

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO DE UM MOINHO *ATTRITOR* PROGRAMÁVEL DE
BAIXO CUSTO PARA LABORATÓRIO**

Claudemiro Luz Teodoro

**Itajubá
2018**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

Claudemiro Luz Teodoro

**PROJETO DE UM MOINHO *ATTRITOR* PROGRAMÁVEL DE
BAIXO CUSTO PARA LABORATÓRIO**

**Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do
Título de Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica.**

Área de Concentração: Projeto, Materiais e Processos

**Orientador: Prof. Dr. Gilbert Silva
Coorientador: Prof. Dr. Glauco José Rodrigues de Azevedo**

**Itajubá
2018**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

Claudemiro Luz Teodoro

**PROJETO DE UM MOINHO *ATTRITOR* PROGRAMÁVEL DE
BAIXO CUSTO PARA LABORATÓRIO**

Dissertação aprovada por banca examinadora em 06 de dezembro de 2018,
conferindo ao autor o Título de **Mestre em Ciências em Engenharia
Mecânica.**

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Gilbert Silva

Prof. Dr. Glauco José Rodrigues de Azevedo

Prof. Dr. Paulo Shigueme Ide

Prof. Dr. Marcos Moura Galvão

**Itajubá
2018**

Resumo

O presente trabalho contribuiu com o estudo para o desenvolvimento de um moinho *Attritor* para ser utilizado no laboratório de metalurgia do pó da Universidade Federal de Itajubá. Os equipamentos similares existentes no mercado, são todos importados e com o custo elevado. Foi realizado um projeto de um moinho *Attritor* programável de baixo custo para laboratório, visando atender as necessidades técnicas de montagem, operação e segurança. Os requisitos técnicos de entrada para desenvolvimento do projeto são: a capacidade de moagem de até 50 g por ciclo, operar em uma faixa de rotação entre 150 a 600 rpm, utilizar água ou nitrogênio líquido como fluido refrigerante e atmosfera controlada. Foi realizado um modelo CAD utilizando o software CREO Parametric 3.0 que possibilitou a análise de eventuais interferências nos mecanismos. Também foi discutido com o corpo técnico de fabricação da Universidade Federal de Itajubá visando projetar componentes de fácil manufatura, montagem e baixo custo. Os principais componentes do sistema de moagem como o jarro de moagem, eixo principal, eixo suporte dos impulsadores e os impulsadores, foram dimensionados utilizando métodos analíticos e computacionais empregando o software ANSYS (*Static Structural*). Os componentes padronizados foram dimensionados e especificados segundo catálogo de fornecedores. Finalmente, este trabalho apresentou uma aplicação do método desenvolvido com um exemplo prático, discutindo os resultados obtidos.

Palavras chave: Moinho *Attritor*, Velocidade, Refrigeração.

Abstract

The present work contributed with the study for the development of an Attritor mill to be used in the powder metallurgy laboratory of the Federal University of Itajubá. Equivalent equipment on the market is all imported and at high cost. A programmable Attritor mill of low-cost for laboratory was designed to meet the technical requirements of assembly, operation and safety. The technical input requirements for project development are the grinding capacity of 50 g per cycle, operating in a rotating range between 150 to 600 rpm, using water or liquid nitrogen as refrigerant and controlled atmosphere. A CAD model was performed using CREO Parametric 3.0 software that allowed the analysis of possible interferences in the mechanisms. It was also discussed with the technical staff of the Federal University of Itajubá to design components that are easy to manufacture, assembly and low cost. The main components of the grinding system, such as grinding container, main shaft, impellers support shaft and impellers were designed using analytical and computational methods using ANSYS software (Structural Static). The standardized components were sized and specified according to suppliers' catalog. Finally, this work presented an application of the method developed with a practical example, discussing the results obtained.

Keywords: Attritor mill, Adjustable speed, Cooling.

Agradecimentos

Ao meu orientador e amigo, Prof. Dr. Gilbert Silva, pela sua paciência, amizade e conhecimentos transmitidos durante a elaboração desse trabalho, nesses anos de mestrado com sua competência profissional.

Ao meu coorientador, Prof. Dr. Glauco José Rodrigues de Azevedo pelo apoio, e pela sua competência profissional, paciência, amizade e conhecimentos transmitidos durante a elaboração desse trabalho.

A minha esposa Luciana, e minhas filhas Ana Júlia e Ana Laura, pela paciência, amor e companheirismo nos momentos mais difíceis e também nos alegres.

A minha mãe, Maria Aparecida, e as minhas irmãs, Kátia, Princila e Kelly, pelo apoio e incentivo por tanto os anos.

As famílias Teodoro, Souza, Duarte, Venito e Luz que sempre me incentivaram e acreditaram que este sonho poderia se concretizar.

Aos meus amigos e companheiro de trabalho, Marcos Cirilo dos Santos e Jonas Mendes pela ajuda e paciência durante do projeto do equipamento.

Aos amigos pós-graduando, obrigado pelos bons momentos que vivemos nesta caminhada, com as muitas boas risadas, pela ajuda prestada e pela amizade.

Aos professores da UNIFEI e da FEPI pelo acolhimento, atenção e incentivo.

A Helicópteros do Brasil SA, pela liberação de horário para fazer este curso.

A Universidade Federal de Itajubá pela liberação de horário para fazer este curso.

Ao Centro Universitário de Itajubá por me proporcionar a oportunidade de realizar este curso.

À FAPEMIG pelo custeio da bolsa de mestrado.

E a todos que, direta ou indiretamente, contribuíram para a realização deste trabalho.

Lista de Figuras

Figura 1 Etapas do método convencional de compressão e sinterização.	18
Figura 2 (a) Esquema do método de moagem convencional. (b) Moinho convencional.	24
Figura 3 (a) Trajetória do movimento dos agentes moedores. (b) Moinho Spex.	25
Figura 4 (a) Trajetória do movimento dos agentes moedores. (b) Moinho Planetário.	26
Figura 5 (a) Tanque estacionário. (b) Moinho <i>Attritor</i>	26
Figura 6 (a) Moinho <i>Attritor</i> . (b) Tanque estacionário.	27
Figura 7 (a) Movimento irregular. (b) Movimento agrupado.	28
Figura 8 Trajetória do material dentro do jarro de moagem.	28
Figura 9 Ação das esferas de moagem.	29
Figura 10 (a) Força de impacto. (b) Força de cisalhamento.	29
Figura 11 Sistemas do moinho <i>Attritor</i>	30
Figura 12 Jarro de moagem.	32
Figura 13 Volume ocupado pelas esferas.	33
Figura 14 (a) Vaso de pressão. (b) σ_1 Tensão normal no sentido circunferencial ou tangencial.	34
Figura 15 (a) Agitador de impulsadores. (b) Agitador de discos centrados.	36
Figura 16 Agitador de impulsadores.	36
Figura 17 (a) Carregamento estático vista em perspectiva. (b) Carregamento estático vista de baixo.	37
Figura 18 Descontinuidades.	39
Figura 19 (a) Tensão flutuante. (b) Tensão senoidal completamente reversa.	46
Figura 20 Critérios de falha.	48
Figura 21 Sistema de transmissão.	52
Figura 22 Acoplamento de mandíbula.	53
Figura 23 Perfil da correia em V.	54
Figura 24 Mancal de esferas.	59
Figura 25 (a) Força aplicadas na chaveta. (b) Dimensões da chaveta no eixo.	61
Figura 26 Instalação de uma bomba centrífuga.	67
Figura 27 (a) Bomba abaixo do nível do reservatório. (b) Bomba acima do nível do reservatório.	74
Figura 28 Inversor de frequência.	83
Figura 29 Curva de redução do conjugado.	84
Figura 30 Controlador lógico programável.	85
Figura 31 Interface homem-máquina.	86
Figura 32 Estrutura do moinho <i>Attritor</i>	87
Figura 33 Desenho do moinho <i>Attritor</i>	89
Figura 34 Sistema de moagem.	90
Figura 35 Jarro de moagem.	91
Figura 36 Sistema agitador de impulsadores.	93
Figura 37 Carregamento do eixo principal.	94
Figura 38 Geometria do eixo principal.	95
Figura 39 Coeficiente de segurança do eixo principal.	99
Figura 40 Carregamento do eixo suporte dos impulsadores.	100
Figura 41 Geometria do eixo suporte dos impulsadores.	101
Figura 42 Coeficiente de segurança do eixo suporte dos impulsadores.	106
Figura 43 Carregamento dos impulsadores.	107
Figura 44 Geometria dos impulsadores.	108
Figura 45 Coeficiente de segurança dos impulsadores.	112

Figura 46 Sistema de transmissão.	112
Figura 47 Acoplamento complacente.	113
Figura 48 Montagem dos rolamentos no eixo principal e no eixo suporte dos impulsadores.	116
Figura 49 Chavetas montadas no eixo principal e no eixo suporte dos impulsadores.	117
Figura 50 Sistema de refrigeração.	119
Figura 51 Dimensões do jarro e do vaso de refrigeração.	120
Figura 52 Dimensões do sistema de refrigeração.	123
Figura 53 Sistema de energia e controle.	130
Figura 54 Diagrama de blocos do sistema de acionamento.	131
Figura 55 Conjunto inversor de frequência.	134
Figura 56 CLP utilizando no projeto do moinho <i>Attritor</i>	135
Figura 57 IHM utilizando no projeto do moinho <i>Attritor</i>	135
Figura 58 Estrutura do moinho <i>Attritor</i>	136
Figura 59 (a) Tensão equivalente de von Mises. (b) Deformação.	137
Figura 60 Sistema de segurança.	139

Lista de Tabelas

Tabela 1 Limite de resistência à fadiga não corrigido de corpo de prova de teste da viga rotativa.....	40
Tabela 2 Parâmetros para fator de modificação de superfície.....	41
Tabela 3 Fator de tamanho.	41
Tabela 4 Fator de carregamento.	42
Tabela 5 Efeito da temperatura de operação na resistência a tração do aço.....	43
Tabela 6 Fatores de transformação.....	44
Tabela 7 Seções transversais de correias em V padronizadas.	54
Tabela 8 Estimativa de potência [kW] de correias em V padronizadas.	56
Tabela 9 Fator de correção de ângulo de contato [kW] para transmissão por correia V-V.	57
Tabela 10 Fator de correção para comprimento de correia K_2	57
Tabela 11 Fator de serviço K_s sugeridos para transmissões por correia em V.....	58
Tabela 12 Coeficiente de perda de carga.....	71
Tabela 13 Coeficiente de segurança para motor da bomba.	78
Tabela 14 Dimensionamento do jarro de moagem.....	91
Tabela 15 Dimensionamento do jarro de moagem.....	92
Tabela 16 Esforços cortantes e momentos fletores do eixo principal.	96
Tabela 17 Sensibilidades ao entalhe, fatores de concentração de tensão teórico (estáticos) e o fatores de concentração de tensão em fadiga (dinâmicos) para eixo principal.	97
Tabela 18 Limites de resistência à fadiga corrigido, fatores de modificação de condição de superfície, fatores de modificação de tamanho, fatores de modificação de carga, fatores de modificação de temperatura, fatores de confiabilidade, fatores de modificação por efeitos variados e limites de resistência à fadiga não corrigido para eixo principal.	98
Tabela 19 Coeficientes de segurança e diâmetros mínimos para eixo principal.	99
Tabela 20 Esforços cortantes e momentos fletores do eixo suporte dos impulsadores.....	102
Tabela 21 Sensibilidades ao entalhe, fatores de concentração de tensão teórico (estáticos), e o fatores de concentração de tensão em fadiga (dinâmicos) para eixo suporte dos impulsadores.....	103
Tabela 22 Limites de resistência à fadiga corrigido, fatores de modificação de condição de superfície, fatores de modificação de tamanho, fatores de modificação de carga, fatores de modificação de temperatura, fatores de confiabilidade, fatores de modificação por efeitos variados e limites de resistência à fadiga não corrigido para eixo suporte dos impulsadores.....	104
Tabela 23 Coeficiente de segurança e diâmetro mínimo para eixo suporte dos impulsadores.....	105
Tabela 24 Esforços cortantes e momentos fletores dos impulsadores.	108
Tabela 25 Sensibilidades ao entalhe, fatores de concentração de tensão teórico (estáticos), e o Fatores de concentração de tensão em fadiga (dinâmicos) para os impulsadores.....	110
Tabela 26 Limites de resistência à fadiga corrigido, fatores de modificação de condição de superfície, fatores de modificação de tamanho, fatores de modificação de carga, fatores de modificação de temperatura, fatores de confiabilidade, fatores de modificação por efeitos variados e limites de resistência à fadiga não corrigido para os impulsadores.	110
Tabela 27 Coeficiente de segurança e diâmetro mínimo para eixo suporte dos impulsadores.....	111
Tabela 28 Comprimento primitivo da correia em "V".	114
Tabela 29 Potência admissível.	114
Tabela 30 Potência de projeto.	114

Tabela 31 Número de correias.....	115
Tabela 32 Fator de segurança.	115
Tabela 33 Vida em fadiga dos rolamentos de esferas.	116
Tabela 34 Comprimento das chavetas paralelas.....	118
Tabela 35 Temperaturas do sistema de refrigeração.	120
Tabela 36 Dimensões e temperaturas do jarro.....	121
Tabela 37 Resistência térmica de condução da parede lateral do jarro de moagem.	121
Tabela 38 Resistência térmica de condução do fundo do jarro de moagem.....	121
Tabela 39 Resistência térmica de convecção da parede lateral do jarro de moagem.	122
Tabela 40 Resistência térmica total do jarro de moagem.....	122
Tabela 41 Taxa de transferência de calor equivalente do jarro de moagem.....	122
Tabela 42 Vazão mássica e vazão volumétrica do refrigerante.....	123
Tabela 43 Coeficiente de segurança da refrigeração.	124
Tabela 44 Componentes de sistema de refrigeração.	124
Tabela 45 Número de Reynolds na tubulação de aspiração.	125
Tabela 46 Rugosidade relativa na tubulação de aspiração.	125
Tabela 47 Fator de atrito ou fator de resistência na tubulação de aspiração.	125
Tabela 48 Perda de carga na tubulação de aspiração.....	126
Tabela 49 Altura total de aspiração.	126
Tabela 50 Número de Reynolds na tubulação de recalque.....	126
Tabela 51 Rugosidade relativa na tubulação de recalque.....	127
Tabela 52 Fator de atrito ou fator de resistência na tubulação de recalque.....	127
Tabela 53 Perdas localizadas na tubulação de recalque.	127
Tabela 54 Comprimento total da tubulação de recalque.	128
Tabela 55 Perda de carga na tubulação de recalque.	128
Tabela 56 Altura total de recalque.....	128
Tabela 57 Altura manométrica de elevação.	129
Tabela 58 Potência elétrica do motor da bomba.....	129
Tabela 59 $NPSH_{disp}$	129
Tabela 60 $NPSH_{req}$	130
Tabela 61 Escorregamento do motor do motorreductor.....	132
Tabela 62 Rotação do motor do motorreductor.	132
Tabela 63 Potência estimada do motor do motorreductor.....	132
Tabela 64 Coeficiente de segurança do motor do motorreductor.	133
Tabela 65 Torque na saída do motorreductor.....	133

