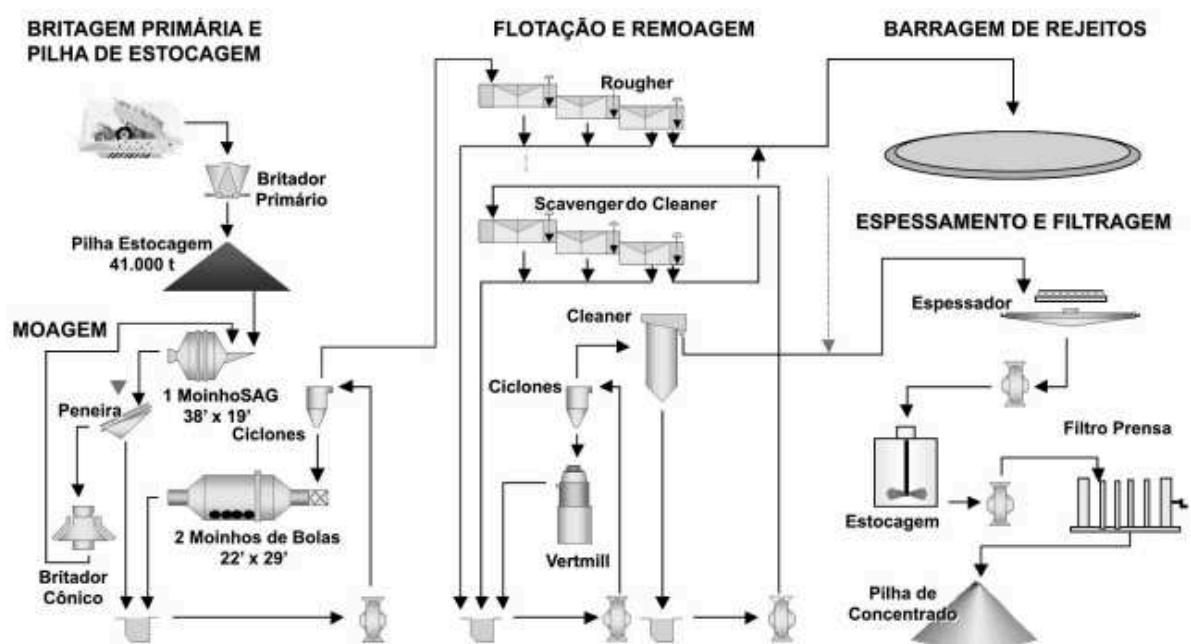


Figura 2. 1 - Fluxograma típico utilizado para beneficiamento de minério, usina de Sossego (BERGERMAN et al. 2009).

O circuito de moagem tem com capacidade nominal para 1.841 t/h. O produto da britagem primária alimenta um SAG de 38 x 23 pés. A descarga do moinho SAG alimenta duas peneiras vibratórias de 12' x 24', cuja fração retida é encaminhada a uma britagem de seixos (*pebbles*), composta de dois britadores cônicos, que reduzem o material. O produto dos rebitadores retorna ao moinho SAG, fechando o circuito. A fração passante na peneira é bombeada para duas baterias de ciclones de 33', cujo *underflow* reunido é encaminhado a

dois moinhos de bolas de 22' x 32'. O produto da moagem, que alimenta o estágio de flotação, 40% de sólidos com diâmetro médio de 0,21 mm (BERGERMAN et al. 2009).

2.2.1. Mineração no Brasil

No Brasil a extração mineração representa 5% PIB e contribui significativamente com a economia, gerando 214.070 empregos diretos na extração mineral, 770.652 na cadeia produtiva e 1,7 milhões de empregos indiretos (IBRAM, 2015).

A demanda por bens minerais é favorável, e para os próximos anos é esperado um crescimento deste setor. O Programa de Aceleração Econômica (PAC), permite prever uma demanda crescente por bens minerais e produtos derivados. O Brasil, quando comparado com países desenvolvidos apresenta baixos níveis de consumo de minerais. Os estados líderes nacionais em produção mineral são Minas Gerais e Pará. Dentre os minerais extraídos no território brasileiro, os que se destacam juntamente com sua posição no ranking global de produção são: ferro (1º), nióbio (1º), manganês (1º), bauxita (2º), grafita (3º), rochas ornamentais (4º), amiante (4º), magnesita (4º) e caulim (5º) (Lobão, 2009).

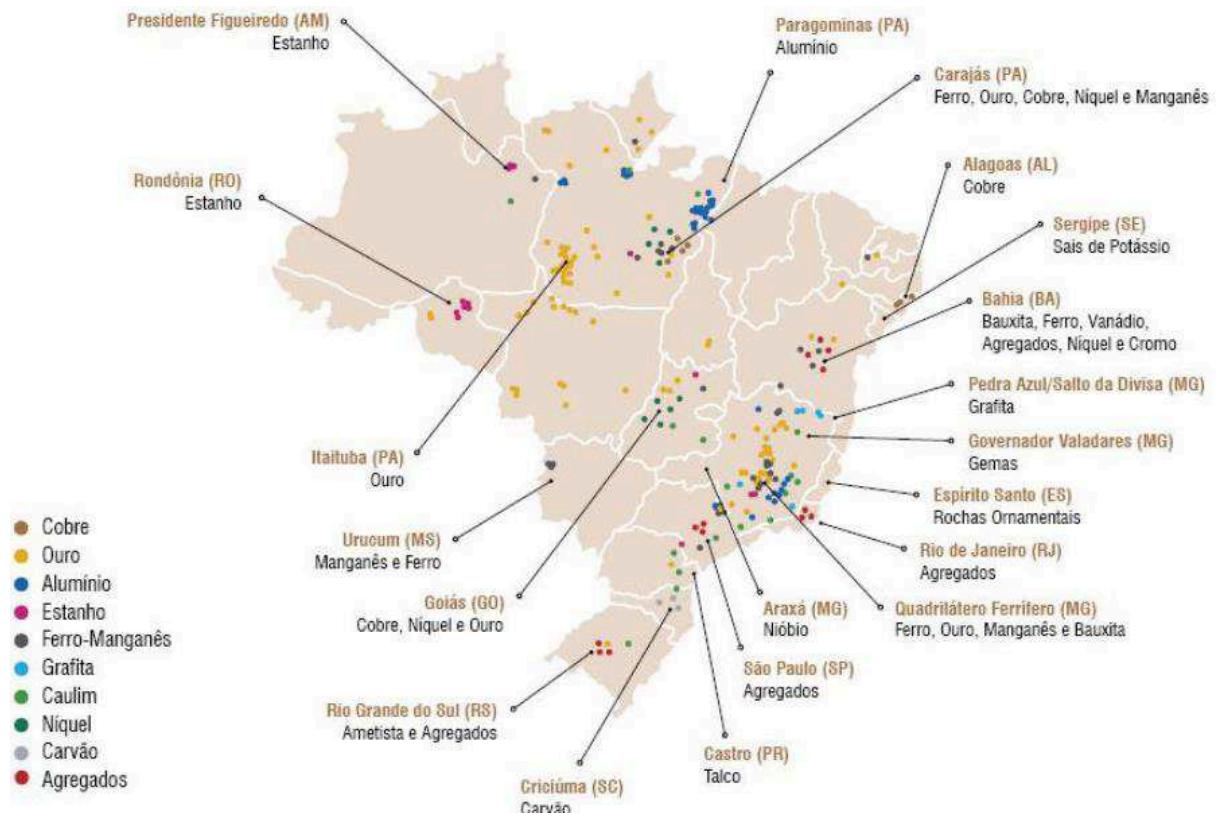


Figura 2. 2 - Principais depósitos minerais do Brasil (IBRAM, 2015).

Em 2015 foi constatado aumento de 15,5% no índice de produção mineral impulsionada pelo aumento da produção de minério de ferro, cobre e manganês. A Figura 2.3 mostra a variação do índice de produção mineral de 2012 a 2015.

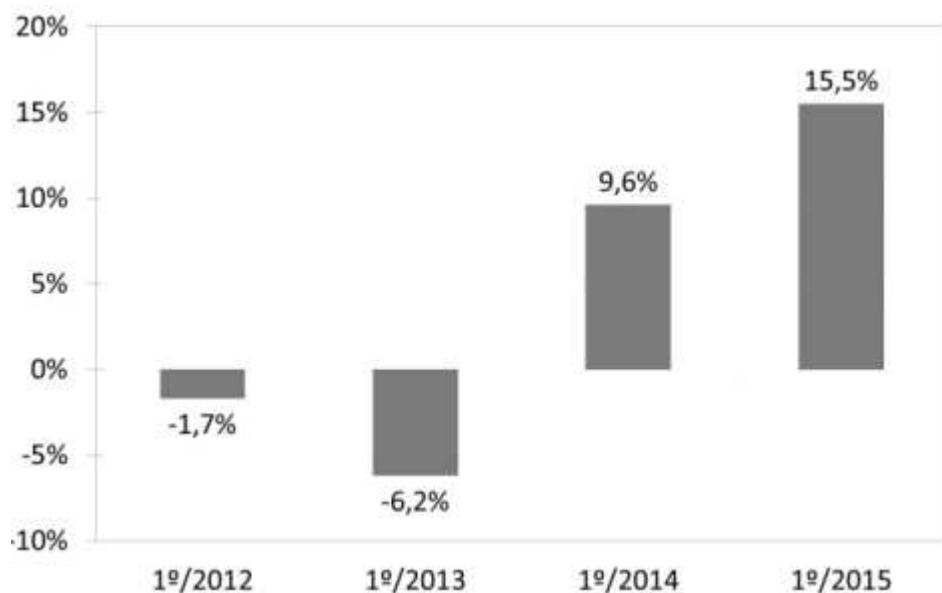


Figura 2.3 - Variação do índice de produção mineral (IPM) do primeiro semestre de 2012 ao primeiro semestre de 2015 (DNPM, 2015).

Segundo Pereira (2012), o custo com manutenção de bombas de 14"x12" produzidas em ferro fundido de alto cromo na Kinross Brasil Mineração (KBM) representa 8,6% do custo global de manutenção anual. Esta porcentagem corresponde a cerca de R\$ 10 milhões/ano. Considerando a perda de lucro com a interrupção da linha de produção, tem-se uma despesa total de R\$ 12 milhões de reais por ano.

2.3. Bombas

Bomba é uma denominação utilizada para dispositivos que transformam energia cinética (do rotor) em energia potencial. A energia fornecida ao motor é transferida em sua maior parte para o fluido, resultando em um aumento de pressão e não necessariamente um aumento de vazão (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

2.3.1. Bomba centrífuga

Uma bomba centrífuga é composta por eixo (que transfere energia para bomba), mancal, rotor e carcaça (também denominada voluta). Nesta, o fluido entra axialmente no centro da bomba e adquire velocidade tangencial por transferência de quantidade de

movimento com as pás do rotor e velocidade radial devido à força centrífuga (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). O fluido sai do rotor com acréscimo de pressão e vazão, e se depara com a carcaça, cuja função é aumentar a pressão, desacelerando o fluido (Fig. 2.4).

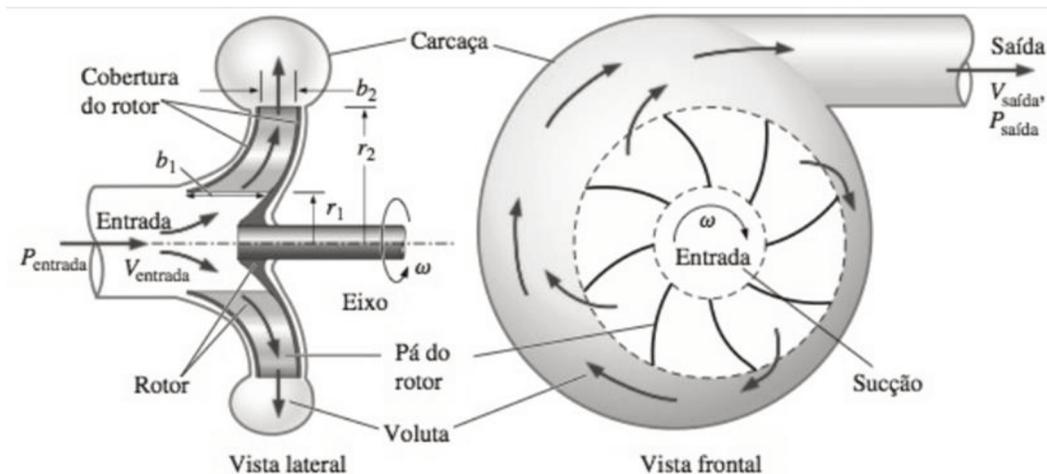


Figura 2. 4 - Representação esquemática de bombas centrífugas (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

A figura 2.5 demonstra os rotores utilizados em bomba centrífugas, estes podem ser de três tipos: aberto; semiaberto e fechado.

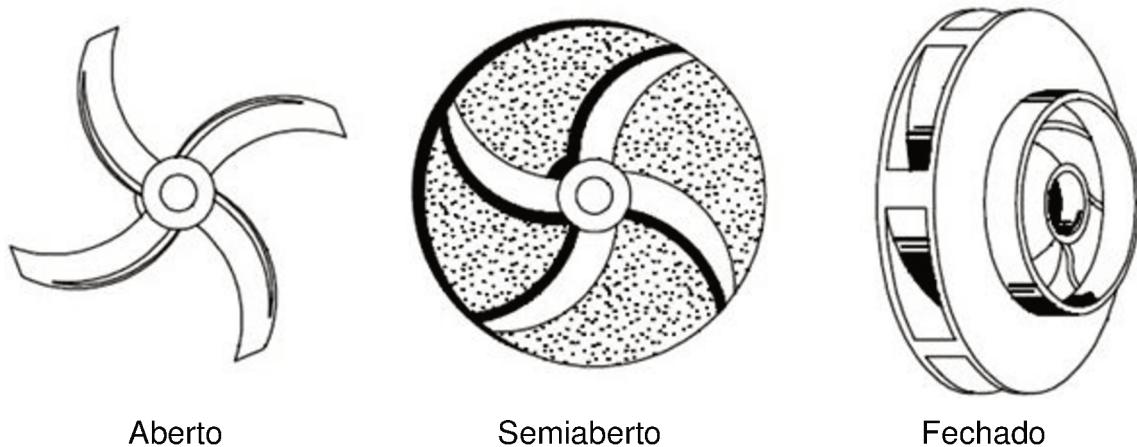


Figura 2. 5 - Tipos de rotores.

A velocidade usual utilizada em bombas centrífugas é de 3600 rpm. Entretanto, esta velocidade pode ser reduzida em função do tipo de rotor e características do fluido a ser bombeado.

2.3.2. Curva característica

A curva característica da bomba é uma relação entre a vazão (Q) e altura manométrica (H). A condição de livre fornecimento é aquela na qual a altura manométrica é nula e a vazão de fluido é máxima. Por outro lado, tem-se a carga de fechamento, que indica o valor de H quando Q é nulo (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

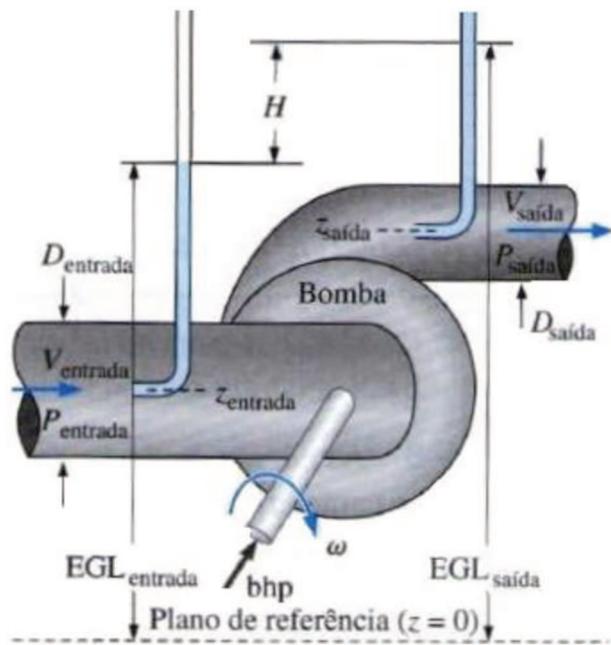


Figura 2. 6 - a) Altura manométrica de uma bomba, H , é definida como a variação na carga de Bernoulli, entre a entrada e a saída (adaptado de ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

A relação $Q \times H$ pode variar em função das características dos rotores. As curvas características estáveis podem ser divididas em três grupos:

- *Steadily rising*: à medida que a vazão diminui a altura manométrica aumenta;
- *Steep*: à medida que a vazão diminui há uma grande variação na altura manométrica;
- *Flat*: à medida que a vazão diminui há pouca variação na altura manométrica.

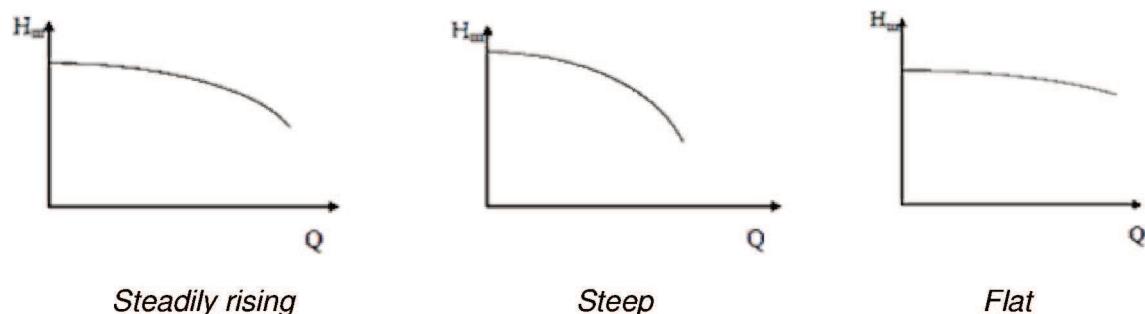


Figura 2. 7 - Comportamento das curvas de bombas centrífugas (Adaptado de PUMPS, 2013).

As curvas características de bombas são estáveis quando a carga líquida sempre reduz com o aumento da vazão (Pumps, 2013). A Fig. (2.8) mostra a diferença de dois tipos de curva, ou seja, dois projetos de bombas que possuem o mesmo ponto de trabalho (Hall, 2010).

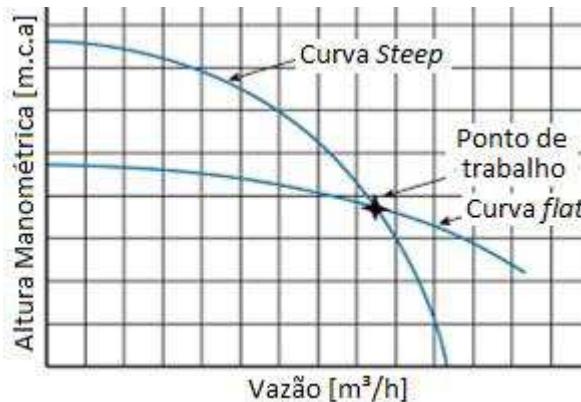


Figura 2. 8 - Comparativo de dois tipos de curva (steep e flat) para o mesmo ponto de trabalho (adaptado de HALL (2010)).

2.3.3. Leis de semelhança

As leis de semelhança são grupos adimensionais criados para relacionar duas bombas que são geometricamente e dinamicamente semelhantes. As equações são baseadas nos seguintes parâmetros: “Q” vazão da bomba [m³/s], “rpm” rotação do rotor [rpm], “H” altura manométrica [m] e “bhp” potência [W].

$$\frac{Q_B}{Q_A} = \left(\frac{rpm_B}{rpm_A} \right)^1 \quad \text{Eq. 2.1}$$

$$\frac{H_B}{H_A} = \left(\frac{rpm_B}{rpm_A} \right)^2 \quad \text{Eq. 2.2}$$

$$\frac{bhp_B}{bhp_A} = \left(\frac{rpm_B}{rpm_A} \right)^3 \quad \text{Eq. 2.3}$$

As leis de semelhança são bastante utilizadas quando se tem um projeto existente e há a necessidade de adaptá-lo. Basicamente, o procedimento consiste em modificar um projeto já existente para obter os parâmetros (Q, H, e bhp) diferentes do projeto (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

2.4. Bombas de polpa

São dispositivos mecânicos que fornecem energia e pressão para manter o fluido em escoamento. O fluido entra com velocidade constante no raio interno do rotor, recebe energia e sofre um acréscimo na velocidade no raio externo do rotor.

Chaves (2002) relata que bombas de polpa possuem rotores com menor número de aletas e mais robustas. Além disso, a curva da aleta é menos acentuada que de bombas de água. Em tais bombas são aplicados revestimentos de materiais resistentes ao desgaste, tais como borracha natural, elastômeros à base de poliuretano reticulado (PUR) modificado e cerâmicas. Por fim, as relações entre o diâmetro do rotor e a largura da carcaça são limitadas, pois, rotores grandes implicam em velocidades periféricas muito altas e, consequentemente, em elevado desgaste.

Mackay (2004) comenta que a velocidade de operação de bombas de polpa é de 1800 rpm ou inferior. Experimentos em laboratório mostram que a redução do desgaste das bombas está diretamente relacionada à rotação, ou seja, reduzindo de 1800 para 900 rpm, tem-se uma redução do desgaste em 8 vezes (MORRIS, 2013).

O bombeamento de fluidos abrasivos requer ainda instrumentos de medição mais resistentes. Como exemplos, citam-se: manômetros com membranas flexíveis e válvulas de mangote, que evitam o contato da polpa com os elementos metálicos da válvula. Para evitar desgaste localizado deve se girar as tubulações, em suas extremidades é recomendável evitar curvas longas e “cotovelos”. O ideal é usar conexões do tipo “cachimbo” que facilita tanto no momento de girar a tubulação quanto na limpeza devido a entupimentos (CHAVES, 202).

A velocidade mínima de bombeamento, quando o transporte da polpa é considerado heterogêneo, deve ser suficiente para gerar turbulência e manter as partículas do sólido em suspensão (CHAVES, 2002).

Ainda segundo Chaves (2002), a velocidade crítica de bombeamento de polpa heterogênea é de aproximadamente 4,5 m/s. No caso de polpa homogênea, recomenda-se velocidades inferiores a 1,8 m/s.

No dimensionamento de bombas de polpa não basta considerar apenas um fluido de alta densidade. Cave (1976 apud CHAVES, 2002) desenvolveu um ábaco que contém informações para o dimensionamento de bombas de polpa com até 40% de abrasivo sólido. No dimensionamento são avaliadas as propriedades do líquido e do sólido, bem como a iteração entre ambos.

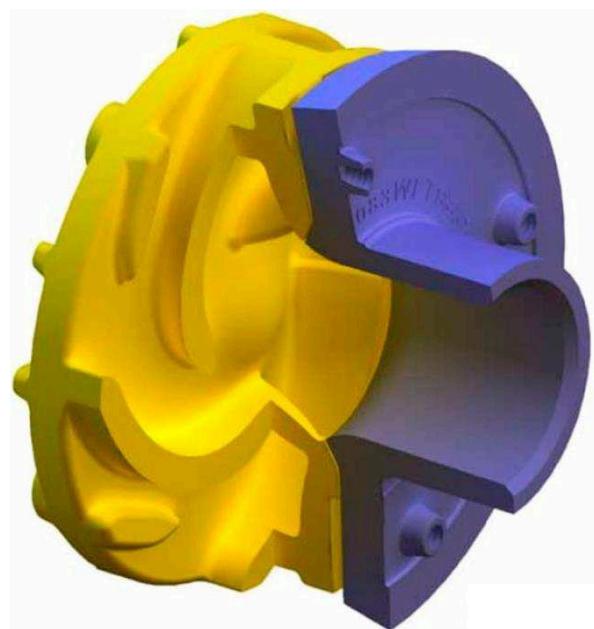
As bombas da linha *Warman* atualmente são as mais utilizadas na indústria de mineração, sendo disponibilizadas com recalque de 25 a 600 milímetros, com capacidade de

bombeamento de até 9100m³/h e carga máxima de 67 metros de coluna de água (WEIR MINERALS, 2015). Possuem tampas de sucção e carcaças de ferro fundido branco de alto cromo (FFBCA), além de revestimentos que são substituíveis em campo, confeccionados em metais ou elastômeros resistentes à erosão e à corrosão.

Os rotores possuem grande diâmetro e baixa velocidade de rotação e são projetados para máximo desempenho e possuem palhetas de expulsão na cobertura frontal que minimizam a recirculação e reduzem o desgaste (Fig. 2.9) (WEIR MINERALS, 2015).



a)



b)

Figura 2. 9 - a) Bomba Warman fabricada pela Weir para bombeamento de polpa mineral. b) detalhes de um dos rotores utilizados na Bomba Warman (WEIR MINERALS, 2015).

As bombas Warman da série AH 8/6 F da Weir possuem rotação de 983 rpm (WEIR MINERALS, 2015).

A KSB é outra fabricante de bombas de polpa. A empresa fabrica bombas de diversos tamanhos e potências e atende todas as indústrias mineradoras. As bombas podem possuir revestimentos e rotores em metal ou borracha conforme apresentado na Fig. (2.10).

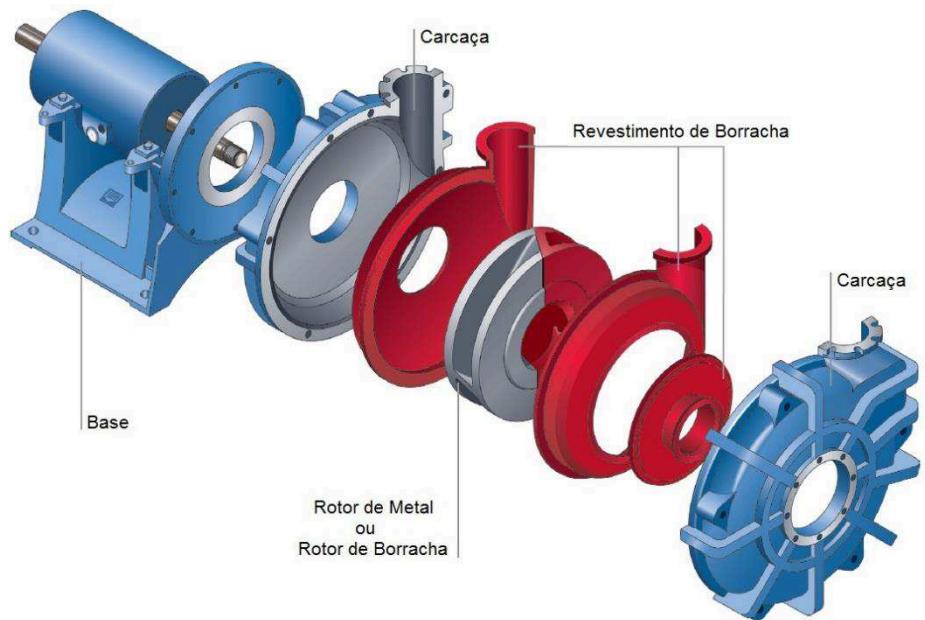


Figura 2. 10 - Bomba KSB (KSB, 2015).

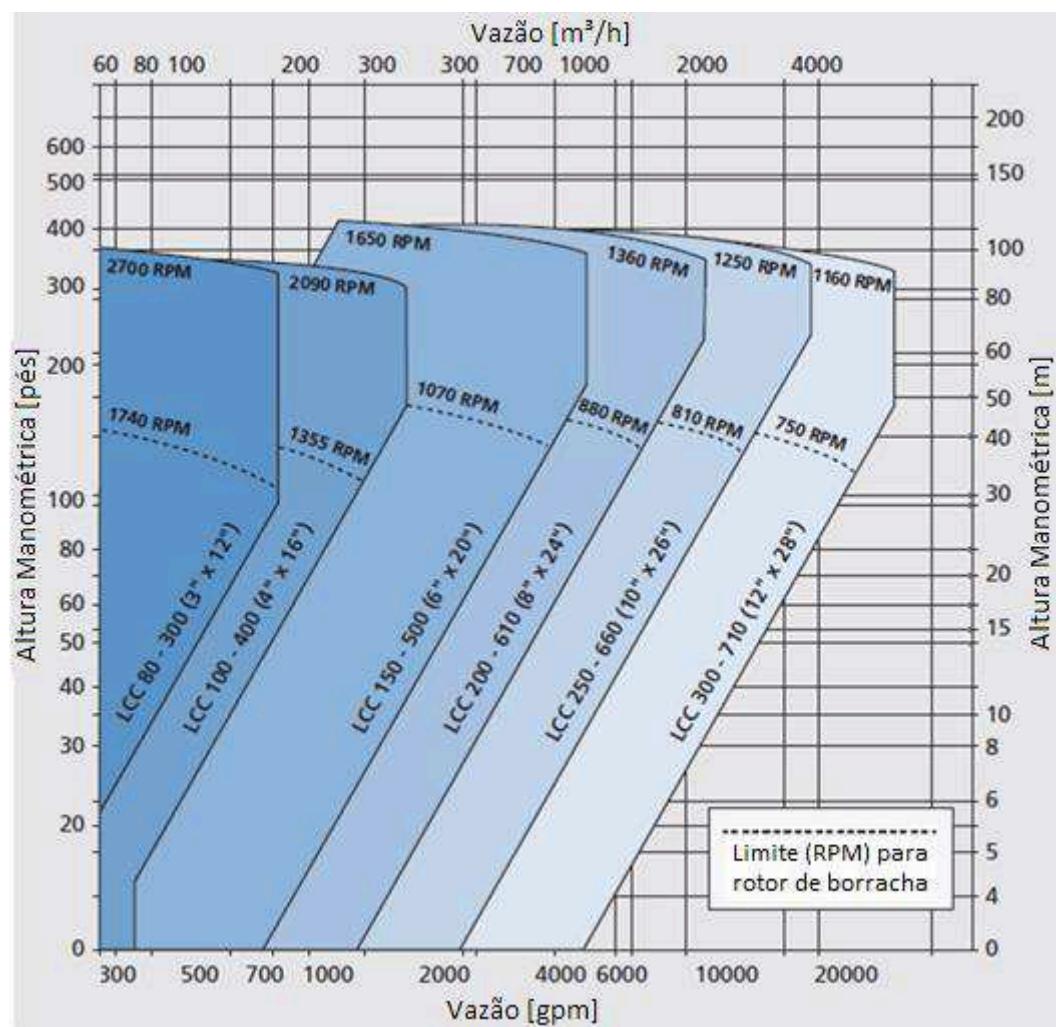


Figura 2. 11 - Valores limites de rotação para bombas KSB de rotores com revestimento de borracha e metálico (adaptado de KSB, 2015).

A rotação das bombas KSB varia em função do tamanho, aplicação e o material de fabricação do rotor. Sabe-se que as velocidades de rotação limites para bombas de polpa são reduzidas, principalmente quando são utilizados rotores de borracha. A Fig. (2.11) mostra a rotação limite da bomba KSB em função do tipo de rotor: metal ou borracha. É possível constatar que rotores de metal são indicados para rotações de 1160 a 2700 rpm, enquanto que rotores de borracha devem ser aplicados em rotações menores: 750 a 1470 rpm.

A linha de bombas para mineração da Metso (Fig. 2.12), projetadas para bombeamento de polpa, podem ser obtidas em ferro fundido branco de alto cromo com ou sem revestimento de borracha natural.

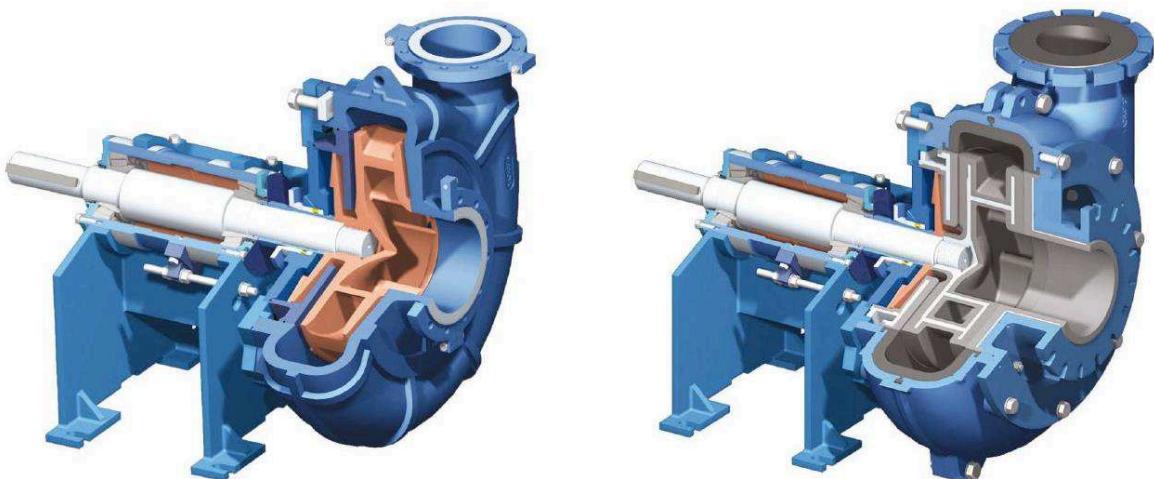


Figura 2. 12 - Bombas de Polpa Metso Orion Series HM e HR Cutaway (METSO, 2013).

Outra diferença significativa em relação a outras marcas é a utilização dos rotores fechados, de fluxo induzido e de fluxo totalmente induzido como mostrada na figura 2.13.

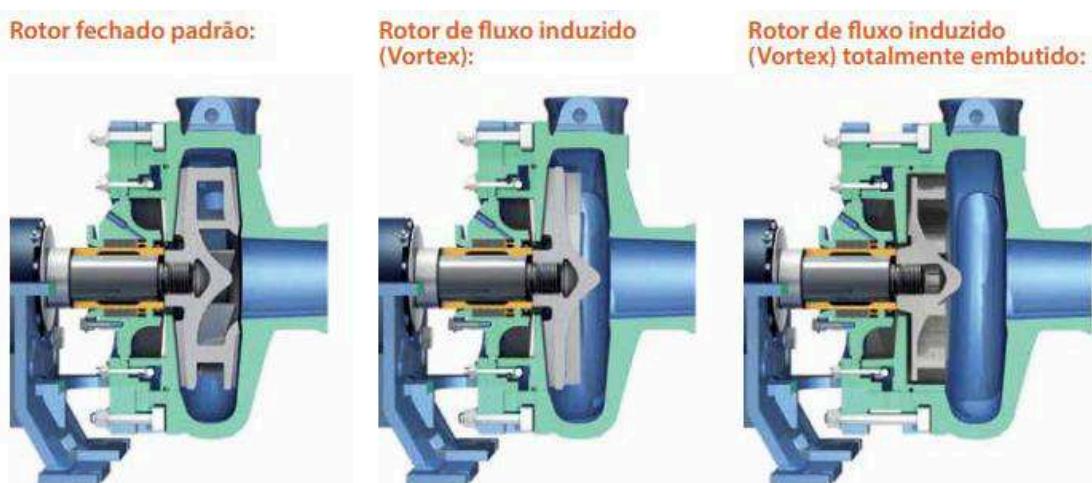


Figura 2. 13 - Detalhamento dos rotores utilizados nas bombas de polpa Metso Orion Series (METSO, 2013).