Lista de Abreviatura e Siglas

P_{IMP}	Potência de cada impulsor
v_{∞}	Velocidade final
V_J	Volume do jarro de moagem
D_J	Diâmetro interno do jarro de moagem
D_A	Diâmetro do impulsor de moagem
ε_R	Relação entre o volume do material a ser moído e do jarro de moagem
H_J	Altura do jarro de moagem
ρ_S	Densidade do material a ser moído
ρ_L	Densidade do lubrificante para facilitar o processo de moagem
P_{EM}	Potência estimada do motor elétrico
N_{IMP}	Número de impulsores do sistema agitador
P_{RM}	Potência real do motor elétrico
N	Coefficiente de segurança
T_{RM}	Torque real do motor elétrico
n_M	Rotação do motor elétrico
m_E	Massa das esferas de moagem
m_M	Massa do material a ser moído
V_E	Volume das esferas de moagem
ρ_E	Massa específica das esferas de moagem
V_{RE}	Volume real das esferas de moagem
F	Fator compensador de vazios entre as esferas
V_T	Volume total de moagem
V_J	Volume do jarro de moagem
r_J	Raio interno do jarro de moagem
t_J	Espessura da parede do jarro de moagem
σ_1	Tensão normal no sentido radial
σ_2	Tensão normal no sentido axial
p	Pressão no interior do vaso de pressão
r	Raio interno do vaso de pressão
t	Espessura do vaso de pressão
T_M	Torque do motor elétrico
F_{IMP}	Força do impulsor
d_T	Distância entre o centro do eixo e a F_{IMP}
σ	Tensão de flexão no eixo
M	Momento fletor
c	Distância de qualquer ponto a superfície neutra
I	Momento de inércia
τ	Tensão de cisalhamento no eixo
V	Esforço cortante resultante
Q	Momento de primeira ordem da área em torno do eixo
T	Largura da área da seção transversal
σ_{Max}	Tensão normal máxima
σ_{Nom}	Tensão normal nominal
τ_{Max}	Tensão de cisalhamento máxima
τ_0	Tensão de cisalhamento nominal
S_e'	Limite de resistência à fadiga não corrigido de corpo de prova de teste da viga rotativa

S_{ut}	Resistência à tração
S_e	Limite de resistência à fadiga corrigido no local crítico de uma peça de máquina na geometria e condição de uso
k_a	Fator de modificação de condição de superfície
k_b	Fator de modificação de tamanho
k_c	Fator de modificação de carga
k_d	Fator de modificação de temperatura
k_e	Fator de confiabilidade
k_f	Fator de modificação por efeitos variados
D	Diâmetro da peça
S_T	Resistência à tração na temperatura de operação
S_{RT}	Resistência à tração à temperatura ambiente
z_a	Variante de transformação
K_f	Fator de concentração de tensão em fadiga para tensões normais (dinâmico)
σ_{Max}	Tensão normal máxima
σ_{Nom}	Tensão normal nominal
K_{fs}	Fator de concentração de tensão em fadiga para tensões de cisalhamento (dinâmico)
τ_{Max}	Tensão de cisalhamento máxima
τ_{Nom}	Tensão de cisalhamento nominal
q	Sensibilidade ao entalhe sob tensão normal
K_t	Fator de concentração de tensão teórico para tensões normais (estático)
q_{Cis}	Sensibilidade ao entalhe sob tensão de cisalhamento
K_{ts}	Fator de concentração de tensão teórico para tensões de cisalhamento (estático)
σ_{Med}	Tensão normal média
σ_{Amp}	Amplitude da tensão normal
σ_{Min}	Tensão normal mínima
τ_{Med}	Tensão cisalhante média
τ_{Amp}	Amplitude da tensão cisalhante
τ_{Min}	Tensão cisalhante mínima
S_f	Resistência a vida finita
S_y	Limite de escoamento
S_m	Resistência média
S_a	Resistência alternante
σ_a	Tensão normal alternante
σ_m	Tensão normal média
σ_{fa}	Tensão normal de flexão alternante
M_a	Momento fletor alternante
σ_{fm}	Tensão normal de flexão média
M_m	Momento fletor médio
τ_a	Tensão de cisalhamento alternante
T_a	Torque alternante
J	Momento de inércia polar
τ_m	Tensão de cisalhamento média
T_m	Torque médio
d_e	Diâmetro do eixo
S_{yt}	Limite de resistência ao escoamento por cisalhamento
L_p	Comprimento primitivo
C_P	Distância dos centros entre os centros das polias
D_P	Diâmetro primitivo da polia maior

d_p	Diâmetro primitivo da polia menor
H_{adm}	Potência admissível por correia
K_1	Fator de correção de ângulo de abraçamento
K_2	Fator de correção do comprimento da correia
H_d	Potência de projeto
K_s	Fator de serviço
n_d	Fator de projeto
N_d	Número de correias
N_{fs}	Coefficiente de segurança
H_{nom}	Potência nominal
F_e	Força atuante no eixo
T_e	Torque aplicado no eixo
σ_{ADM}	Tensão normal de compressão admissível
S_y	Tensão de escoamento à tração
τ_{ADM}	Tensão de cisalhamento admissível
S_{sy}	Tensão de escoamento a cisalhamento
L_C	Comprimento da chaveta
h_C	Altura da chaveta
B_C	Largura da chaveta
q_{cond}	Taxa transferência de calor por condução
k	Condutividade térmica
A	Área da seção transversal
L	Comprimento da parede
T_1	Temperatura inicial
T_2	Temperatura final
r_1	Raio interno
r_2	Raio externo
q_{conv}	Taxa de transferência calor por convecção
$\bar{h}$	Coefficiente médio de transferência de calor por convecção
A_s	Área superficial
T_s	Temperatura superficial
T_∞	Temperatura ambiente
R_{Eq}	Resistência térmica equivalente
q_T	Taxa total de transferência de calor
c_p	Calor específico a pressão constante
$\dot{m}$	Vazão mássica
T_{Mo}	Temperatura média do fluido na saída
T_{Mi}	Temperatura média do fluido na entrada
Re	Número de Reynolds
d_i	Diâmetro interno da tubulação
v	Velocidade média do fluido
ν	Viscosidade cinemática do fluido
ε	Rugosidade absoluta média
J_p	Perda de carga
f	Fator de resistência ou coeficiente de atrito
l	Comprimento da tubulação
g	Aceleração de gravidade
ΔH	Perda de carga ao longo da tubulação
Q	Vazão do fluido
K	Coefficiente de perdas localizadas

h_e	Altura estática de elevação
h_a	Altura estática de aspiração
h_r	Altura estática de recalque
J_{Pa}	Perda de carga na tubulação de aspiração
H_b	Altura da pressão atmosférica
p_0	Pressão no centro do rotor
γ	Peso específico do fluido
v_0	Velocidade na entrada da bomba
H_a	Altura total de aspiração
J_{Pr}	Perda de carga na tubulação de recalque
I	Altura entre o centro do rotor e a flange de saída da bomba
p_3	Pressão na saída da bomba
v_3	Velocidade na saída da bomba
H	Altura manométrica de elevação
H_u	Altura útil de elevação
H_e	Altura total de elevação
J_{Pe}	Perdas hidráulicas
H_m	Altura motriz de elevação
J_{Pp}	Trabalho mecânico resistente
H_m	Altura motriz de elevação
L_m	Potência motriz
WHP	<i>Water Horse Power</i>
L_e	Potência de elevação
L_u	Potência útil
ρ	Rendimento mecânico
ε	Rendimento hidráulico
η	Rendimento total
N_{MB}	Potência do motor elétrico da bomba
NPSH	<i>Net Positive Suction Head</i>
APLS	Altura Positiva Líquida de Sucção
$NPSH_{disp}$	Altura Positiva Líquida de Sucção disponível
$NPSH_{req}$	Altura Positiva Líquida de Sucção requerida
h_v	Altura referente a pressão de valor do fluido
σ_{Tho}	Fator de cavitação de Thoma
S	Escorregamento
n_s	Velocidade síncrona
n	Velocidade do rotor
n_m	Rotação do motor
f_r	Frequência da rede
p_m	Número de polos do motor
P_{ele}	Potência elétrica
V_L	Tensão elétrica de linha
I_L	Corrente elétrica de linha
ϕ	Defasagem entre a corrente elétrica e a tensão elétrica
P_{mec}	Potência mecânica
C	Conjugado ou torque
PWM	<i>Pulse Width Modulation</i>
DEQ	Diâmetro equivalente
PVC	Policloreto de vinila
MAE	Moagem de alta energia

MA	<i>Mechanical Alloying</i> (Síntese Mecânica)
MM	<i>Mechanical Milling</i> (Moagem Mecânica)
q_{Eq}	Taxa de transferência de calor equivalente

Sumário

1	INTRODUÇÃO.....	15
1.1	Motivação	16
1.2	Objetivos.....	16
1.2.1	Objetivo Geral	16
1.2.2	Objetivos específicos	16
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	18
2.1	Metalurgia do Pó.....	18
2.2	Processo de obtenção de pós metálicos	18
2.2.1	Processamento mecânico no estado sólido.....	19
2.3	Moagem	19
2.3.1	Mecanismo de moagem	19
2.3.2	Variáveis do processo de moagem	20
2.3.3	Principais tipos de moinhos.....	23
3	FUNCIONAMENTO DO MOINHO <i>ATTRITOR</i>	27
3.1.1	Princípio de moagem.....	27
4	DESENVOLVIMENTO CONCEITUAL DO PROJETO	30
4.1	Sistema de moagem	30
4.1.1	Jarro de moagem.....	31
4.2	Sistema agitador.....	35
4.2.1	Agitador de impulsadores.....	36
4.3	Sistema de transmissão	51
4.3.1	Eixo principal	52
4.4	Sistema de refrigeração.....	62
4.4.1	Transferência de calor	62
4.4.2	Trocador de calor.....	66
4.4.3	Dimensionamento da bomba	66
4.5	Sistema de energia e controle	79
4.5.1	Motores elétricos	80
4.5.2	Conversores de frequência.....	82
4.5.3	Controlador lógico programável (CLP).....	84
4.5.4	Interface homem-máquina (IHM)	85
4.6	Estrutura.....	86
4.7	Sistema de segurança	87
4.7.1	Segurança no trabalho em máquinas e equipamentos - NR-12	87
4.7.2	Instalações e dispositivos elétricos - NR-10.....	87

4.7.3	Ergonomia – NR-17	88
5	DESENVOLVIMENTO DE PROJETO EXECUTIVO	89
5.1	Sistema de moagem	89
5.1.1	Jarro de moagem.....	90
5.1.2	Sistema agitador	92
5.2	Sistema de transmissão	112
5.2.1	Acoplamento.....	113
5.2.2	Correias.....	113
5.2.3	Mancais.....	115
5.2.4	Chavetas	117
5.3	Sistema de Refrigeração	118
5.3.1	Dimensionamento do fluxo de calor.....	119
5.3.2	Dimensionamento da bomba	123
5.4	Sistema de energia e controle	130
5.4.1	Motores elétricos utilizados no projeto do moinho <i>Attritor</i>	131
5.4.2	Inversores de frequência utilizado no projeto do moinho <i>Attritor</i>	133
5.4.3	Controlador lógico programável (CLP) utilizado no projeto do moinho <i>Attritor</i> 134	
5.4.4	Interface homem-máquina (IHM) utilizado no projeto do moinho <i>Attritor</i>	135
5.4.5	Demais equipamentos eletro-eletrônico	136
5.5	Estrutura do moinho <i>Attritor</i>	136
5.6	Sistema de segurança	138
6	CONCLUSÃO.....	140
6.1	Sugestões para trabalhos futuros.....	141
	REFERÊNCIAS	142
	ANEXOS	146

1 INTRODUÇÃO

O avanço da tecnologia em vários seguimentos da indústria impõe a necessidade de melhoramentos das propriedades dos materiais tais como: elevada resistência ao desgaste, temperatura, rigidez e baixo peso. Os materiais tradicionais não atendem estas características. A imposição para desenvolvimento de novos materiais utilizando a técnica de ligas mecânicas, com viabilidade técnica e financeira. Esta linha de pesquisa tem direcionado os esforços dos engenheiros e da comunidade científica (BOTERO *et al.*, 2009; REYES *et al.*, 2014).

A metalurgia do pó (MP) destaca-se como um processo e produção de baixo custo de produção comparado a processos de forjamento em larga escala de componentes com geometria de alta complexidade ligadas (WONG-ÁNGEL *et al.*, 2014).

Chiaverini (2001), Hassani, Bagherpour e Qods (2014) relatam suas principais vantagens na utilização desta técnica: produção de metais com grande dificuldade de serem manufaturados empregando processos tracionais de metalurgia, obtenção de características estruturais especiais, resistência mecânica potencializada e porosidade controlada, obtenção de materiais compósitos por intermédio da agregação entre metais e não metais, além de desperdício de material praticamente nulo.

A fabricação de pó nanoparticulado com características homogêneas são demandadas pelas indústrias química, bioquímica, farmacêutica e microeletrônica (SHRIVASTAVA *et al.*, 2011).

Existem várias técnicas para obtenção de partículas com granulometria nanométrica. As técnicas são: reações químicas, atomização de metais fundidos, decomposição química, processamento mecânico no estado sólido (THUMMLER; OBERACKER, 1994).

Os moinhos são os equipamentos responsáveis pela obtenção do pó utilizando a técnica de processamento mecânico no estado sólido. Existem diversos modelos moinhos, dentre eles, os convencionais, os vibratórios, os planetários e os *Attritors*.

Os moinhos *Attritors* são os que possuem a maior capacidade de processamento entre todos os moinhos existentes. O interior do seu jarro suporta uma massa de material que varia entre 0,5 a 40 kg. Suas principais vantagens são a alta capacidade de material a ser moído e a velocidade de moagem (SURYANARAYANA, 2001).