O rotor de vórtice totalmente induzido permite que a polpa passe livremente pela bomba com um fluxo suave, resultando em menor desgaste (METSO, 2013). Por outro lado, o rendimento das bombas que utilizam tais rotores é menor.

A IMBIL (2016), fabricante de bombas nacional, conta com uma linha denominada *slurry* para bombeamento de fluidos com partículas. São aplicados revestimentos metálicos (FFBCA, AISI 316, CD4Mc), elastômeros (borracha natural, Clorobutil) e aletas na parte externa do rotor. O objetivo é reduzir o refluxo e, consequentemente, o desgaste.



Figura 2. 14 - Bombas IMBIL a) Bombas com revestimento de elastômeros e b) Bombas com revestimento metálico (IMBIL, 2016).

A MetaLine adiciona um revestimento sintético nas bombas (MetaLine 785) para reduzir o efeito do desgaste. Este revestimento é um elastômero de média dureza desenvolvido para ser pulverizado nas superfícies, protegendo-as do desgaste causado pelo impacto das partículas (METALINE, 2016).

Há ainda as empresas de remanufaturamento, tais como a Borrachas Delrey, que recuperam rotores, tampas traseiras e dianteiras adicionando uma camada de elastômero (Borracha Natural).

Diante de tal cenário e analisando os principais fabricantes de bombas de polpa, observa-se que todas as empresas do setor de mineração vendem bombas centrífugas com rotores abertos ou fechados. Além disso, o revestimento dos rotores varia em função da aplicação, podendo ser borracha natural ou metal de alta dureza. Tais características justificam a execução do presente trabalho, ou seja, há a necessidade de focar estudos na concepção e desenvolvimento de bombas, carcaças e rotores inovadores para o setor de mineração.

2.5. Teoria de escoamento entre discos concêntricos

O escoamento entre dois discos em rotação foi estudado em 1921 por Von Kármán. Cochran (1934) obteve a primeira solução numérica para este escoamento, mostrando que o fluxo entra no centro do disco e descarrega radialmente, similar a um rotor semiaberto e/ou fechado (Fig. 2.15).

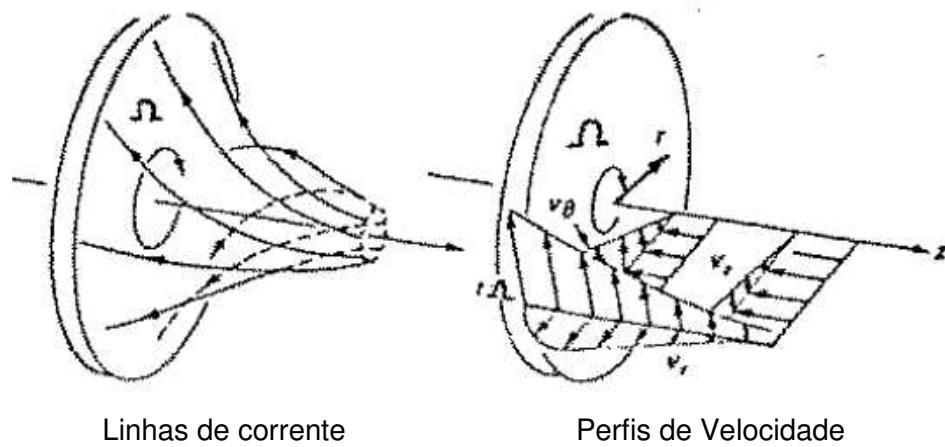


Figura 2. 15 - Escoamento de Van Kármán a) Linhas de corrente e b) perfis de velocidade Cochran (1934).

Szeri e Adams (1978) estudaram o escoamento com apenas um disco em rotação. Szeri et al. (1983) estudaram perfis de velocidade para diferentes configurações de discos finitos e descreveram o número de Reynolds transversal (Eq. 2.4) baseado no espaçamento entre os discos, vazão e viscosidade.

$$Re_Q = \frac{Q[m^3/s]}{2\pi\nu \left[\frac{m^2}{s} \right] S[m]} \quad \text{Eq. 2.4}$$

Onde:

- Q vazão
- ν Viscosidade Cinemática
- S Espaçamento entre os discos

Fluxo transversal ocorre entre os discos concêntricos, a velocidade tangencial aumenta devido ao cisalhamento provocado pela rotação dos discos e a velocidade radial aumenta em

função da força centrífuga. Assim, a diferença de pressão (ΔP) depende da densidade do fluido, viscosidade, vazão, velocidade angular, raio da entrada do fluido, raio externo e da distância entre os discos ($\Delta P = f(\rho, \mu, Q, \Omega, R_i, R_e, S)$).

Para o desenvolvimento de um modelo físico, deve-se considerar as propriedades físicas constantes, condição de não escorregamento nas paredes, considerar somente o canal formado pelos discos e neste último considerar escoamento laminar em regime permanente. O modelo deve ser no mínimo bidimensional com simetria azimutal conforme apresentado na Fig. (2.16) (BARBOSA, 1992).

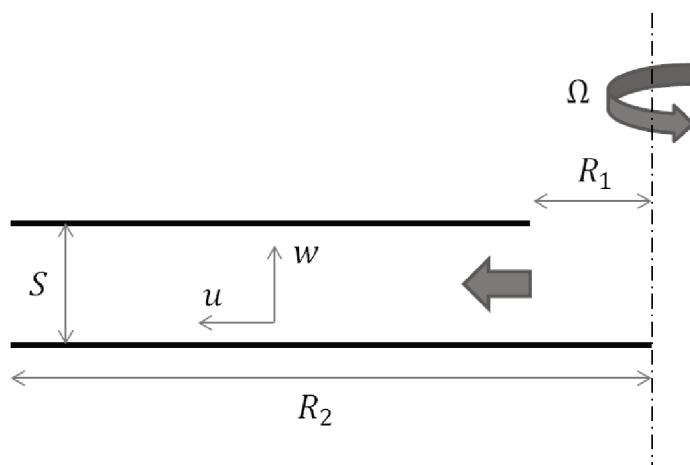


Figura 2. 16 - Modelo físico (adaptado de BARBOSA, 1992).

2.5.1. Cálculo teórico da densidade

Wilson et al. (2006) utilizam as Eqs. 2.5, 2.6 e 2.7 para calcular a densidade da mistura, a concentração em volume e a concentração em massa, respectivamente:

$$\rho_m = \rho_f + (\rho_s - \rho_f)C_v \quad \text{Eq. 2.5}$$

Onde:

ρ_m	Densidade da mistura [kg/m ³]
ρ_f	Densidade do fluido [kg/m ³]
ρ_s	Densidade do sólido [kg/m ³]
C_v	Concentração volumétrica [kg/m ³]

A concentração em volume pode ser obtida pela equação (WILSON et al., 2006):

$$C_v = \frac{\rho_f C_w}{\rho_s + (\rho_s - \rho_f)C_w} \quad \text{Eq. 2.6}$$

Onde:

C_w Concentração mássica [kg/kg]

A concentração em massa pode ser obtida pela equação (WILSON et al., 2006):

$$C_w = \frac{\rho_s C_v}{\rho_f + (\rho_s - \rho_f)C_v} = \frac{m_s}{m_s + m_l} \quad \text{Eq. 2.7}$$

Onde:

m_s Massa de sólidos [kg]

m_l Massa de fluidos [kg]

A velocidade de transporte para bombeamento de polpa pode ser caracterizada em função no tipo de polpa. Para polpas heterogêneas a velocidade deve ser suficiente para gerar turbulência e manter os sólidos em suspensão com menor perda de carga possível na tubulação. Para polpas homogêneas, a velocidade pode ser reduzida. Como regra geral, utiliza-se 1,5 m/s para polpas homogêneas e 4,5 m/s para polpas heterogêneas (CHAVES, 2002).

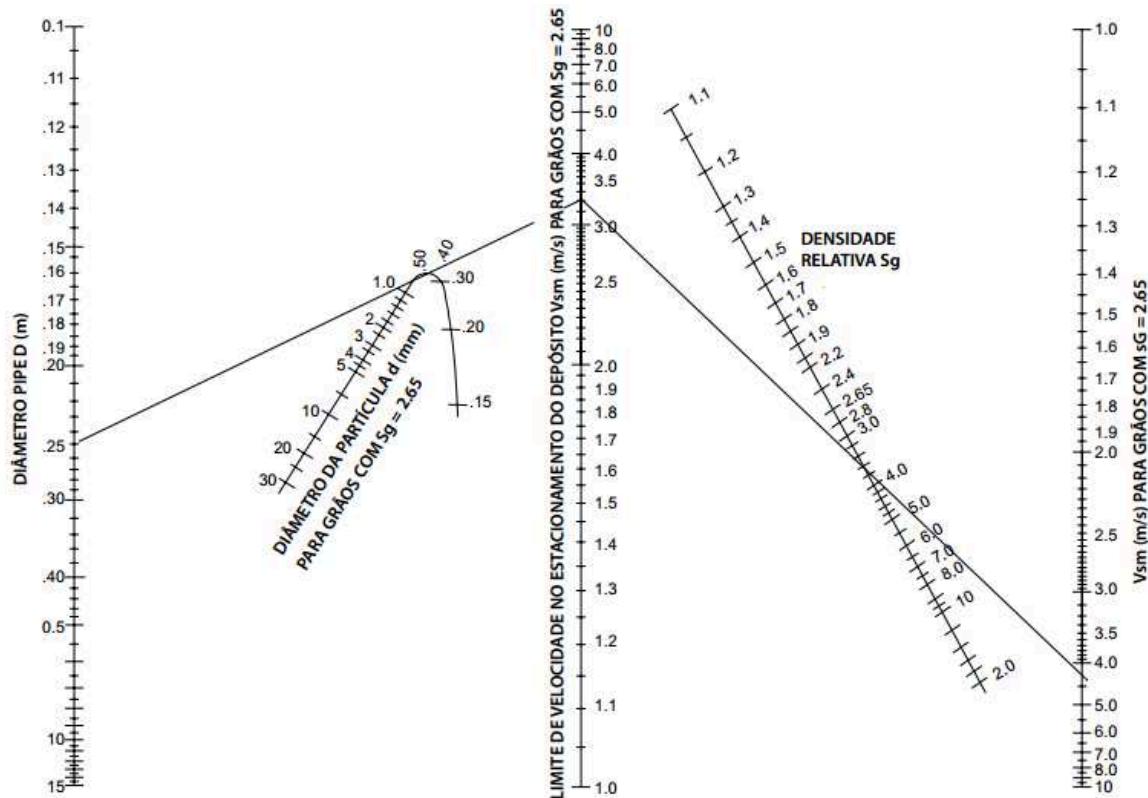
Chaves (2002) cita a fórmula de Durand (Eq. 2.8) para estimar o valor aproximado da velocidade crítica.

$$V_D = FL \sqrt{2gD \left(\frac{\rho_s - \rho_f}{\rho_f} \right)} \quad 2.8$$

Onde V_D é a velocidade crítica de deposição, FL é um fator em função da granulometria e da diluição da polpa, g aceleração da gravidade, D diâmetro da tubulação, ρ_f densidade do fluido, ρ_s densidade do sólido. Para dimensionamento considerar $V_D + (0,3 \text{ a } 0,5) \text{ m/s}$.

Metso (2013) recomenda o abaco criado por Wilson (1976), a qual relaciona o diâmetro da tubulação, o diâmetro das partículas e a densidade da mistura. Como exemplo, para uma tubulação com diâmetro de 250 mm, partículas de no máximo 0,5 mm e densidade da mistura de 3800 kg/m³ ($Sg = 3,8 \text{ kg/dm}^3$) e resultam em uma velocidade mínima de 4,5m/s.

Abaco 2. 1 - Tabela manométrica de velocidade mínima adaptada de Wilson (1976) (METSO, 2013).



Na Figura 2.17 observa-se a influência do bombeamento de polpa nos principais parâmetros da bomba.

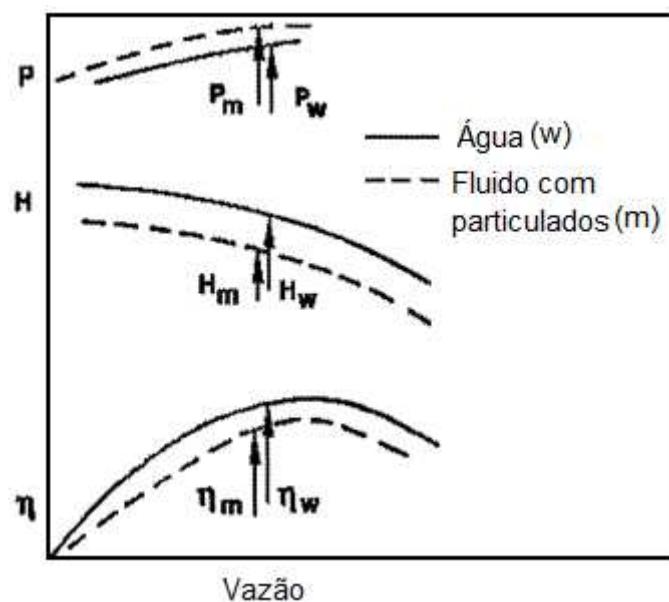


Figura 2. 17 - Efeitos do bombeamento de polpa na potência da bomba (P), altura manométrica (H) e rendimento (η) (adaptado de SELLGREN; ADDIE, 1993).

Vaezi e Kumar (2014) fizeram testes com uma polpa contendo água e palha de trigo. Os autores demonstraram na prática a relação entre vazão e altura manométrica durante o bombeamento de água pura e polpa. Conforme esperado, foi constatado que quanto maior a vazão e tamanho das partículas, maior será a redução da altura manométrica da bomba. Os resultados obtidos são apresentados na Fig. 2.18.

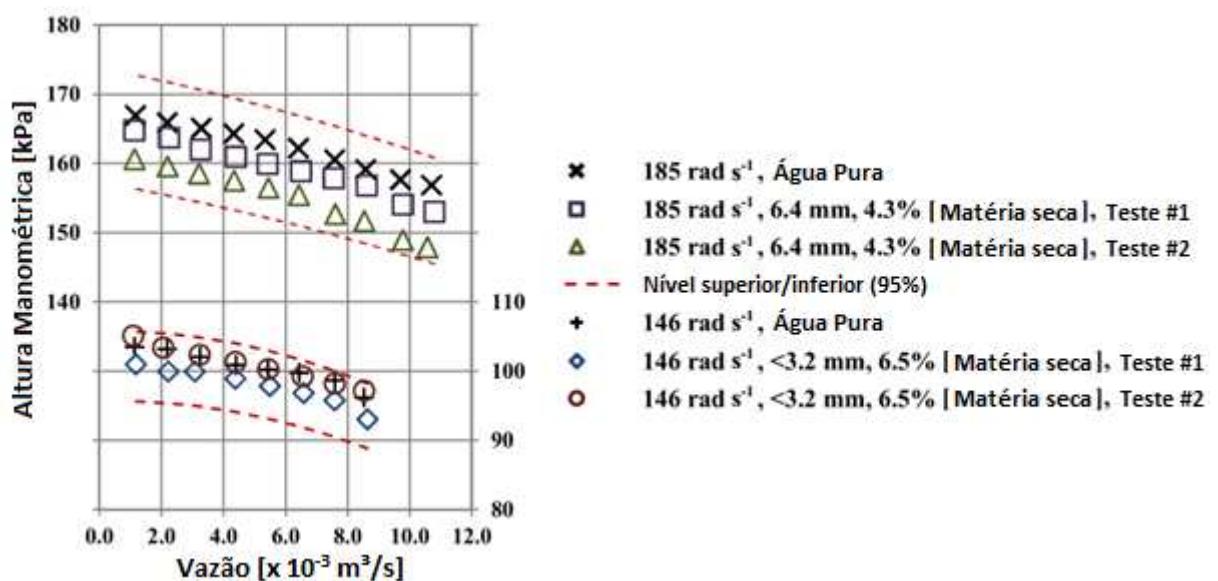


Figura 2. 18 - Testes comparativos utilizando agua pura e partículas de palha de trigo (adaptado de VAEZI; KUMAR, 2014).

2.6. Desgaste

O desgaste é um processo caracterizado pelo dano superficial devido ao contato mecânico (ZUM GAHR, 1987). Pode ser classificado como abrasivo, erosivo, desgaste por deslizamento, por fadiga de contato e por reação triboquímica. Neste trabalho, serão abordados os desgastes abrasivo e erosivo.

A perda de material devido ao contato de uma partícula entre superfícies caracteriza o desgaste abrasivo. A remoção do material estará, portanto, associada ao movimento e à interação das partículas abrasivas com as superfícies. A Figura 2.19 mostra um esquema simplificado dos fatores que interferem no mecanismo de desgaste abrasivo (SILVA JUNIOR, 2008).

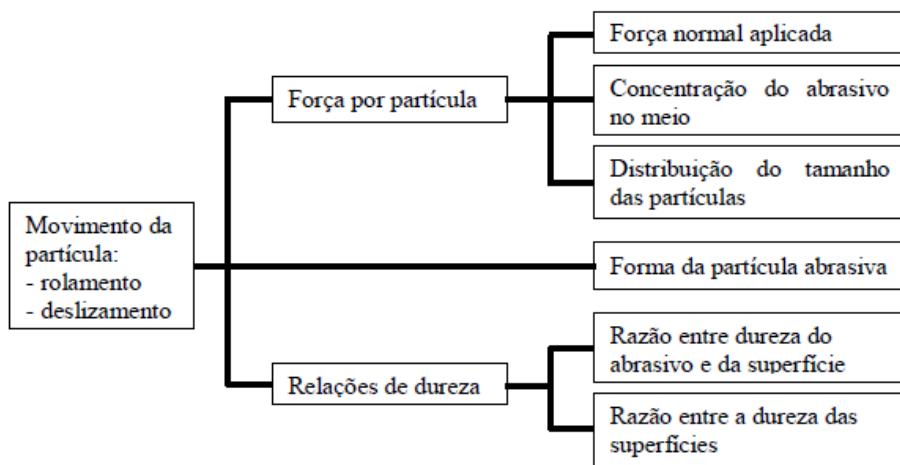


Figura 2. 19 - Parâmetros tribológicos que interferem no tipo de mecanismo de desgaste abrasivo (SILVA JUNIOR, 2008).

O desgaste abrasivo pode ser de dois ou três corpos. No desgaste abrasivo de dois corpos (Fig. 2.20a) ocorre maior taxa de remoção de material comparativamente ao desgaste abrasivo de três corpos (Fig. 2.20b) pois, no primeiro, partículas engastadas à superfície superior riscam a superfície inferior provocando profundos sulcos. No desgaste abrasivo de três corpos o dano é menor, pois as partículas estão livres entre as superfícies podendo rolar e/ou deslizar.

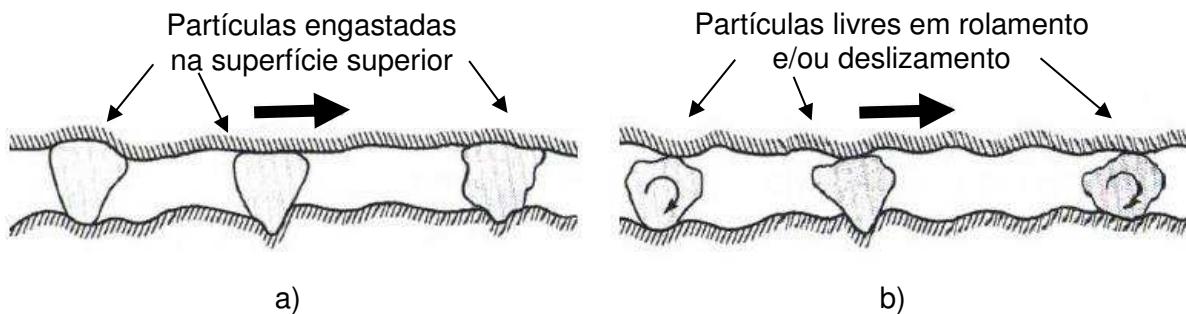


Figura 2. 20 - Abrasão de dois (a) e de três corpos (b) (BHUSHAN, 2013).

O tamanho da partícula abrasiva tem influência direta sobre as tensões atuantes no desgaste de três corpos (Fig. 2.21). Partículas grandes geram altas tensões de impacto e de escorregamento, as quais diminuem com a redução do tamanho da partícula. À medida que as partículas tornam-se menores fluem com mais facilidade entre as superfícies devido às baixas tensões, causando menos desgaste.

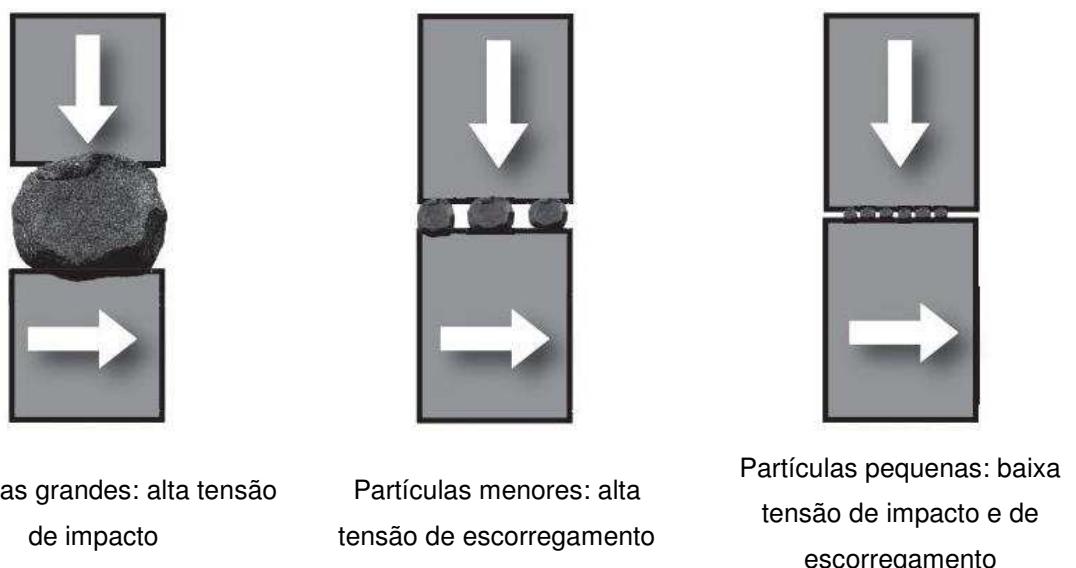


Figura 2. 21 - Tensões no desgaste de três corpos em função do tamanho da partícula (WARMAN, 2009).

O desgaste erosivo, diferentemente do abrasivo, é causado pelo deslizamento ou impacto de sólidos, líquidos ou gases (ou pela combinação destes) sobre uma superfície (e não entre superfícies). Pode ser classificado em: desgaste por fluxo erosivo, jato erosivo, erosão cavitacional, erosão com ângulo menor que 40° e erosão com ângulo maior que 40° (Fig. 2.22).

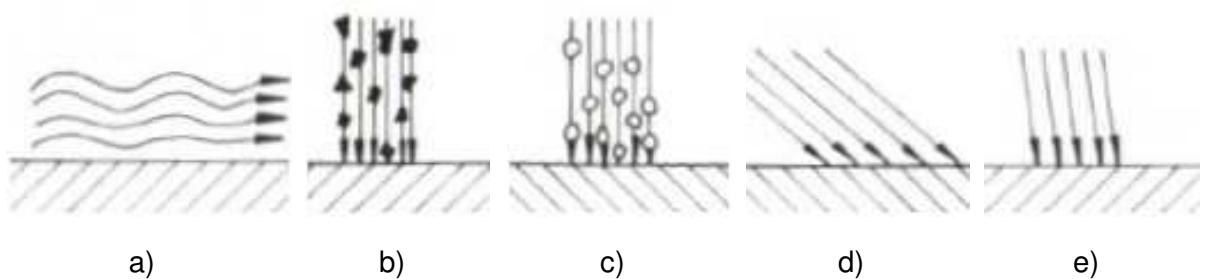


Figura 2. 22 - Tipos de desgaste erosivo. a) Desgaste por fluxo erosivo; b) Jato erosivo; c) Erosão cavitacional; d) Erosão com ângulo menor que 40° ; e) Erosão com ângulo maior que 40° . Adaptado de Zum Gahr (1987).

Os principais desgastes que ocorrem nas bombas de polpa são decorrentes de erosões em ângulo. Nessas erosões, as partículas com arestas podem atingir a superfície com ângulos menores ou maiores que 40° . Menores inclinações resultam na remoção de material por microssulcamento e/ou microcorte, ao passo que o aumento do ângulo de ataque pode levar ao trincamento superficial (Fig. 2.23).

A perda de massa por erosão é proporcional ao quadrado da velocidade das partículas para material dúctil (ZUM GAHR, 1987). A taxa de erosão é definida como o volume ou massa de material perdido pelo tempo de exposição ao material abrasivo.



Figura 2. 23 - Desgaste por erosão em ângulo. a) Formação de microssulcos na erosão com ângulo inferior a 40º; b) Partícula incidente com ângulo superior a 40º formando trincas superficiais (ZUM GAHR, 1987).

2.7. Desgaste em bombas centrífugas

Wilson (1990 *apud* BARBARESCO, 2011) identificou três tipos de desgaste nos componentes de uma bomba centrífuga: 1 - desgaste radial, que ocorre nos rolamentos e buchas gerando desbalanceamento no eixo; 2 - desgaste axial, que ocorre na união dos estágios da bomba; e 3 - desgaste de rotor e carcaça, que ocorre nas regiões onde o fluido muda de direção.

A Figura 2.24 esquematiza os fatores que influenciam o desgaste dos componentes de uma bomba durante o bombeamento de um fluido abrasivo. Além das características intrínsecas das partículas presentes no fluido, a forma, constituição e velocidade de trabalho da bomba determinam seu maior ou menor grau de desgaste.

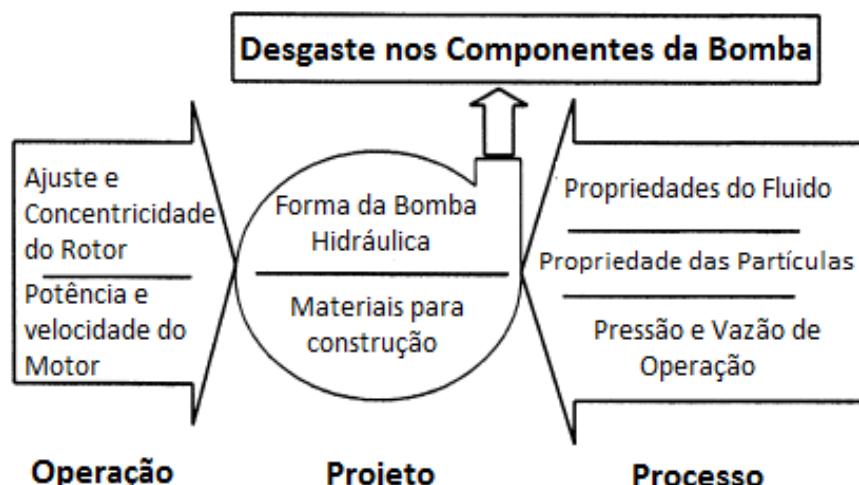


Figura 2. 24 - Fatores que influenciam no desgaste dos componentes da bomba (Adaptado de Walker e Bodkin, 2000).

Bombas de polpa (centrífugas) estão sujeitas a desgastes abrasivo e erosivo. Maior detalhamento é apresentado a seguir.

2.7.1. Desgaste abrasivo em bombas de polpa

O desgaste abrasivo de três corpos ocorre quando as partículas entram nas áreas de ajuste ou na chaveta do rotor, desgastando também as partes internas da bomba, com destaque para a carcaça e o rotor. Os danos dependem das características das partículas, como material, tamanho, forma, dureza e massa. Além do material abrasivo, o fluxo reverso do fluido (ou refluxo) pode reduzir a eficiência da bomba e aumentar os níveis de desgaste (KARASSIK et al, 2001).

Para minimizar o desgaste nas bombas de polpa decorrente do refluxo e da presença de partículas é importante analisar a distância entre o anel da carcaça e o anel do rotor. Esta distância deverá ser suficiente para permitir a passagem das partículas pois, em caso de seu aprisionamento entre os anéis, o desgaste será inevitavelmente alto (Fig. 2.25).

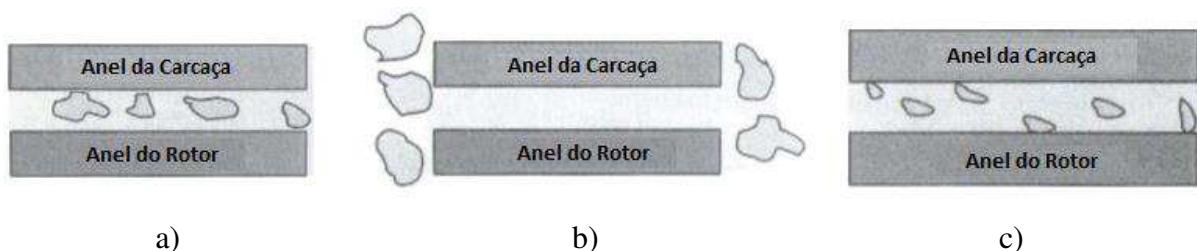


Figura 2. 25 - Influência do tamanho do abrasivo e da distância entre os anéis do rotor e da carcaça. a) Partículas aprisionadas devido à pequena distância entre os anéis, configurando maior nível de desgaste; b) Partículas de tamanho muito grande, impedidas de passarem na região entre os anéis; c) Partículas pequenas fluindo entre os anéis do rotor e da carcaça. Neste caso, as partículas não ficam aprisionadas entre os componentes da bomba, pois o seu tamanho é inferior à distância entre os anéis. (Adaptado de Karassik et al. (2001)).

Além de interferir no desgaste da bomba de polpa, a distância entre os anéis é igualmente importante para garantir a vazão do fluido bombeado, pois a recirculação de material abrasivo (refluxo) entre o anel do rotor e o anel da tampa de sucção (região em destaque na Fig 2.26) pode levar à perda de vazão (MACEDO, 2016). O fluxo de material abrasivo nesta região aumenta a distância entre os anéis do rotor e da carcaça assim como a vazão de recirculação, consequentemente, diminuindo a vazão da bomba.

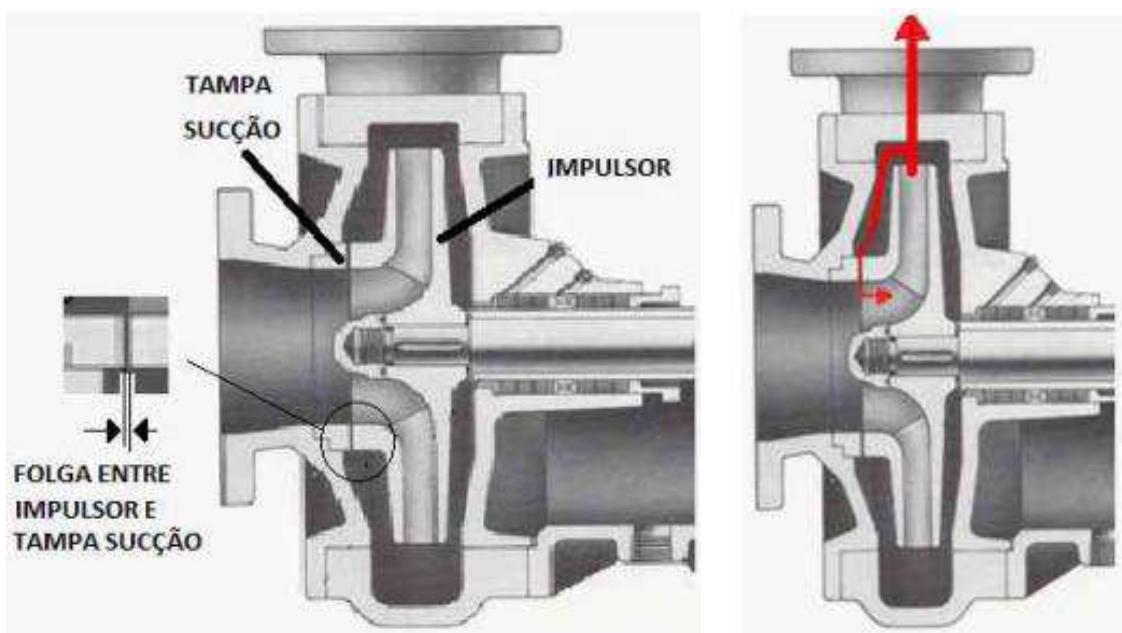


Figura 2.26 - Circulação em bomba de polpa. Detalhe da folga entre os anéis do rotor e da tampa de sucção. Em vermelho, trajetória do fluxo e da vazão de recirculação (seta mais fina). A recirculação ocorre devido ao desgaste abrasivo entre os anéis (MACEDO, 2016).

2.7.2. Desgaste erosivo em bombas de polpa

O desgaste erosivo ocorre em função da dureza, quantidade, tamanho e geometria das partículas, da velocidade de bombeamento e do ângulo de impacto das partículas do fluido.

Chen e Hu (1989 apud KARASSIK, 2001) afirmam que o desgaste erosivo aumenta com a dureza da partícula (até o limite de 1700 kgf/mm²). Acima dessa dureza, a partícula abrasiva se fragmenta reduzindo o desgaste. Ainda, a erosão aumenta com a presença de cantos vivos, altas velocidades do fluido e maior concentração de partículas. Em contrapartida, a erosão pode ser minimizada com ângulos de incidência entre zero e 65°.

No desgaste erosivo, a remoção de material pode ocorrer em função do diâmetro médio das partículas e do material da bomba (WARMAN, 1991 apud PEREIRA, 2012). Partículas com tamanho superior a 500 µm removem material pela combinação entre corte e sulcamento, em macro escala. Partículas menores (100 a 500 µm) geralmente causam microlascamento em carbetos e desgastam a matriz de ferro fundido alto cromo. As partículas menores que 100 µm, por sua vez, não possuem energia suficiente para causar desgaste significativo nos carbetos duros.