Os fabricantes de moinhos *Attritors* não são nacionais. Os preços destes equipamentos empregados em laboratório são da ordem de US\$14.000,00.

O principal objetivo desta pesquisa foi projetar um moinho *Attritor* programável de baixo custo para laboratório buscando atender requisitos técnicos de entrada, capacidade de

moagem de até 50 g por ciclo, operando numa faixa de rotação entre 150 a 600 rpm, utilizando água ou nitrogênio líquido como fluido refrigerante e atmosfera controlada. Quanto aos requisitos de operação são a facilidade da programação, abastecimento, desabastecimento e seguro. Este equipamento deve ser construído e disponibilizado para o laboratório de metalurgia do pó da Universidade Federal de Itajubá.

O custo estimado de aquisição do material para a fabricação e montagem deste equipamento é da ordem de US\$5.100,00, recurso disponibilizado por intermédio de um projeto fomentado pela FAPEMIG.

Foi realizado uma análise aplicando método analítico e computacional utilizando o software ANSYS (*Static Structural*) para o desenvolvimento do jarro e dos componentes do sistema de moagem.

1.1 Motivação

A principal motivação para o presente trabalho foi o desenvolvimento de um projeto de moinho *Attritor* com viabilidade técnica e financeira, atendendo aos requisitos técnicos de operação e as normas de segurança vigentes.

Por meio de pesquisa verificou-se que existem várias empresas que fabricam este equipamento, porém nenhum dos fabricantes é nacional. Foi realizado um orçamento no fabricante americano, *Union Process* de um equipamento similar ao projeto desenvolvido e o preço é de aproximadamente US\$14.000,00.

Uma contribuição esperada deste trabalho é a disponibilização de um projeto de moinho *Attritor* programável de baixo custo para laboratório para que qualquer outra instituição que necessite de aquisição deste equipamento, possa fabricá-lo internamente com um custo muito inferior aos moinhos similares existentes no mercado.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo Geral

Desenvolver um projeto de um moinho *Attritor* programável de baixo custo para laboratório.

1.2.2 Objetivos específicos

- Desenvolver internamente no Campus da Universidade Federal de Itajubá – UNIFEI, um projeto de nacionalização para fabricação de um moinho *Attritor* de baixo custo.
- Especificar os requisitos técnicos de entrada para o moinho *Attritor* de baixo custo visando atender plenamente as necessidades de operação;

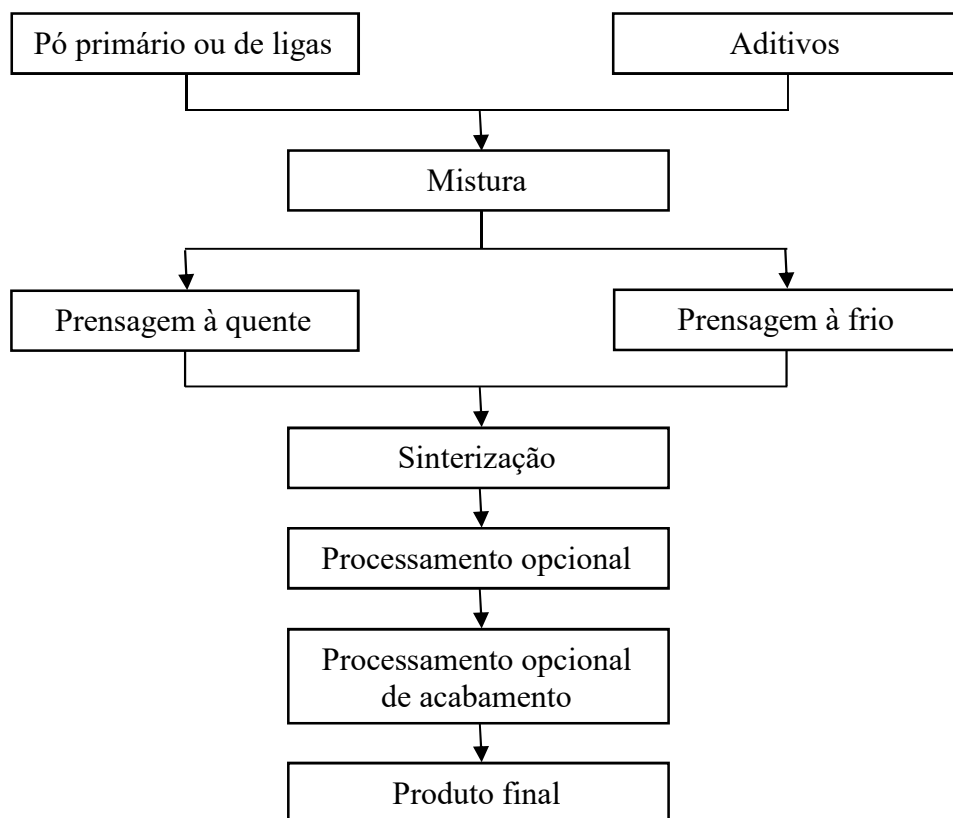
- Estruturar uma metodologia para o desenvolvimento do projeto de um moinho *Attritor* de baixo custo.
- Elaborar modelo 3D do moinho *Attritor* de baixo custo utilizando software CAD;
- Analisar eventuais interferências dos mecanismos por meio de um software CAD 3D;
- Especificar materiais para construção dos componentes no projeto;
- Dimensionar os principais componentes do moinho utilizando métodos analíticos;
- Verificar dimensionamento dos principais componentes utilizando métodos computacionais por meio de análise de elementos finitos;
- Elaborar desenhos 2D do moinho utilizando software CAD visando a construção do moinho *Attritor* de baixo custo;

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Metalurgia do Pó

A MP é um processo que possibilita a fabricação de componentes por intermédio da moagem de materiais na forma de cavaco ou pó, prensagem e sinterização conforme apresenta a Figura 1. Esta técnica diferencia-se da fundição convencional pelo processamento com temperatura mais baixas e por não conter fase líquida, ou contê-la em pequena proporção (BRITO; MEDEIROS; LOURENÇO, 2007).

Figura 1 Etapas do método convencional de compressão e sinterização.



Fonte: Adaptado de (ASM, 1998).

2.2 Processo de obtenção de pós metálicos

Vários atributos importantes devem ser considerados quando se refere a moagem para aquisição de pós metálicos, o processamento requer um controle rígido da composição química e física e atender aos requisitos de aplicação e custo, métodos químicos e mecânicos são mais indicados.

As técnicas mais comuns são: Processos químicos (redução de óxidos), processos físicos (atomização a água ou a gás), processos por decomposição eletrolítica e processos mecânicos (redução em estado sólido), para a produção de pós metálicos a cominuição mecânica é a mais aplicada devido sua ductilidade (ASM, 1998).

2.2.1 Processamento mecânico no estado sólido

Processamento mecânico ou moagem é empregado em alguns metais reativos (hidretos metálicos e berílio) ou metais duros e quebradiços (bismuto eletrolítico e ferro). Contudo esses processos são mais empregados como procedimentos complementares a produção de pós. Os objetivos desse processo são (ASM, 1998; THUMMLER; OBERACKER, 1995):

- Redução do tamanho de partícula do pó;
- Modificação da forma da partícula;
- Aglomeração de pó;
- Formação mecânica de ligas;
- Modificação de propriedades, como densidade, velocidade de escoamento, etc.

Dushkin (2010), define que o preceito da moagem é promover choque entre o material a ser processado e os agentes moedores. Durante o processamento, o pó reduz o tamanho devido ao choque entre eles próprios, eles e os agentes moedores e eles e as paredes do jarro de moagem.

Segundo Gilman e Benjamin (1983), durante a moagem as partículas sofrem algumas transformações, deformação plástica, soldagem a frio das partículas, soldagem a frio dos agregados e refinamento da micro estrutura dos agregados.

Steinike e Tkáčová (2000) relatam que composições frágeis apresentam pouca tendência para deformação plástica, provocando a fratura das partículas e aumentando a sua área superficial.

2.3 Moagem

Moagem é a técnica empregada para reduzir o tamanho das partículas por intermédio de choques mecânicos entre as partículas e os elementos de moagem.

2.3.1 Mecanismo de moagem

Segundo Mobasherpour, Tofigh e Ebrahimi (2013), relatam que o mecanismo de moagem é definido pela soldagem e fratura repetitivas das partículas de pó entre a superfície das esferas de colisão e o jarro de moagem durante a processamento. A consequência desta

sequência de micro forjamento individual e sua influência sobre a síntese no pó resulta principalmente do comportamento mecânico dos materiais envolvidos.

Minatti, Furlan e Rodrigues (2012), definem que os mecanismos de moagem podem influenciar na dificuldade ou facilidade da moagem, se diferenciam por: sistema frágil-frágil, dúctil-frágil e dúctil-dúctil, estes possibilitam vislumbrar o resultado do choque entre as partículas e os agentes moedores.

2.3.1.1 *High energy ball milling*

A moagem de alta energia MAE (*High Energy Ball Milling*) foi desenvolvida em meados da década de 1960. Existem dois distintos termos de processamento: *Mechanical Alloying* MA (Síntese Mecânica) e a *Mechanical Milling* MM (Moagem Mecânica) ou cominuição (SURYANARAYANA, 2001).

2.3.1.2 *Mechanical alloying* (MA)

Segundo Suryanarayana (2001) o MA é o processo que contempla a transferência de massa para aquisição de uma liga homogênea por meio de mistura de partículas de diferentes metais ou ligas, disponíveis comercialmente com pós com granulometria entre 1 a 200 μm .

2.3.1.3 *Mechanical milling* (MM)

Segundo Suryanarayana (2001) o MM é o processo que não contempla transferência de massa, ele que produz uma composição uniforme dos pós, a partir de metais puros, sucatas, intermetálicos ou ligas.

2.3.2 Variáveis do processo de moagem

O processo de moagem apresenta sete variáveis que se interagem e estão diretamente relacionadas com o resultado final do produto, tanto na microestrutura quanto na fase desejadas (SURYANARAYANA, 2001).

Estas variáveis de processo de moagem são:

- Agentes controladores de processo (ACP's);
- Jarro de moagem;
- Relação massa/esfera;
- Atmosfera da moagem;
- Tempo de moagem;
- Temperatura da moagem

- Velocidade da moagem;

2.3.2.1 Agentes controladores de processo (ACP's)

Durante o processamento as partículas de pó chocam-se repetidas vezes com elas próprias e com os elementos de moagem, podendo provocar soldagens a frio em consequência de altas deformações plásticas impostas pelas esferas, os materiais dúcteis são mais suscetíveis a esta reação (SURYANARAYANA, 2001).

A principal função dos ACP's durante o processamento é a mudança das características físicas superficiais (adsorção) das partículas deformadas, ela impossibilita a junção perfeita entre as partículas, minimizando a soldagem a frio (HOSSEINI-GOURAJOUBI *et al.*, 2015).

2.3.2.2 Recipiente de moagem

O recipiente de moagem (jarro de moagem) deve ser manufaturado utilizando um material com uma resistência mecânica mais elevada. Os choques provocados pelos agentes moedores e o próprio material processado nas paredes internas do jarro de moagem podem eventualmente causar fragmentação. As partículas que se desprendem do recipiente causam contaminação do pó.

Segundo Suryanarayana (2001), os jarros de moagem são comumente fabricados com os seguintes materiais: aço inoxidável, aço-ferramenta, aço beneficiado, aço beneficiado cromado, etc.

2.3.2.3 Relação massa/esfera

Segundo Suryanarayana (2001), a relação massa/esfera pode variar de 1:1 à 220:1. Para recipientes de moagem de maior volume a relação usualmente aplicada pode variar de 50:1 à 100:1. Para jarros com capacidade reduzida a taxa comum aplicada é de 10:1 (1 grama de material para 10 gramas de esferas). A relação massa/esfera é inversamente proporcional ao tempo de moagem, quando maior a relação menor o tempo de processamento, devido ao maior número de colisões por unidade sob as partículas do material a ser moído entre as esferas. Recomenda-se que no mínimo um terço da capacidade do jarro de moagem encontre-se livre, para que ocorra colisões com maior energia.

Salili *et al.* (2011) relata que a utilizando esferas de diferentes tamanhos pode-se maximizar o número de choques, proporcionando significativas melhoras na energia específica de impacto.

2.3.2.4 Atmosfera de moagem

O material a ser processado quando em contato com a atmosfera presente no interior do recipiente de moagem causam modificações na geometria e principalmente na composição do pó resultante, também pode ocorrer oxidação. Quando a atmosfera predominantemente é de oxigênio (O_2), pode causar inclusão deste, gerando uma camada de óxido que está relacionada ao grau de contaminação (MADAVALI *et al.*, 2014; SURYANARAYANA, 2001).

O controle da atmosfera no interior do jarro de moagem durante o processamento é realizado por intermédio da inserção de gases inertes. A aplicação do gás argônio de alta pureza tem se mostrado viável nos casos de controle da contaminação (ASM, 1998; SURYANARAYANA, 2001).

2.3.2.5 Tempo de moagem

Suryanarayana (2001), Torres e Schaeffer (2010) definem a variável tempo de moagem como a mais relevante do processo. O tempo é definido de forma a se obter um estado de equilíbrio entre a fratura e a soldagem a frio do material processado. O tempo de moagem varia com relação ao equipamento de moagem aplicado, velocidade da moagem, relação massa/esfera e a temperatura de moagem. Um tempo excedente de moagem pode provocar contaminação causado pelo desgaste dos elementos de moagem e formação de fases indesejáveis (SURYANARAYANA, 2001; TORRES; SCHAEFFER, 2010).

O refinamento da estrutura aproxima-se a uma função logarítmica do tempo, depende da energia mecânica absorvida no processo e o encruamento de trabalho dos materiais em processamento. Um tempo demasiado de moagem um nível de processamento do estado de equilíbrio é atingida, casualmente marcado pela saturação, um grau de dureza constante e distribuição de dimensão de partícula constante (BENJAMIN; VOLIN, 1974).

2.3.2.6 Temperatura de moagem

A temperatura de moagem é um parâmetro de processo relevante na moagem de partículas de ligas metálicas nanoestruturadas pela técnica da MP, uma vez que regimes de difusão são particulares à formação de fases, cristalinas, intermetálicas, amorfas e redução de tamanho de cristalitos (HEWITT; LAOUI; KIBBLE, 2009; LU; LAI; ZHANG, 1997).

Ciclos longos combinados com velocidade de moagem causam aquecimento no material processado, essa elevação na temperatura é uma consequência do tipo de moinho empregado e

as propriedades da partícula do pó, porém essa temperatura pode ser levemente baixa, devendo ser mais elevada nos locais de constante choques (HEWITT; LAOUI; KIBBLE, 2009).

Segundo Torres e Shaeffer (2010), muitas imperfeições são geradas durante a moagem de alta energia, por exemplo, aumento de tamanho de grão, falha de empilhamento e discordâncias, todos causados pela alta deformação aplicada nas partículas.

Hong, Bansal e Fultz (1994) relatam que somente para trabalhos no qual a imposição de ocorrência ou não de fases em consequência da variação de temperatura durante o processamento é empregado resfriamento ou aquecimento intencional do conjunto de moagem.

2.3.2.7 Velocidade de moagem

O parâmetro velocidade de moagem é muito relevante quando se refere à eficiência do processo, a frequência e a energia cinética dos choques impostos durante o processamento estão diretamente relacionados ao tempo de moagem, visto que, a velocidade de choque dos elementos de moagem está relacionado com o moinho empregado (SURYANARAYANA, 2001).

A energia dos choques imposta as partículas dos materiais em processamento está relacionada com a velocidade dos moinhos empregados, porém existem limitações de velocidades de moagem dependendo do moinho utilizado.

Segundo Moumeni *et al.*, (2013) e Suryanarayana (2001), velocidades de moagem mais elevadas causam aumento da temperatura no recipiente, isto pode ser benéfico para casos em que a difusão é necessária para propiciar a homogeneização e/ou a formação das ligas. Contudo, para alguns casos, a elevação da temperatura pode ser negativa, causando aceleração no processo de transformação e surgimento na decomposição de soluções supersaturadas sólidos ou fases metaestáveis formadas durante o processamento. Ademais, as temperaturas elevadas geradas na moagem podem contaminar os pós.

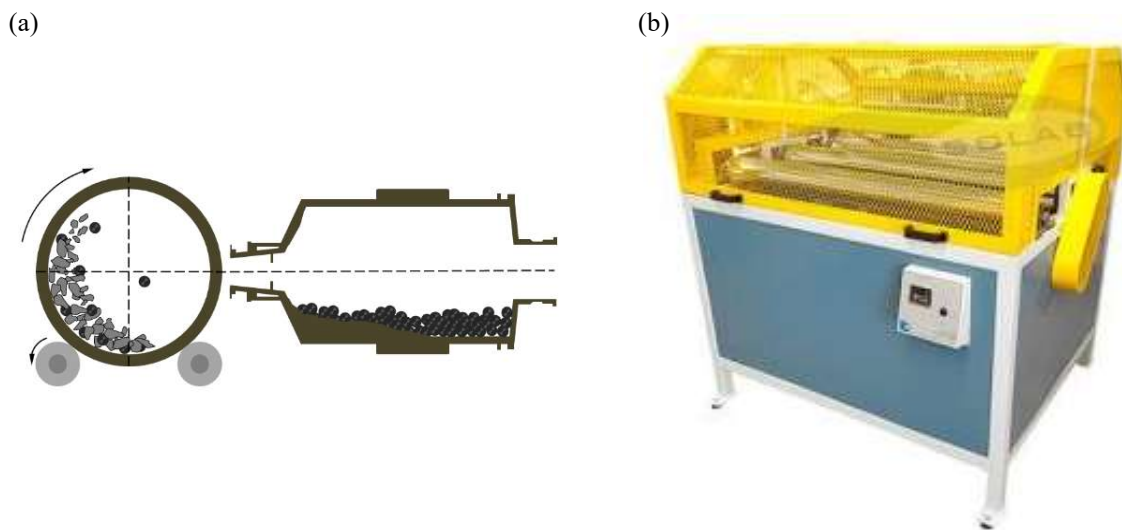
2.3.3 Principais tipos de moinhos

2.3.3.1 Moinho convencional

Os moinhos convencionais são caracterizados pela baixa energia de moagem, eles foram os primeiros a serem desenvolvidos conforme mostrado na Figura 2(b). Neste dispositivo, o jarro de moagem rotaciona em torno do seu eixo de revolução com uma velocidade definida. As esferas caem devido à ação da gravidade sobre o material processado, quando atinge certa elevação conforme apresentado na Figura 2(a). Este mecanismo possibilita a cominuição do

material, resultante da ação de impacto e atrito das esferas com o material e as paredes internas do jarro de moagem. A limitação no emprego deste moinho são devido a velocidades muito elevadas que promovem a centrifugação das esferas e perda de eficiência no processo (JANOT; GUÉRARD, 2005).

Figura 2 (a) Esquema do método de moagem convencional. (b) Moinho convencional.



Fonte: Adaptado de (SANG-HA HWANG, YOUNG-BIN PARK, 2011).

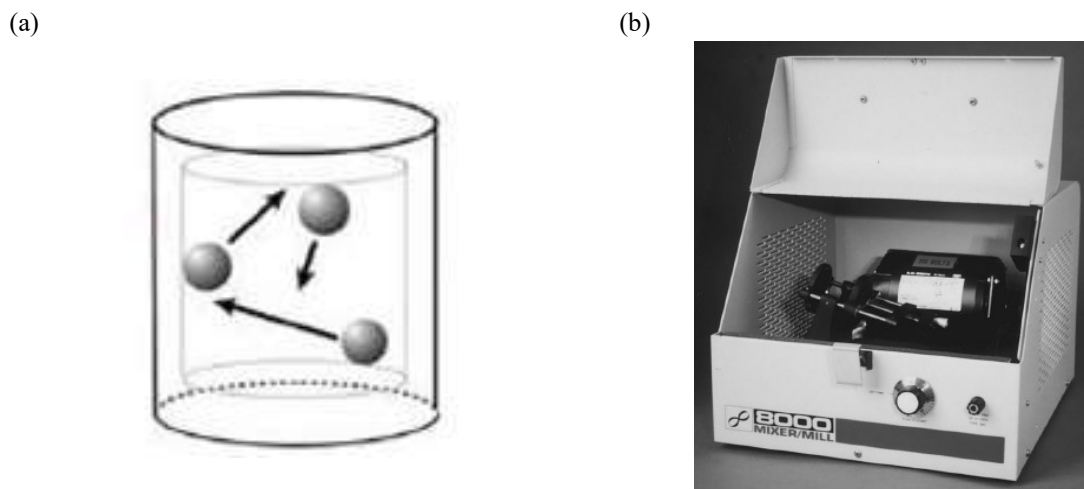
2.3.3.2 Moinho vibratório

Os moinhos vibratórios também denominado como “spex”, nome recebido pelo fabricante SPEX CertPrep, são muito empregados em laboratórios de pesquisa mostrado na Figura 3(b).

Sua alta performance na moagem é proporcionada pela sua movimentação para trás e para frente da ordem de milhares de vezes por minuto acionado com movimentos das extremidades do tubo (a trajetória do jarro de moagem se parece ao número oito) conforme apresentado na Figura 3(a). A amplitude de aproximadamente 5 cm e rotação de 1200 rpm, impondo aos agentes moedores uma velocidade de 5 m/s.

Estes aspectos proporcionam ao conjunto alta energia de impacto, podendo ser classificado como moagem de alta energia, um limitador do seu emprego é a sua baixa capacidade, em torno de 10 à 20 g de material (ASM, 1998; SURYANARAYANA, 2001).

Figura 3 (a) Trajetória do movimento dos agentes moedores. (b) Moinho Spex.



Fonte: Adaptado de (SURYANARAYANA, 2001).

2.3.3.3 Moinho planetário

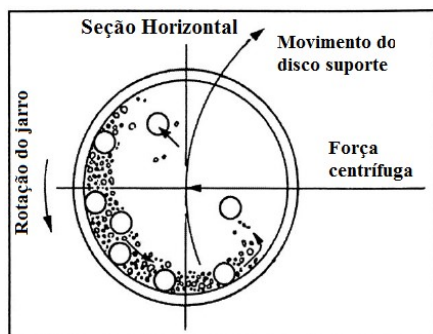
O moinho planetário é muito aplicado em experimentos laboratoriais, ele possui uma capacidade de processamento maior quando comparado ao “spex”. É manufaturado principalmente pela indústria germânica Fritsch GmbH e comercializado por Gilson Co., Inc. no EUA e Canadá apresentado na Figura 4(b). A configuração do equipamento consiste em uma base giratória afixados em um conjunto de suportes de jarros de moagem. O princípio de funcionamento do equipamento é a base giratória que rotaciona em torno do seu próprio eixo imprimindo movimento de rotação de translação aos jarros de moagem, semelhante ao de um sistema planetário que o denominou mostrado na Figura 4(a) (ASM, 1998; TAVARES 2005).

A força centrífuga causada pelo movimento proporciona impactos alternados entre as esferas, o material e a parede interna do jarro de moagem. Detém uma maior amplitude do movimento linear quando comparado a moinho “spex”, no entanto sua frequência de choques é menor, porém é considerado um sistema de moagem de alta energia (ASM, 1998; SURYANARAYANA, 2001).

Rosenkranz, Breitung-Faes e Kwade (2011) relatam que o moinho planetário possui características relevantes, por exemplo, processamento a seco ou a molhado, fácil manuseio e custos moderados. Estes equipamentos são muito aplicados no desenvolvimento de processos de indústrias de diversos segmentos, produtos farmacêuticos e novos materiais.

Figura 4 (a) Trajetória do movimento dos agentes moedores. (b) Moinho Planetário.

(a)



(b)



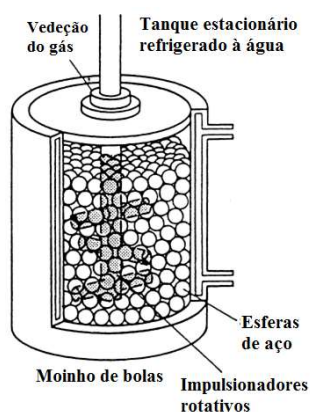
Fonte: Adaptado de (SURYANARAYANA, 2001).

2.3.3.4 Moinho *Attritor*

Os moinhos *Attritors* são amplamente utilizados desde aplicações laboratoriais (Figura 5(b)) até mesmo nas indústrias devido a sua grande capacidade de moagem. Estes equipamentos são os que possuem a maior capacidade entre todos os moinhos que existem. O interior do seu jarro suporta uma massa de material que varia entre 0,5 a 40 kg. De acordo com a Figura 5(a), seu funcionamento consiste em introduzir o material e as esferas de moagem no interior do jarro, com a atmosfera desejada, onde impulsadores rotativos movimentam estes componentes à uma rotação desejada, que pode alcançar até 250 rpm. Suas principais vantagens a serem citadas são a alta capacidade de material a ser moído e a velocidade de moagem, sendo 10 vezes superior à do moinho convencional (SURYANARAYANA, 2001).

Figura 5 (a) Tanque estacionário. (b) Moinho *Attritor*.

(a)



(b)



Fonte: Adaptado de (SURYANARAYANA, 2001).

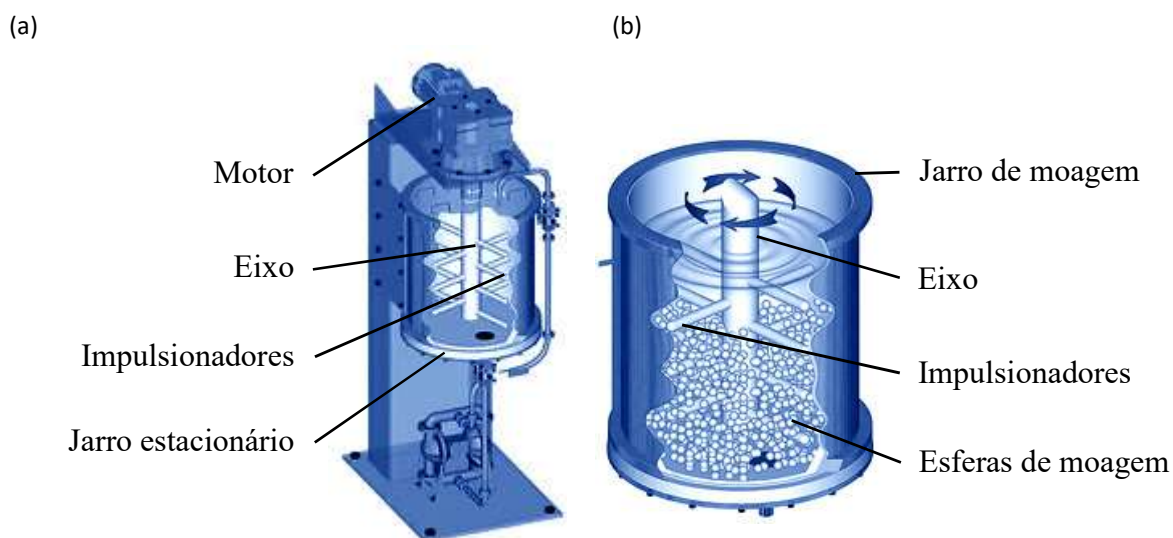
3 FUNCIONAMENTO DO MOINHO *ATTRITOR*

3.1 Princípio de moagem

O princípio de moagem do moinho *Attritor* é simples e muito eficaz se comparado aos outros processos de moagem. Em sua forma básica ele é constituído de um jarro de moagem estacionário, elementos moedores (geralmente esferas de moagem), um eixo e vários impulsionadores fixados ao eixo de acordo com a Figura 6(b). O eixo e por consequência os impulsionadores recebem movimento de rotação de um motor elétrico conforme mostra a Figura 6 (a). A concepção do moinho *Attritor* permite que a rotação aplicada no eixo provoque colisões entre as esferas de moagem (REYES *et al.*, 2014).

O material a ser processado é inserido no interior do jarro de moagem conjuntamente com as esferas de moagem obedecendo uma relação entre o volume das esferas e do material adequada a moagem.