O desgaste erosivo na bomba centrífuga pode ser de três tipos (Fig. 2.27), dependendo do impacto da partícula sobre a superfície. No primeiro tipo, a partícula escoa sobre a superfície com um pequeno ângulo de impacto. Nos demais, o contato pode ser aleatório ou ordenado, cujo impacto é, respectivamente, randômico sobre a superfície e seguindo uma

direção similar para todas as partículas. Cada tipo de desgaste erosivo predominará em determinada parte da bomba de polpa (Tabela. 2.1).

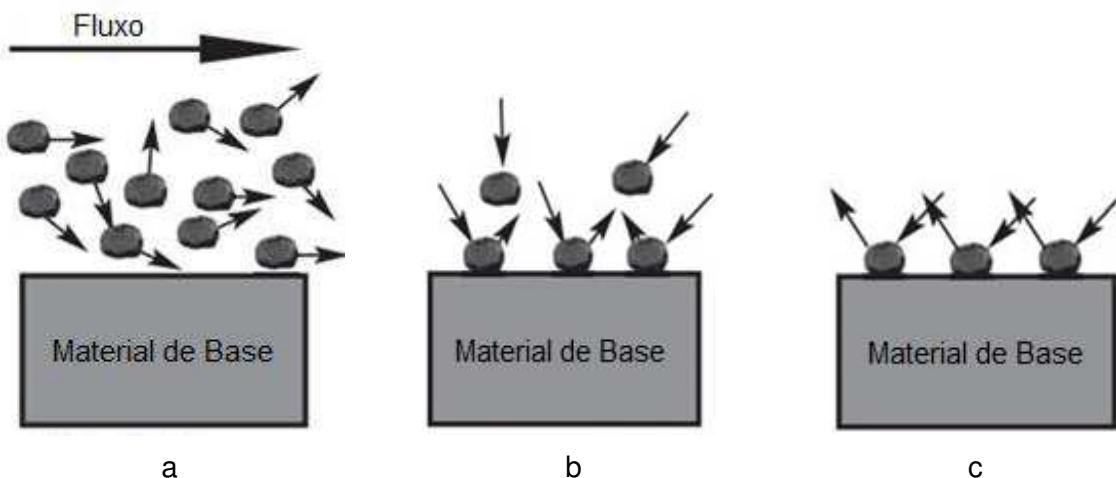


Figura 2. 27 - Tipos de desgaste erosivo. a) Deslizamento das partículas; b) Impacto randômico; c) Impacto direcional (WARMAN, 2009).

Tabela 2. 1 - Tipos de desgaste erosivo prioritários em cada parte da bomba (WARMAN, 1991 *apud* PEREIRA, 2012).

Local	Desgaste		
	Impacto direcional	Impacto randômico	Deslizamento
Tampas			x
Rotor (nariz e laterais)	x		
Pás (lado da pressão)			x
Pás (lado da sucção)		x	
Voluta (carcaça)			x
Voluta (pescoço)			x

Walker e Bodkin (2000) destacam a importância de se conhecer o mecanismo de desgaste para alterar variáveis no processo e na geometria da bomba. Os autores avaliaram o desgaste erosivo na face de entrada de três tipos de rotores utilizando areia de rio como material abrasivo, e padronizaram o diâmetro médio das partículas para 150, 500 e 1000 μm . Os rotores testados foram o *standard* (STD), o *standard* com o diâmetro de entrada reduzido (RE) e um rotor utilizado em bombas de água com anel de desgaste (*high efficiency* - HE) (Fig. 2.28). Ambos os rotores *standard* possuíam pás expelidoras na face de entrada do fluido.

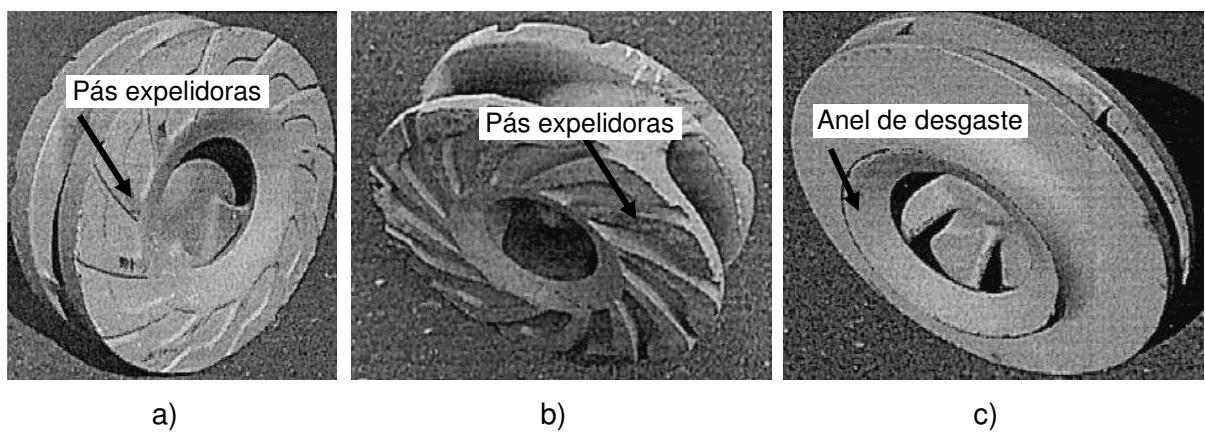


Figura 2. 28 - Rotores testados no ensaio de desgaste erosivo (WALKER; BODKIN, 2000). a) *standart* (STD) com pás expelidoras; b) *standart* com pás expelidoras e diâmetro de entrada reduzido (RE); c) rotor de bomba de água com anel de desgaste (*high efficiency* - HE).

Walker e Bodkin (2000) concluíram que os rotores *standart* (STD) e de diâmetro de entrada reduzido (RE) apresentaram menor desgaste, pois a distância entre a face e a carcaça aliada à presença das pás expelidoras promoveram redução da pressão e da recirculação de partículas maiores na região de entrada da bomba, consequentemente, diminuindo o desgaste nesta região (Fig. 2.29a). Este comportamento se manteve mesmo com o aumento do tamanho das partículas (1000 μm). Em contrapartida, o rotor *high efficiency* (HE) teve o processo de desgaste consideravelmente incrementado em função do aumento do tamanho das partículas. Pois, o espaço disponível (entre o rotor e carcaça) e a ausência de pás expelidoras (Fig. 2.29b) propicia a recirculação. As partículas de (1000 μm) possuem maior energia de impacto resultando em maiores índices de desgaste.

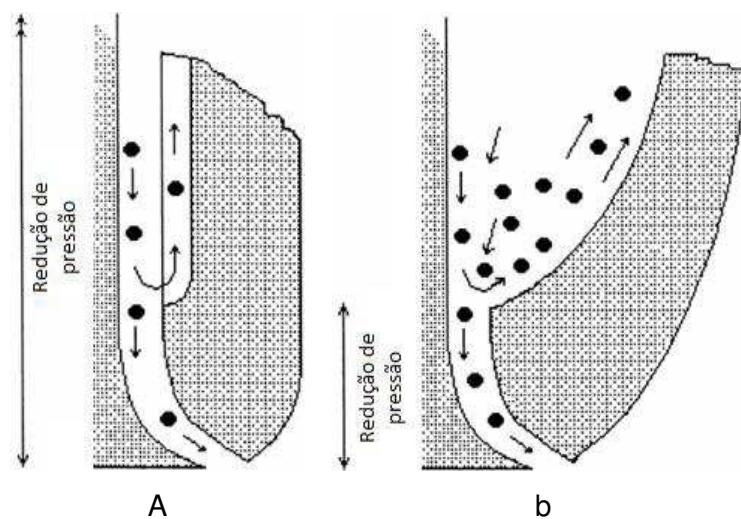


Figura 2. 29 - Região de redução de pressão dos rotores a) STD com pás expelidoras e b) HE (WALKER; BODKIN, 2001).

2.8. Bombas de disco

As bombas de discos têm sua origem em duas patentes apresentadas por Nikola Tesla. A primeira delas foi submetida em 1909 e apresentava um dispositivo mecânico capaz de produzir energia a partir da movimentação de um fluido em seu interior. O dispositivo não possuía pistões ou pás. O inventor desenvolveu um conjunto de discos paralelos que, ao entrar em contato com um fluido (em movimento), seria capaz de gerar energia. Tesla afirmou ainda que se tratava de um dispositivo de fácil montagem e baixo custo de produção e manutenção (Fig. 2.31) (TESLA, 1913a).

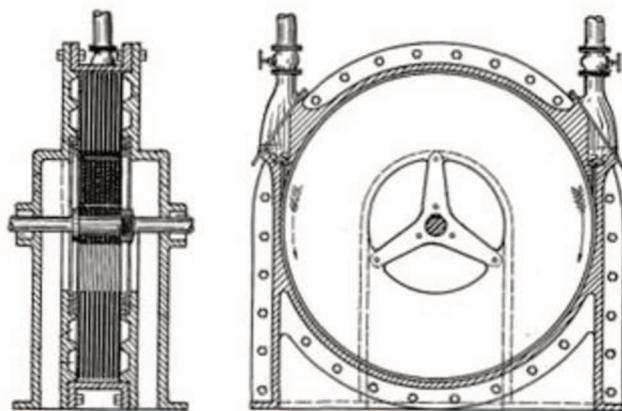


Figura 2. 30 - Turbina de Tesla (TESLA, 1913a).

Ainda segundo o inventor, o dispositivo proposto poderia funcionar como uma bomba. Em 1911, Tesla submeteu a patente 1061142 *Fluid Propulsion* e apresentou o desenho da bomba de disco. O autor afirmou que o fluido escoaria com menor resistência e baixa turbulência, alterando suavemente a velocidade e a direção do movimento, evitando assim as perdas devidas a variações súbitas enquanto o fluido está recebendo energia (Fig. 2.31) (TESLA, 1913b).

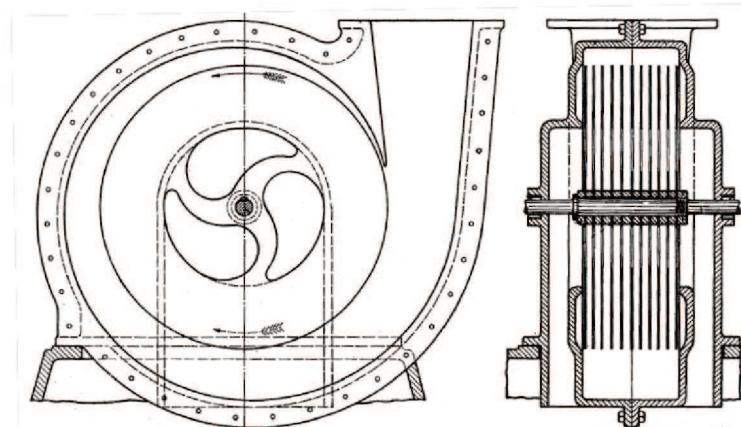


Figura 2. 31 - Bomba de Tesla (TESLA, 1913b).

Rice (1963) estudou bombas de disco (dois discos concêntricos girando no mesmo sentido) utilizando um modelo unidimensional, Pater et al. (1974) estudaram bombas e turbinas de disco em regime laminar e turbulento (BARBOSA, 1992).

Durant 1977 patenteou um dispositivo de vários estágios, sendo que a cada estágio a distância entre os discos é reduzida, aumentando a pressão ou a compressão do fluido. Tal dispositivo poderia ser utilizado como bomba de disco ou turbina. Para bombeamento, o fluido entraria na parte central da bomba e receberia energia devido à rotação dos discos. Do primeiro estágio, o fluido seria direcionado para o centro do segundo estágio, e o comportamento se repetiria até o último estágio. Tal montagem foi desenvolvida para melhorar o desempenho das bombas de disco.

Os estágios dos dispositivos seriam independentes, podendo ser facilmente adicionados ou removidos para atender os parâmetros do processo. As figuras 2.32 e 2.33 mostram o dispositivo patenteado por Durant com quatro estágios de bombeamento e a vista explodida de um estágio.

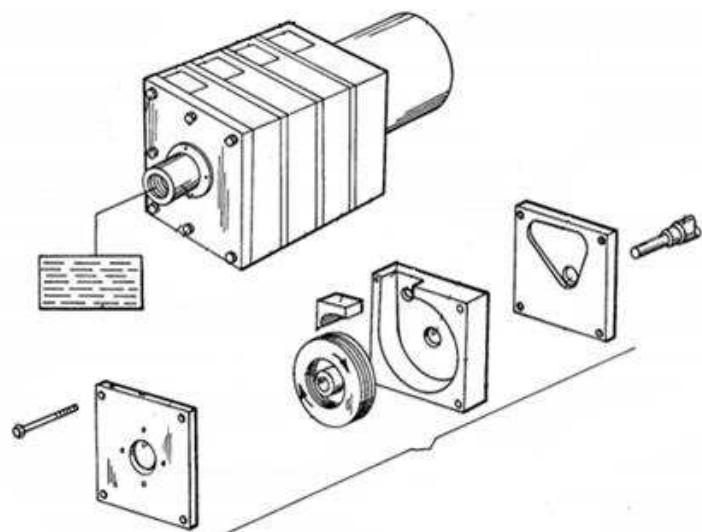


Figura 2. 32 - Bomba de disco ou turbina (DURANT, 1977).

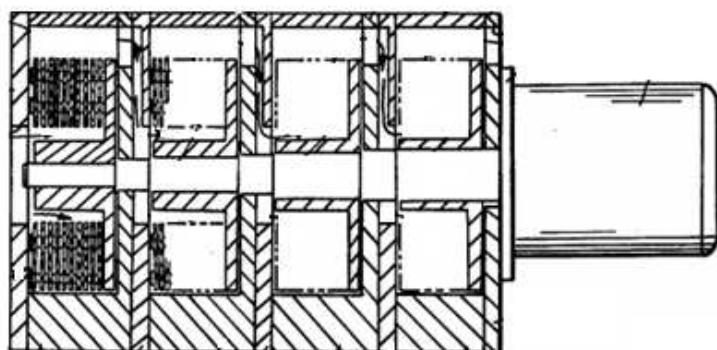


Figura 2. 33 - Bomba de disco ou turbina em corte (DURANT, 1977).

Murata *et al.* (1976) utilizando dados experimentais e visualização dos escoamentos estudaram os efeitos da configuração de admissão e descarga na performance da bomba (BARBOSA, 1992).

Em 1982 na patente 4335994 intitulada “*Method And Apparatus For Pumping Large Solid Articles*”, Gurth (1982) propôs um método para transporte de sólidos utilizando bombas de disco. A figura 2.34 mostra a bomba com rotores de múltiplos discos.

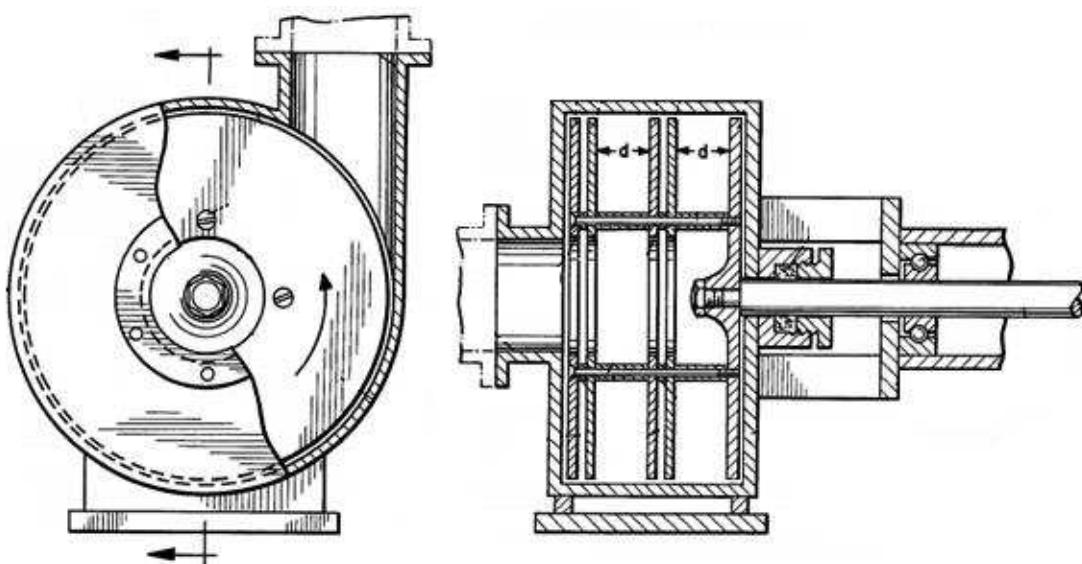
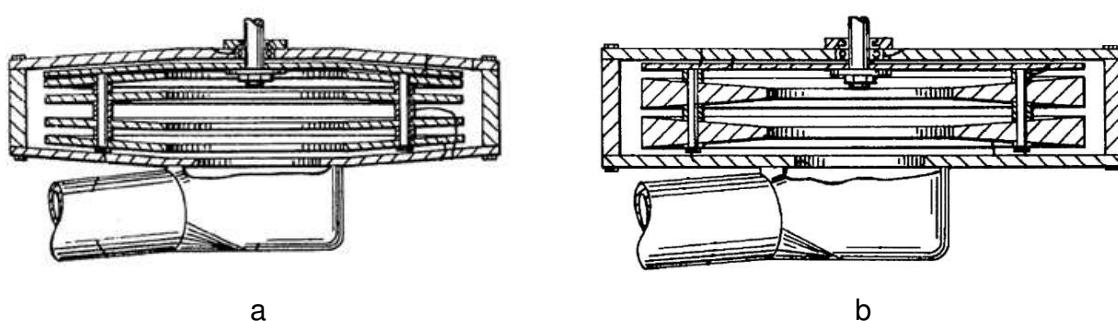


Figura 2. 34 - Bomba de disco (GURTH,1982).

Possel (1983) apresentou uma bomba de discos capaz de transportar fluidos especiais, tais como: células e sangue. Ainda segundo o autor, a bomba poderia ser adaptada para bombear frutas, vegetais, animais marinhos e água, polpa de minérios com alta concentração de sólidos e água com gases, livre de cavitação e erosão (Fig. 2.35).



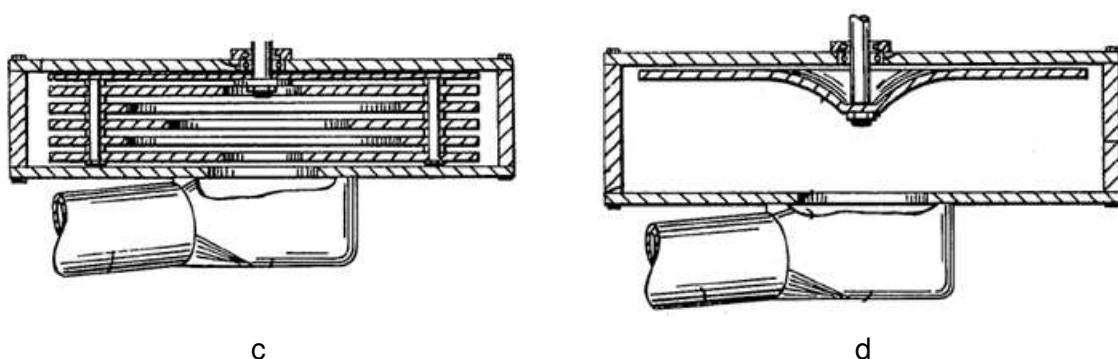


Figura 2. 35 - Seção transversal dos rotores de discos projetados por Possell (1983).

Em 1988, Gurth apresentou outros três tipos de rotores de discos e suas aplicações (Fig. 2.36). Além disso, afirmou que a quantidade de discos, bem como a suas disposições, deveriam ser projetadas em função do fluido a ser bombeado.

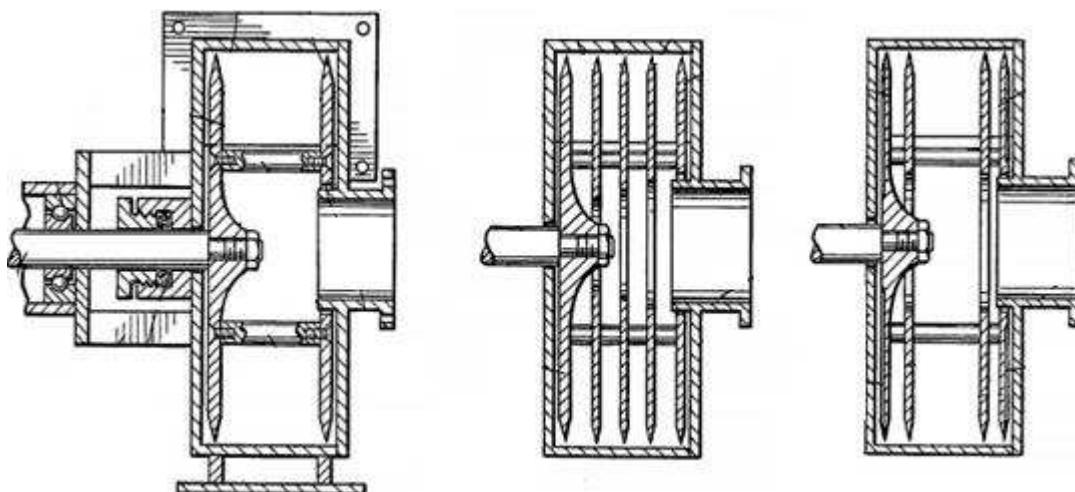


Figura 2. 36 - Rotores com múltiplos discos. (GURTH, 1988)

Visando melhorar a eficiência dos rotores de disco Gurth (1990) adicionou palhetas nos rotores como pode ser visualizado na Fig 2.37. Conforme esperado, este tipo de rotor apresentou vazão e pressão superiores aos rotores de discos lisos.

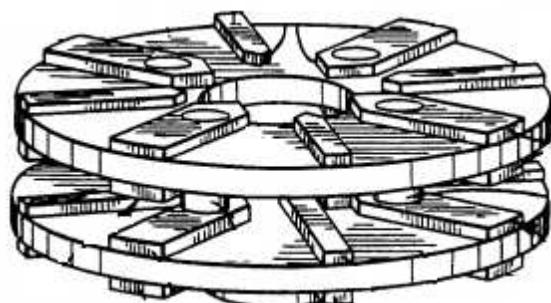


Figura 2. 37 - Rotor de disco com palhetas (Gurth,1990).

Barbosa (1992) estudou numericamente o efeito da distância entre os discos e concluiu que reduzindo o espaçamento há um aumento na pressão de bombeamento. A influência do tamanho dos discos também foi analisada, sendo que quanto maior a área útil do disco maior será a pressão. Por fim, o autor ainda concluiu que a pressão aumenta com o incremento da rotação.

Dodsworth (2015) desenvolveu um dispositivo (figura 2.38) similar ao apresentado por Tesla em 1913. Cada disco desenvolvido possui diâmetro interno de 9,5 mm, diâmetro externo de 35 mm e espessura de 0,8 mm.

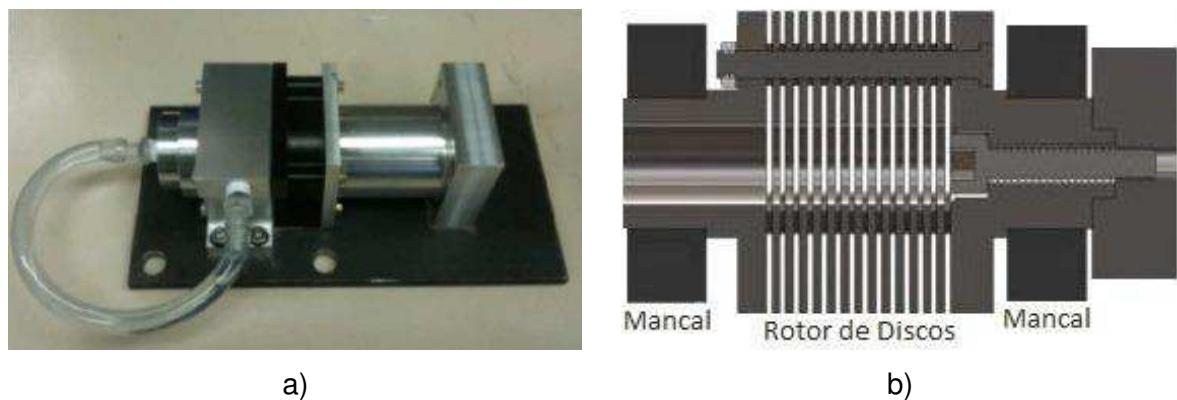


Figura 2.38 - Bomba experimental desenvolvida por Dodsworth (2015).

Os protótipos desenvolvidos possuíam números de discos e espaçamento distintos, a saber: 20 thou (0,508 mm) 15 discos (Fig. 2.39a); 15 thou (0,381 mm) 16 discos (Fig. 2.39b); 10 thou (0,254 mm) 18 discos; 5 thou (0,127 mm) 20 discos (Fig. 2.39c).

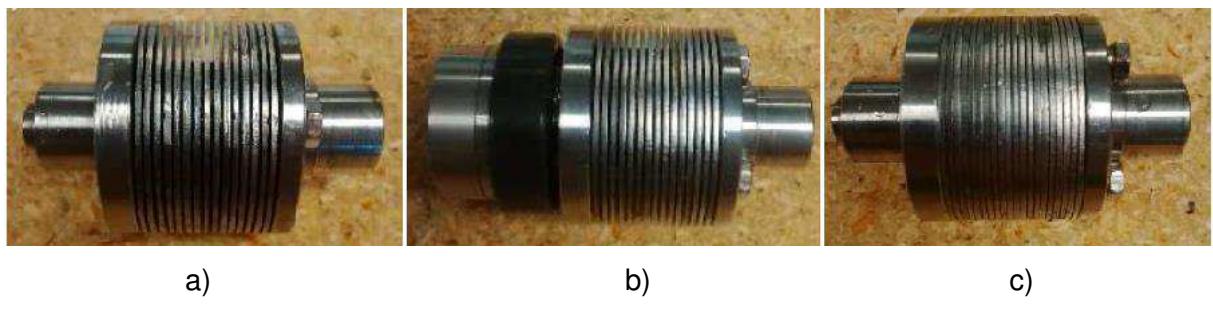


Figura 2.39 - Rotores de múltiplos discos (DODSWORTH, 2015).

Ainda segundo Dodsworth (2015), a figura 2.40 mostra a que a redução da distância entre os discos tem uma relação inversa com a altura manométrica. Portanto, o rotor que apresentou maior altura manométrica foi aquele cuja distância entre os discos era de 0,127mm (5 thou).

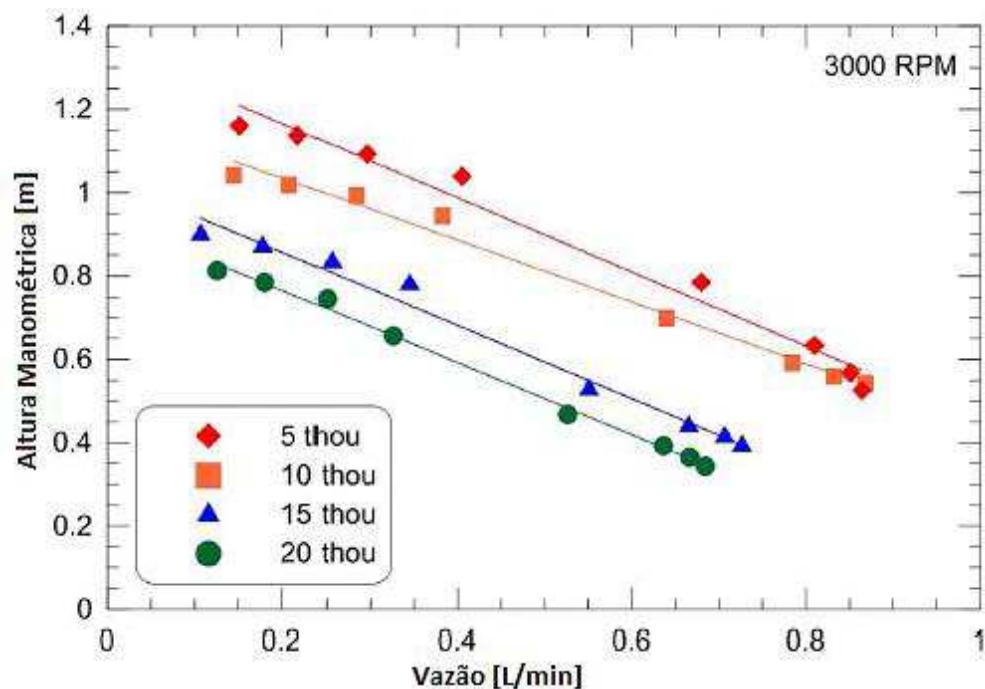


Figura 2.40 - Curva característica da bomba variando a distância entre os discos.

Em seus experimentos, Dodsworth (2015) identificou ainda que o incremento da rotação tem efeito positivo na altura manométrica (Fig. 2.41). Como conclusão, a autora demonstrou que a eficiência da bomba de discos é inversamente proporcional ao espaçamento dos discos e diretamente proporcional ao aumento da velocidade do motor.

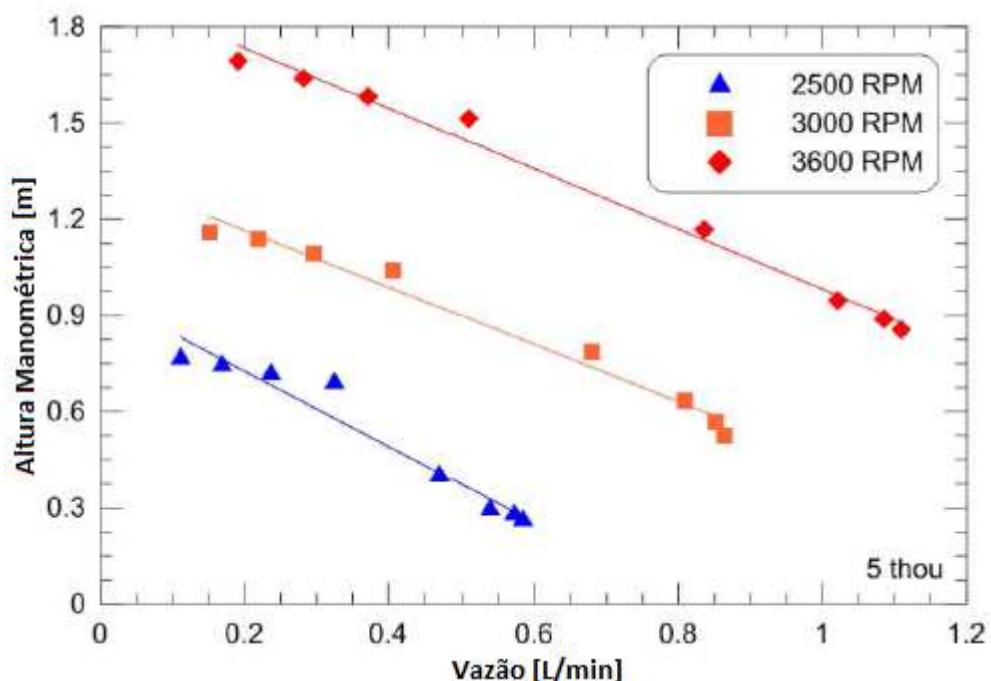


Figura 2.41 - Curva característica do rotor de 5 thou variando a rotação.

A partir da análise da Fig. 2.41, observa-se ainda que o comportamento da altura manométrica com a vazão é linear, diferente do observado em rotores convencionais: aberto, semiaberto e fechado. Nestes últimos, a curva característica é representada por uma equação de segunda ordem.

Oliveira e Páscoa (2009) também realizaram experimentos com bombas de discos. Os discos foram confeccionados com diâmetro externo e interno de 120 e 30 mm, respectivamente. A espessura era de 2 mm e a distância entre os discos de 1 mm. A figura 2.42a mostra o desenho da bomba de disco e a figura 2.42b o comportamento linear da vazão em função da rotação.

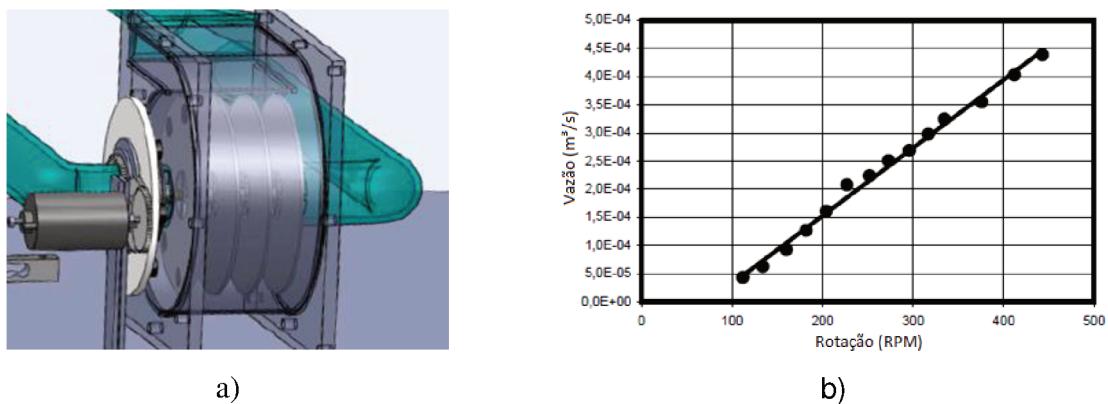


Figura 2. 42 - Comportamento da vazão em função da rotação

Blackstone 2011 apresentou uma patente de bombas de discos para fluidos particulados. O autor confeccionou rotores em plástico, cerâmica e metal e obteve aumento na pressão por meio de discos cônicos (Fig. 2.43). Segundo o autor, tal configuração reduz progressivamente a área de passagem do fluido, forçando-o a sair com pressão superior, quando comparado às montagens com discos planos.

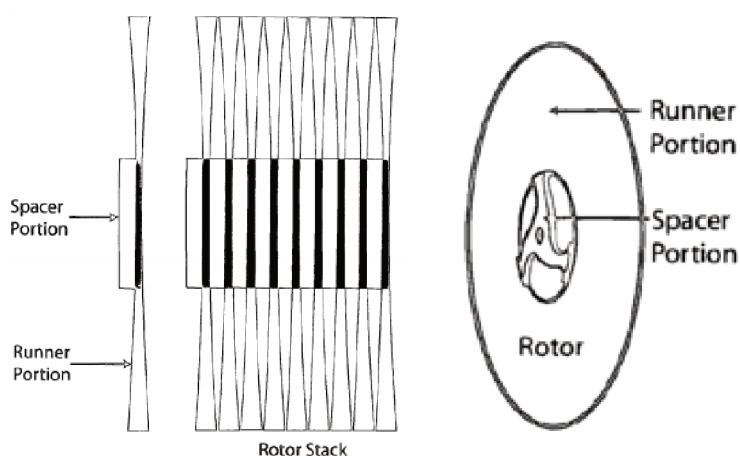


Figura 2. 43 - Vista lateral do rotor desenvolvido por Blackstone (BLACKSTONE, 2011).