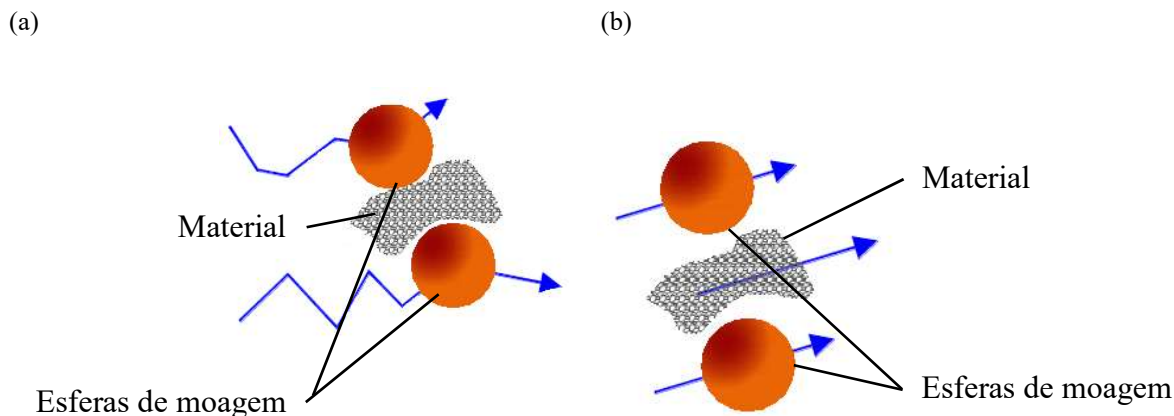
Figura 6 (a) Moinho *Attritor*. (b) Tanque estacionário.



Fonte: Adaptado de (MIKRON, 2018).

A aleatoriedade da trajetória dos movimentos das esferas causa movimento irregular conforme mostram as Figuras 7(a) e (b).

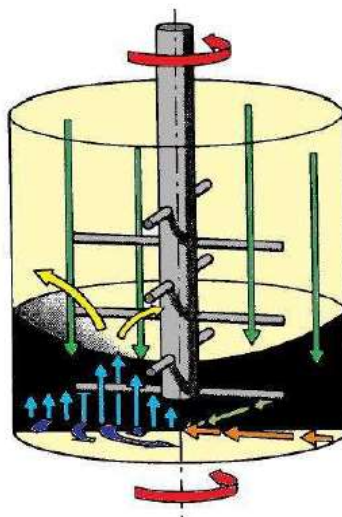
Figura 7 (a) Movimento irregular. (b) Movimento agrupado.



Fonte: Adaptado de (SZEGVARI; YANG, 1999).

Durante o processo de moagem os movimentos gerados são aleatórios tanto do material quanto das esferas de moagem. Os movimentos causados nas esferas de moagem causam choques provocando a redução do tamanho da partícula. A gravidade e o contato entre as esferas de moagem e os impulsadores possibilitam trajetórias diferentes do material a ser moído, conforme Figura 8 (RYDIN; MAURICE; COURTNEY, 1993).

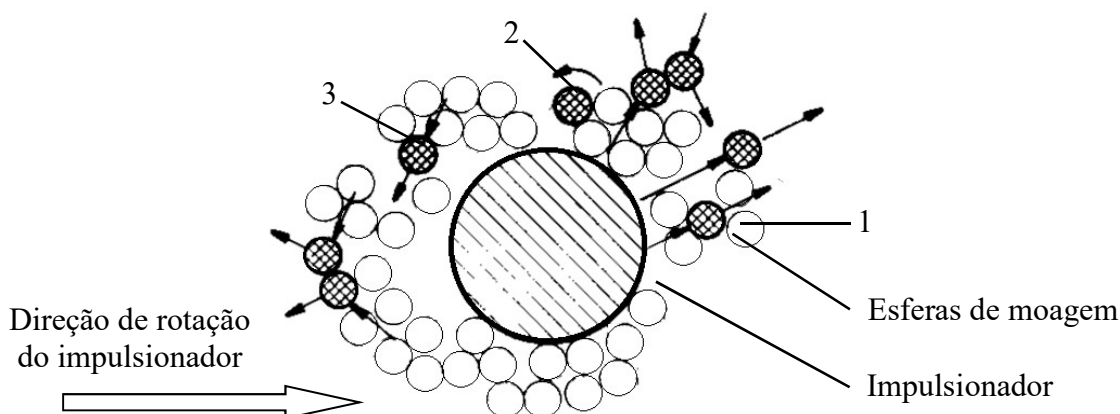
Figura 8 Trajetória do material dentro do jarro de moagem.



Fonte: Adaptado de (RYDIN; MAURICE; COURTNEY, 1993).

As direções das esferas de moagem estão demonstradas pela Figura 9. Devido ao movimento a elas imposto pela contato com os impulsadores que se encontram em movimento de rotação (SZEGVARI; YANG, 1999).

Figura 9 Ação das esferas de moagem.



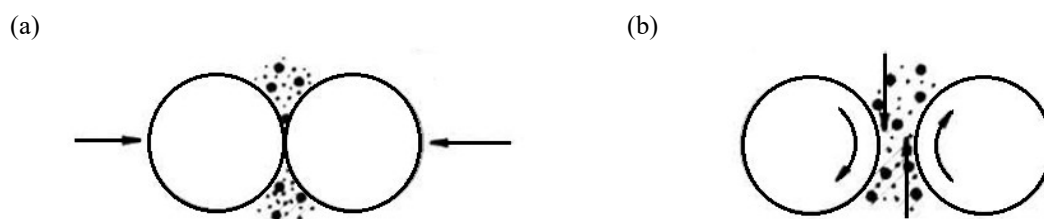
Fonte: Adaptado de (SZEGVARI; YANG, 1999).

A trajetória do deslocamento do impulsor provoca nas esferas de moagem:

1. A ação de impacto em uma esfera de moagem na colisão com outra esfera de moagem.
2. Força rotacional na esfera de moagem.
3. A força de impacto da esfera de moagem que permanece no vazio proporcionado pelo impulsor.

A eficiência no processo de moagem no moinho *Attritor* é proporcionada pela presença da força de impacto conforme mostra Figura 10(a) e da força de corte por cisalhamento conforme Figura 10(b). A ação da força de impacto é devida ao choque constante causada pelo movimento irregular das esferas de moagem. Enquanto a força de corte por cisalhamento é devido a presença de movimento de rotação de duas esferas de moagem que giram em sentido contrário. Sendo que a combinação das forças de compressão e cisalhamento resultam em uma boa redução do tamanho da partícula. Também evidencia-se uma variação pequena na dispersão da granulometria das partículas (SZEGVARI; YANG, 1999).

Figura 10 (a) Força de impacto. (b) Força de cisalhamento.



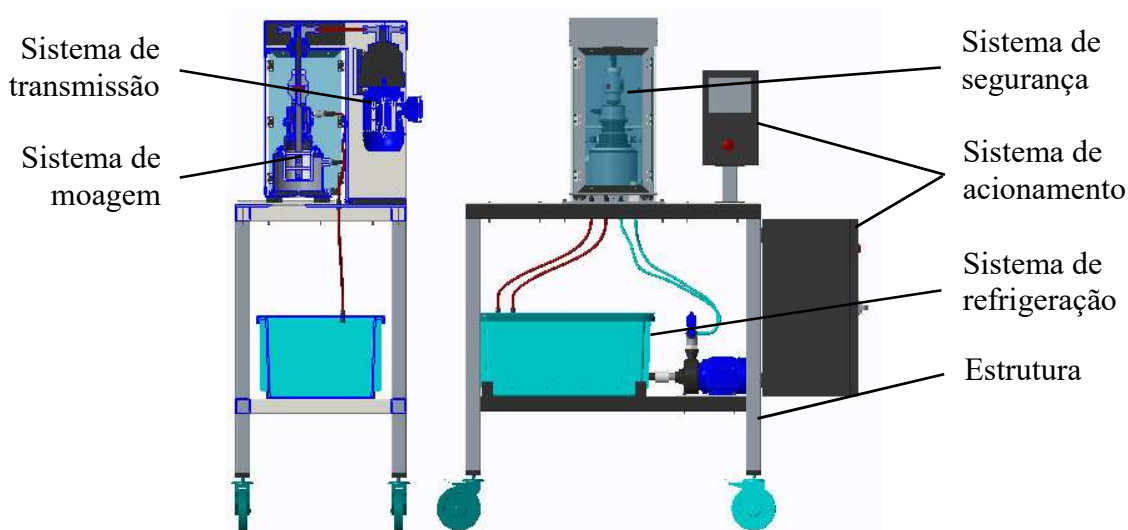
Fonte: Adaptado de (SZEGVARI; YANG, 1999).

4 DESENVOLVIMENTO CONCEITUAL DO PROJETO

O moinho *Attritor* é basicamente constituído de seis sistemas principais conforme mostra a Figura 11:

- Sistema de moagem;
- Sistema de transmissão;
- Sistema de refrigeração;
- Sistema de acionamento;
- Estrutura;
- Sistema de segurança;

Figura 11 Sistemas do moinho *Attritor*.



Fonte: próprio autor.

4.1 Sistema de moagem

O sistema de moagem do moinho *Attritor* é composto por dois componentes principais:

- Jarro de moagem;
- Sistema agitador;

O processo de moagem necessita de uma determinada potência para realização desta tarefa. Segundo Kelly e Spottiswood (1982) a potência responsável pela rotação dos elementos de moagem é dada pela Equação 1.

$$P_{IMP} = 0,092 \cdot v_{\infty} \cdot g \cdot \left(\frac{D_J}{D_A}\right) \cdot \left(\frac{1 - \varepsilon_R}{\varepsilon_R}\right)^{1/2} \cdot \exp\left(\frac{5,3 \cdot H_A}{D_J}\right) \cdot (\rho_S - \rho_L) \cdot V_J \quad (1)$$

Onde, P_{IMP} é a potência de cada impulsor, v_{∞} é a velocidade final, V_J é o volume do jarro de moagem, D_J é o diâmetro interno do jarro de moagem, D_A é o diâmetro do impulsor de moagem, ε_R é a relação entre o volume do material a ser moído e do jarro de moagem, H_J é a altura do jarro de moagem, ρ_S é a densidade do material a ser moído, ρ_L é a densidade do lubrificante para facilitar o processo de moagem.

Quando o processo de moagem for realizado a seco a densidade do lubrificante para facilitar o processo de moagem deve ser igual a zero.

A potência estimada do motor elétrico é obtida pela Equação 2.

$$P_{EM} = N_{IMP} \cdot P_{IMP} \quad (2)$$

Onde, P_{EM} é a potência estimada do motor elétrico, N_{IMP} é o número de impulsores do sistema agitador, P_{IMP} é a potência de cada impulsor.

Então a potência real do motor elétrico é dada pela Equação 3.

$$P_{RM} = N \cdot P_{EM} \quad (3)$$

Onde, P_{RM} é a potência real do motor elétrico, N é o coeficiente de segurança, P_{EM} é a potência estimada do motor elétrico.

O torque real do motor elétrico é determinado pela Equação 4 (WEGCESTARI, 2016).

$$T_{RM} = \frac{9950 \cdot P_{RM}}{n_M} \quad (4)$$

Onde, T_{RM} é o torque real do motor elétrico [N.m], P_{RM} é a potência real do motor elétrico [kW], n_M é a rotação do motor elétrico [rpm].

4.1.1 Jarro de moagem

O jarro de moagem é um recipiente cilíndrico onde será inserido o material e as esferas de moagem para o processamento. A espessura da parede deve ser suficiente para resistir à

pressão provocada pelo gás inerte inserido no processo de moagem e um ínfimo desgaste causado pelo atrito das esferas. Contudo, não deve prejudicar a troca de calor conforme mostra a Figura 12.

Os jarros de moagem podem ser encontrados em aço inoxidável, aço inoxidável revestido com alumina, carboneto de silício, nitreto de silício, zircônia, borracha e poliuretano (SURYANARAYANA, 2001).

Figura 12 Jarro de moagem.



Fonte: Adaptado de ((BOTERO *et al.*, 2009).

4.1.1.1 Dimensionamento da capacidade do jarro de moagem

Segundo Kelly e Spottiswood (1982) a relação entre o diâmetro interno e a altura do jarro de moagem é dada pela Equação 5 (KELLY; SPOTTISWOOD, 1982).

$$\frac{D_J}{H_J} \geq 0,5 \quad (5)$$

Onde, D_J é o diâmetro interno do jarro de moagem, H_J é a altura do jarro de moagem.

Segundo Suryanarayana (2001), a relação das massas do material a ser moído e das esferas para moagem no moinho *Attritor* pode atingir 50:1 ou até mesmo 100:1 (Equação 6).

$$R_{M/E} = \frac{m_E}{m_M} \quad (6)$$

Onde, m_E é a massa das esferas de moagem, m_M é a massa do material a ser moído.

Uma vez obtido a massa das esferas de moagem se calcula o volume ocupados pelas esferas de moagem conforme Equação 7.

$$V_E = \frac{m_E}{\rho_E} \quad (7)$$

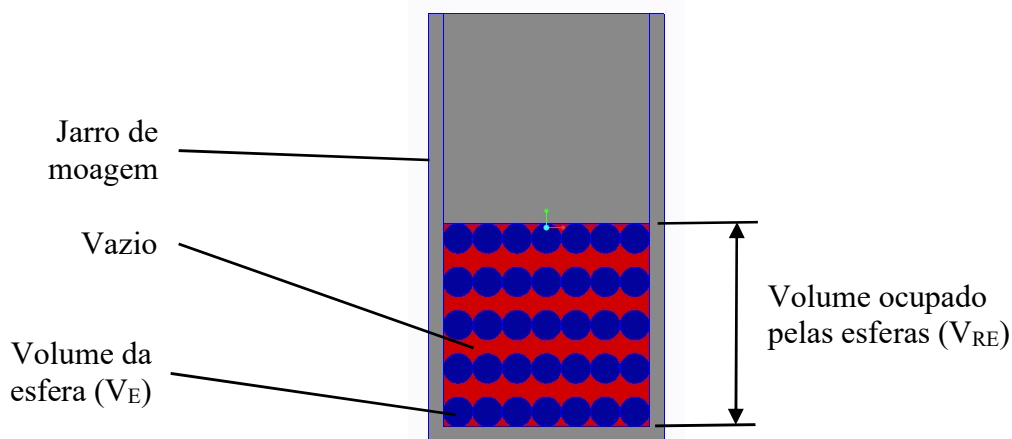
Onde, V_E é o volume das esferas de moagem, m_E a massa das esferas de moagem, ρ_E é a massa específica das esferas de moagem.

A Equação 8 e a Figura 13 demonstram o volume real das esferas de moagem na ocupação do volume do jarro de moagem (BOTERO *et al.*, 2009).

$$V_{RE} = \frac{V_E}{F} \quad (8)$$

Onde, V_{RE} é o volume real das esferas de moagem, V_E é o volume das esferas de moagem, F é o fator compensador de vazios entre as esferas igual a 0,62 segundo Botero *et al.* (2009).

Figura 13 Volume ocupado pelas esferas.



Fonte: Próprio autor.

A Equação 9, define o volume total de moagem que o moinho *Attritor* comporta durante o processamento.

$$V_T = V_{RE} + V_M \quad (9)$$

Onde, V_T é o volume total de moagem, V_{RE} é o volume real das esferas de moagem, m_M é a massa do material a ser moído.

Segundo Botero *et al.* (2009), o volume do jarro de moagem deve ser no mínimo o dobro do volume total de moagem para possibilitar o choque entre as esferas durante o processamento (Equação 10).

$$V_J = 2 \cdot V_T \quad (10)$$

Onde, V_J é o volume do jarro de moagem, V_T é o volume total de moagem.

4.1.1.2 Dimensionamento da espessura da parede do jarro de moagem

O jarro de moagem pode ser considerado um vaso de pressão, visto que, ele estará submetido a uma pressão interna imposta pelos gases inertes.

Para ser considerado um vaso de pressão com paredes finas o jarro de moagem deve seguir a seguinte relação entre o raio interno e a espessura (HIBBELER, 2009).

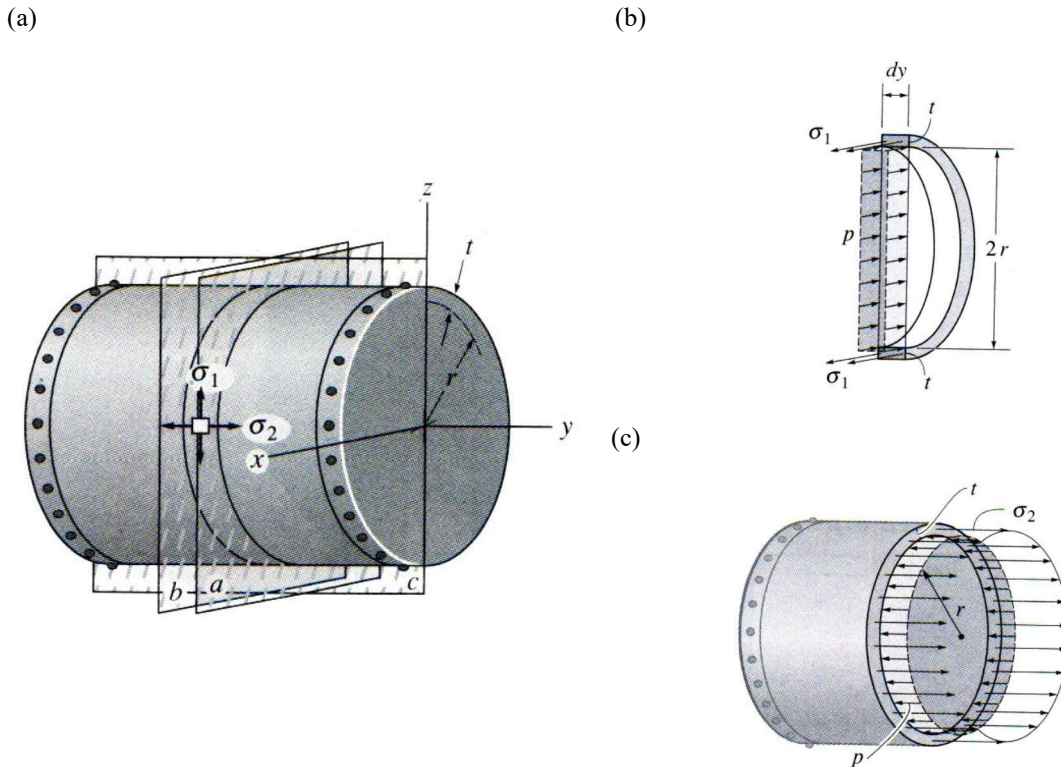
$$\frac{r_J}{t_J} \geq 10 \quad (11)$$

Onde, r_J é o raio interno do jarro de moagem, t_J é a espessura da parede do jarro de moagem.

As Figuras 14(a), (b) e (c) demonstram a distribuição das tensões nas paredes do jarro de moagem quando submetida a uma pressão interna.

Figura 14 (a) Vaso de pressão. (b) σ_1 Tensão normal no sentido circunferencial ou tangencial.

(c) σ_2 Tensão normal no sentido longitudinal ou axial.



Fonte: Adaptado de (HIBBELER, 2009).

As Equações 12 e 13 expressam as tensões normais e axiais aplicadas no jarro de moagem. Hibbeler (2009) define as expressões para o cálculo das tensões no vaso de pressão de parede fina.

$$\sigma_1 = \frac{p \cdot r}{t} \quad (12)$$

Onde, σ_1 é a tensão normal no sentido radial, p é a pressão no interior do vaso de pressão, r é o raio interno do vaso de pressão, t é a espessura do vaso de pressão.

$$\sigma_2 = \frac{p \cdot r}{2 \cdot t} \quad (13)$$

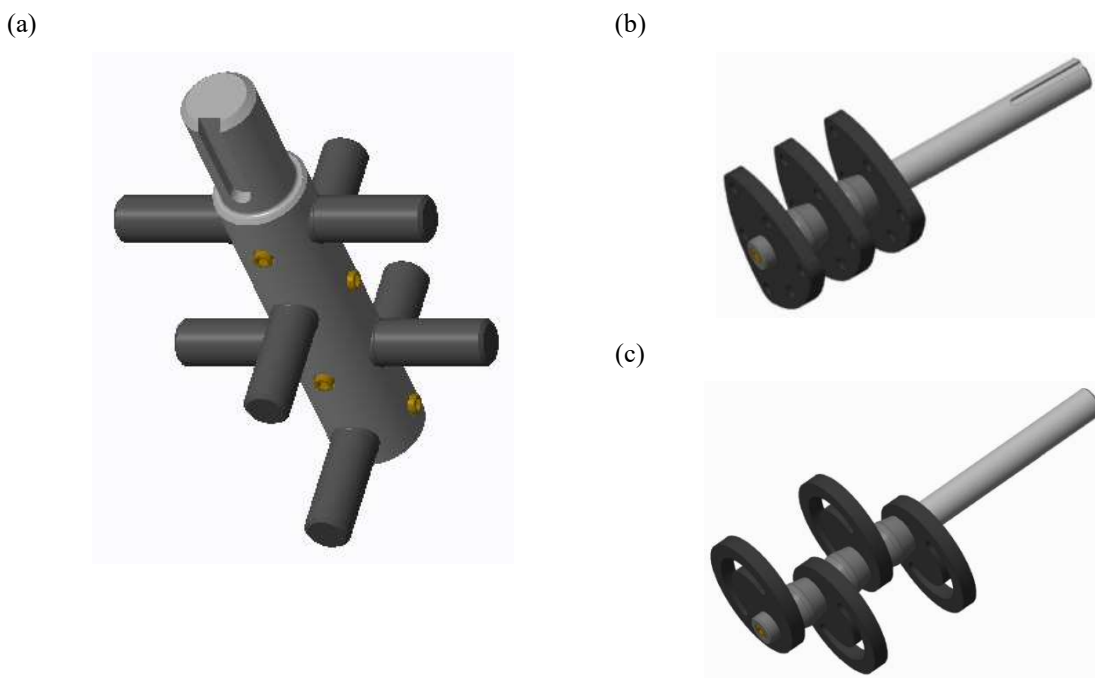
Onde, σ_2 é a tensão normal no sentido axial, p é a pressão no interior do vaso de pressão, r é o raio interno do vaso de pressão, t é a espessura do vaso de pressão.

4.2 Sistema agitador

O sistema agitador apresenta três configurações principais conforme mostram as Figuras 15(a), (b) e (c) (REYES *et al.*, 2014):

- Agitador de impulsadores;
- Agitador de discos centrados;
- Agitador de discos excêntricos;

Figura 15 (a) Agitador de impulsadores. (b) Agitador de discos centrados. (c) Agitador de discos excêntricos.



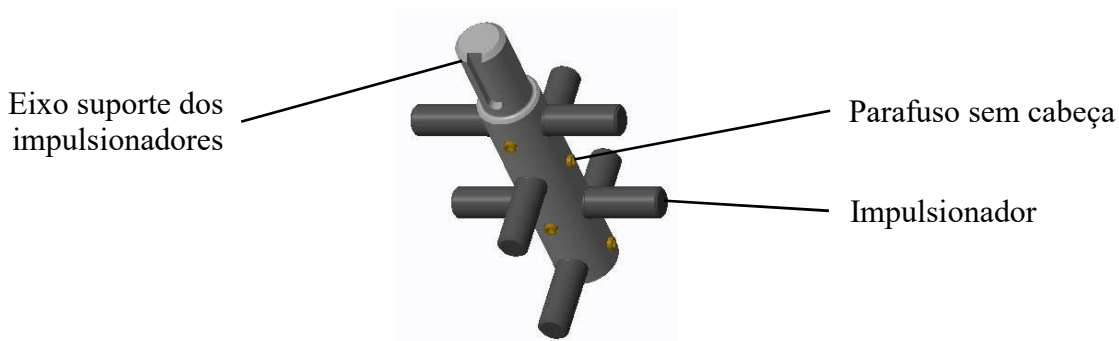
Fonte: Próprio autor.

Sendo que dentre os agitadores apresentados o mais utilizado é o agitador de impulsadores.

4.2.1 Agitador de impulsadores

Segundo Reyes *et al.* (2014) a configuração de um agitador de impulsadores é composto por um eixo e os impulsadores. Os impulsadores são montados perpendicularmente no eixo e fixados por intermédio de parafusos sem cabeça conforme demonstrado na Figura 16.

Figura 16 Agitador de impulsadores.



Fonte: Autor próprio.

O espaçamento entre os impulsadores e o jarro (parede e fundo) deve ser maior que o diâmetro da esfera de moagem. A justificativa do emprego desta folga é a evitar o travamento do eixo dos impulsadores (REYES *et al.*, 2014).

As principais vantagens/desvantagens na utilização deste agitador são:

Vantagens:

- Facilidade de montagem;
- Facilidade de limpeza;
- Facilidade de fabricação;
- Elevadas velocidades imprimem grande forças de impacto entre as esferas;

Desvantagens:

- Com o tempo de utilização existe a possibilidade de contaminação da amostra devido ao esfacelamento de partes dos impulsadores durante o processo de moagem;

4.2.1.1 Dimensionamento dos impulsadores

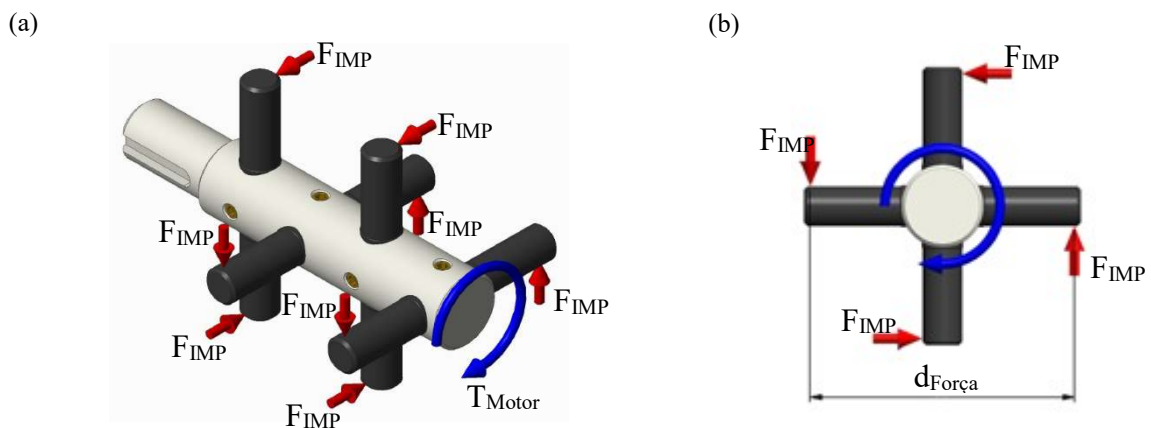
Torque do motor

No processo de moagem as esferas e o material se chocam aleatoriamente nos impulsadores. As Figuras 17(a) e (b) demonstram as forças de impacto sobre os impulsadores, onde o torque do eixo é dado por:

$$T_M = 4 \cdot F_{IMP} \cdot d_T \quad (14)$$

Onde, T_M é o torque do motor elétrico, F_{IMP} é a força do impulsador, d_T é a distância entre o centro do eixo e a F_{IMP} .

Figura 17 (a) Carregamento estático vista em perspectiva. (b) Carregamento estático vista de baixo.



Fonte: Autor próprio.

4.2.1.1.1 Tensão de flexão e tensão de cisalhamento

Beer *et al.* (2011) e Hibbeler (2009) demonstram que as tensões de cisalhamento e normal no eixo são dadas por:

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} \quad (15)$$

Onde, σ é a tensão de flexão no eixo, M é o momento fletor, c é a distância da posição na peça de atuação da máxima tensão a linha neutra, I é o momento de inércia.

$$\tau = \frac{V \cdot Q}{I \cdot t} \quad (16)$$

Onde, τ é a tensão de cisalhamento no eixo, V é o esforço cortante resultante, Q é a momento de primeira ordem da área em torno do eixo, t é a largura da área da seção transversal.

4.2.1.1.2 Concentração de tensão

A Figura 18 mostra que alguns componentes possuem descontinuidade como: mudança de seção, furos, roscas, rasgos de chavetas. Quaisquer destas descontinuidades alteram a distribuição de tensão próximo a estas regiões. Nestas localidades as equações elementares de tensão não mais descrevem o estado de tensão. Estas descontinuidades são chamadas de concentradores de tensão conforme demonstrados nas Equações 17 e 18 (BUDYNAS; NISBETT, 2016; NORTON, 2013).