Gilliam (2012) adicionou furos e saliências na superfície dos discos (Fig. 2.44). O objetivo foi gerar turbulência na camada limite perto da superfície do disco e, consequentemente, aumentar a eficiência da bomba. O autor comenta que tal modificação reduz o desgaste no bombeamento de fluidos com pequenas partículas.

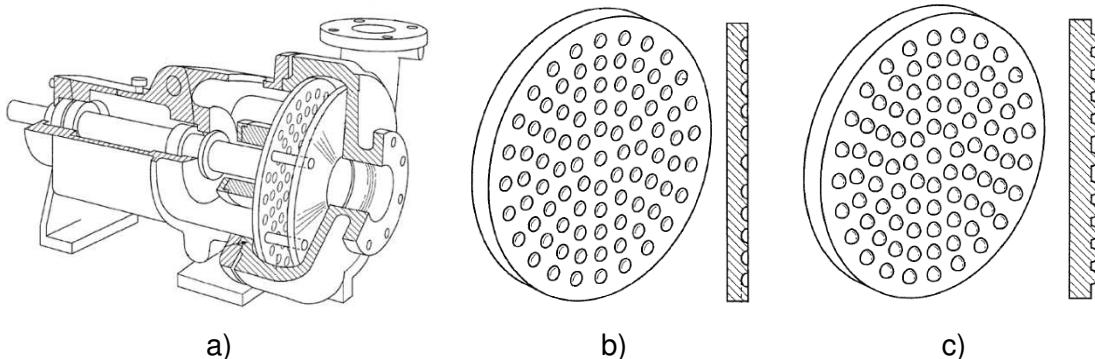


Figura 2. 44 - Imagens da patente de Gilliam, 2012.

Ainda segundo Gilliam (2012), as bombas centrífugas convencionais produzem forças laterais e axiais que prejudicam o balanceamento do rotor, causam desgaste e geram vibrações devido ao impacto do fluido com abrasivo nas pás. Ressalta-se que o aumento da rotação é limitado pela vibração excessiva, principalmente no bombeamento de fluidos multifásicos. Em comparação, as bombas de discos são mais simples de balancear, possibilitando atingir rotações mais altas, inclusive para fluidos com particulados ou multifásicos.

A Discflo é uma empresa fundada em 1982 que produz e comercializa bombas de disco. Segundo a empresa, por meio do ajuste do espaçamento entre os discos, é possível bombear fluidos muito viscosos com maior eficiência quando comparado às bombas centrífugas convencionais. Além disso, no caso de bombeamento de fluidos abrasivos, apresenta uma maior durabilidade. A empresa afirma que o uso de rotores de disco reduz gastos com manutenção e, consequentemente, aumenta a produtividade.



Figura 2. 45 - Bomba de disco (DISCFLO, 2013).

As bombas de discos possuem uma montagem similar à das bombas centrífugas. A grande diferença é a ausência de pás no rotor. A movimentação do fluido ocorre devido às forças viscosas. A Fig. 2.46 apresenta alguns modelos de rotores de disco.



Figura 2. 46 - Rotores de disco (DISCFLO, 2013).

Apesar de serem menos eficientes quando comparadas às bombas centrífugas, as bombas de discos podem ser aplicadas com vantagens no bombeamento de fluidos extremamente viscosos, misturas bifásicas, fluidos abrasivos e fluidos não newtonianos.

A empresa Discflo apresenta um exemplo industrial envolvendo o bombeamento de frutas e peixes (Fig. 2.47), no qual as frutas picadas não são danificadas no interior do equipamento e não há risco de morte para os peixes durante bombeamento.

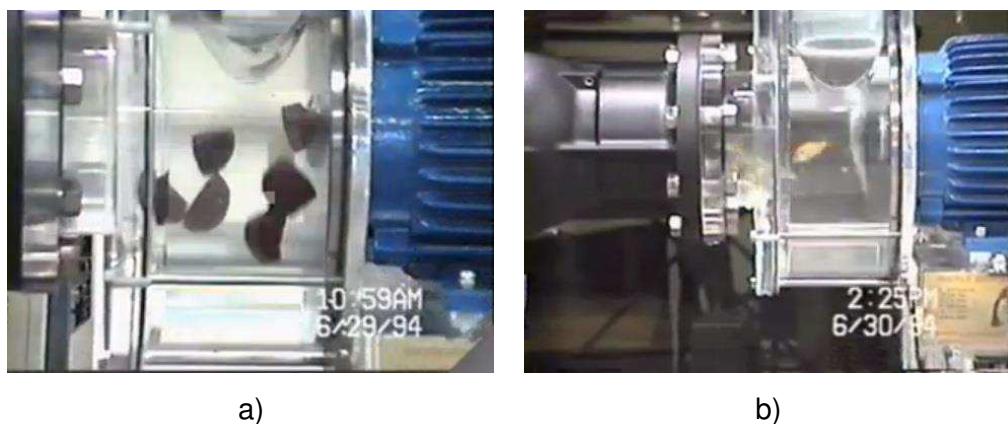


Figura 2. 47 - Bomba de disco. a) Discflo bombeando frutas picadas e b) Discflo bombeando peixes vivos (DISCFLO, 2013).

A Dragpump também fabrica bombas centrífugas com rotores de disco (Fig. 2.48). Em detalhe, têm-se as camadas limites viscosas. Estas são máximas quando em contato com os discos devido à condição de não escorregamento. A partir das camadas limites a energia é transferida por difusão molecular, reduzindo gradativamente até a região intermediária entre os discos (DRAGPUMP, 2016).



Figura 2. 48 - Bombas de disco, em detalhe o comportamento das forças viscosas (DRAGPUMP, 2016).

O fabricante em questão desenvolve bombas que utilizam rotores de disco de até 20 polegadas de diâmetro, ou seja, bem inferiores àquelas previstas na mineração.

Na literatura, bem como nas informações disponibilizadas pela Discflo (2013) não são apresentadas as curvas de performance, tampouco detalhes dos rotores de discos, tais como: o espaçamento entre os discos, diâmetro de entrada do fluido nos rotores ou dados de rendimento destes tipos de bombas. Tais informações são essenciais para o projeto de um sistema de bombeamento.

Novas tecnologias indicam o uso de bombas de disco no bombeamento de sangue intracorpóreo (DORMAN et al., 1966 apud BARBOSA, 1992; DISCFLO, 2013). As pesquisas estão voltadas para melhorar a eficiência do bombeamento, reduzir o tamanho do equipamento e evitar ao máximo danos ao sangue.

Baseado nas informações apresentadas, o presente trabalho tem como objetivo desenvolver um protótipo de rotor de disco que possa substituir o rotor comercial sem prejuízos ou grandes dificuldades. Visto isso, as dimensões dos rotores de disco serão limitadas pelas dimensões da carcaça da bomba comercial escolhida para os testes. Por meio de testes em laboratório serão obtidas as curvas características das bombas operando com os rotores comerciais e com rotores de disco. Diversos modelos de rotores de disco serão concebidos de forma a avaliar o desgaste dos mesmos em função da fluidodinâmica durante o bombeamento. Para acelerar o processo de desgaste será usado como fluido de trabalho uma mistura de água e carbeto de silício, composto de altíssima dureza (2800 kgf/mm^2) e extremamente abrasivo, tipicamente usado na produção de rebolos e discos de corte. O desgaste da carcaça também será avaliado conforme o tipo de rotor instalado. Ao final, espera-se que este projeto possa gerar informações para motivar as empresas do setor de mineração a investir em P&D de novos modelos de conjunto: bombas, carcaças e rotores.

CAPÍTULO III

3. METODOLOGIA

3.1. Introdução

A primeira bancada montada para a realização dos testes experimentais era bastante simplificada e começou a ser desenvolvida no segundo semestre de 2012. Esta foi concebida a partir de tubulação e acessórios em PVC, um reservatório de PET de 20 litros e uma bomba de $\frac{3}{4}$ CV (Fig. 3.1).



Figura 3. 1 - Primeira bancada desenvolvida para realização dos testes.

A polpa mineral foi produzida em laboratório a partir de uma mistura de 11 litros de água para 1,1 kg de carbeto de silício. Tal mistura foi utilizada para acelerar o processo de desgaste.

A Figura 3.2 mostra o desgaste do rotor convencional da bomba centrífuga após 4 horas de experimento.



Figura 3. 2 - Rotor utilizado nos testes: a) condição inicial e b) após 4 horas de teste

Verifica-se na Fig. 3.2 o desgaste nas pás do rotor após 4 horas de teste. Com o passar do tempo, nota-se que a vazão de bombeamento diminui à medida que as pás são desgastadas pelo contanto contínuo com o fluido abrasivo.

Utilizando a mesma bancada descrita anteriormente alguns protótipos de rotores foram desenvolvidos e testados. A figura 3.3 apresenta o rotor convencional (original) e o “protótipo 1 de rotor de discos” instalado na bomba.



Figura 3. 3 - Rotor original e Protótipo 1 instalados na bomba.

Os protótipos foram fabricados em alumínio, mesmo material utilizado para fabricação de rotores convencionais. A união entre os discos foi feita utilizando quatro separadores

cilíndricos. A figura 3.4 mostra o desenho em AUTOCAD do protótipo 1. Nessa primeira etapa do projeto foram fabricados quatro protótipos. A distância entre os discos, largura do rotor e o raio externo foram padronizados em 6 mm, 16 mm e 104 mm, respectivamente.

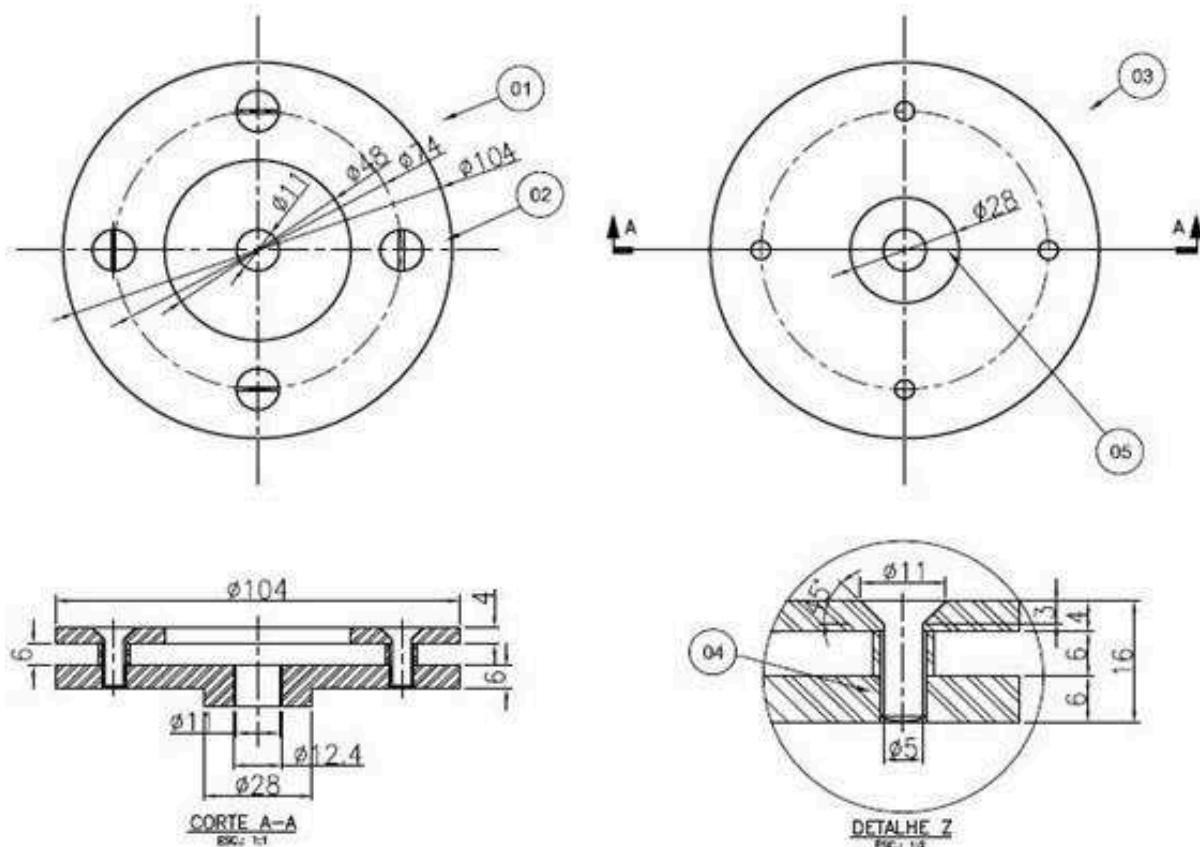


Figura 3. 4 - Desenho em AutoCad do Protótipo 1.

A figura 3.5 mostra o protótipo 1 em dois momentos distintos: novo antes de ser inserido na bomba e após 12 horas de experimento. A figura 3.5a mostra os separadores e os parafusos utilizados na montagem do rotor. A figura 3.5b mostra os discos desgastados na região dos separadores, parte dos separadores e os parafusos utilizados na união dos discos, sendo que tanto os separadores quanto os parafusos apresentaram desgaste significativo devido à interação com a polpa mineral.



Figura 3.5 - Comparativo do protótipo 1 sem uso e após 12 horas de bombeamento.

Analizando os resultados da figura 3.5b foram fabricados dois novos protótipos alterando a posição dos separadores. Assim sendo, o protótipo 2 foi concebido com separadores na extremidade dos discos enquanto o protótipo 3 possuía os separadores na parte interna do disco.

A Fig. 3.6 mostra o protótipo 2 após o teste na bancada experimental. O mesmo funcionou por 10 horas até falhar, ou seja, tal rotor mostrou desempenho inferior quando comparado ao protótipo 1.



Figura 3.6 - Rotor de discos com separadores na extremidade (protótipo 2), após 10 horas de funcionamento.

A redução na vida útil do rotor pode ser atribuída à posição do separador que estava localizado na região onde o fluido possui maior velocidade. Logo, concluiu-se que os separadores deveriam ser posicionados na região de menor raio, ou seja, onde a velocidade do fluido é menor. Os testes com o protótipo 3, apresentados na Fig. 3.7, comprovaram o aumento da vida útil do rotor.



Figura 3. 7 - Rotor de discos com separadores na região mais interna dos discos, após 12 horas de funcionamento.

Assim, o protótipo 3, foi novamente instalado na bomba e bancada experimental funcionou por mais 24 horas (Fig. 3.8).



Figura 3. 8 - Protótipo 3 após 36 horas de funcionamento.

O desgaste nos separadores e na região próxima aos mesmos foi reduzido significativamente, entretanto, a união entre os discos demonstrou ser um fator limitante para o aumento da vida útil dos rotores.

Comprovado que o uso de separadores causava danos ao rotor, foi fabricado o protótipo 4. Os discos foram unidos por um parafuso único, localizado no centro do rotor, na região de entrada de fluido, conforme visualizado na Fig. 3.9. Optou-se por tal configuração, pois a velocidade do fluido no centro do rotor é menor quando comparado a outras regiões.

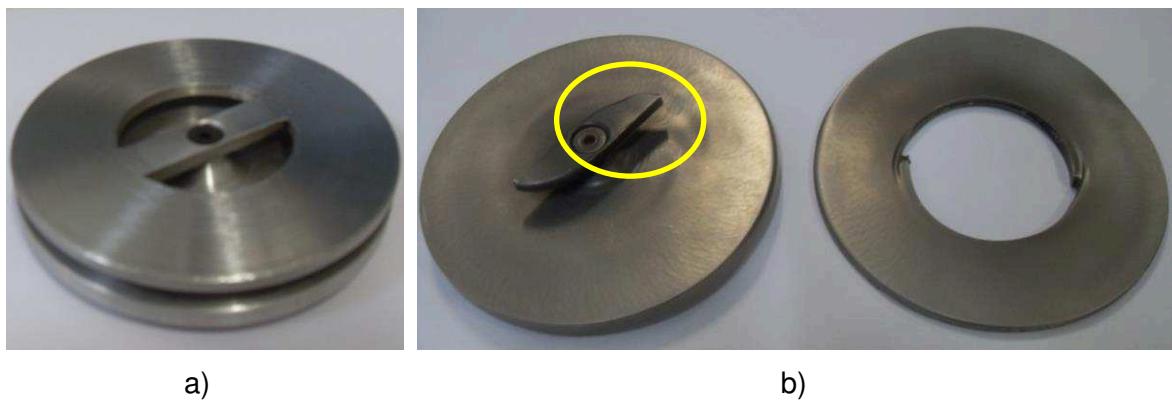


Figura 3.9 - a) Protótipo 4: união dos discos no centro do rotor – região de entrada de fluido e b) rotor após 47 horas de teste.

Esse protótipo apresentou vida útil superior aos anteriores, entretanto a falha também ocorreu na união entre os discos. Pode-se observar o perfil de desgaste na Figura 3.9b e afirmar que o desgaste aumenta em função do raio e, consequentemente, da velocidade do fluido.

Com base nas experiências anteriores foi concebido o protótipo 5 que possuía separadores distintos, como pode ser visualizado nas Figs. 3.10. Nesta montagem foram definidas duas aberturas na região de entrada do fluido. O raio interno do disco foi reduzido de 48 mm para 38 mm.



Figura 3.10 - a) Protótipo 5 sem uso e b) após 56 horas de funcionamento.

Após a realização dos testes experimentais com o protótipo 5, observou-se um desgaste mínimo no centro do rotor após 56 horas de bombeamento (Fig. 3.10b). Durante os testes foi observada uma redução significativa na vazão de fluido quando comparado aos protótipos anteriores. Todavia, a bancada não havia sido instrumentada para medir a vazão.

A Fig. 3.11 mostra o aumento significativo de vida útil dos rotores conforme cada protótipo concebido.

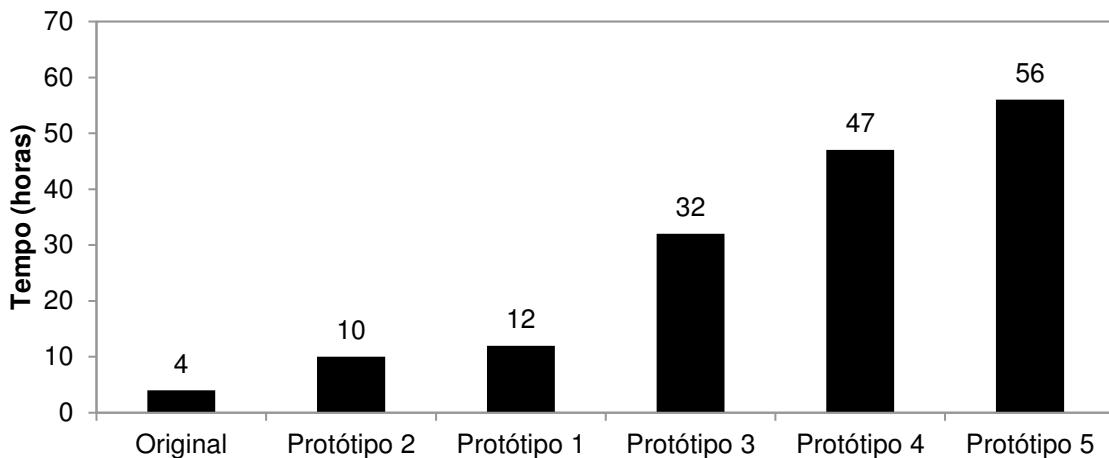


Figura 3. 11 - Gráfico comparativo da vida útil dos rotores.

A partir de tais resultados, constatou-se de forma preliminar, a viabilidade do uso de rotores de disco no bombeamento de polpa mineral. A primeira versão da bancada foi importante e permitiu identificar diversos problemas oriundos do uso de fluidos abrasivos em instrumentos com válvulas e conexões. Assim, por meio da experiência previamente adquirida, foi projetada uma nova bancada experimental.

3.2. Montagem da bancada instrumentada

O projeto da nova bancada experimental também foi baseado em dados disponíveis na literatura científica, tais como a bancada desenvolvida por Rocha (2010) (Fig. 3.12). Assim como tal, a nova bancada experimental foi montada sobre um carrinho plataforma o que possibilita realizar testes na área externa do laboratório. Tal prática possibilitaria ainda transportar a bancada para uma empresa de mineração de forma a testar os rotores com polpas mineiras usadas em campo.

Foram adquiridos tubulações e acessórios de aço galvanizado (diâmetro de 1 polegada), um reservatório de aço 1020 com volume útil de 50 litros, sensores e válvulas resistentes ao desgaste, que serão detalhados na sequência do texto.



Figura 3. 12 - Bancada de ciclonagem (ROCHA, 2010).

A Figura (3.13) apresenta o projeto da nova bancada experimental para testes com polpa mineral.



Figura 3. 13 - Projeto da bancada experimental para testes de viabilidade da utilização de rotores de disco.

A bancada possui aproximadamente 4 metros lineares de tubulação que corresponde a 2,5 litros, um reservatório cilíndrico de base cônica com volume de 48,5 litros (cone com volume de 8,4 litros e o cilindro com o volume de 40,1 litros).

Segundo Chaves (2002) as tubulações podem ser horizontais ou verticais e as conexões feitas com flanges, isto porque quando o fluxo é interrompido a parte sólida do fluido sedimenta rapidamente. Nas tubulações horizontais o fluxo retorna facilmente devido à turbulência gerada no início do bombeamento. Nas tubulações verticais os flanges podem ser desconectados para retirada das partículas sólidas acumuladas naquela região. Curvas são menos utilizadas devido ao alto desgaste. Para as trocas de direção são utilizados preferencialmente cachimbos, pois o fluido abrasivo acumula nas regiões onde não há escoamento, protegendo estas partes do desgaste excessivo.

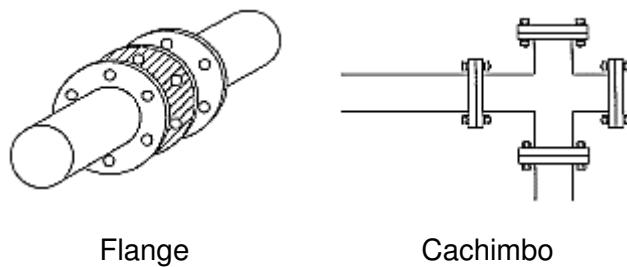


Figura 3. 14 - Flanges para conexão das tubulações e cachimbo utilizado preferencialmente nas trocas de direção substituindo as curvas.

A disposição das válvulas foi definida de forma a permitir a conexão da bancada com uma linha de produção. Neste caso, o reservatório de fluido seria isolado. Ressalta-se, ainda, a instalação de um *by pass* que tem por finalidade alterar o caminho do fluido e, consequentemente, a perda de carga à qual o mesmo estará sujeito.

3.2.1. Sensor de fluxo ou medidor de vazão

Os principais medidores de fluxo utilizam a diferença de pressão entre dois pontos distintos para calcular a velocidade do fluido e, consequentemente, a vazão. Entretanto para este estudo, tais medidores não serão utilizados, pois o fluido abrasivo utilizado nos experimentos alteraria a geometria da obstrução, descaracterizando e danificando o equipamento de medição. Em função do fluido de trabalho foram descartados medidores de vazão por obstrução (medidores de orifício, venturi e bocal), tubos de pitot e medidores de vazão por deslocamento positivo tipo turbina e rotâmetros (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

A escolha fica entre os sensores ultrassônicos e eletromagnéticos, visto que estes não geram obstrução no escoamento.

O sensor ultrassônico mede a vazão gerando ondas de som. Para isso, são necessários dois transdutores (um transmissor e um receptor de ondas ultrassônicas), que são separados por uma distância determinada. O sensor calcula a vazão em função do tempo de propagação das ondas no fluido em escoamento, da distância e de uma constante entre os transdutores. Este sensor não foi utilizado nesta pesquisa devido ao seu alto custo comparado ao sensor eletromagnético.

Os medidores de vazão eletromagnéticos possuem uma bobina magnética ao redor do tubo e dois eletrodos alinhados na superfície interna do tubo, sendo assim não causam variações no escoamento. A figura 3.15 mostra o sensor utilizado na bancada experimental. As especificações técnicas são apresentadas na Tab. 3.1.



Figura 3. 15 - Sensor de fluxo eletromagnético MAG600.

Tabela 3. 1 - Características do sensor eletromagnético MAG600.

Precisão:	$\pm 0,5\%$ do valor indicado
Range:	0 – 8m ³ /h
Aplicação:	Líquidos com condutividade mínima de 3 $\mu\text{S}/\text{cm}$
Corpo:	Alumínio
Tubo Medidor:	Aço Inox (AISI 304)
Revestimento:	PTFE (Politetrafluoretileno)
Eletrodos:	Aço Inox (AISI 316)
Conexão ao processo:	Flange ANSI 150 lbs
Eletrodos:	Aço Inox (AISI 316)
Conexão ao processo:	Flange ANSI 150 lbs
Temperatura limites de aplicação:	90 °C
Temperatura ambiente:	60 °C
Limite de pressão de operação:	10 bar
Montagem:	Horizontal ou vertical
Sinais de saída (padrão):	0 - 5 Vcc;

Basicamente, a vazão pode ser determinada por uma equação fornecida pelo fabricante (Eq. 3.1).

$$Vazão \left[\frac{m^3}{h} \right] = 1,6 \times Sinal_{obtido} \quad (3.1)$$

Neste trabalho, o sinal elétrico do sensor MAG600 foi obtido conectando-o a um sistema de aquisição modelo Agilent 34970A.

A Figura 3.16 apresenta uma comparação entre a curva de calibração teórica (Eq. 3.1 – representada pela linha contínua) e dados experimentais médios (losangos) coletados por meio do sensor (MAG600) e sistema de aquisição. Neste caso foram escolhidos 4 valores experimentais distintos de forma a aferir a curva teórica de vazão.

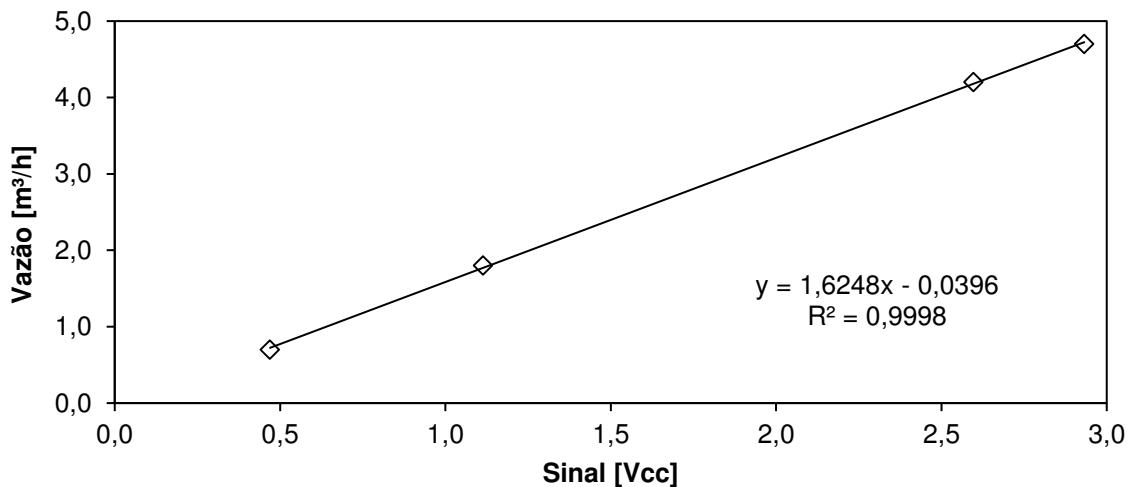


Figura 3. 16 - Reta de calibração do sensor de vazão

Os resultados obtidos comprovam que o sensor está operando conforme indicado pelo fabricante.

3.2.2. Seleção do sensor de pressão

A pressão pode ser medida utilizando sensores convencionais (manômetros ou transdutores de pressão). Para evitar o contato direto com o fluido abrasivo é necessária a utilização de um selo diafragma que evita que a polpa mineral danifique o sensor.

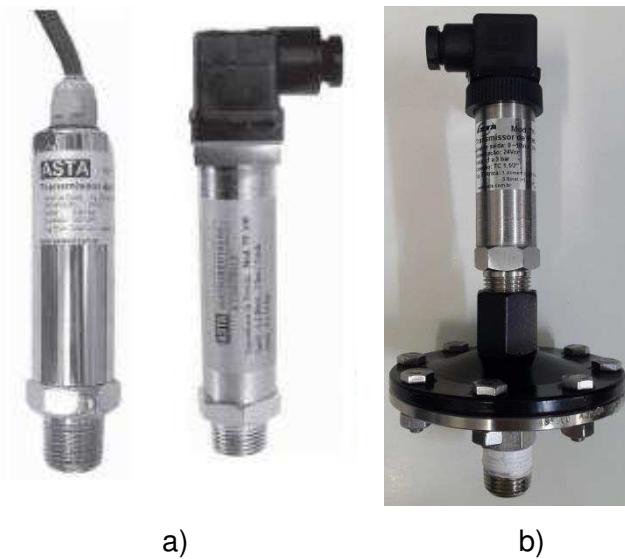


Figura 3. 17 - Transdutor de pressão com selo diafragma (Asta, 2014)

A bancada possui manômetros e transdutores, o primeiro para visualização rápida da pressão da tubulação e os transdutores de pressão (instalados na entrada e saída da bomba) são responsáveis pela aquisição da diferença de pressão do fluido. Tais dados experimentais são essenciais para o cálculo da curva característica e também para analisar a queda de pressão em função do desgaste dos rotores.

A alimentação deste sensor pode ser feita utilizando uma fonte de 15 a 30 Vcc, gerando um sinal de saída de 4 a 20 mA ou de 0 a 10Vcc (Opcional). Ambos correspondem a uma faixa de medição de -1 a 3 bar. O sensor possui a saída de 0 a 10Vcc para facilitar a ligação com o sistema de aquisição de dados (agilent 34970A). A Eq. (3.2) apresenta a curva de calibração do sensor de pressão.

$$\text{Pressão [bar]} = 0,4 \times \text{Sinal obtido} - 1 \quad (3.2)$$

Segundo a norma ISO 9906, o medidor de pressão deve ficar pelo menos 2 diâmetros distantes da entrada da bomba. Além disso, o diâmetro da seção de medição deve ser similar ao de entrada da bomba.

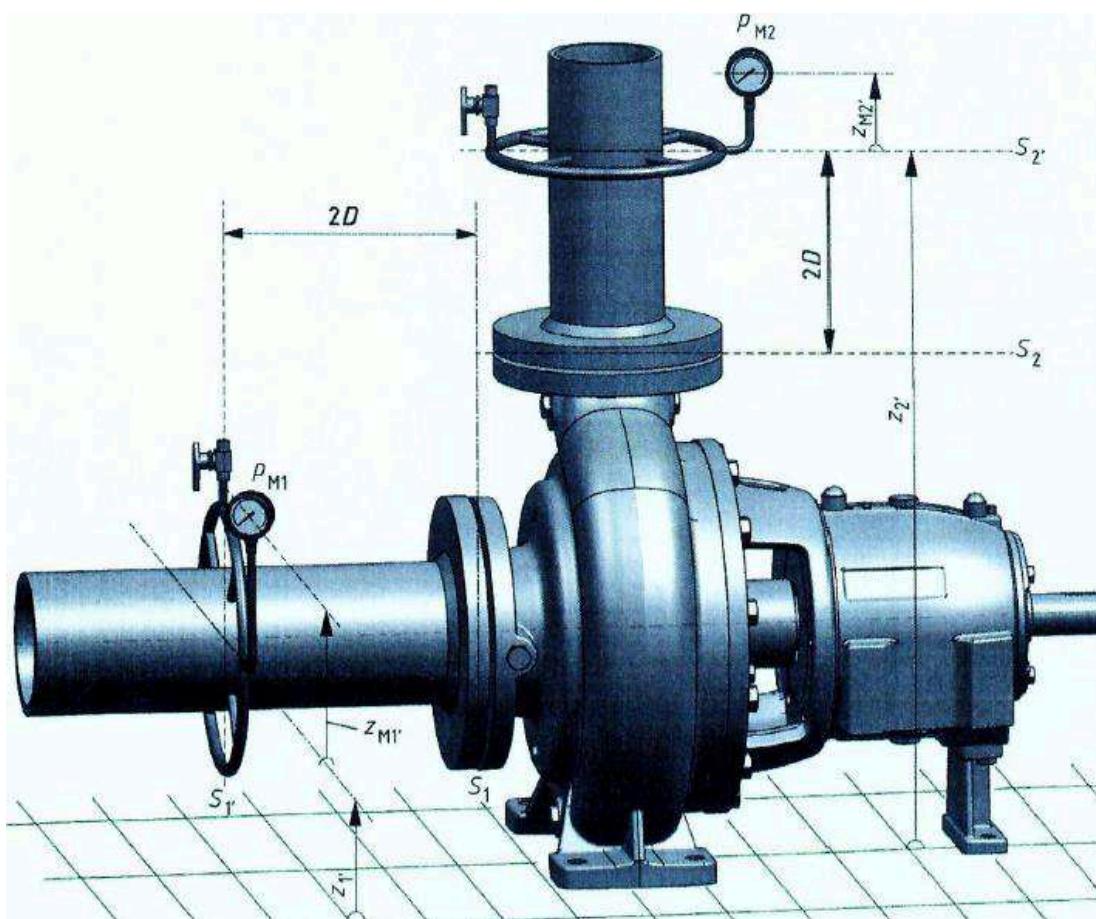


Figura 3. 18 - Distâncias mínimas requeridas para instalação de sensores de pressão na entrada e saída da bomba (ISO 9906).

3.2.3. Sistema de aquisição dos dados

O Agilent 34970A é uma unidade de aquisição, comutação e registro de dados em que cada canal pode ser configurado independentemente para medir uma das 11 funções diferentes. Os conectores internos, com terminais do tipo parafuso, eliminam a necessidade de blocos de terminais e facilitam a montagem.