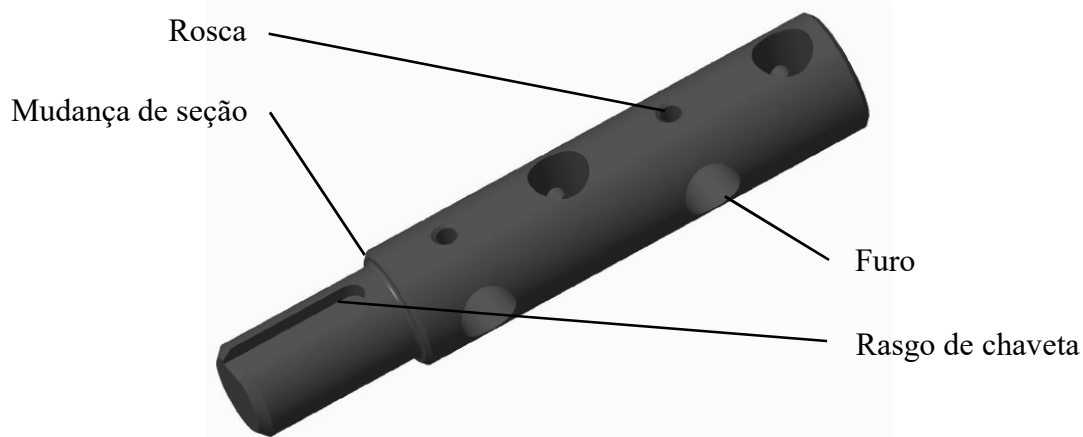
$$K_t = \frac{\sigma_{Max}}{\sigma_{Nom}} \quad (17)$$

Onde, K_t é o fator de concentração de tensão teórico para tensões normais (estático), σ_{Max} é a tensão normal máxima, σ_{Nom} é a tensão normal nominal.

$$K_{ts} = \frac{\tau_{Max}}{\tau_{Nom}} \quad (18)$$

Onde, K_{ts} é o fator de concentração de tensão teórico para tensões de cisalhamento (estático), τ_{Max} é a tensão de cisalhamento máxima, τ_{Nom} é a tensão de cisalhamento nominal.

Figura 18 Descontinuidades.



Fonte: Autor próprio.

Para solicitações estáticas, em materiais dúcteis, é comum desconsiderar o efeito destas descontinuidades no cálculo do diâmetro dos eixos, porém devem ser consideradas nos materiais de comportamento frágil (NORTON, 2013).

4.2.1.1.3 Teoria das falhas

Atualmente tem-se uma compreensão muito maior dos vários mecanismos de falha devido aos ensaios e técnicas de medições aperfeiçoadas. As teorias de falhas são específicas e distintas para materiais dúcteis e frágeis. Os materiais dúcteis dependendo das condições de operação (temperatura, taxa de carga, ambiente químico e processo de fabricação) podem ter comportamento de materiais frágeis (BUDYNAS; NISBETT, 2016; HIBBELER, 2009; NORTON, 2013).

O critério utilizado nas análises do eixo principal, eixo suporte dos impulsionadores e os impulsionadores, foi a teoria da energia de distorção.

4.2.1.1.4 Dimensionamento carregamento variável

Limite de resistência à fadiga

A estimativa dos limites de resistência à fadiga é um método rápido utilizado em projetos preliminares, prototipagem e análise de falha. O limite de resistência à fadiga é obtido preferencialmente utilizando ensaios de tensão ao ensaio de deformação. O limite de resistência à fadiga para aços varia entre 40% a 60% da resistência de tração (Tabela 1). Considerando que, em média, o limite de resistência a tração do aço é de 1400 MPa, pode-se presumir a seguinte relação (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

Tabela 1 Limite de resistência à fadiga não corrigido de corpo de prova de teste da viga rotativa.

S_{ut} [MPa]	S_e'
$S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$	$S_e' = 0,5 \cdot S_{ut}$
$S_{ut} > 1400 \text{ MPa}$	$S_e' = 700 \text{ MPa}$

Fonte: Adaptado de (NOLL; LIPSON, 1946).

Onde, S_e' é o limite de resistência à fadiga não corrigido de corpo de prova de teste da viga rotativa, S_{ut} é a resistência à tração.

Fatores modificadores do limite de resistência à fadiga

O corpo de prova utilizado para determinar a resistência a fadiga é fabricado criteriosamente e ensaiado sob condições extremamente controladas. Portanto, não é recomendado que os componentes empregados no projeto obtenham mesmos valores que os obtidos em laboratório. Algumas discrepâncias incluem: (BUDYNAS; NISBETT, 2016; NORTON, 2013)

- Material: composição, base de falha, variabilidade;
- Manufatura: método, tratamento térmico, corrosão de piezo-ciclofritção, condição de superfície, concentração de tensão;
- Ambiente: corrosão, temperatura, estado de tensão, tempo de relaxação;
- Projeto: tamanho, forma, vida, estado de tensão, concentração de tensão, velocidade, piezo-ciclofritção, esfolamento;

A Equação 19 mostra como ajustar o limite de resistência à fadiga corrigido no local crítico de uma peça de máquina na geometria e condição de uso utilizando fatores modificadores (MARIN, 1962).

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S_e' \quad (19)$$

Onde, S_e é o limite de resistência à fadiga corrigido no local crítico de uma peça de máquina na geometria e condição de uso, k_a é o fator de modificação de condição de superfície, k_b é o fator de modificação de tamanho, k_c é o fator de modificação de carga, k_d é o fator de modificação de temperatura, k_e é o fator de confiabilidade, k_f é o fator de modificação por efeitos variados, S_e' é o limite de resistência à fadiga não corrigido de corpo de prova de teste da viga rotativa.

Fator de superfície (k_a)

O fator de modificação da superfície está diretamente relacionado ao acabamento superficial da peça e a resistência a tração do material. A condição ideal para a determinação do Limite de resistência à fadiga corrigido no local crítico de uma peça de máquina na geometria e condição de uso é que a superfície do material seja polido axialmente, isento de quaisquer riscos circunferenciais (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

Caso a superfície não apresente a condição ideal, é utilizado o seguinte fator de correção (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

$$k_a = a \cdot (S_{ut})^b \quad (20)$$

Onde, S_{ut} é a resistência de tração, **a** e **b** são coeficientes relacionados ao grau de acabamento superficial conforme mostra na Tabela 2.

Tabela 2 Parâmetros para fator de modificação de superfície.

Acabamento superficial	Fator a [MPa]	Expoente b
Retificado	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	4,51	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

Fonte: Adaptado de (NOLL; LIPSON, 1946).

Fator de tamanho (k_b)

Segundo Shigley, Mischke e Budynas (2005), o fator de tamanho para flexão e torção é dado pela seguinte relação, apresentado na Tabela 3.

Tabela 3 Fator de tamanho.

Diâmetro da peça (d) [mm]	k_b
$2,79 \leq d \leq 51$	$k_b = 1,27 \cdot d^{-0,107}$
$51 < d \leq 254$	$k_b = 1,51 \cdot d^{-0,157}$

Fonte: Adaptado de (NOLL; LIPSON, 1946).

O efeito de tamanho para carregamento axial é desprezível, ou seja, $k_b = 1$ (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

Fator de carregamento (k_c)

Shigley, Mischke e Budynas (2005), apresentam os seguintes fatores de carregamento, que variam em função ao tipo de carregamento em que a peça está submetida como apresenta a Tabela 4.

Tabela 4 Fator de carregamento.

Tipo de carregamento	k_c
Flexão	1
Axial	0,85
Torção	0,59

Fonte: Adaptado de (NOLL; LIPSON, 1946).

OBS: O fator de carregamento $(k_c)_{\text{tor}} = 0,59$ somente deve ser aplicado para carga de torção pura. Se existir a combinação entre torção e outras tensões, com por exemplo, flexão adota-se $k_c = 1$.

Fator de temperatura (k_d)

O fator de temperatura deve ser considerado quando a operação do equipamento projetado é empregado em uma temperatura diferente da temperatura ambiente. Em temperaturas menores que a ambiente pode ocorrer uma fratura frágil. Temperaturas acima da ambiente pode reduzir significativamente a resistência ao escoamento, podendo causar fluência do material (SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

Shigley, Mischke e Budynas (2005), apresentam a seguinte equação para determinação do fator de temperatura.

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (21)$$

Onde, S_T é a resistência à tração na temperatura de operação, S_{RT} é a resistência à tração à temperatura ambiente.

A Tabela 5 mostra o fator de temperatura para diversas temperaturas de operação do equipamento.

Tabela 5 Efeito da temperatura de operação na resistência a tração do aço.

Temperatura [°C]	k_d
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,943
400	0,900
450	0,843
500	0,768
550	0,672
600	0,549

Fonte: Adaptado de (BRANDES, 1983).

Fator de confiabilidade (k_e)

Shigley, Mischke e Budynas (2005), apresentam a seguinte equação para determinação do fator de confiabilidade.

$$k_e = 1 - 0,08 \cdot z_a \quad (22)$$

Onde, **z_a** é a variante de transformação que é definida segundo grau de confiabilidade adotado, conforme Tabela 6.

Tabela 6 Fatores de transformação.

Confiabilidade	Z_a
[%]	
50	0
90	1,288
95	1,645
99	2,326
99,9	3,091
99,99	3,719
99,999	4,265
99,9999	4,753

Fonte: Adaptado de (BUDYNAS, NISBETT, 2011).

A determinação da confiabilidade é baseada numa análise custo x benefício do componente mecânico.

Fator de efeitos diversos (k_f)

Os fatores de efeitos diversos provocam uma alteração do limite de resistência à fadiga corrigido no local crítico de uma peça de máquina na geometria e condição de uso. Este é realmente proposto como um lembrete a ser considerado, visto que, os valores reais de fatores de efeitos diversos não estão sempre disponíveis.

Tensões residuais podem elevar ou reduzir o limite de resistência à fadiga corrigido no local crítico de uma peça de máquina na geometria e condição de uso. A tensão residual na superfície de compressão causada por operações de laminação a frio, martelamento e jateamento de esferas elevam o limite de fadiga (BUDYNAS, NISBETT, 2011).

Concentração de tensão e sensibilidade ao entalhe

Segundo Norton (2013), o termo entalhe remete-se a qualquer contorno geométrico que descontinúe o fluxo de forças atuantes. A presença de um furo, uma mudança de brusca de seção transversal, uma ranhura e um chanfro são considerados entalhes.

Alguns materiais não apresentam totalmente sensibilidade à presença de entalhes. Sendo assim, estes materiais empregam-se um fator de concentração de tensão teórico para tensões

normais (estático) K_t . O fator de concentração de tensão em fadiga para tensões normais é dado por (BUDYNAS, NISBETT, 2011):

$$K_f = \frac{\sigma_{Max}}{\sigma_{Nom}} \quad (23)$$

Onde, K_f é o fator de concentração de tensão em fadiga para tensões normais, σ_{Max} é a tensão normal máxima, σ_{Nom} é a tensão normal nominal.

$$K_{fs} = \frac{\tau_{Max}}{\tau_{Nom}} \quad (24)$$

Onde, K_{fs} é o fator de concentração de tensão em fadiga para tensões de cisalhamento, τ_{Max} é a tensão de cisalhamento máxima, τ_{Nom} é a tensão de cisalhamento nominal.

Os materiais dúcteis apresentam menor sensibilidade ao entalhe que os materiais frágeis. A sensibilidade ao entalhe está diretamente relacionada o raio de arredondamento. Quanto menor for o raio de arredondamento menor será a sensibilidade. Segundo Budynas e Nisbett (2016) e Norton (2013) o fator de sensibilidade sob ação dos esforços normal e cisalhamento é dado por:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (25)$$

Onde, q é a sensibilidade ao entalhe sob tensão normal, K_f é o fator de concentração de tensão em fadiga para tensões normais (dinâmico), K_t é o fator de concentração de tensão teórico para tensões normais (estático).

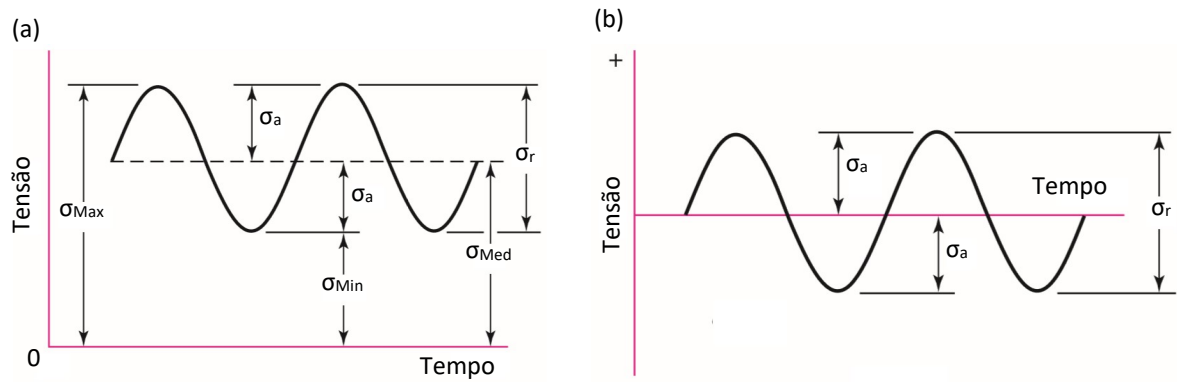
$$q_{Cis} = \frac{K_{fs} - 1}{K_{ts} - 1} \quad (26)$$

Onde, q_{Cis} é a sensibilidade ao entalhe sob tensão de cisalhamento, K_{fs} é o fator de concentração de tensão em fadiga para tensões de cisalhamento (dinâmico), K_{ts} é o fator de concentração de tensão teórico para tensões de cisalhamento (estático).

4.2.1.1.5 Tensões flutuantes

Algumas máquinas rotativas apresentam tensões flutuantes caracterizadas por um padrão senoidal. Os padrões periódicos contem valores de máximo e mínimo de tensão que caracterizam uma força padrão. Se o componente mecânico estiver sob ação de uma força e nele for aplicada uma tensão flutuante, a tensão normal média será dada pela média entre a tensão máxima e mínima mostrado na Figura 19(a). No caso do componente mecânico estiver sob a ação da tensão flutuante, a tensão normal média será nula conforme Figura 19(b).

Figura 19 (a) Tensão flutuante. (b) Tensão senoidal completamente reversa.



Fonte: Adaptado de (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

As tensões média e alternante são dada por (BUDYNAS, NISBETT, 2011):

$$\sigma_{Med} = \frac{\sigma_{Max} + \sigma_{Min}}{2} \quad (27)$$

Onde, σ_{Med} é a tensão normal média, σ_{Max} é a tensão normal máxima, σ_{Min} é a tensão normal mínima.

$$\sigma_{Amp} = \left| \frac{\sigma_{Max} - \sigma_{Min}}{2} \right| \quad (28)$$

Onde, σ_{Amp} é a amplitude da tensão normal, σ_{Max} é a tensão normal máxima, σ_{Min} é a tensão normal mínima.

$$\tau_{Med} = \frac{\tau_{Max} + \tau_{Min}}{2} \quad (29)$$

Onde, τ_{Med} é a tensão cisalhante média, τ_{Max} é a tensão cisalhante máxima, τ_{Min} é a tensão cisalhante mínima.

$$\tau_{Amp} = \left| \frac{\tau_{Max} - \tau_{Min}}{2} \right| \quad (30)$$

Onde, τ_{Amp} é a amplitude da tensão cisalhante, τ_{Max} é a tensão cisalhante máxima, τ_{Min} é a tensão cisalhante mínima.