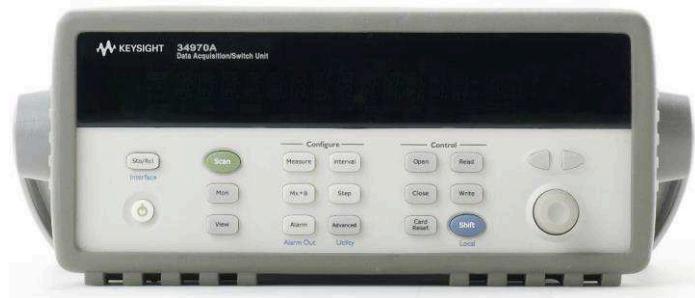


Figura 3. 19 - Sistema de aquisição de dados Agilent 34970A.

Tal sistema de aquisição será usado para adquirir os sinais experimentais referentes à vazão, pressão, corrente e tensão da rede. O software que acompanha o sistema de aquisição permite gerenciar a aquisição dos dados e gerar tabelas com os resultados.

3.2.4. Seleção das válvulas

Na mineração ou em qualquer processo envolvendo transporte de fluidos abrasivos é necessária a utilização de válvulas específicas com membranas para impedir o contato do fluido abrasivo com a parte mecânica da válvula. Só assim haverá garantia de bom funcionamento (CHAVES, 2002). Alguns exemplos são mostrados na Fig. 3.16.

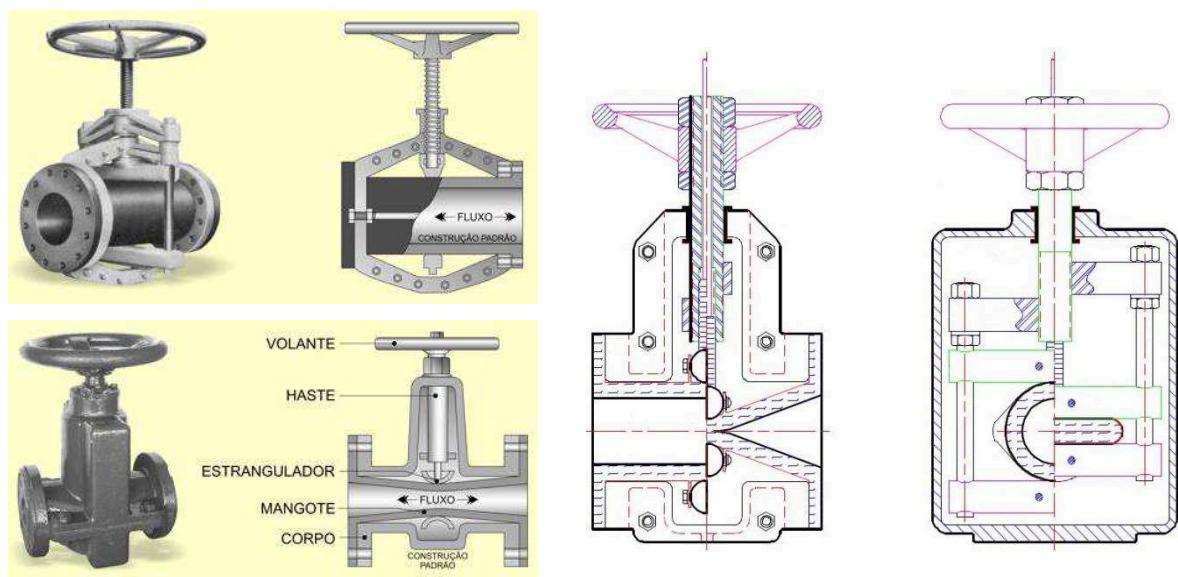


Figura 3. 20 - Válvulas de mangote (VAL AÇO, 2014).

Neste trabalho optou-se por válvulas de mangote marca OMEL modelo NT 1".

3.2.5. Bomba centrífuga

A bomba centrífuga foi selecionada utilizando um código computacional próprio desenvolvido para obter o ponto ótimo de trabalho. O código tem como dados de entrada a curva característica da bomba e os dados da tubulação. Tais informações são necessárias para a seleção da faixa de trabalhos dos sensores de vazão e pressão.

Basicamente, o algoritmo computacional resolve a equação de Bernoulli modificada Eq. 3.3 (CLEZAR; NOGUEIRA, 1999)

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + \Delta H_{ganho} - \Delta H_{perdas} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 \quad [m] \quad (3.3)$$

onde, P é a pressão do fluido, ρ é a densidade do fluido, g é a gravidade, V é a velocidade do fluido, e z é a elevação do fluido, e representa a energia potencial do fluido, $P/\rho g$ é a energia devido a pressão e $V^2/2g$ a energia cinética.

O termo ΔH_{perdas} representa a energia perdida durante o escoamento ao longo de dispositivos como tubulações e acessórios, devido ao atrito interno e por perturbações no escoamento. Enquanto que o ΔH_{ganho} representa a energia concedida ao sistema por meio da instalação de dispositivos mecânicos, tais como: bombas e ventiladores.

Considerando $z_1 = z_2$ obtém-se a equação geral para o cálculo da energia mecânica de um fluido escoando dentro de uma tubulação:

$$H_2 - H_1 - \Delta H_{ganho} + \Delta H_{perdas} = 0 \quad (3.4)$$

A perda de carga em tubos pode ser calculada por meio da equação universal de Darcy e Weisbach utilizando tanto os comprimentos de dutos (L), quanto o comprimento equivalente dos acessórios ($L_{equivalente}$), ou ainda a partir da energia cinética do escoamento, juntamente com um coeficiente de perda de carga K obtido experimentalmente (CLEZAR; NOGUEIRA, 1999). Assim, a perda de carga pode ser calculada em função da vazão do fluido.

$$\Delta H_{perdas} = \left(\frac{8}{\pi^2 g D^4} \right) f \frac{L + L_{equivalente}}{D} Q^2 + \left(\frac{8}{\pi^2 g D^4} \right) K Q^2 \quad (3.5)$$

onde D é o diâmetro dos dutos, f o fator de atrito.

O fator de atrito, por sua vez, é calculado a partir da equação de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{\frac{4 Q}{\pi D \vartheta} \sqrt{f}} \right) \quad (3.6)$$

onde ϑ é a viscosidade cinemática do fluido e ε a rugosidade absoluta.

Assim, reescrevendo a Eq 3.5 tem-se:

$$\Delta H_{perdas} = \left(\frac{8}{\pi^2 g D^4} \right) \left(f \frac{L + \sum L_{equivalente}}{D} + \sum K \right) Q^2 \quad (3.7)$$

Fazendo,

$$R_{\Delta H}(Q) = \left(\frac{8}{\pi^2 g D^4} \right) \left(f \frac{L + \sum L_{equivalente}}{D} + \sum K \right) |Q| \quad (3.8)$$

e substituindo a Eq. 3.8 na Eq. 3.7, tem-se a equação da perda de carga de um trecho de tubulação (Eq 3.9). Neste caso, para simplificar, o termo $R_{\Delta H}(Q)$ foi substituído por a .

$$\Delta H_{perdas} = a Q \quad (3.9)$$

A equação geral da perda de carga em tubulações é mostrada na Eq. 3.10.

$$H_{i+1} - H_i + a_{tubo} Q = 0 \quad (3.10)$$

A energia cedida ao sistema utilizando uma bomba é representada matematicamente pela equação da altura manométrica (Eq. 3.11).

$$\Delta H_{ganho} = a Q^2 + b Q + c \quad (3.11)$$

ou ainda,

$$\Delta H_{ganho} = (a Q + b) Q + c \quad (3.12)$$

Assim, a equação geral do ganho de energia no sistema de bombeamento pode ser demonstrada conforme a Eq. 3.13.

$$H_{i+1} - H_i - (a_{Bomba} Q + b_{Bomba}) Q = c_{Bomba} \quad (3.13)$$

Somando as Eq. 3.10 e Eq. 3.13, obtém-se a equação geral para o cálculo do comportamento do sistema de Bombeamento Eq. 3.15.

$$H_{i+1} - H_i + (-a_{Bomba} Q - b_{Bomba} + a_{tubo}) Q = c_{Bomba} \quad (3.15)$$

O fluxograma do algoritmo utilizado para solução do modelo matemático e computacional é apresentado na Fig. 3.21.

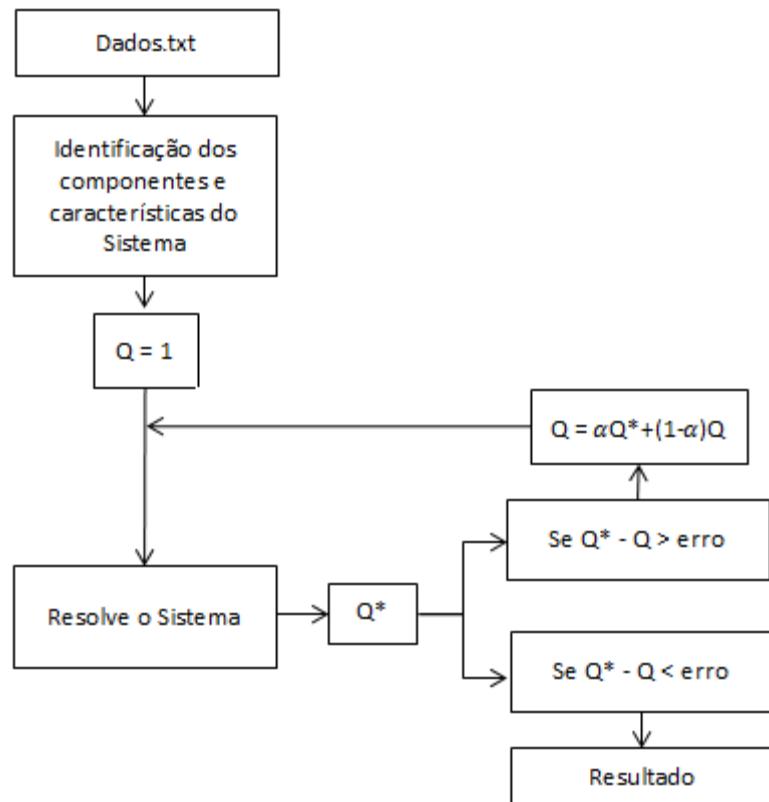


Figura 3. 21 - Fluxograma de funcionamento do algoritmo utilizado para solução do modelo matemático

O algoritmo lê o arquivo de entrada. Este contém a equação da altura manométrica, a viscosidade do fluido, o diâmetro e rugosidade absoluta das tubulações, o coeficiente de perda de carga ou comprimento equivalente dos acessórios. Estes dados permitem a caracterização do sistema. O arquivo contém ainda informações sobre a conectividade entre as partes e continuidade entre os mesmos.

O algoritmo após identificar as variáveis monta uma matriz esparsa. Para a solução deste sistema considera-se o valor inicial de $Q = 1$, o qual é resolvido utilizando ferramentas computacionais, obtendo como resposta o Q^* (valor estimado). Quando a diferença entre o Q e Q^* for inferior ao erro estipulado obtém-se a resposta.

Neste trabalho selecionou-se a BC-92 T1 ¾ CV comum, ou seja, a mesma utilizada para bombeamento de água.

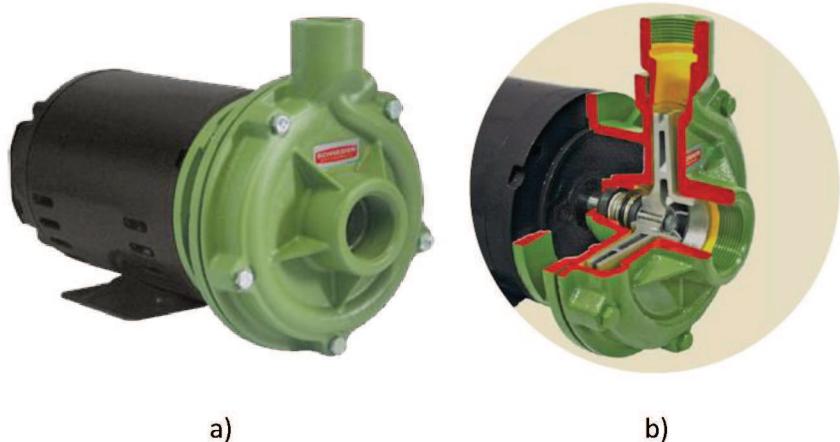


Figura 3. 22 - a) Bomba BC-92 T1 3/4 CV b) detalhes do mancal de bombeamento.

As informações da bomba selecionada são mostradas na figura 3.23.

Modelo	Potência (cv)	Monofásico	Trifásico	∅ Sucção (pol)	∅ Recalque (pol)	Pressão máxima sem vazão (m c.a.)	Altura máxima de sucção (m c.a.)	∅ Rotor (mm)	CARACTERÍSTICAS HIDRÁULICAS											
									Altura Manométrica Total (m c.a.)											
									2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
BC-92 T1A	3/4	x	x	1 1/2	1	26	8	123	7.0	6.9	6.8	6.6	6.5	6.3	6.1	5.8	5.5	5.0	3.9	2.4

Figura 3. 23 - Características da bomba BC-92 T1 3/4 (adaptado de SCHNEIDER MOTOBOMBAS, 2014).

As curvas características da bomba são mostradas na figura 3.24. Salienta-se que as curvas características são definidas usando água como fluido de trabalho.

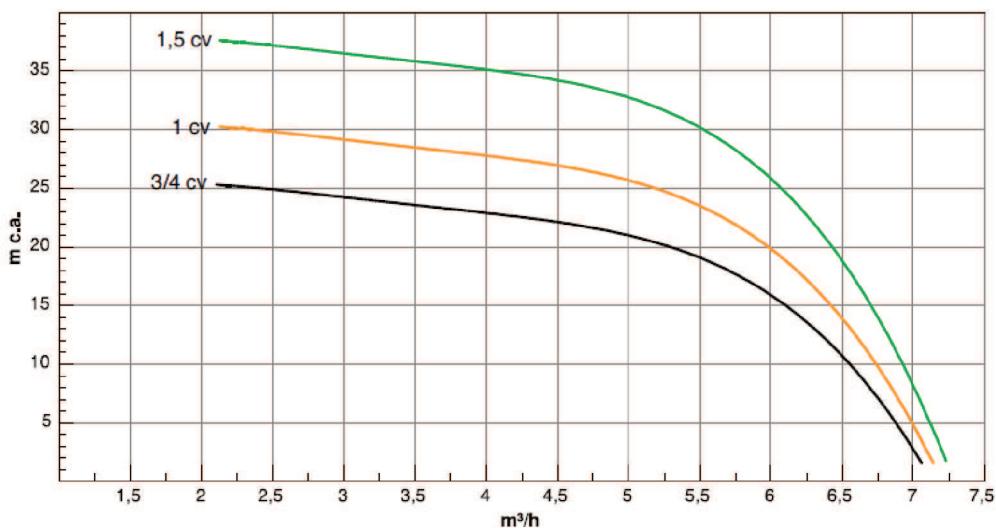


Figura 3. 24 - Curva característica BC-92 T1 3/4 (adaptado SCHNEIDER MOTOBOMBAS, 2015).

A estrutura da bancada foi fabricada com cantoneiras com abas iguais de $\frac{3}{4}$ de polegadas na base e cantoneiras com abas iguais de $\frac{1}{2}$ polegada nas laterais. A Fig. (3.25) mostra a montagem final da bancada que será usada em laboratório para avaliar o desempenho de rotores de disco no bombeamento de fluidos abrasivos.



Figura 3. 25 - Bancada final desenvolvida para realização dos testes.

3.3. Ensaios de bomba

Segundo Macintyre (1997) “Os Ensaios De Bombas” são aplicados para verificar e aferir os valores das grandezas definidos nos catálogos dos fabricantes. Os ensaios envolvem a

obtenção da curva característica, verificação das condições de operação mecânica e concepção de modelos reduzidos para previsão do comportamento do protótipo.

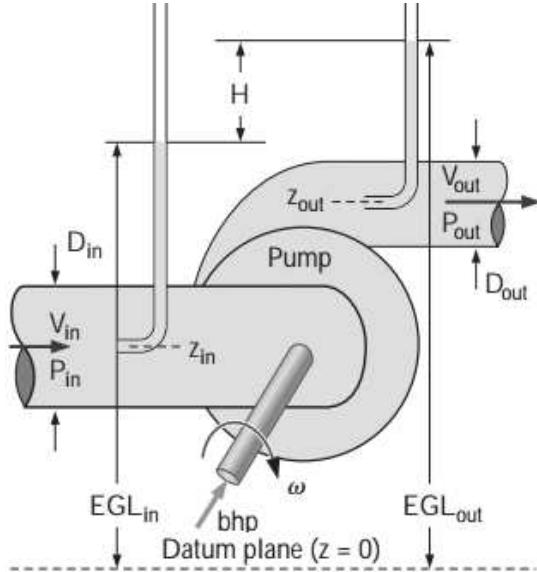


Figura 3.26 - a) Altura manométrica de uma bomba, H , é definida como a variação na carga de Bernoulli, entre a entrada e a saída (adaptado de ÇENGEL; CIMBALA, 2015);

Segundo Çengel e Cimbala (2015), a altura manométrica (H) da bomba é definida pela Eq. (3.16):

$$H = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_s - \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_e \quad (3.16)$$

onde P é a pressão, V a velocidade, z a elevação, ρ a densidade do fluido e g a gravidade.

Para o caso especial $D_{saída} = D_{entrada}$ e a diferença de elevação entre a entrada e a saída da bomba desprezível, a equação então pode ser reduzida conforme a Eq. (3.17):

$$H = \frac{P_s - P_e}{\rho g} \quad (3.17)$$

A ISO 9906, indica que as características da bomba variam em função do fluido. Para efeitos da norma deve-se utilizar sempre água a temperatura ambiente nos testes.

Todos os testes foram realizados utilizando a bancada experimental. Na figura 3.27 segue o detalhamento da bancada como posições das válvulas e medidores de pressão e vazão.

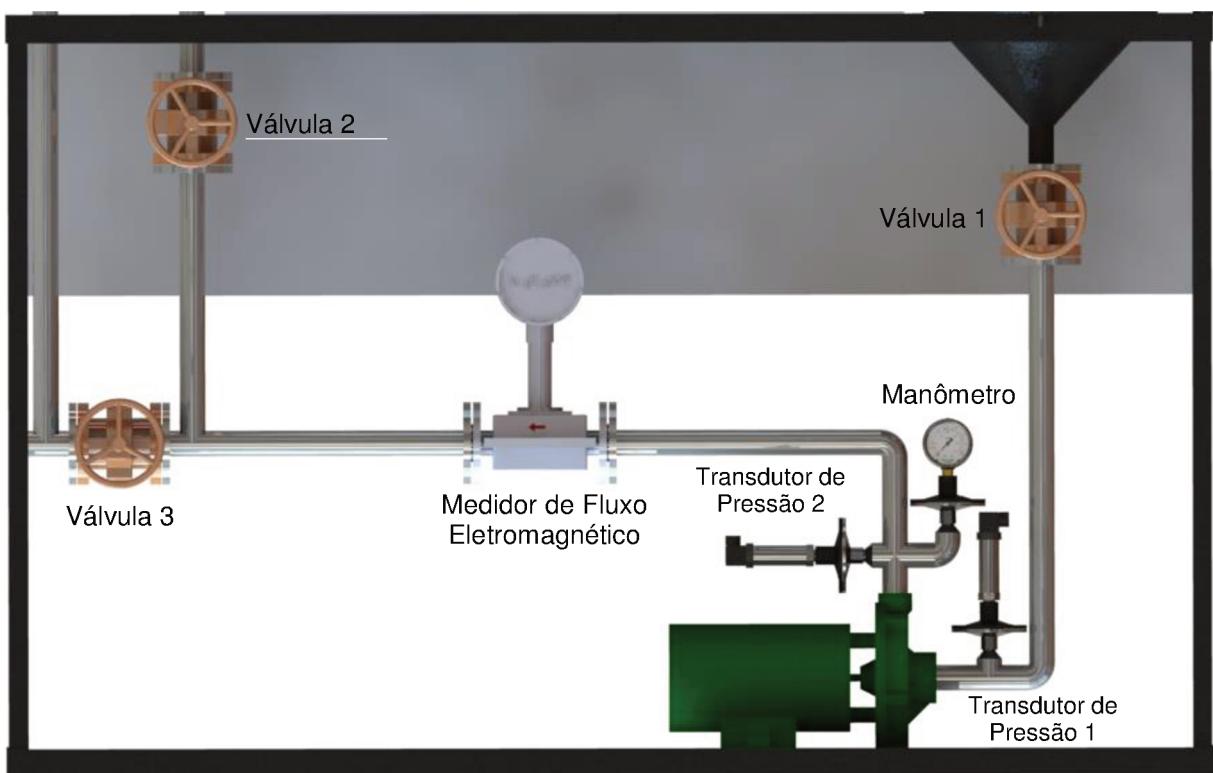


Figura 3. 27 - Vista frontal da bancada.

Para a obtenção da curva característica foi realizado o seguinte procedimento:

Com a válvula 1 fechada é definido o nível de fluido padrão. Posteriormente, as válvulas 1 e 2 são abertas e acionando a bomba obtém-se os valores de pressão e vazão para determinação do ponto de máxima vazão. Fechando gradativamente a válvula 2 (ou seja, aumentando gradativamente a perda de carga) são adquiridos dados intermediários. Com o fechamento total da válvula 2 obtém-se o ponto de máxima pressão e vazão nula. A ISO 9906 determina a aquisição de pelo menos 5 pontos (mínimo de 3 repetições com variação de $\pm 5\%$) para determinação da curva característica. Neste trabalho foram adquiridos 6 pontos: 1 considerando a válvula totalmente aberta, 4 em posições intermediárias e 1 considerando a válvula totalmente fechada.

Neste trabalho, para determinar cada ponto da curva característica adota-se a média entre 10 valores. Então, determinam-se as vazões, pressões de recalque, pressões de sucção e, utilizando a equação 3.17, são determinados os pontos do gráfico $Q \times H$. Após as medições o rotor é substituído e o nível de água do reservatório é ajustado para realização dos testes seguintes.

Para os rotores de disco é esperada uma curva característica com comportamento linear. Já para os rotores semiabertos ou fechados a curva característica é representada por uma função do segundo grau (OLIVEIRA; PASCOA, 2009; DODSWORTH, 2015).

Os experimentos com cada um dos rotores (disco ou convencional) foram repetidos 3 vezes. No caso dos rotores de disco, fez-se uma regressão linear. Nos rotores convencionais uma aproximação polinomial. Por meio da média dos coeficientes dos polinômios foi determinada a curva característica média de cada conjunto: motor/rotor.

Após determinar as curvas características, os rotores foram submetidos a testes de desgaste. Neste trabalho, os rotores são desgastados pelo bombeamento de fluido abrasivo.

O fluido abrasivo consistiu basicamente em uma mistura de água com 5% (unidade de massa) de carbeto de silício. A cada teste, o abrasivo foi substituído integralmente. Tal procedimento foi necessário devido ao desgaste do próprio abrasivo a cada teste. Notou-se ainda que, por se tratar de um ciclo fechado, ocorria um aumento na temperatura do fluido.

Os rotores selecionados para o teste de desgaste foram: semiaberto original com duas velocidades, rotor de disco com 2 e 3 discos. Adotou-se como referência uma rotação de 3600 rpm para todos os rotores selecionados. Ressalta-se que os rotores semiabertos também foram avaliados a 1800 rpm. A rotação foi reduzida conforme sugestão identificada nos trabalhos de Mackay (2004) e Morris (2013). Segundo tais autores, os rotores convencionais são projetados para trabalhar com água e a rotação deve ser reduzida para uso no bombeamento de partículas abrasivas.

O desgaste dos rotores foi quantificado pela massa perdida durante os testes.

Ao final de cada teste os rotores foram novamente submetidos ao teste de desempenho. Assim, foi possível determinar a nova curva característica e o rendimento em função do desgaste ocasionado pelo abrasivo.

Os rotores de disco foram projetados a partir da experiência realizada com o protótipo 5. Nesse sentido, foram fabricados rotores com 2, 3 e 4 discos paralelos conforme apresentado na Fig. (3.28).

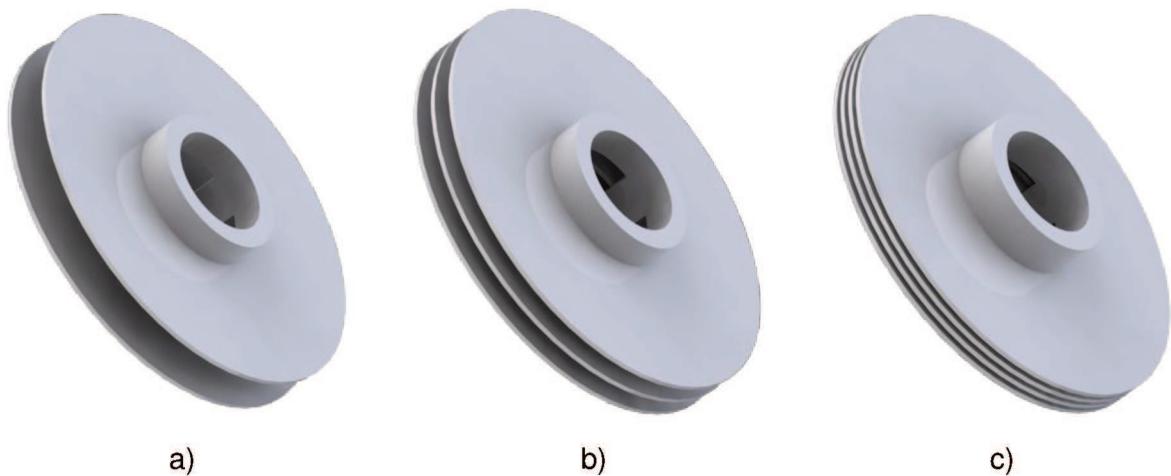


Figura 3. 28 - Rotores de disco. a) dois discos; b) três discos e c) quatro discos.

A figura (3.29) mostra a bomba bc-92 com os rotores: original, semiaberto e de disco.

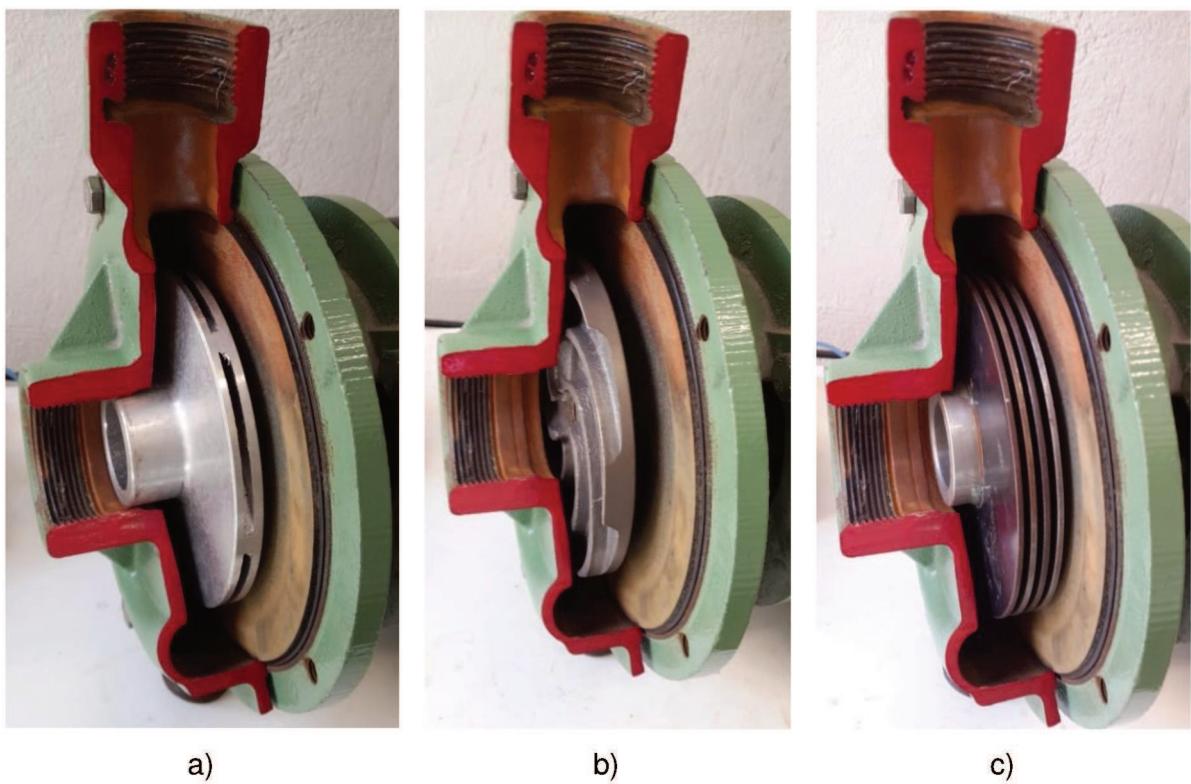


Figura 3. 29 - Imagem da bomba BC-92T1 com corte na carcaça. a) rotor original, b) rotor semiaberto c) rotor de disco.

Os rotores de disco foram fabricados usinando as partes e as conexões (base e disco) foram fixadas com cola epóxi, conforme sugerido por Blackstone (2011). Os discos possuíam espessura inferior a 2 mm impossibilitando a soldagem ou a fixação por parafusos.

Inicialmente, foi usinada a base do rotor conforme apresentada nas Figs. (3.30) e (3.31). Apesar da aparente fragilidade da fixação dos discos à base por meio de cola epóxi, testes com água demonstraram que os rotores poderiam operar por mais de 48 horas sem apresentarem falhas.



Figura 3. 30 - Base do rotor de discos.



Figura 3.31 - Base de rotor para 3 e 4 discos com diferentes distâncias entre os discos.

A base do rotor foi projetada de forma a possibilitar a montagem de diversos discos. A distância entre os discos é determinada pela geometria do escalonamento.

A figura 3.31 apresenta 5 bases para a montagem de rotores com 4 discos. O que difere uma da outra é o espaçamento entre os discos.

Os discos foram fabricados com chapas de duas espessuras 1,5 e 2 mm. As chapas foram cortadas utilizando jato de água e o acabamento e ajuste dos diâmetros internos e externos foram realizados com processo de torneamento.

Os discos possuíam um diâmetro externo padronizado de 123 mm e o diâmetro interno de 42,5 mm; 40,5 mm; 38,5 mm e 36,5 mm para os rotores de 4 discos (Anexo 2).



Figura 3.32 - Discos para montagem dos rotores.

O rotor PF1 (protótipo final 1) foi dimensionado para possuir 4 discos de 2 mm, com 3 espaçamentos entre discos: 1,5; 2,0 e 2,5 mm. As curvas características foram construídas e serão apresentadas no próximo capítulo.



Figura 3.33 - Rotor de 4 discos.

Simultaneamente foi fabricado um rotor baseado na patente de Blackstone (2011). A distância máxima entre os discos é de 10 mm próximo à base, e de 6 mm na extremidade dos discos. Como já mencionado anteriormente neste trabalho, o mesmo prometia um incremento de pressão, reduzindo gradativamente a área entre os discos.

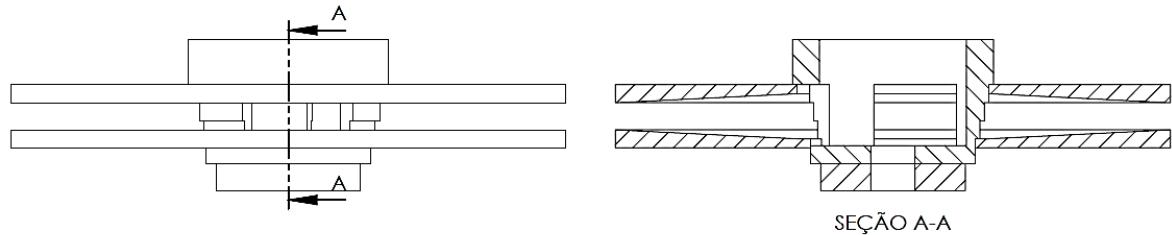


Figura 3. 34 - Rotor de disco de Blackstone, em detalhe o corte possibilitando a visualização dos discos de seção variável.

Um rotor de 2 discos planos, conforme apresentado na figura 3.35, também foi construído. O objetivo foi comparar a curva característica do rotor de Blackstone (2011) com aquela obtida a partir de um rotor com 2 discos planos. Ressalta-se que a distância interna entre os discos foi padronizada em 10 mm.

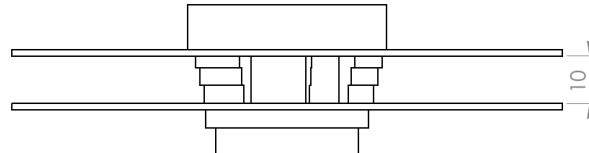


Figura 3. 35 - Rotor de 2 discos planos.



Figura 3. 36 - Rotor de disco fabricado com base na patente de Blackstone e rotor de discos desenvolvido no LTCM.

Foram também projetados rotores com 3 discos e as distâncias entre discos foram padronizadas em: 1,5 mm 3,5 mm e 5,5 mm conforme apresentado na Fig. (3.37).

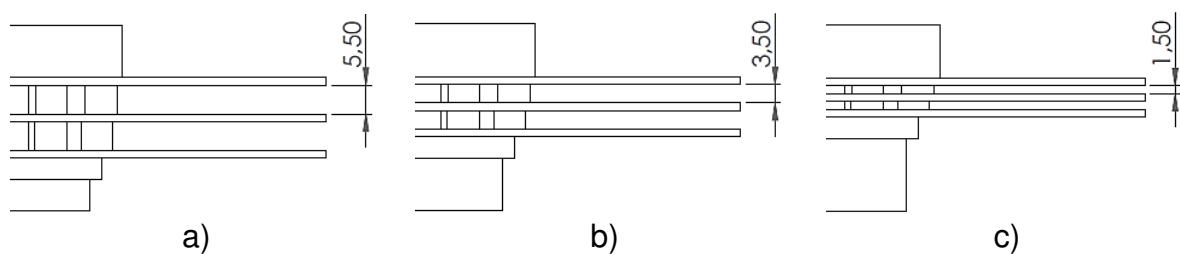


Figura 3. 37 - Projeto dos rotores de 3 discos fabricados para estudar a influência da distância entre os discos.

Para testar a cola epóxi aplicada para fixar os discos à base dos rotores foram realizados testes preliminares com fluido abrasivo. Após 6 horas de funcionamento com um rotor de 3 discos observou-se que os discos descolaram da base acarretando o acúmulo de abrasivo na entrada da bomba.



Figura 3. 38 - Rotor de 3 discos danificado. Em detalhe a vista lateral do rotor na qual se observa a falha na fixação dos discos.

Para continuação dos testes os demais rotores foram montados com interferência mecânica. Neste caso, os discos foram fabricados com diâmetro levemente inferior ao diâmetro da base (cerca de 0,2 mm). Para a montagem do conjunto, os discos foram aquecidos a 550°C durante 5 minutos, após tal período o disco foi posicionado na base e conjunto foi deixado em repouso ao ar livre até atingir a temperatura ambiente.

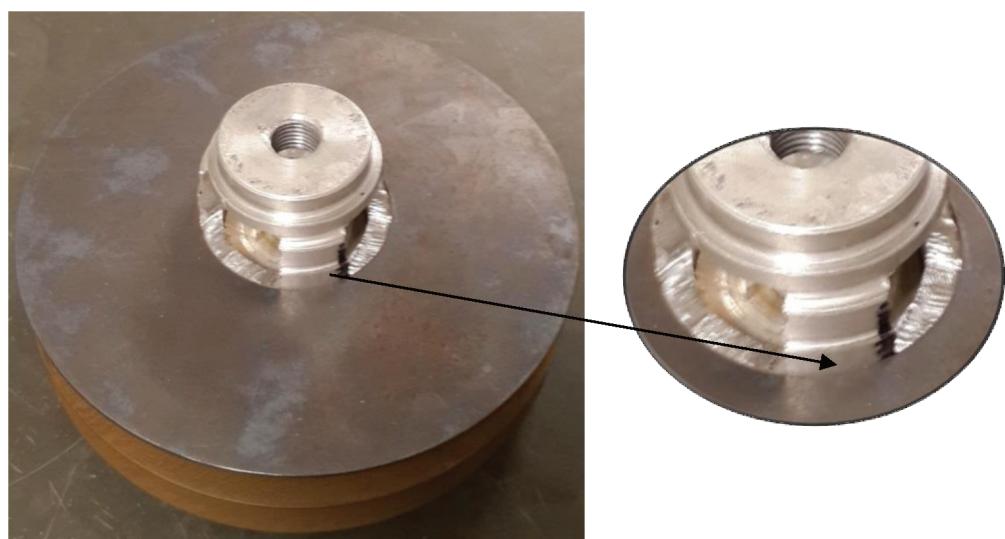


Figura 3. 39 - Rotor de disco com primeiro disco montado por interferência.

Os testes com material abrasivo foram realizados utilizando os seguintes rotores: rotor de 2 discos, rotor de 3 discos e rotor semiaberto, os demais rotores (fechado e com 4 discos) não foram compatíveis com o material abrasivo. No próximo capítulo serão discutidos os resultados adquiridos com a bancada experimental.

CAPÍTULO IV

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1. Introdução

Para o estudo do bombeamento de fluidos abrasivos foi necessário produzir em laboratório um fluido que simulasse a polpa de mineração. Para tanto, escolheu-se uma mistura de água e carbeto de silício (um composto químico constituído por silício e carbono). A escolha do carbeto, em detrimento à areia comumente empregada em ensaios de bombeamento (WALKER; BODKIN, 2000; PEREIRA, 2012), foi no intuito de intensificar o desgaste nos rotores e analisar sua eficácia no bombeamento de polpa mineral. Após adição do carbeto de silício em água, a densidade teórica do fluido abrasivo foi determinada utilizando as fórmulas 2.5, 2.6 e 2.7 (WILSON, 2006). A Tab. 4.1 apresenta a densidade e composição do fluido abrasivo produzido em laboratório.

Tabela 4. 1 - Densidade calculada do fluido abrasivo.

	Densidade (kg/m ³)	Massa (kg)	Percentual (%)
Água	1000	48,5	95,1
Carbeto de silício	3210	2,5	4,9
Propriedade do Fluido abrasivo	1035	51	100

A concentração mássica de abrasivo no fluido foi padronizada em aproximadamente 5%. Ressalta-se que testes preliminares confirmaram que concentrações superiores poderiam obstruir a tubulação. Nesta condição e partindo da premissa de que velocidades de bombeamento de polpa inferiores a 1,5 m/s promovem a sedimentação do abrasivo

(CHAVES, 2002), a vazão crítica de trabalho imposta à bomba foi limitada em 3,5 m³/h, resultando numa velocidade de 1,51 m/s.

Utilizou-se o rotor semiaberto como padrão de referência, tanto nos testes de determinação das curvas características, como nos de desgaste para fins de comparação. A escolha baseou-se no uso rotineiro desse rotor em bombas de polpa.

4.2. Determinação da curva característica (QxH) usando água como fluido de trabalho

Para verificar o funcionamento da bancada experimental o primeiro teste realizado foi determinar a curva característica (Fig 4.1) da bomba comercial com rotor original, utilizando como fluido de trabalho apenas água. Os dados obtidos foram comparados àqueles disponíveis no catálogo do fabricante (Schneider motobombas - bomba BC-92T1).

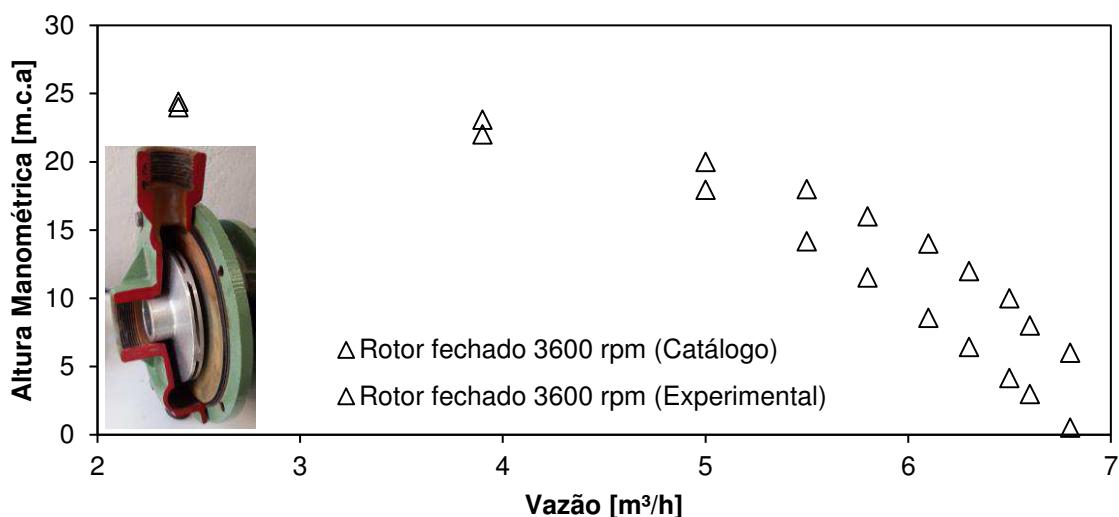


Figura 4. 1 - Comparativo da curva característica da bomba apresentada no catálogo do fabricante (original) com a curva obtida experimentalmente. Rotação da bomba em 3600 rpm.

A diferença observada entre a curva experimental e a original (do catálogo). O pode ser justificada pelo processo de fabricação dos rotores. A fundição dificulta a padronização das peças. Sendo assim, dois rotores supostamente idênticos podem apresentar sutis diferenças com relação à curva característica.

Conclui-se que a curva característica obtida no presente trabalho é adequada e possui comportamento semelhante àquela encontrada no catálogo do fabricante. Assim, para dar continuidade aos testes, iniciou-se a análise dos rotores de disco.

Para o projeto dos rotores com múltiplos discos planos, usou-se como referência o diâmetro externo do rotor original que era de 123 mm.

No primeiro teste foi utilizado um rotor de 2 discos planos para verificar a influência da rotação na vazão e na altura manométrica (Figs 4.2 e 4.3). Neste caso, observou-se uma relação linear positiva, ou seja, quanto maior a rotação do rotor de 2 discos (de 1200 até 3960 rpm) maiores foram as vazões e alturas manométricas.

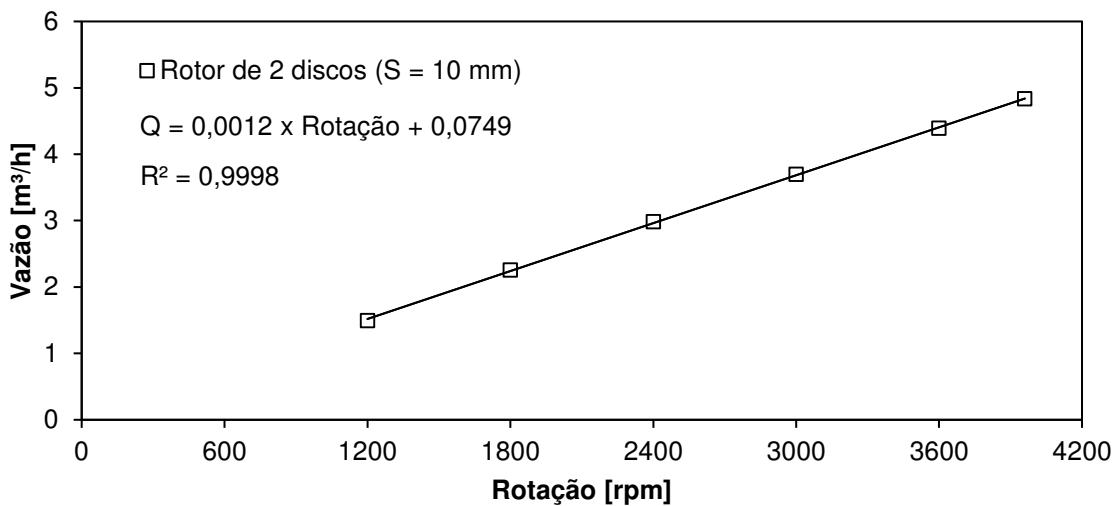


Figura 4. 2 - Comportamento da vazão em função da rotação para o rotor de 2 discos.

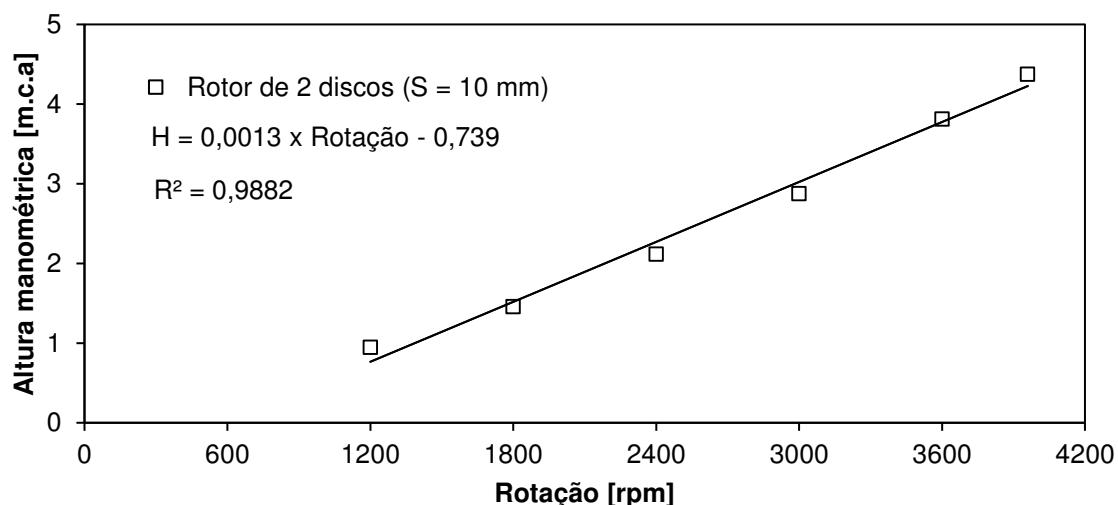


Figura 4. 3 - Comportamento da altura manométrica em função da rotação para o rotor de 2 discos.

Para uma rotação padrão de 3600 rpm, determinaram-se as curvas características do rotor de 2 discos planos (Fig. 3.35) e do rotor de 2 discos cônicos (modelo sugerido por Blackstone (2011) - Fig. 3.34). Para ambos, constatou-se, conforme esperado, que a altura manométrica decai linearmente com o aumento da vazão. No ponto de vazão máxima ambos

os rotores registraram alturas manométricas próximas a 3,0 m de coluna d'gua. A diferença entre os valores foi inferior a 0,4 m. Portanto considera-se que ambos tiveram praticamente o mesmo desempenho.

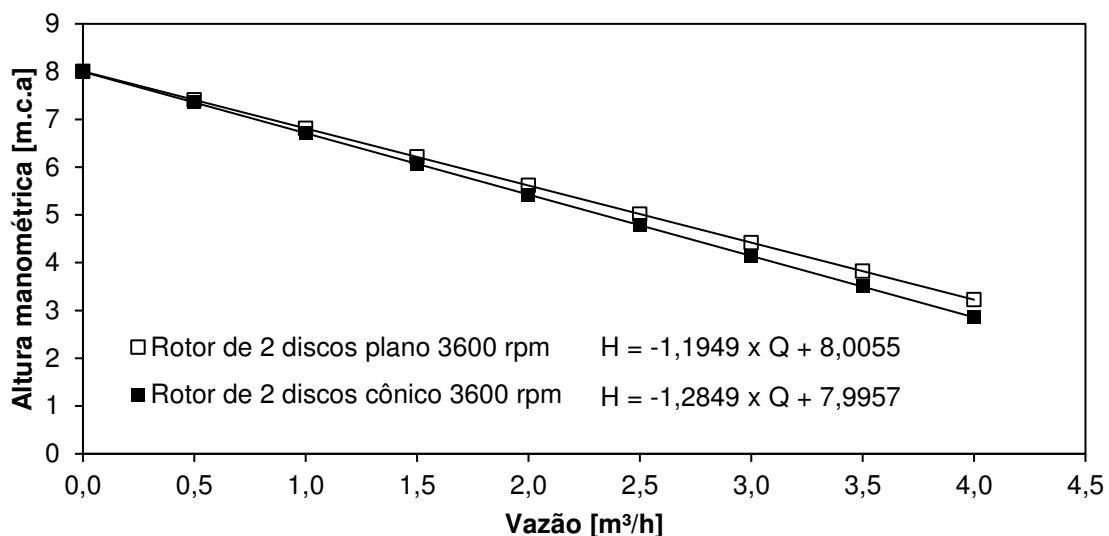


Figura 4.4 - Curvas características dos rotores de 2 discos plano e cônicos.

Credita-se a pequena diferença entre as curvas apresentadas na Fig. 4.4 à rotação da bomba. Segundo Blackstone (2011), rotores com discos cônicos têm melhor desempenho em altas rotações. Todavia, a patente apresentada não especifica rotações de trabalho. Logo, conclui-se que seja superior a 3600 rpm. Neste trabalho não serão avaliadas rotações superiores a 3600 rpm, uma vez que o bombeamento de polpa mineral ocorre a baixas rotações.

Para dar continuidade aos testes, foram projetados dois rotores com 4 discos. Em ambos manteve-se o diâmetro de referência de 123 mm. O primeiro rotor foi projetado com espessura de disco de 1,5 mm e distância entre os discos de 2,0 mm (Fig. 4.5a). O segundo com 2,0 de espessura e 1,5 mm de distância (Fig. 4.5b). A quantidade de discos estipulada correspondia à máxima suportada, conforme dimensões da carcaça da bomba.



Figura 4. 5 - Rotores de 4 discos com discos de 1,5 (a) e 2,0 mm de espessura (b).

A curva característica dos rotores é apresentada na Fig. 4.6. Para o rotor com distância entre discos de 1,5 mm, calculou-se uma altura manométrica máxima de 12,5 m e mínima de 6,4 m, enquanto que, para o rotor com distâncias entre discos de 2,0 mm as alturas manométricas máxima e mínima foram 11,95 e 6,09 m, respectivamente. Constatou-se que à medida que a vazão aumentava, a diferença da altura manométrica entre os rotores diminuía. Comparativamente ao rotor de 2 discos, o aumento do número de discos proporcionou maior altura manométrica.

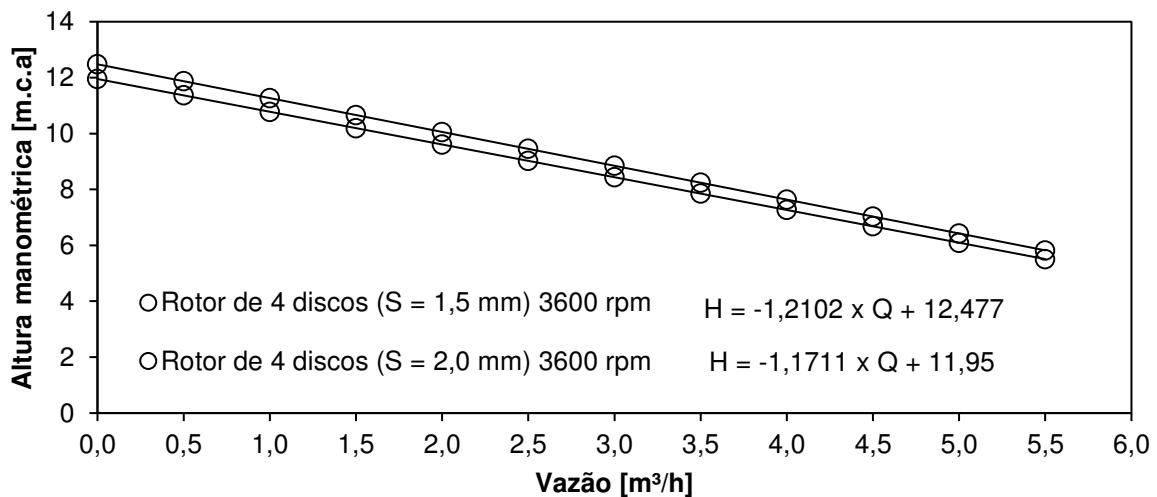


Figura 4. 6 - Comparativo entre curvas características de rotores de 4 discos com duas distâncias entre os discos. S = Distância entre os discos.

Conforme esperado, comprovou-se que quanto maior o número de discos, maior a altura manométrica e desempenho do rotor no processo de bombeamento. Todavia, no bombeamento de fluidos com abrasivos, a quantidade e a distância mínima entre os discos são limitadas pelo tamanho das partículas abrasivas. Neste trabalho, constatou-se a inviabilidade do uso de rotores de 4 discos no bombeamento de fluido abrasivo. O diâmetro

médio da partícula abrasiva de carbeto de silício era de 1,41 mm (12 mesh), menor que a distância mínima entre discos que era de 1,5 mm. Todavia, nos testes preliminares houve entupimento da bomba (Fig. 4.7). O mesmo efeito foi observado para o rotor fechado, motivo pelo qual os mesmos não foram submetidos aos testes de desgaste. Postula-se que a distância entre discos do rotor deve ser, no mínimo, equivalente ao dobro do diâmetro médio da partícula abrasiva.



Figura 4. 7 - Teste do rotor de 4 discos com fluido abrasivo.

Neste sentido, foram projetados rotores com 3 discos e diferentes espaçamentos (1,5; 3,5 e 5,5 mm). Novos testes com água foram realizados para verificar a influência dessas distâncias na curva de desempenho dos rotores (Fig. 4.7).

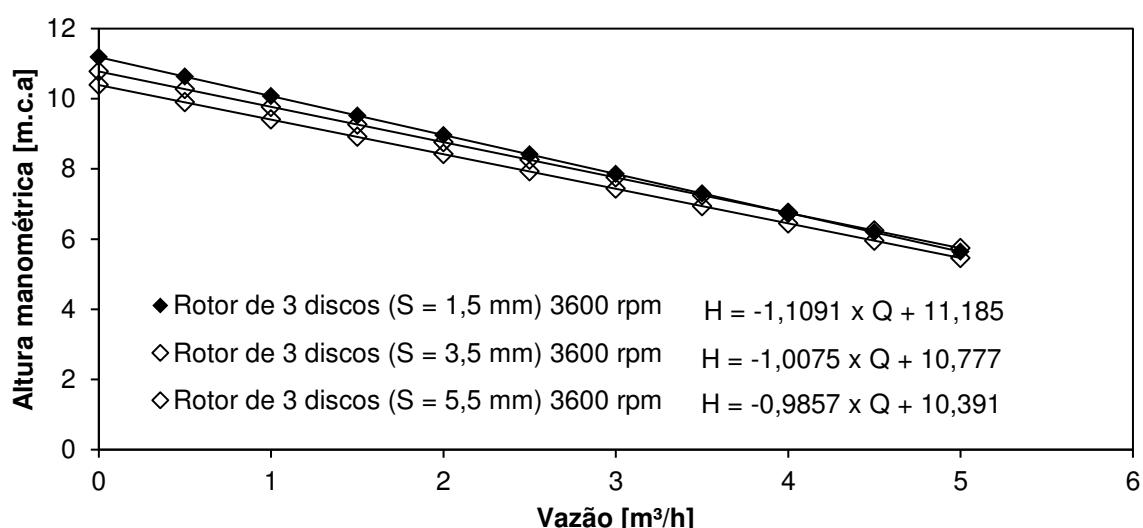


Figura 4. 8 - Comparativo entre curvas características de rotores de 3 discos com três distâncias entre os discos.

De forma semelhante aos resultados obtidos com os rotores de 4 discos, constatou-se que quanto menor a vazão, maior a altura manométrica. Além disso, verificou-se novamente que quanto menor a distância entre os discos maior a altura manométrica, sendo essa diferença minimizada à medida que se caminha para o ponto de máxima vazão.

A comparação entre as curvas características dos rotores de 3 e de 4 discos, ambos com distância entre os discos de 1,5 mm, é apresentada na Fig. 4.9. Apesar de apresentar desempenho superior, o rotor de 4 discos possui taxa de decréscimo da curva mais acentuada conforme incremento da vazão.

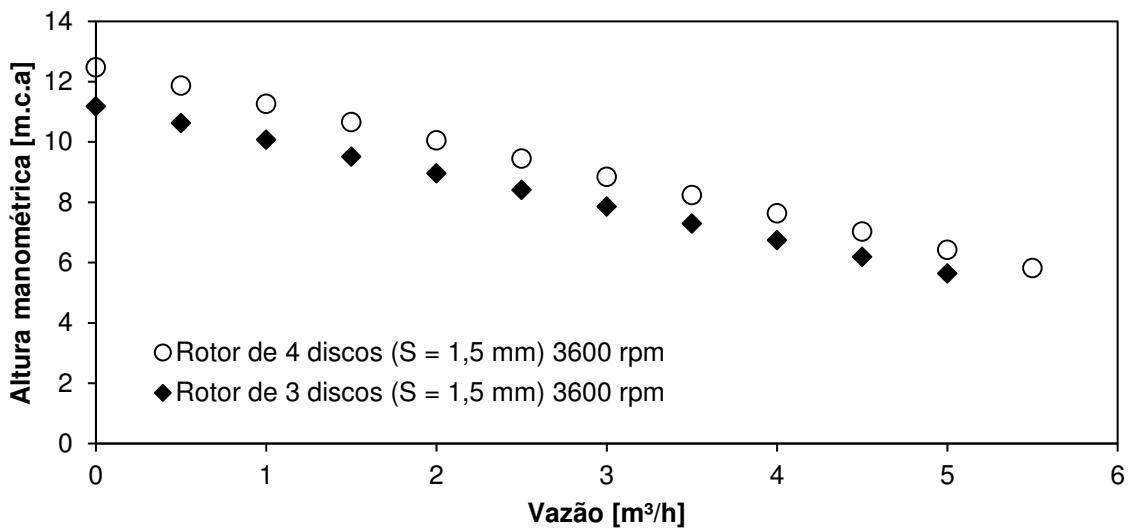


Figura 4. 9 - Comparativo entre curvas características de rotores em função da quantidade de discos.

O comportamento das curvas características dos rotores de disco (com 2, 3 e 4 discos) é sumarizado na Fig. 4.10. Nestes rotores, manteve-se como padrão o diâmetro em 123 mm e distância máxima entre os discos das extremidades: neste caso 10 mm. As curvas do rotor semiaberto, obtidas sob duas rotações, foram inclusas no gráfico para fins de comparação de desempenho. Observa-se o significativo efeito da rotação no desempenho do rotor semiaberto, reiterando sua indicação de uso em bombas de água. Para a rotação de 3600 rpm, o rotor semiaberto apresentou os maiores valores de altura manométrica, variando de 16,4 a 9,2 m em função do aumento da vazão. O segundo a apresentar melhor desempenho foi o rotor de 4 discos (com 1,5 mm entre discos), seguido pelo de 3 discos (com 3,5 mm entre discos): ambos operando a 3600 rpm.

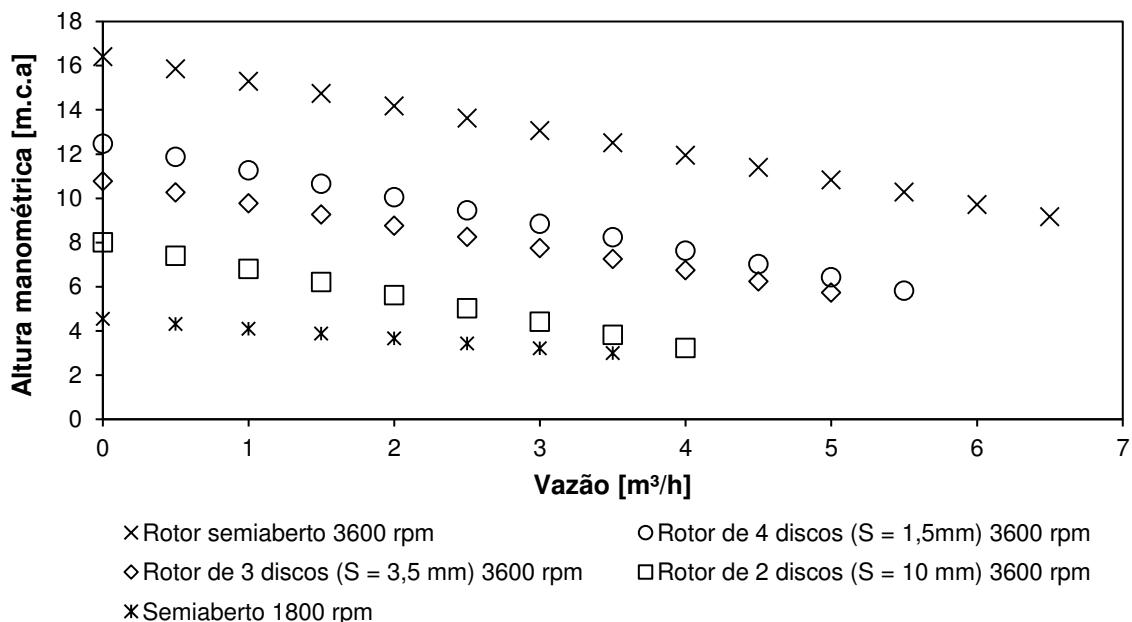


Figura 4. 10 - Curvas características de diferentes modelos de rotores.

Apesar de possuir altura manométrica inferior àquela apresentada para o rotor de 4 discos, (10,39 m), o rotor de 3 discos com maior espaçamento (5,5 mm) proporcionou taxa de decréscimo da altura inferior aos demais rotores (0,98 m por m^3/h), o que representa 11,13% de redução desta variável.

O desempenho diferenciado do rotor semiaberto, comparado aos rotores de discos, é atribuído à presença de pás. Por meio delas, o fluido adquire velocidade tangencial e radial por transferência de quantidade de movimento e, assim, maior pressão na saída da bomba (MACINTYRE, 1997; AZEVEDO NETTO & FERNÁNDEZ, 2015; ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Nos rotores de discos, o fluido é impulsionado apenas por forças viscosas (TESLA, 1913b; DURANT, 1977; GURTH, 1982; POSSEL, 1983), o que justifica menores alturas manométricas. Visto isto, infere-se que os rotores de múltiplos discos terão sempre desempenho inferior aos dos rotores semiabertos quando comparados na mesma rotação.

Não obstante a necessidade de operação a altas rotações para melhor desempenho, o rotor semiaberto apresenta limitação de uso para fluidos abrasivos. Conforme discutido anteriormente, não é recomendada a utilização de rotores semiaberto com altas rotações (3600 rpm) para bombeamento de polpa de minério em virtude do intenso desgaste ocasionado pelo impacto das partículas nas pás, o que reduz, consideravelmente, a vida útil do rotor (WARMAN, 2009).

Em se tratando dos rotores de discos, investigou-se a influência da rotação na determinação das curvas características experimentais. Nesse sentido, para os rotores de 3

discos foram realizados testes nas seguintes rotações: 3600, 2700 e 1800 rpm. A Fig. 4.11 apresenta os resultados obtidos.

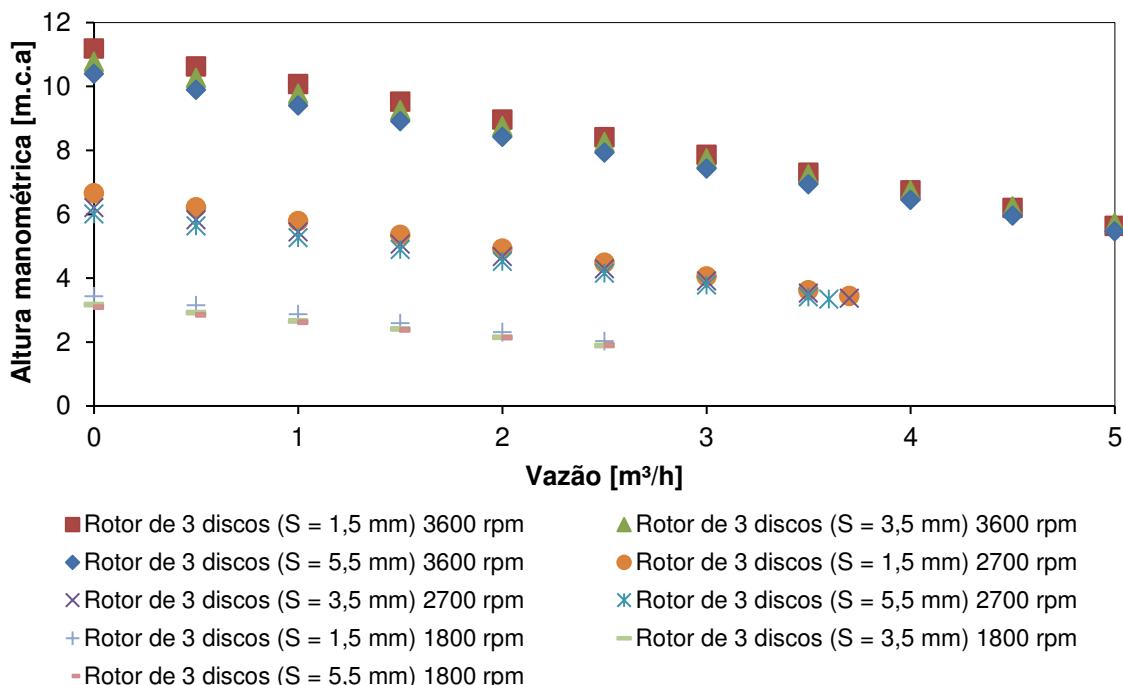


Figura 4.11 - Curvas características de rotores de 3 discos submetidos a rotações de 3600, 2700 e 1800 rpm.

Conforme esperado, independente do espaçamento entre discos (1,5; 3,5 ou 5,5 mm), quanto menor a rotação menor será a altura manométrica, tal como observado no rotor semiaberto.

As leis de semelhança preconizam equações (Eqs 2.1, 2.2 e 2.3) para estimar as curvas características de rotores convencionais (fechados e semiabertos) para diferentes rotações (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Para tanto, faz-se necessário conhecer ao menos uma curva característica experimental (geralmente fornecida pelo fabricante da bomba). Tendo em vista a similaridade comportamental dos rotores de 3 discos e do rotor semiaberto (Figs 4.10 e 4.11), cogitou-se a possibilidade de utilização das leis de semelhança para rotores de discos. Foram realizados testes em três rotações diferentes (3600, 2700 e 1800 rpm) para um rotor semiaberto (Fig. 4.12) e para um rotor de 3 discos com os espaçamentos de 1,5; 3,5 e 5,5 mm (Fig. 4.13). Os resultados experimentais foram comparados a valores calculados segundo as leis de semelhança.

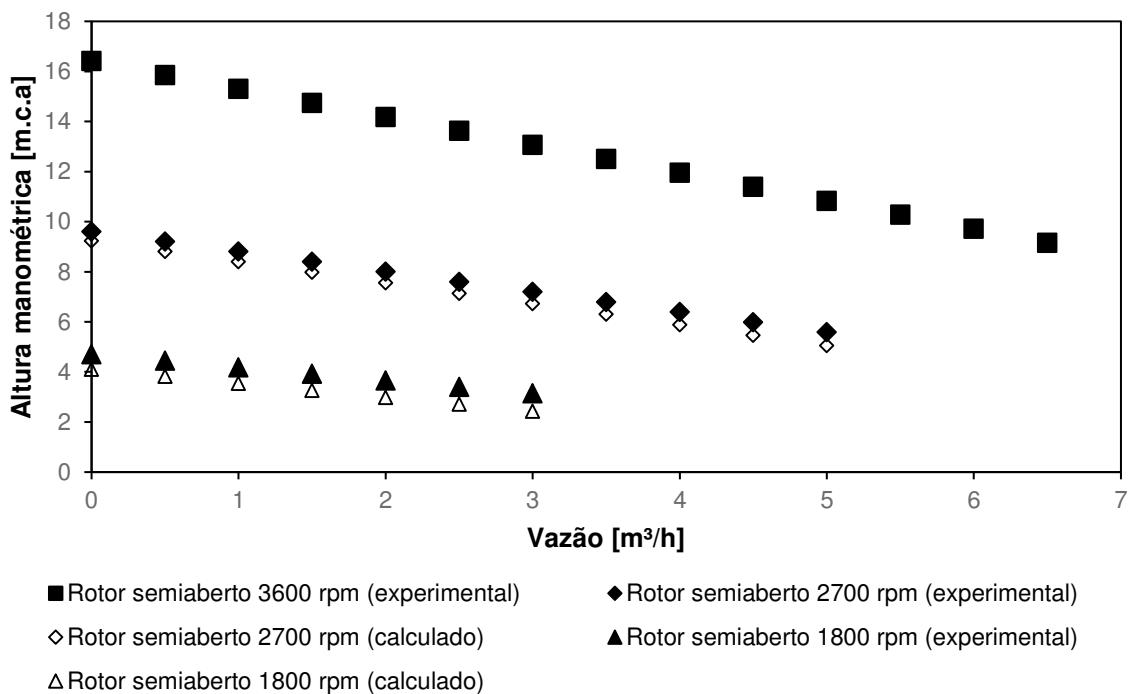


Figura 4.12 - Comparativo entre os valores experimentais e os valores calculados utilizando as leis de semelhança para a curva característica do rotor semiaberto.

De maneira geral, observa-se boa semelhança entre as curvas características calculadas e experimentais. Ressalta-se que menores desvios foram registrados para a rotação de 2700 rpm. Logo, conclui-se que, quanto mais distante da rotação de referência, maior será o desvio. Nestes experimentos, a condição ideal de trabalho da bomba era de 3600 rpm (SCHNEIDER MOTOBOMBAS, 2013).

A partir dos valores experimentais e aqueles calculados pelas leis de semelhança, determinou-se o erro relativo médio conforme a rotação e tipo de rotor. Para o rotor semiaberto para a rotação de 2700 rpm o erro médio foi de 6,32%. Esse erro foi intensificado para 17,26% com a redução da rotação para 1800 rpm. Para os rotores de 3 discos, na velocidade intermediária de rotação, os erros relativos médios foram de 6,01; 2,76 e 3,65%, para os espaçamentos de 1,5; 3,5 e 5,5 mm, respectivamente. Tais erros aumentaram quando o rotor girou a 1800 rpm, equivalentes a 23,68; 19,01 e 21,31%.

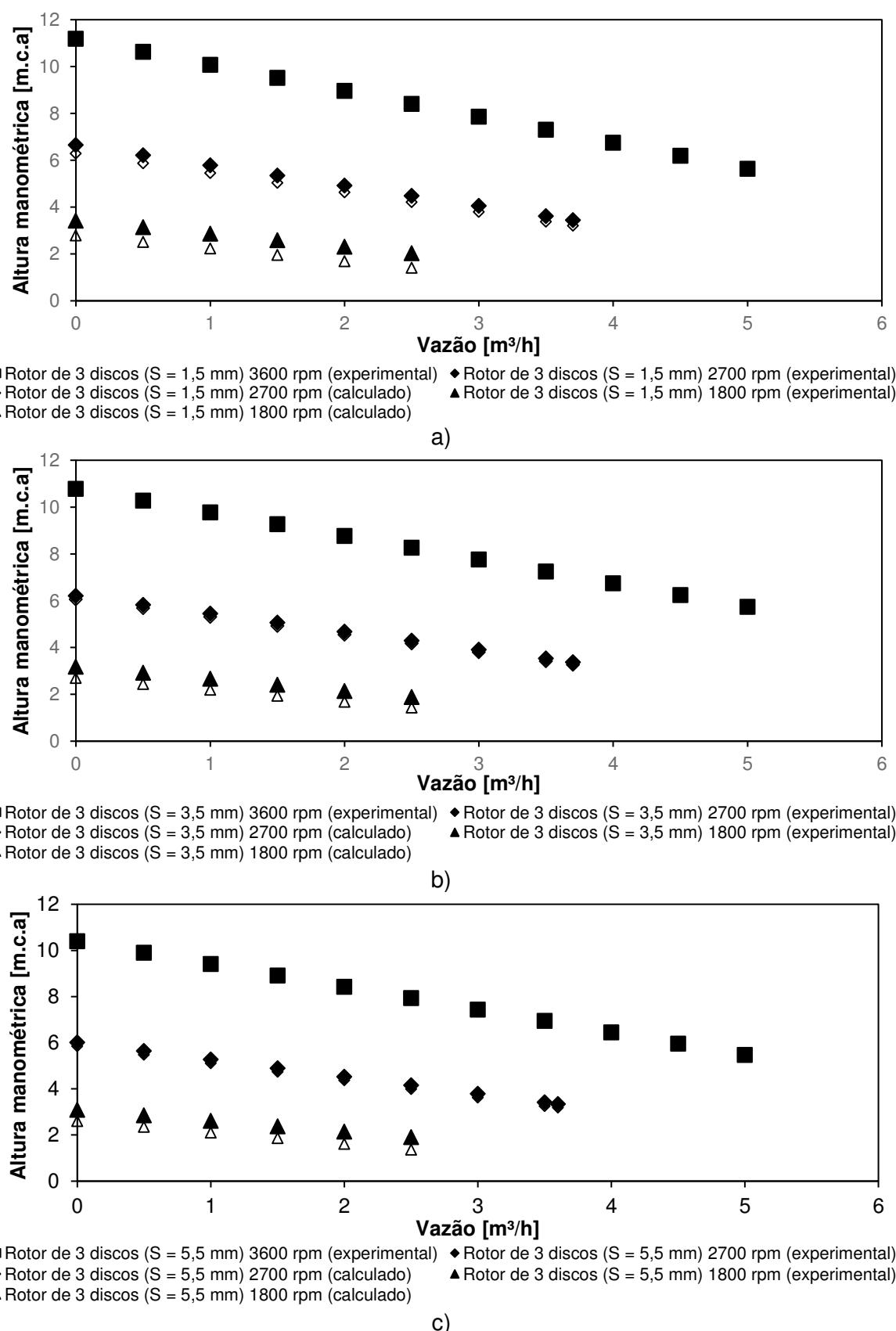


Figura 4.13 - Comparativo entre os valores experimentais e os valores calculados utilizando as leis de semelhança para a curva característica do rotor de 3 discos. a) 1,5 mm de espaçamento entre os discos; b) 3,5 mm de espaçamento; c) 5,5 mm de espaçamento entre os discos.

Tabela 4. 2 - Altura manométrica obtida experimentalmente e calculada pelas leis de semelhança para rotores semiaberto e de 3 discos.

Rotor	Q[m ³ /h]	2700 rpm			1800 rpm		
		H [m.c.a]		Erro Rel. [%]	H [m.c.a]		Erro Rel. [%]
		Experimenta	Calculad		Experimenta	Calculad	
Semiaberto	0,0	9,61	9,23	3,92	4,71	4,10	12,92
	0,5	9,21	8,82	4,27	4,45	3,83	14,07
	1,0	8,81	8,40	4,65	4,19	3,55	15,36
	1,5	8,40	7,98	5,06	3,93	3,27	16,83
	2,0	8,00	7,56	5,52	3,67	2,99	18,51
	2,5	7,60	7,14	6,03	3,41	2,71	20,44
	3,0	7,20	6,72	6,59	3,14	2,43	22,70
	3,5	6,80	6,31	7,22			
	4,0	6,39	5,89	7,93			
	4,5	5,99	5,47	8,73			
	5,0	5,59	5,05	9,65			
	Erro Médio			6,32			17,26
3 discos 1,5 mm	0,0	6,65	6,29	5,44	3,43	2,80	18,44
	0,5	6,22	5,88	5,54	3,15	2,52	20,01
	1,0	5,79	5,46	5,65	2,87	2,24	21,88
	1,5	5,35	5,04	5,78	2,59	1,96	24,16
	2,0	4,92	4,63	5,93	2,31	1,69	26,99
	2,5	4,49	4,21	6,11	2,03	1,41	30,60
	3,0	4,05	3,80	6,34			
	3,5	3,62	3,38	6,61			
	3,7	3,45	3,21	6,74			
	Erro Médio			6,01			23,68
	0,0	6,21	6,06	2,38	3,18	2,69	15,15
	0,5	5,83	5,68	2,45	2,92	2,44	16,31
3 discos 3,5 mm	1,0	5,44	5,31	2,52	2,66	2,19	17,69
	1,5	5,06	4,93	2,61	2,40	1,94	19,37
	2,0	4,68	4,55	2,71	2,15	1,69	21,45
	2,5	4,29	4,17	2,83	1,89	1,44	24,09
	3,0	3,91	3,80	2,97			
	3,5	3,53	3,42	3,14			
	3,7	3,38	3,27	3,22			
	Erro Médio			2,76			19,01
	0,0	6,01	5,85	2,74	3,09	2,60	15,83
	0,5	5,64	5,48	2,90	2,85	2,35	17,51
3 discos 5,5 mm	1,0	5,27	5,11	3,08	2,61	2,11	19,49
	1,5	4,90	4,74	3,29	2,38	1,86	21,87
	2,0	4,53	4,37	3,54	2,14	1,61	24,77
	2,5	4,16	4,00	3,83	1,91	1,37	28,39
	3,0	3,79	3,63	4,17			
	3,5	3,41	3,26	4,59			
	3,6	3,34	3,18	4,69			
	Erro Médio			3,65			21,31

Q = vazão [m³/h]; H = Altura Manométrica [m.c.a.]; Erro Rel. = Erro Relativo [%]

Na rotação de 2700 rpm, o rotor semiaberto apresentou o maior erro médio (6,32%). Por outro lado, para velocidades inferiores (1800 rpm), seu erro médio foi o menor registrado (17,26%). Ainda assim, os erros encontrados na rotação à 1800 rpm foram mais expressivos, representando até 23,68%. Isso pode ser justificado porque a bomba utilizada no teste não é geometricamente similar. Visto isto, deve-se garantir a igualdade do coeficiente de capacidade (relação de vazão por rotação e diâmetro ao cubo), do número de Reynolds e da relação entre a rugosidade e o diâmetro tanto para as condições na rotação ideal da bomba (de 3600 rpm) quanto na rotação de uso (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Na bomba utilizada neste teste, o coeficiente de capacidade difere-se para as rotações, ampliando o erro à medida que a velocidade de rotação afasta-se da ideal recomendada pelo fabricante (de 3600 a 1800 rpm).

Assim, as fórmulas preconizadas pelas leis de semelhança podem ser utilizadas para obtenção de dados aproximados, desde que não haja muita discrepância entre a condição ideal da bomba e a de trabalho. Em suma, sugere-se a aplicação das leis de semelhança para rotores de discos em rotações entre 3600 e 2700 rpm.

4.3. Testes de desgaste - Fluido de trabalho composto por água e carbeto de silício

Nos testes de desgaste dos rotores foi utilizada uma suspensão aquosa de carbeto de silício (aproximadamente 5%) como fluido abrasivo. Em ensaios preliminares, observou-se que o comportamento do sinal de saída do sensor de vazão estava com alto nível de ruído.

Diante de tal resultado, foram realizadas pesquisas bibliográficas para avaliar se tal problema já havia sido relatado por outros autores. Molina 2008, por exemplo, comenta em seu trabalho que o funcionamento correto de um sensor eletromagnético depende de dois fatores: condutividade do líquido e presença de sólidos ou gases. A condutividade mínima pode variar 5 $\mu\text{S}/\text{cm}$ para os medidores comuns até 1 $\mu\text{S}/\text{cm}$ para medidores especiais. A presença de sólidos ou gases gera perturbação no sinal adquirido pelos sensores eletromagnéticos acarretando altos níveis de ruído, deteriorando o sinal de resposta do sensor e, consequentemente, o valor da vazão medida.

Conclui-se, portanto, que o ruído era causado pelo abrasivo que, dentre outros parâmetros, altera a condutividade elétrica do fluido. Segundo Andrews (2001) o ruído pode ser tratado de forma a obter resultado próximo ao valor real. Para tanto, testou-se o filtro de Kalman (KALMAN, 1960) no tratamento dos dados experimentais.

Com a bancada em operação, bombeando apenas água, foram adquiridos os valores de vazão para os primeiros 12 minutos de teste. Na sequência, foi adicionado 1 kg de cloreto de sódio para alterar a condutividade do fluido e os testes tiveram continuidade até 24 minutos.

A Fig. 4.14 mostra a curva obtida experimentalmente para as duas condições e a curva ajustada por meio do filtro de Kalman.

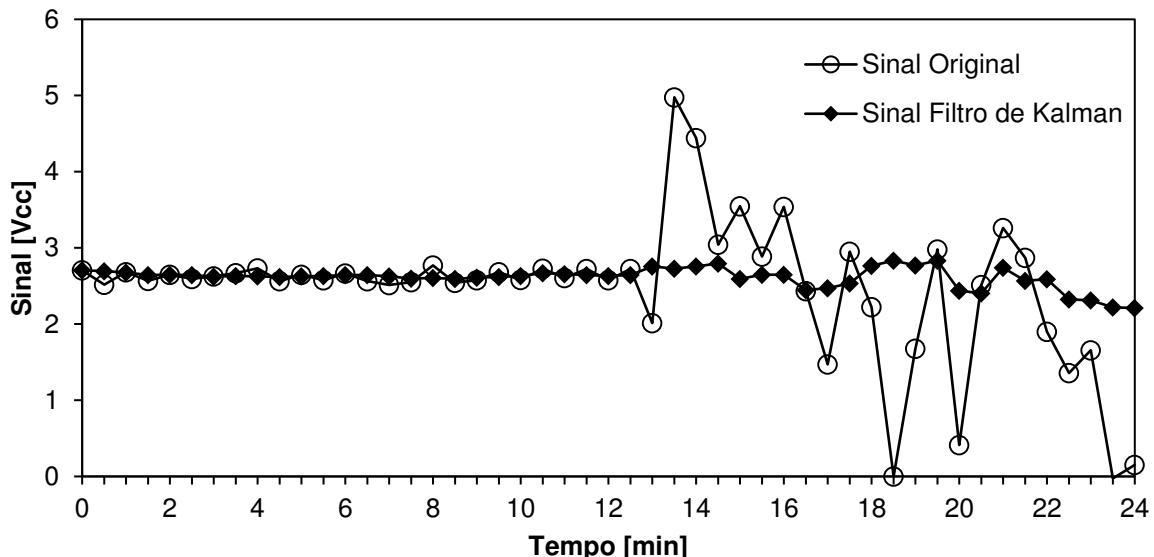


Figura 4. 14 - Comparativo do sinal adquirido do sensor de vazão e após a utilização do filtro de Kalman.

A média do sinal adquirido nos 12 primeiros minutos do teste, ou seja, quando havia apenas água no sistema, foi de 2,6281 Vcc (voltagem corrente contínua). Após a adição do sal, o valor médio do sinal foi de 2,2736 Vcc, oscilando entre -0,0258 e 4,9763 Vcc. Sendo assim, o erro relativo com a solução salina e sem tratamento dos dados foi de 15,59%. Com o filtro de Kalman, a partir dos 12 minutos de teste, o sinal médio do sensor de vazão teve redução de 86,46 pontos percentuais no erro. Esses resultados embasaram o uso do filtro de Kalman no tratamento dos dados para estimativa de todos os valores de vazão dos fluidos abrasivos apresentados na sequência deste trabalho.

Findos os testes preliminares e confirmada a eficácia do filtro de Kalman no tratamento do ruído, o ensaio de desgaste foi realizado utilizando um rotor semiaberto e um de 3 discos (5,5 mm de espaçamento entre discos), ambos à rotação de 3600 rpm. Os resultados da vazão e da altura manométrica em função do tempo ($\Delta t = 5$ s) para os dois modelos de rotor são apresentados nas Figs 4.15 e 4.16, assim como na Tab. 4.3.

No rotor de disco ocorreu pequeno decréscimo da vazão nas primeiras horas, a qual, posteriormente, se estabilizou. No rotor semiaberto, por sua vez, a vazão reduziu em 31,9% nas primeiras 3,75 horas, mantendo-se praticamente constante até o final do teste (Fig. 4.15). Maiores oscilações e queda também foram observadas na altura manométrica do rotor semiaberto (Fig. 4.16).

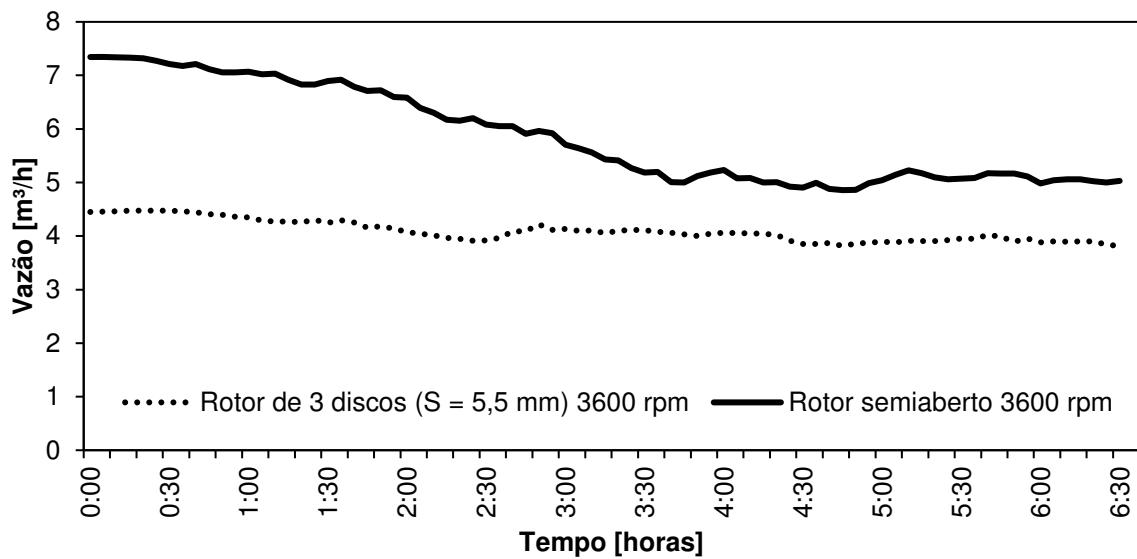


Figura 4. 15 - Vazão do fluido abrasivo em função do tempo.

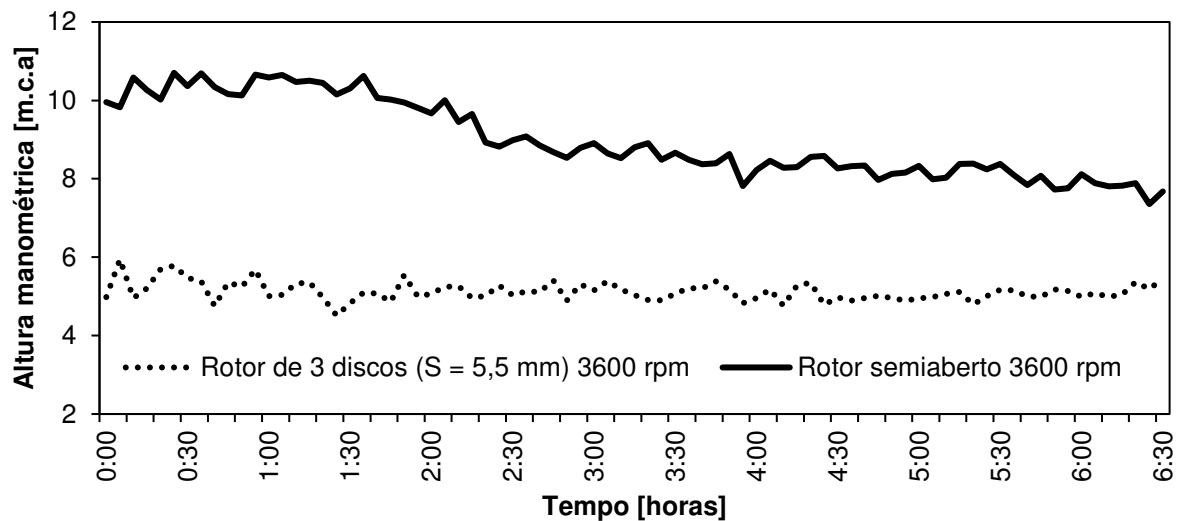


Figura 4. 16 - Diferença de altura manométrica em função do tempo.

Tabela 4. 3 - Valores de vazão, da altura manométrica e do percentual de redução dessas variáveis para dois modelos de rotores no bombeamento de fluido abrasivo.

Tempo (Horas)	Semiaberto				Rotor de 3 discos			
	Vazão [m³/h]	Redução [%]	ΔH [m.c.a]	Redução [%]	Vazão [m³/h]	Redução [%]	ΔH [m.c.a]	Redução [%]
0:00 – 0:30	7,31	0	10,25	0	4,46	0	5,43	0
3:30 – 4:00	5,13	29,82	8,37	18,34	4,06	8,97	5,12	5,71
6:00 – 6:30	5,02	31,33	7,79	24,00	3,85	13,68	5,16	4,97

No rotor de disco ocorreu um pequeno decréscimo da vazão nas primeiras horas, a qual, posteriormente, se estabilizou. No rotor semiaberto, por sua vez, a vazão reduziu-se em 31,9% nas primeiras 3,75 horas, e depois se manteve praticamente constante até o final do teste (Fig. 4.15). Maiores oscilações e queda também foram observadas na altura manométrica do rotor semiaberto (Fig. 4.16).

A redução da altura manométrica no rotor semiaberto foi 5 vezes maior quando comparada ao rotor de disco, e a redução da vazão foi de 6 vezes (Tab. 4.3). Esse comportamento decorre da finalidade de uso do rotor semiaberto, projetado para trabalhar com água e não com fluido abrasivo. Portanto, as quedas nos parâmetros analisados justificam-se pelo desgaste das pás com o tempo, que culmina em menor transferência de energia ao fluido (MACINTYRE, 1997). Postula-se que para minimizar esse comportamento regido pelo desgaste, a velocidade de rotação deve ser atenuada (MACKAY, 2004; MORRIS, 2013).

O sútil aumento da altura manométrica observado após a terceira hora, no rotor de disco (Tab. 4.3), deu-se a um defeito apresentado no rotor. Uma vez que a fixação dos discos à base foi realizada com cola epóxi, durante o ensaio houve descolamento do disco interferindo na leitura da altura manométrica. Após constatado este incidente, a união dos discos dos demais modelos de rotor passou a ser realizada por tratamento térmico com ajuste por interferência.

Apesar do melhor desempenho do rotor semiaberto, quando comparado ao de disco no bombeamento de água pura (Fig. 4.10), seu desgaste foi visualmente maior durante o bombeamento da polpa mineral (Fig. 4.17a), resultando em brusca redução na vida útil do rotor. O rotor de disco, por sua vez, destaca-se pela vida útil superior e menor redução nos valores de altura manométrica e vazão ao longo do tempo.



a)

Figura 4. 17 - Rotores. a) rotor semiaberto: novo, à esquerda, e após 6:30 horas de teste, à direita, evidenciando o desgaste das pás; b) rotor de 3 discos: antes do teste, à esquerda, e após 6:30 horas de teste, à direita. Cabe mencionar que os discos se soltaram durante o experimento.

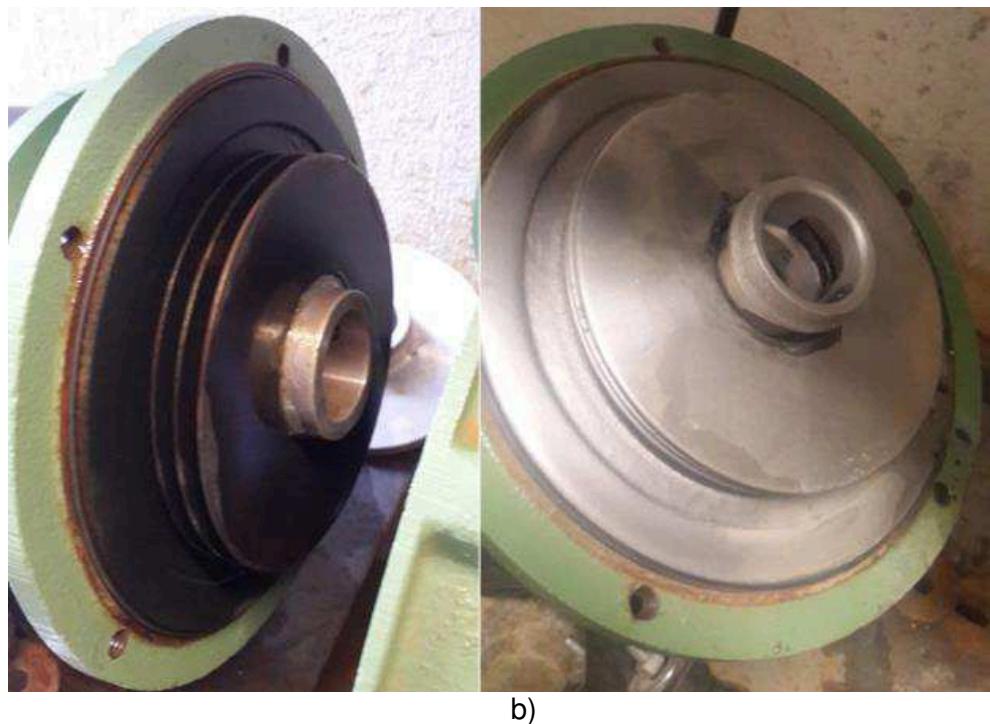


Figura 4. 18 – Continuação.

Uma vez que no ensaio anterior observaram-se diferenças expressivas entre o comportamento dos rotores, evidenciadas pelos valores de vazão e da altura manométrica, buscou-se minimizar essas discrepâncias para melhorar a comparação entre seus desempenhos no bombeamento de fluido abrasivo. Este propósito foi alcançado ajustando a rotação do rotor semiaberto. O ajuste foi baseado em estudos que propõem rotações mais baixas para bombeamento de particulados por rotores semiabertos (MACKAY, 2004; MORRIS, 2013). A 3600 rpm, as vazões iniciais para os rotores semiaberto e de 3 discos foram de 7,34 e 4,45 m³/h, e os respectivos ΔP de 9,96 e 4,98 m.c.a (Figs 4.15 e 4.16). Reduzindo-se a velocidade de rotação do semiaberto para 1800 rpm, a vazão e altura manométrica iniciais foram para 3,66 m³/h e 2,93 m (Figs 4.18 e 4.19) respectivamente. A padronização foi calculada de acordo com as leis de semelhança (Eqs 2.1, 2.2 e 2.3). Assim, a redução da rotação, além de reduzir o desgaste, também reduziu a vazão e a altura manométrica no rotor semiaberto, tornando os parâmetros analisados mais próximos aos do rotor de discos e garantindo uma comparação mais eficiente.

Em virtude do exposto, nos ensaios seguintes, reduziu-se a velocidade de rotação do rotor semiaberto para 1800 rpm. Para os rotores de disco (independentemente da quantidade de discos) a velocidade de rotação foi mantida a 3600 rpm, uma vez que, mesmo nesta rotação, não apresentam altos índices de desgaste. Inclusive, algumas patentes destacam

que os rotores de disco têm melhor desempenho sob altas rotações (TESLA, 1913b; DURANT, 1977; GURTH, 1982; POSSEL, 1983; BLACKSTONE, 2011; GILLIAM, 2012).

Além dos rotores semiaberto e de 3 discos (com espaçamento entre discos de 5,5 mm), no ensaio de desgaste com rotações adaptadas, foi testado um rotor de 2 discos. Os resultados da vazão e da altura manométrica em função do tempo para os três modelos de rotor são comparados nas Figs 4.18 e 4.19.

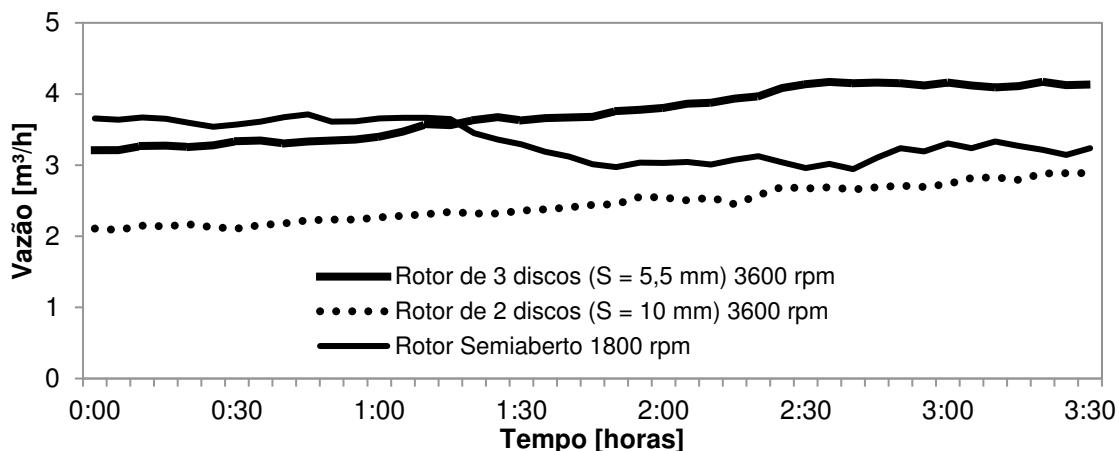


Figura 4. 19 - Comparativos das vazões dos rotores de 3 e 2 discos com o rotor semiaberto em função do tempo de bombeamento do fluido abrasivo.

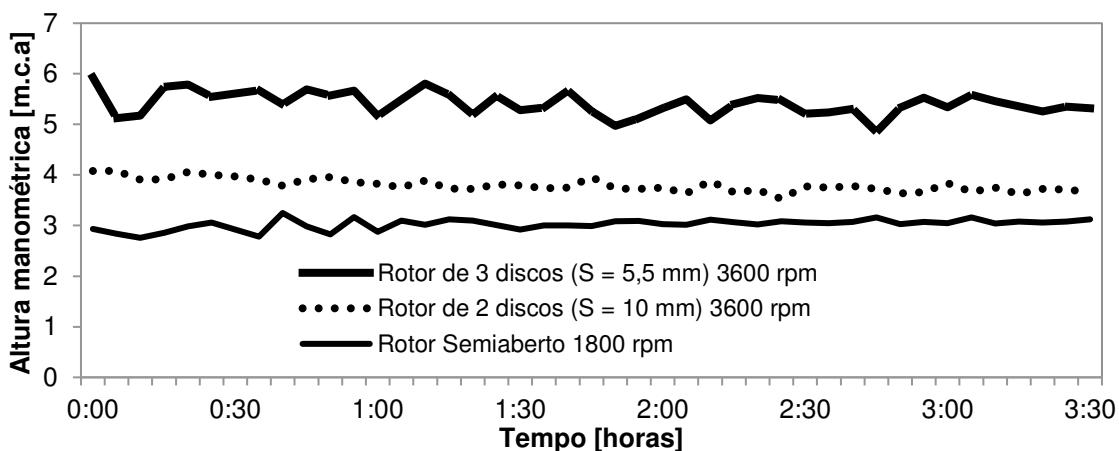


Figura 4. 20 - Comparativos das alturas manométricas dos rotores de 3 e 2 discos com o rotor semiaberto em função do tempo de bombeamento do fluido abrasivo.

Apesar dos valores iniciais de vazão inferiores à do semiaberto, os rotores de discos configuraram uma reta ascendente, atingindo vazão final até 1,27 vezes superior à do semiaberto (para o rotor de 3 discos) (Fig. 4.18). Possivelmente, com o decorrer do tempo, o desgaste promovido pelas partículas abrasivas aumentou as regiões de entrada do rotor (entre os discos), levando ao aumento da vazão. O incremento da vazão nos rotores de discos pode ser também atribuído a um pequeno incremento da viscosidade do fluido, devido à

fragmentação do material abrasivo e ao aumento da temperatura do fluido decorrentes da alta rotação (3600 rpm). A temperatura do fluido, no início e no final do teste, foi de, aproximadamente, 24 e 55ºC.

Cabe destacar que os testes foram realizados em vazão próxima à velocidade de deposição (1,51 m/s). Assim, acredita-se que o escoamento não se encontrava totalmente homogêneo. Nesse sentido, pode ter ocorrido um pouco de sedimentação no teste com o rotor semiaberto (operando a baixa rotação). A partícula sedimentada pode reduzir a velocidade do fluido no bombeamento ou mesmo obstruir parcialmente sua passagem, resultando em menores vazões.

No caso dos rotores de disco, operando com vazão superior, ocorre maior redução do diâmetro médio das partículas devido ao atrito quando comparado ao semiaberto. Logo, a velocidade crítica tende a diminuir e, consequentemente, há menor possibilidade de sedimentação do material abrasivo. Assim, o fluido escoa livremente pela tubulação ganhando energia e maiores valores de vazão.

A queda da vazão observada no rotor semiaberto aos 75 minutos transcorridos o teste indica sua menor durabilidade comparativamente aos rotores de discos. Na indústria de mineração, recomenda-se a substituição das bombas quando a vazão se reduz em 15%, o que implicaria na troca do rotor semiaberto com 95 min de operação. Por sua vez, os rotores de discos mantiveram seu funcionamento até o final do teste, o que permitiria o bombeamento da polpa de minério por mais tempo sem interrupção da linha. A vida útil dos rotores de discos foi até 2 vezes superior à do rotor semiaberto.

A altura manométrica se manteve praticamente constante para os três modelos de rotores testados (Fig. 4.19). Em contraponto, o rotor semiaberto, que havia configurado maior vazão no início do teste, apresentou menor altura manométrica comparativamente aos rotores de discos ao final dos testes. Nestes, maior altura foi observada com o aumento do número de discos devido ao aumento das forças viscosas.

É interessante observar que, apesar da queda da vazão no rotor semiaberto após 95 minutos de teste, não houve redução da altura manométrica.

A redução da rotação do rotor semiaberto possibilitou sua comparação com os rotores de discos. Apesar da literatura sugerir que tal redução seja de 2 / 3 a 3 / 4 da velocidade de projeto (MACKAY, 2004; MORRIS, 2013), neste trabalho a redução de 3600 para 1800 rpm foi suficiente para comparar os rotores quanto ao volume de fluido abrasivo deslocado. Nessas condições, o rotor de disco mostrou-se mais eficiente quanto ao desgaste, mantendo os valores de vazão e de altura manométrica, diferentemente do rotor semiaberto que apresentou redução considerável da vazão após uma hora de teste.

Os desgastes nas carcaças e nos rotores de 3 discos e semiaberto foram quantificados pelas perdas de massa (Tab. 4.4). Observou-se relação inversa entre os componentes desgastados: o rotor semiaberto perdeu mais massa comparativamente ao de 3 discos embora com menos danos à carcaça da bomba. Mais uma vez, ressalta-se a maior vida útil do rotor de discos frente ao semiaberto, pelo percentual de manutenção de sua massa. Uma hipótese acerca do desgaste gerado na carcaça com o rotor de 3 discos pode ser referente à maior rotação do rotor, que impulsionou as partículas abrasivas contra as paredes da bomba. O impacto na superfície removeu massa, desgastando a carcaça.

A segunda hipótese se dá pelo desgaste na sucção do rotor. A Figura 4.20 mostra o desgaste ocorrido na parte interna externa da entrada do rotor devido ao fluxo de fluido abrasivo, bem como na região de sucção da carcaça.

Tabela 4. 4 - Valores de desgaste, em porcentagem, dos testes realizados com os rotores semiaberto e de 3 discos, nas rotações de 1800 e 3600 rpm, respectivamente.

Rotor	Perda de massa [%]	
	Carcaça	Rotor
Semiaberto	0,22	8,52
De 3 discos	0,94	7,48

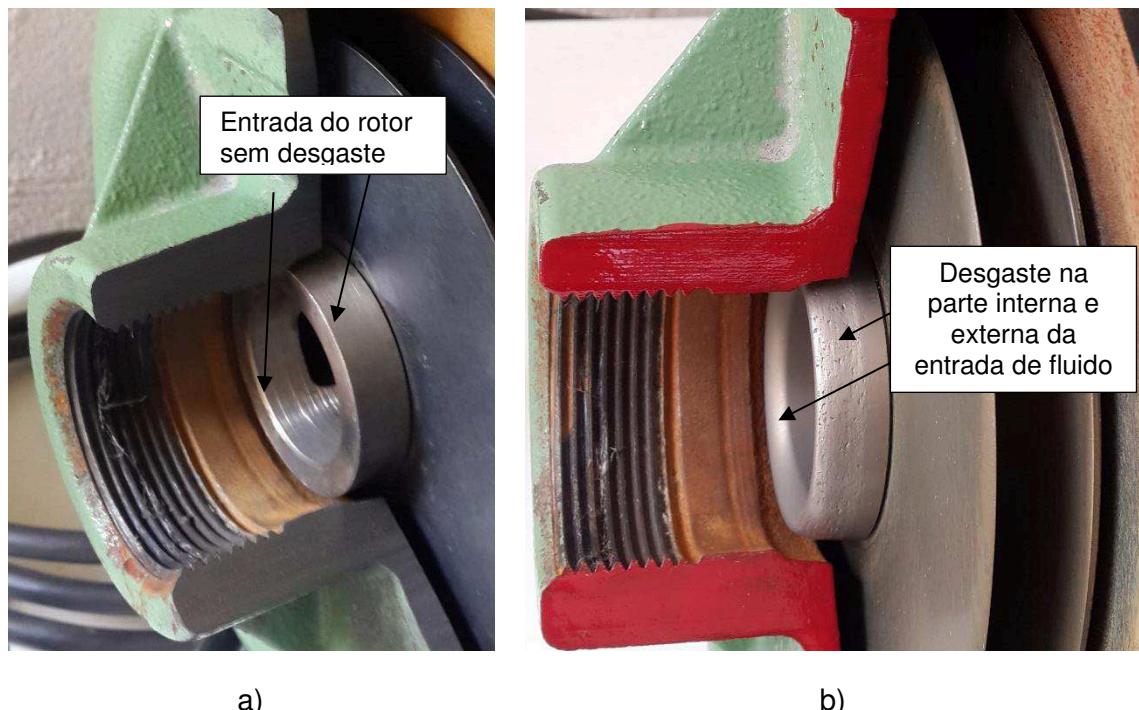


Figura 4. 21 - Entrada de fluido dos rotores de disco a) rotor novo e carcaça usada e b) rotor e carcaça desgastados.

4.4. Determinação da curva característica (Q x H) após desgaste dos rotores

Após os testes de bombeamento do fluido abrasivo, os rotores de disco e semiaberto, já desgastados, foram utilizados para determinação de suas respectivas curvas características. Para tanto, nas condições preestabelecidas de rotação, foram obtidas as alturas manométricas em função da variação da vazão, assim como os percentuais de rendimento da bomba (Figs 4.20 e 4.21). Neste experimento, água pura foi empregada como fluido, e as curvas características determinadas anteriormente aos testes de desgaste foram plotadas para fins de comparação.

Após os testes de bombeamento do fluido abrasivo, os rotores de disco e semiaberto, já desgastados, foram submetidos a novos testes para análise de suas curvas características. Nestes experimentos, água pura foi empregada novamente como fluido de trabalho. As curvas características antes e após o desgaste para rotações de 3600 e 1800 rpm são apresentadas na Fig. 4.20.

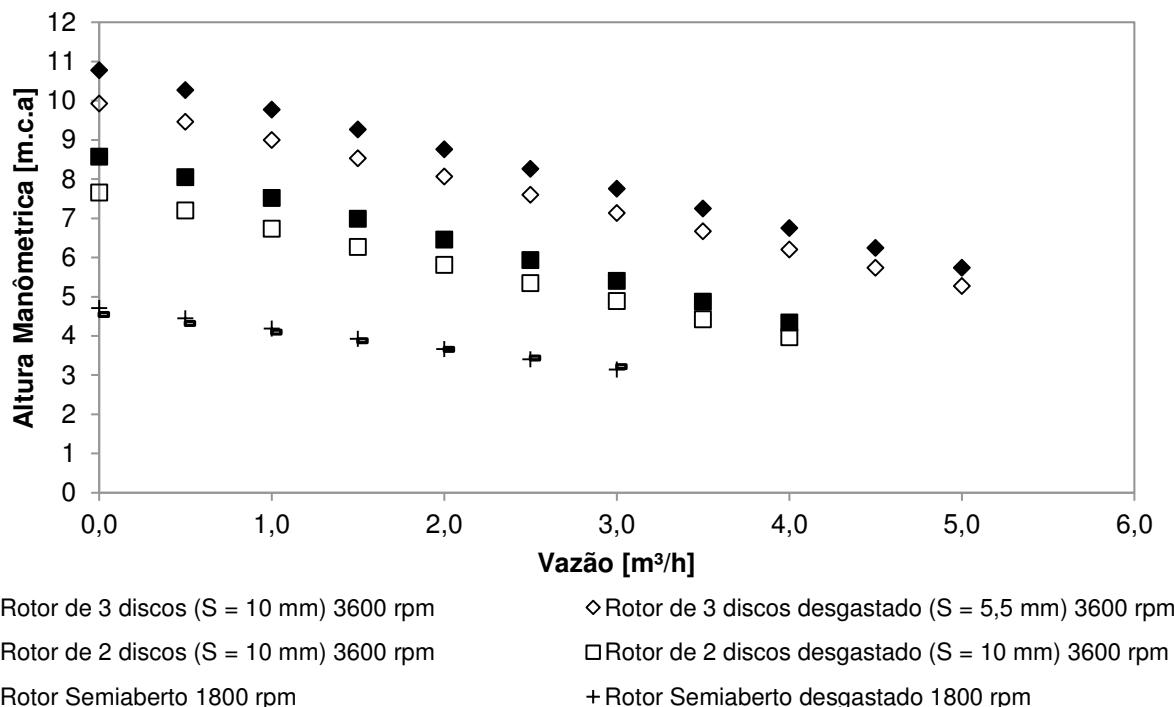


Figura 4. 20 - Curvas características dos rotores antes e depois dos testes de desgaste. Rotor de 2 discos; Rotor de 3 discos (com espaçamento entre discos de 5,5 mm); Rotor semiaberto. Velocidades de rotação de 3600 e 1800 rpm, respectivamente, para os rotores de disco e semiaberto.

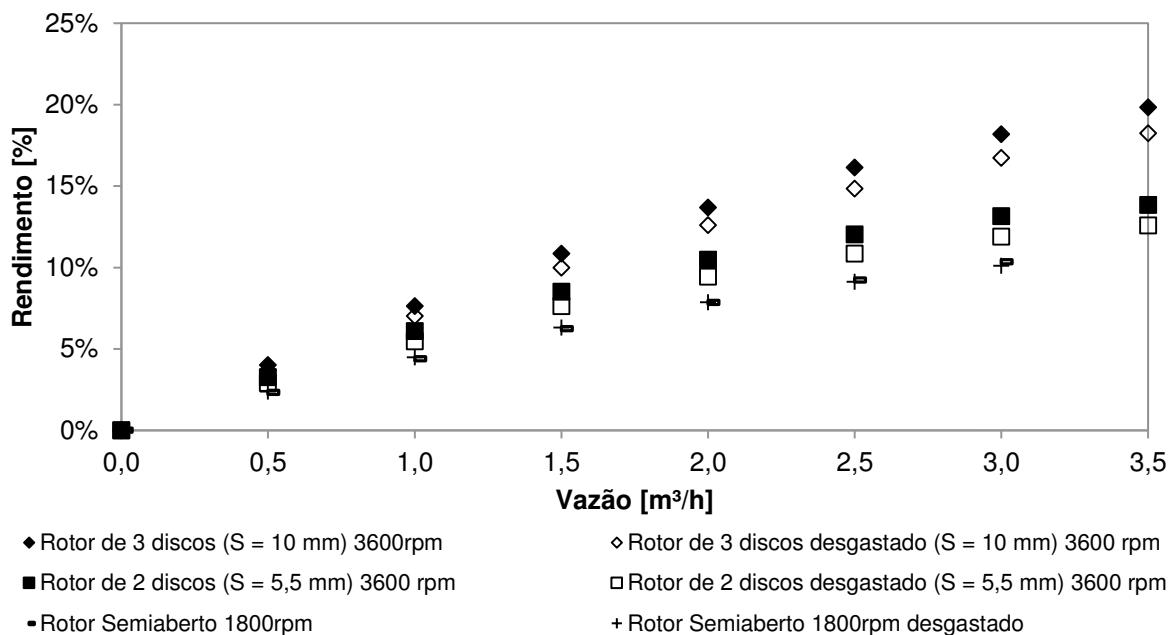


Figura 4.22 - Percentual de rendimento dos rotores antes e depois dos testes de desgaste. Rotor de 2 discos; Rotor de 3 discos (com espaçamento entre discos de 5,5 mm); Rotor semiaberto. Velocidades de rotação de 3600 e 1800 rpm, respectivamente, para os rotores de disco e semiaberto. Rendimentos determinados para bombeamento de água pura.

De maneira geral, observavam-se pequenas diferenças entre as curvas características antes e após os testes de desgaste, independente do rotor (Fig. 4.20). Esse resultado sugere que os rotores de discos podem ser utilizados no bombeamento de fluidos abrasivos pois seu baixo índice de desgaste garante a manutenção da geometria do rotor e, por conseguinte, seu desempenho. Em se tratando do rotor semiaberto, o desgaste não foi suficiente para desencadear diferenças nas curvas uma vez que foi submetido a rotação de 1800 rpm. Soma-se a isto, o fato do volume de fluido bombeado por esse rotor ter sido inferior àquele bombeado pelo rotor de 3 discos (10% a menos). Assim, menor quantidade de abrasivo chocaram-se com as pás.

Com relação ao rendimento operacional dos rotores, observavam-se melhores percentuais à medida que a vazão aumentava. Esse comportamento foi similar para todos os modelos de rotores, previamente desgastados ou não (Fig. 4.21). Máximos percentuais alcançados foram de 9,0; 14,4 e 6,5, para os rotores de 2 e 3 discos e para o semiaberto, respectivamente, antes dos testes com o fluido abrasivo. Após o desgaste, tais rendimentos foram de 8,2; 13,2 e 6,3%. Os baixos valores de rendimento implicam na necessidade de otimização operacional dos modelos de rotores projetados, ainda que o desempenho de bombas centrífugas com rotores originais nem sempre atinja patamares ótimos. A exemplo, cita-se a bomba de água utilizada na bancada experimental, cujo rendimento máximo é de

43% (SCHNEIDER MOTOBOMBAS, 2013). O rendimento máximo se reduz para 26,6% quando é utilizado o rotor semiaberto.

Enfatiza-se que, apesar da queda no rendimento observada nos rotores de discos após os testes de desgaste, estes apresentaram rendimentos superiores ao rotor semiaberto. Logo, o uso de rotores de disco em substituição aos semiabertos em mineradoras pode ser uma prática operacional e financeiramente viável.

4.5. Aferição da qualidade da bancada experimental

Ao final de todos os testes de desgaste, foi realizado um ensaio utilizando um rotor fechado (original da bomba) para comparar as situações inicial e final da bancada experimental. Sabe-se que ocorreram desgastes na rede hidráulica uma vez que, a cada troca da carcaça da bomba, eram constatadas deteriorações na tubulação. Nesse sentido, determinou-se a curva característica do rotor fechado na bancada desgastada (Fig. 4.22) comparando-a à curva obtida antes dos testes (Fig. 4.1). Ressalta-se que ambos os ensaios foram realizados com água pura.

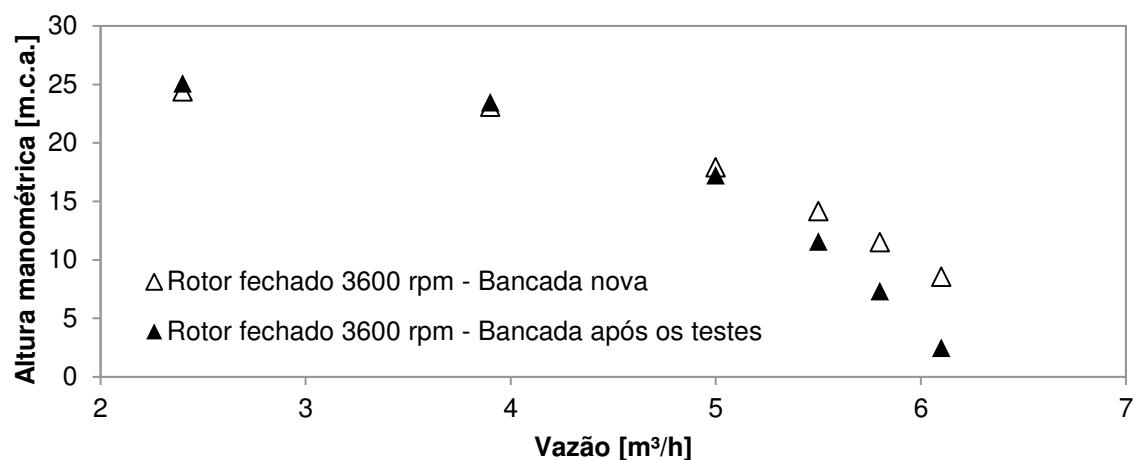


Figura 4. 23 - Comparativo entre as curvas características do rotor fechado (original da bomba) antes e depois do desgaste da bancada experimental.

A diferença observada entre as curvas características pode ser atribuída à diferença intrínseca dos rotores utilizados no primeiro e no último teste, bem como o desgaste que ocorreu em toda bancada (carcaça da bomba e tubulações). Os rotores originais da bomba BC-92 são fabricados por fundição. Sendo assim, dificilmente será obtido o mesmo resultado para dois rotores diferentes, pois o processo de fabricação não é 100% padronizado. Infere-se, portanto, que a bancada não sofreu degradação significativa devido ao bombeamento do fluido abrasivo.

É importante salientar que a escassez de informações acerca do uso de rotores de discos no bombeamento de fluidos debilitou a discussão dos resultados. Esse panorama ressalta o ineditismo desta pesquisa e as lacunas que ainda precisam ser investigadas para embasar os resultados. Este trabalho trouxe de volta à tona as patentes de rotores de discos, há muito negligenciadas, como alternativas para o bombeamento de polpa abrasiva em indústrias de mineração.

CAPÍTULO V

5. CONCLUSÕES

Este trabalho iniciou-se após uma visita técnica realizada em 2012 a uma empresa de mineração, na qual foi apresentado o problema de desgaste nos rotores e carcaças de bombas centrífugas devido ao fluxo da polpa de minério. Os rotores e as carcaças submetidos a este bombeamento apresentavam vida útil de 45 e 90 dias, respectivamente, gerando alto custo com manutenção. Tal fato era igualmente constatado em outras empresas do setor de mineração.

Em virtude do exposto viu-se a necessidade e/ou oportunidade para estudo de rotores e carcaças. Após revisão sobre o tema, foi observada a existência de inúmeros trabalhos avaliando materiais resistentes ao desgaste e uma abordagem pouco expressiva contemplando a dinâmica dos fluidos. Em função disso, a pesquisa foi direcionada para o estudo da fluidodinâmica.

No início da pesquisa foi descoberta a patente de Tesla (1913), na qual o conjunto rotativo transfere a energia do eixo para o fluido através de forças viscosas e iniciais. Esta foi citada cronologicamente nas patentes de Durant (1977), Gurth (1982), Possell (1983), Gurth (1988; 1990), Blackstone (2011) e Gilliam (2012). Tal dispositivo é conhecido atualmente por bombas de disco. A montagem é similar a uma bomba centrífuga, salvo a utilização de rotores sem pás.

Analizando as patentes e os artigos científicos, constatou-se a necessidade de investigação do tema. A montagem de uma bancada experimental e a condução de ensaios preliminares confirmaram o potencial promissor do estudo. Este trabalho objetivou buscar parâmetros para os rotores de discos.

A primeira bancada foi importante para determinar a geometria dos rotores de discos e identificar as dificuldades inerentes ao bombeamento de fluido com particulados. Conclusa a primeira parte do trabalho, foi projetada a bancada instrumentada e selecionados todos os sensores e válvulas.

A instrumentação da bancada foi totalmente ligada ao sistema de aquisição, facilitando a coleta dos dados e posterior análise dos mesmos. O sensor de vazão possuía um visor para acompanhamento das leituras em tempo real. Para visualização instantânea dos valores de pressão, por sua vez, foi instalado um sensor analógico.

A efetividade da bancada foi constatada comparando a curva característica obtida experimentalmente com a disponibilizada pelo catálogo da bomba BC - 92T1, utilizando água pura como fluido de bombeamento. A partir desta, iniciaram-se os testes com os rotores de discos.

Rotores de 4 discos foram utilizados para obter a primeira curva característica e também a primeira relação quanto ao espaçamento entre os discos. Foram verificadas relação linear entre as variáveis H (altura manométrica) e Q (vazão) bem como aumento de tais parâmetros com a redução da distância entre os discos.

No primeiro teste com fluido abrasivo e rotores de 4 discos, as partículas abrasivas acumularam-se na sucção da bomba. Visto isto, foi projeto e fabricado o rotor de 3 discos, cuja distância entre os discos foi ampliada de 2 mm (rotor de 4 discos) para 5,5 mm garantindo o fluxo das partículas. O rotor de 3 discos foi igualmente fabricado com espaçamentos de 1,5 e 3,5 mm, para comprovar a relação inversa da redução da distância entre os discos com a vazão e altura manométrica.

A união dos discos à base do rotor, por limitações mecânicas, foi realizada com cola epóxi. Entretanto, esta fixação não resistiu aos testes com fluido abrasivo. Cogitou-se a possibilidade de fabricação dos rotores em plástico utilizando impressão 3D. Porém, devido ao custo, tempo de fabricação e de envio dos rotores, descartou-se essa possibilidade. Por fim, os discos foram fabricados em aço 1020 com a base em alumínio, sendo a união realizada por tratamento térmico de interferência.

Dando continuidade aos testes com fluido abrasivo, foi observada a presença de ruídos no sinal adquirido pelo sensor de vazão. O ruído ocorre devido ao fluxo das partículas. Sendo assim, foi necessário filtrar os dados para a obtenção dos valores reais da vazão.

Superadas todas as dificuldades, a montagem da bancada possibilitou o comparativo dos diversos rotores desenvolvidos no LTCM (Laboratório de Transferência de Calor e Massa) com os rotores semiabertos utilizados nos experimentos. Além disso, futuramente, a bancada poderá ser utilizada em aulas de laboratório para alunos da graduação e pós-graduação.

Este trabalho comprovou, experimentalmente, que a utilização de rotores de discos reduz o desgaste. Os resultados são promissores visto que o desempenho dos rotores de discos foi satisfatório mesmo em condições extremamente adversas, proporcionadas pelo carbeto de silício (material mais abrasivo que as polpas de minério).

Os rotores de discos podem ser projetados para substituírem os rotores convencionais usados nas indústrias de mineração, pois os resultados mostraram que o rotor de 3 discos tem desempenho similar ou mesmo superior ao semiaberto. Comparativamente, os rotores de 3 discos possuem curva característica superior e menor índice de desgaste.

Sendo assim, os rotores de discos podem ser utilizados na mineração com as seguintes vantagens: baixo custo de substituição dos rotores, vazão equivalente, altura manométrica superior e desgaste inferior. Ainda, para melhorar a eficiência dos rotores de discos, pode-se: aumentar a quantidade de discos, reduzir a distância entre os discos e aumentar a rotação.

Neste trabalho, verificou-se que as leis de semelhança podem ser utilizadas até redução de $\frac{1}{4}$ da rotação da bomba. Para reduções superiores, o erro é considerado alto.

O custo de substituição dos rotores convencionais pelos rotores de discos é considerado baixo, pois os custos de fabricação são similares. A potência dos motores é a mesma, fazendo-se necessária somente a alteração da relação de transmissão, facilmente modificada substituindo as polias.

Concluiu-se que os rotores de discos reduzem os custos de manutenção e têm vida útil pelo menos 2x superior à dos rotores semiabertos.

Esta pesquisa abre lacunas para que novos trabalhos sejam desenvolvidos no LTCM:

- Testes de desgaste utilizando polpa mineral (trabalho de mestrado em andamento).
- Testes de rotores fabricados por impressão 3D (plástico).
- Projeto de rotores com mais de 4 discos, modificando também a geometria da carcaça.
- Testes de desgaste em campo.
- Estudo da influência da adição de insertos nos discos.
- Otimização de rotores de discos (DOE: espessura e quantidade de discos).
- Analise de sobrevivência do perfil ótimo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANDREWS, A. P. Kalman filtering: Theory and practice using MATLAB. 2. Ed. Wiley-Blackwell. 2001.

ASTA. Instrumentação e Controle. Catálogo de aplicação. Disponível em <http://www.asta.com.br> Acesso em: Nov. 2013.

AZEVEDO NETTO, J. M. FERNÁNDEZ, M. F. Manual de hidráulica. 9. ed. São Paulo: Bucher, 2015.

Barbaresco, E. B. Desenvolvimento de uma infraestrutura para o estudo de desgaste erosivo e corrosão em bombas centrífugas submersas da indústria do petróleo. 2011. Dissertação de Mestrado.

BARBOSA, M. P. Estudo do escoamento no canal formado por dois discos em rotação. 1992. 135p. Dissertação. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1992.

BERGERMAN, M. G., DELBONI JUNIOR, H., & NANKRAN, M. Estudo de variabilidade e otimização do circuito de moagem SAG da Usina do Sossego. Rem: Revista Escola de Minas, v. 62, n. 1, p. 93-97, 2009. <https://doi.org/10.1590/S0370-44672009000100013>

Bhushan, B. Principles and applications of tribology. John Wiley & Sons, 2013. <https://doi.org/10.1002/9781118403020>

BLACKSTONE, R. W. Bladeless fluid propulsion pump. U.S. Patent n. US2011/0038707, 17 Fev. 2011.

Braga Filho, W. Fenômenos de transporte para engenharia. Grupo Gen-LTC, 2012.

BURKERT, Sensores de Fluxo. Catálogo de aplicação. Disponível em <http://www.burkert.com.br> Acesso em: Fev. 2013.

Çengel Y.A, Cimbala, J.M. Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações. 3.ed. Porto Alegre: AMGH, 2015, 990p.

CHAVES, A.P. et al; Teoria e Prática do Tratamento de Minérios. Volume 1. 2 ed. São Paulo, Brasil: Signus Editora, 2002. 269p.

CHEN, J. H., and Hu, Z.W. "Main Causes of Slurry Wear of Various Materials Under Field and Laboratory Conditions." Wear of Metals. pp. 9—13, 1989.

CLEZAR, C.A.; NOGUEIRA, A.C.R. Ventilação Industrial. Florianópolis: UFSC, 1999. 298p

COCHRAN, W. G. The flow due to a rotating disc. In: Mathematical Proceedings of the Cambridge Philosophical Society. Cambridge University Press, 1934. p. 365-375.

COPEBRAS. Disponível em: <http://www.copebras.com.br> Acesso em: Abril de 2014.

DISCFLO, Discflo: A Revolution in Pump Technology. Disponível em: <http://www.discflo.com>. Acesso em: Fev. 2013.

DNPM, Departamento Nacional de Produção Mineral. Informe Mineral 1º/2015 Brasília: DNPM, 2015. 21p. ISSN 1807 0388. Disponível em: <http://www.dnpm.gov.br> Acesso em: Fev 2015.

DODSWORTH, Laura; GROULX, Dominic. Operational Parametric Study of a Tesla Pump: DISK PACK SPACING AND ROTATIONAL SPEED. Fluids Engineering Division Summer Meeting, Volume 1, Seoul, South Korea, 2015.

DORMAN, F. D. Murphy, T.E. Blackshear, P.L. "An application of Tesla viscous flow turbine to pumping blood". Mechanical devices to assist the failing heart. Nat. Res. Council, Nat. Acad. Sci. 1966, pp 119-128.

DRAGPUMP, Corporation. Drag Pump. Disponível em: www.dragpump.com Acesso em: Fev. 2016.

DURANT, Donald S. Disc Pump or Turbine. U.S. Patent n. 4,025,225, 24 maio 1977.

GILLIAM, Charles David. Disc Pump U.S. Patent n. 2012/0014779 A1, 19 jan. 2012

GURTH, Max I. Method and apparatus for pumping large solid articles. U.S. Patent n. 4,335,994, 22 jun. 1982.

GURTH, Max I. Rotary disc pump. U.S. Patent n. 4,940,385, 10 jul. 1990.

GURTH, Max I. Rotary disc slurry pump. U.S. Patent n. 4,773,819, 27 set. 1988.

HALL, Norm. "Pump Selection – Flat vs. Steep Curves", 2010. Disponível em: www.deppmann.com Acesso em: Set. 2016.

IBRAM, Instituto Brasileiro de Mineração. Informações sobre a economia Mineral Brasileira 2015. Brasília: IBRAM. 25p. 2015. Disponível em: www.ibram.org.br Acesso em: Fev. de 2015.

IMBIL. Soluções em Bombeamento. Bombas de Polpa IS. Disponível em: www.imbil.com.br Acesso em: Fev. 2016.

ISO - International Organization for Standardization. ISO 9906, Rotodynamic pumps - Hydraulic performance acceptance tests - Grades 1, 2 and 3. 2012.

Kalman, R E. A new approach to linear filtering and prediction problems. Journal of basic Engineering, v. 82, n. 1, p. 35-45, 1960. <https://doi.org/10.1115/1.3662552>

KARASSIK, Igor J. MESSINA, Joseph P. COOPER, Paul. HEALD, Charles C. Pump Handbook. Third Edition. McGraw-Hill 2001.

KSB, GIW Minerals. "LCC Pump Series - Wear Resistant, High Performance Slurry Pumps" GIW Industries, Inc. (A KSB Company), 2015.

MACEDO, H. "Bombas centrífugas para produtos abrasivos e/ou corrosivos: vazão de recirculação e suas consequências" Minérios & Minerales disponível em: www.revistaminerios.com.br acessado em Jun, 2016.

MACINTYRE, Archibald Joseph. Bombas e instalações de Bombeamento. In: Bombas e instalações de bombeamento. Segunda edição. LTC, 1997.

MACKAY, Ross C. The practical pumping handbook. Elsevier, 2004.

METSO, Bombas horizontais de polpa para serviços pesados e mineração - Linha Orion. 2013. Disponível em: www.metso.com Acesso em: Fev. 2015.

METALINE, Surface protection. Disponível em: <http://www.metaline.de> acessado em: Mar. 2015

MOLINA, Rafael Vivarelli. Desenvolvimento de Procedimentos de Auto-Teste em Sensores de Vazão Eletromagnéticos. 2008. Tese de Doutorado. Universidade Federal de Itajubá.

MORRIS, Buddy. "Slurry Pumps: Not Just for Mining Anymore", 2013. Disponível em www.gouldspumps.com acessado em: Ago. 2016.

OLIVEIRA, M. D. C; PÁSCOA, J. C. Analytical and experimental modeling of a viscous disc pump for MEMS applications. III Conferência Nacional em Mecânica dos Fluidos, Termodinâmica e Energia. Bragança, 2009a.

PATER, Larry L.; CROWTHER, Errett; RICE, Warren. Flow regime definition for flow between corotating disks. *Journal of Fluids Engineering*, v. 96, n. 1, p. 29-34, 1974. <https://doi.org/10.1115/1.3447090>

PEREIRA, R. L. Efeitos da Adição de Nióbio no Desempenho de Ferros Fundidos Brancos de Alto Cromo Utilizados no Bombeamento de Polpa na Mineração, 2012, 80f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG. 2012.

POSSELL, Clarence R. Bladeless pump and method of using same. U.S. Patent n. 4,403,911, 13 set. 1983.

PUMPS, Sulzer. Sulzer centrifugal pump handbook. Elsevier, 2013.

RICE, Warren. An analytical and experimental investigation of multiple disk pumps and compressors. *Journal of Engineering for Power*, v. 85, n. 3, p. 191-198, 1963. <https://doi.org/10.1115/1.3675253>

ROCHA, F. A. T. Bombeamento de Polpa e o Fator de Atrito. Monografia. Programa de Pós-graduação em engenharia de Minas da Universidade Federal de Ouro Preto. Ouro Preto. 2010. 52p.

SCHNEIDER MOTOBOMBAS. Informações Técnicas. Disponível em: www.schneider.ind.br Acesso em: Nov. 2013.

SELLGREN, A.; ADDIE, G. R. Solids effect on the characteristics of centrifugal slurry pumps. In: Proc. 12th Int. Conference on the Hydraulic Transport of Solids in Pipes. 1993.

SILVA JUNIOR, W. M. Simulação do Desgaste Abrasivo via Interações Múltiplas. 2008. 198 f. Tese (Doutorado)-Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2008.

SZERI, A. Z., SCHNEIDER, S. J., LABBE, F., & KAUFMAN, H. N. Flow between rotating disks. Part 1. Basic flow. *Journal of Fluid Mechanics*, v. 134, p. 103-131, 1983. <https://doi.org/10.1017/S0022112083003250>

SZERI, A. Z.; ADAMS, M. L. Laminar throughflow between closely spaced rotating disks. *Journal of Fluid Mechanics*, v. 86, n. 01, p. 1-14, 1978. <https://doi.org/10.1017/S002211207800097X>

TESLA, N. Fluid propulsion. U.S. Patent n. 1,061,142, 6 maio 1913b.

TESLA, N. Turbine. U.S. Patent n. 1,061,206, 6 maio 1913a.

VAEZI, M.; KUMAR, A. The flow of wheat straw suspensions in an open-impeller centrifugal pump. *Biomass and Bioenergy*, v. 69, p. 106-123, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2014.07.009>

VAL AÇO. Acessórios Industriais. Informações Técnicas. Disponível em: www.valaco.com.br Acesso em: Fev. 2014.

WALKER, C.I. Slurry pump wear life uncertainty analysis, Proc. Of Hydrotransport 14 BHR Fluid Eng., Maastricht, Holland, 1999.

WALKER, C. I. Slurry pump side-liner wear: comparison of some laboratory and field results. *Wear*, v. 250, n. 1, p. 81-87, 2001. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(01\)00613-5](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(01)00613-5)

WALKER, C. I.; BODKIN, G. C. Empirical wear relationships for centrifugal slurry pumps: Part 1: side-liners. *Wear*, v. 242, n. 1, p. 140-146, 2000. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(00\)00413-0](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(00)00413-0)

WARMAN, Group Development, "Slurry Pump Handbook", 5ed, Fev 2009.

WARMAN, Group Development, "Centrifugal Slurry Pumps - WRT® Impellers and Throatbushes" – Product Brochure, 2015.

WARMAN, Group Development, "Wear in slurry pumps" – Technical Bulletin no.9, May 1991, page 1-4.

WILSON, B. L. The effects of abrasives on electrical submersible pumps. *SPE drilling engineering*, v. 5, n. 02, p. 171-175, 1990. <https://doi.org/10.2118/17583-PA>

Wilson, K. C. A unified physically-based analysis of solid-liquid pipeline flow. In: Proc. Hydrotransport. 1976. p. A1-1.

Wilson, K.C. Addie, G. R. Sellgren, A. Clift, R. Slurry transport using centrifugal pumps. Springer Science & Business Media, 2006.

ZUM GAHR. K.H. Microstructure and wear of materials. Federal Republic of Germany: University of Siegen. Elsevier, 1987.

APÊNDICE 1 - Comparativo dos rotores semiaberto original e paralelo:

Outro resultado interessante obtido neste trabalho é a diferença entre dois rotores semiaberto estudados. O primeiro é o rotor original e o segundo é paralelo. A figura A.1 mostra os dois rotores, aparentemente iguais, entretanto observa-se na figura A.2 que as curvas características se diferem, principalmente após a vazão de $3,5 \text{ m}^3/\text{h}$. Após esta vazão a redução da altura manométrica do rotor original tem um comportamento linear com a vazão, enquanto o rotor paralelo a altura manométrica reduz drasticamente.

Para aplicações diversas as curvas características mais planas (denominadas “Flat”) são desejadas, pois mesmo com uma variação grande da vazão obtém-se uma pequena variação da altura manométrica.



Figura A. 1 - Imagem dos rotores original e paralelo.

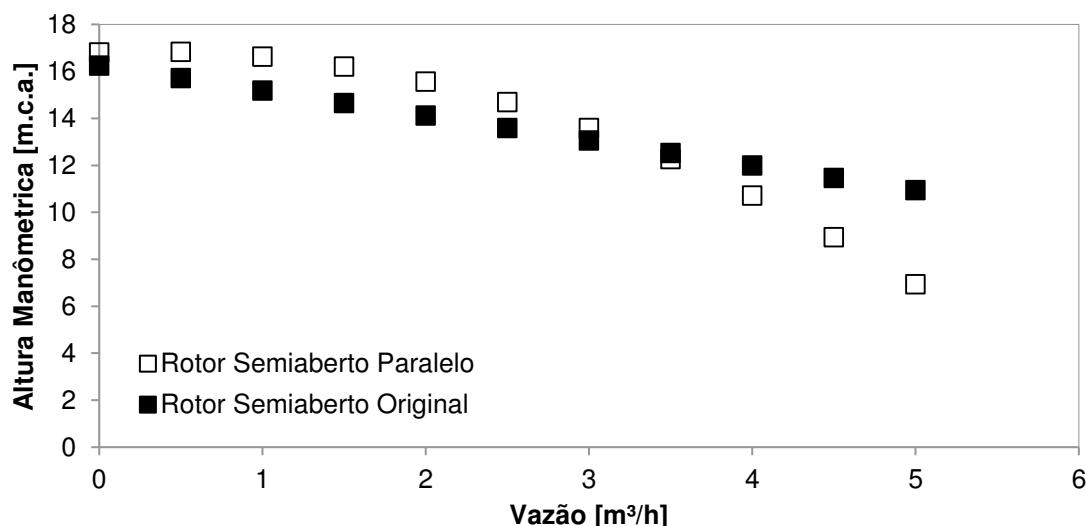


Figura A. 2 - Comparativo entre rotor original e paralelo.

APÊNDICE 2 - Projetos em SOLIDWORKS dos rotores de 3 discos (1,5; 3,5 e 5,5 mm):