A relação entre as tensões é dado por (BUDYNAS; NISBETT, 2016; NORTON, 2013):

$$R = \frac{\sigma_{Min}}{\sigma_{Max}} \quad (31)$$

Onde, R é a razão de tensão, σ_{Min} é a tensão normal mínima, σ_{Max} é a tensão normal máxima.

$$A = \frac{\sigma_{Amp}}{\sigma_{Med}} \quad (32)$$

Onde, A é razão de amplitude, σ_{Amp} é a amplitude da tensão normal, σ_{Med} é a tensão normal média.

4.2.1.1.6 Critério de falha por fadiga para tensões flutuantes

Existem cinco critérios de falha demonstrados graficamente na Figura 20 (BUDYNAS; NISBETT, 2016; NORTON, 2013; SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005):

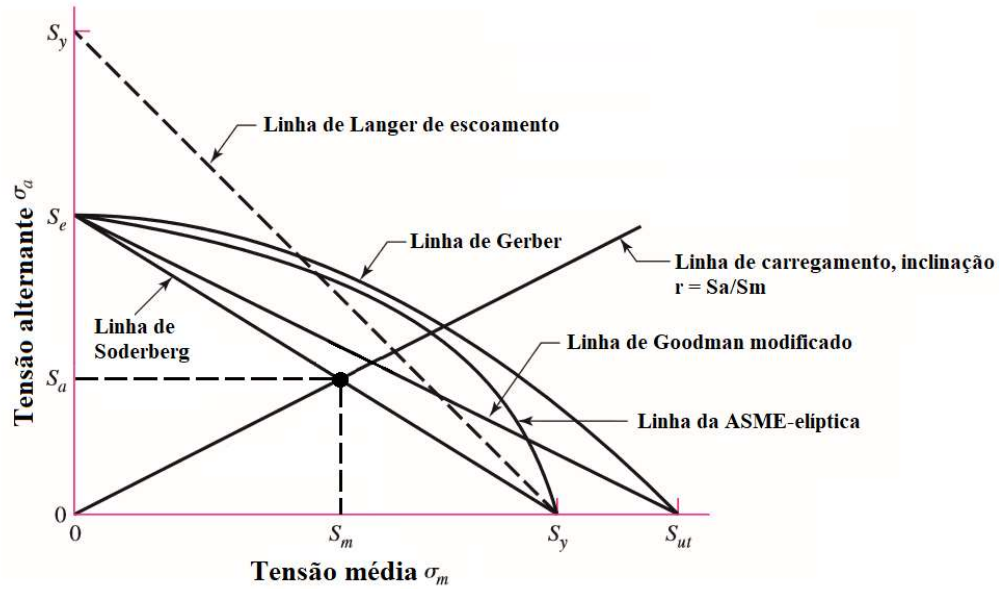
- Critério de Langer escoamento;
- Critério de Gerber;
- Critério de Goodman modificada;
- Critério ASM-elíptica;
- Critério de Soderberg;

Critério de Soderberg

O critério de Soderberg é o mais conservador, ele é delimitado pela reta que conecta o ponto do limite de resistência à fadiga corrigido no local crítico de uma peça de máquina na geometria e condição de uso (S_e) ou resistência a vida finita (S_f) ao limite de escoamento (S_y). Dentre os critérios mostrados esta reta delimita uma área onde o par ordenado resistência média (S_m) e resistência alternante (S_a) são os que definem menores valores que os demais conforme

demonstrado na Figura 20 e ainda se protege de qualquer escoamento (BUDYNAS; NISBETT, 2016; NORTON, 2013; SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

Figura 20 Critérios de falha.



Fonte: Adaptado de (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

O critério para a linha de Soderberg é apresentado na Equação 33.

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = 1 \quad (33)$$

Onde, S_a é a resistência alternante, S_m é a resistência média, S_e é o limite de resistência à fadiga corrigido no local crítico de uma peça de máquina na geometria e condição de uso, S_y é o limite de escoamento.

A Equação 34 mostra a critério para linha de Soderberg utilizando o produto as tensões média e alternante e o coeficiente de segurança $N \cdot \sigma_a$ e $N \cdot \sigma_m$ podem substituir S_a e S_m .

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{N} \quad (34)$$

Onde, σ_a é a tensão normal alternante, σ_m é a tensão normal média, S_e é o limite de resistência à fadiga corrigido no local crítico de uma peça de máquina na geometria e condição de uso, S_y é o limite de escoamento, N é o coeficiente de segurança.

4.2.1.2 Dimensionamento dos eixos que compõem o sistema agitador

Pontos crítico

No estudo das tensões atuantes nos eixos, deve-se analisar, prioritariamente os pontos críticos, que são caracterizados por uma descontinuidade da seção transversal do eixo provocando uma concentração de tensão (BUDYNAS; NISBETT, 2016; SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

Tensões no eixo

Os eixos podem apresentar flexão, torção e tensões axiais em componentes alternantes e médias conforme Equações 35, 36, 37 e 38. As tensões axiais, quando comparadas as tensões de flexão e torção, podem ser desprezadas devido ao seu baixo valor (BUDYNAS; NISBETT, 2016; SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

$$\sigma_{fa} = K_f \times \frac{M_a \times c}{I} \quad (35)$$

Onde, σ_{fa} é a tensão normal de flexão alternante, M_a é o momento fletor alternante, K_f é o fator de concentração de tensão em fadiga para tensões normais (dinâmico), c é a distância da posição na peça de atuação da máxima tensão a linha neutra, I é o momento de inércia.

$$\sigma_{fm} = K_f \times \frac{M_m \times c}{I} \quad (36)$$

Onde, σ_{fm} é a tensão normal de flexão média, M_m é o momento fletor médio, K_f é o fator de concentração de tensão em fadiga para tensões normais (dinâmico), c é a distância da posição na peça de atuação da máxima tensão a linha neutra, I é o momento de inércia.

$$\tau_a = K_{fs} \times \frac{T_a \times c}{J} \quad (37)$$

Onde, τ_a é a tensão de cisalhamento alternante, K_{fs} é o fator de concentração de tensão em fadiga para tensões de cisalhamento (dinâmico), T_a é o torque alternante, c é a distância da posição na peça de atuação da máxima tensão a linha neutra, J é o momento de inércia polar.

$$\tau_m = K_{fs} \times \frac{T_m \times c}{J} \quad (38)$$

Onde, τ_m é a tensão de cisalhamento média, K_{fs} é o fator de concentração de tensão em fadiga para tensões de cisalhamento (dinâmico), T_m é o torque médio, c é a distância da posição na peça de atuação da máxima tensão a linha neutra, J é o momento de inércia polar.

Para um eixo de seção transversal circular, as tensões normais de flexão e cisalhamento são dados por (BUDYNAS, NISBETT, 2011):

$$\sigma_{fa} = K_f \times \frac{32 \times M_a}{\pi \times d_e^3} \quad (39)$$

Onde, σ_{fa} é a tensão normal de flexão alternante, M_a é o momento fletor alternante, K_f é o fator de concentração de tensão em fadiga para tensões normais (dinâmico), d_e é o diâmetro do eixo.

$$\sigma_{fm} = K_f \times \frac{32 \times M_m}{\pi \times d_e^3} \quad (40)$$

Onde, σ_{fm} é a tensão normal de flexão média, M_m é o momento fletor médio, K_f é o fator de concentração de tensão em fadiga para tensões normais (dinâmico), d_e é o diâmetro do eixo.

$$\tau_a = K_{fs} \times \frac{16 \times T_a}{\pi \times d_e^3} \quad (41)$$

Onde, τ_a é a tensão de cisalhamento alternante, K_{fs} é o fator de concentração de tensão em fadiga para tensões de cisalhamento (dinâmico), T_a é o torque alternante, d_e é o diâmetro do eixo.

$$\tau_m = K_{fs} \times \frac{16 \times T_m}{\pi \times d_e^3} \quad (42)$$

Onde, τ_m é a tensão de cisalhamento média, K_{fs} é o fator de concentração de tensão em fadiga para tensões de cisalhamento (dinâmico), T_m é o torque médio, d_e é o diâmetro do eixo.

O coeficiente de segurança pode ser determinado utilizando a Equação 43 aplica a teoria da energia de distorção com o critério de falha de Soberberg para eixo de seção transversal circular, e desconsiderando as cargas axiais (BUDYNAS, NISBETT, 2011).

$$\frac{1}{N} = \frac{16}{\pi \cdot d_e^3} \cdot \left\{ \frac{1}{S_e} \cdot \left[4 \cdot (K_f \cdot M_a)^2 + 3 \cdot (K_{fs} \cdot T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{yt}} \cdot \left[4 \cdot (K_f \cdot M_m)^2 + 3 \cdot (K_{fs} \cdot T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \quad (43)$$

Onde, $\mathbf{M}_a$ é o momento fletor alternante, $\mathbf{M}_m$ é o momento fletor médio, $\mathbf{T}_a$ é o torque alternante, $\mathbf{T}_m$ é o torque médio, $\mathbf{K}_f$ é o fator de concentração de tensão em fadiga para tensões normais (dinâmico), $\mathbf{K}_{fs}$ é o fator de concentração de tensão em fadiga para tensões de cisalhamento (dinâmico), τ_a é a tensão de cisalhamento alternante, τ_m é a tensão de cisalhamento média, d_e é o diâmetro do eixo, $\mathbf{N}$ é o coeficiente de segurança, $\mathbf{S}_e$ é o limite de resistência à fadiga corrigido no local crítico de uma peça de máquina na geometria e condição de uso, $\mathbf{S}_{yt}$ limite de resistência ao escoamento por cisalhamento.

O diâmetro do eixo pode ser determinado utilizando a Equação 44 que aplica a teoria da energia de distorção com o critério de falha de Soberberg desconsiderando as cargas axiais (BUDYNAS, NISBETT, 2011).

$$d_e = \left\{ \frac{16 \cdot N}{\pi} \cdot \left\{ \frac{1}{S_e} \cdot \left[4 \cdot (K_f \cdot M_a)^2 + 3 \cdot (K_{fs} \cdot T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{yt}} \cdot \left[4 \cdot (K_f \cdot M_m)^2 + 3 \cdot (K_{fs} \cdot T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (44)$$

Onde, $\mathbf{M}_a$ é o momento fletor alternante, $\mathbf{M}_m$ é o momento fletor médio, $\mathbf{T}_a$ é o torque alternante, $\mathbf{T}_m$ é o torque médio, $\mathbf{K}_f$ é o fator de concentração de tensão em fadiga para tensões normais (dinâmico), $\mathbf{K}_{fs}$ é o fator de concentração de tensão em fadiga para tensões de cisalhamento (dinâmico), τ_a é a tensão de cisalhamento alternante, τ_m é a tensão de cisalhamento média, d_e é o diâmetro do eixo, $\mathbf{N}$ é o coeficiente de segurança, $\mathbf{S}_e$ é o limite de resistência à fadiga corrigido no local crítico de uma peça de máquina na geometria e condição de uso, $\mathbf{S}_{yt}$ limite de resistência ao escoamento por cisalhamento.

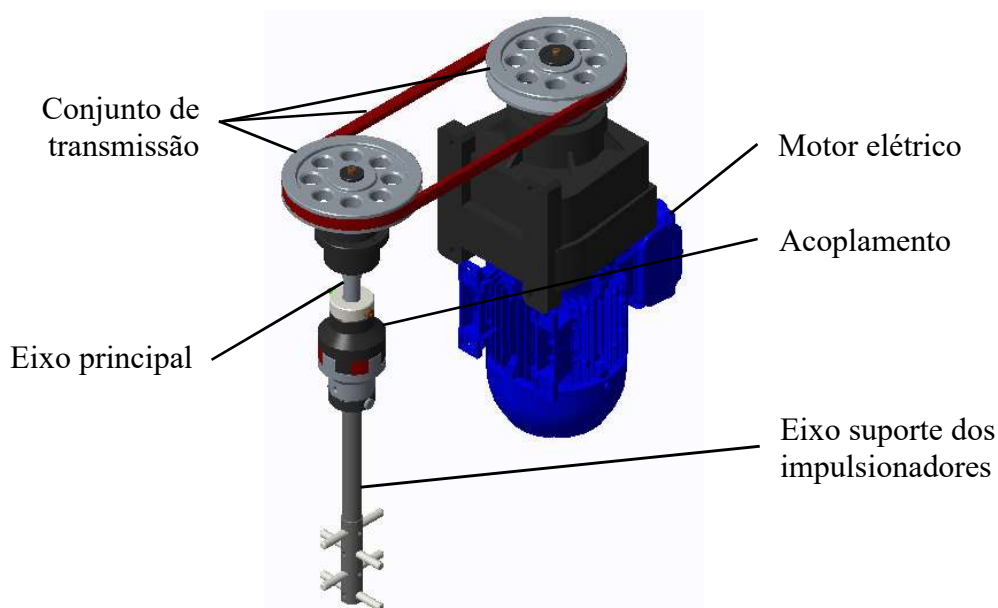
Segundo Budynas, Nibett (2011) quando o eixo gira a torção e flexão constantes, sendo a tensão de torção estável e tensão de flexão inteiramente reversa, então $\mathbf{M}_m$ e $\mathbf{T}_a$ são iguais a 0.

4.3 Sistema de transmissão

O sistema de transmissão do moinho *Attritor* é composto pelos componentes principais, conforme mostrados na Figura 21:

- Eixo principal e eixo suporte dos impulsionadores;
- Acoplamento;
- Polias;
- Correias;
- Mancal de elementos rolantes;

Figura 21 Sistema de transmissão.



Fonte: Autor próprio.

4.3.1 Eixo principal

A transmissão de rotação do eixo do motor para o eixo principal é dada por intermédio de correias, conforme mostra a Figura 21.

4.3.1.1 Dimensionamento do eixo principal

Para o dimensionamento do eixo principal, serão utilizados as Equações 43 e 44.

4.3.1.2 Acoplamento

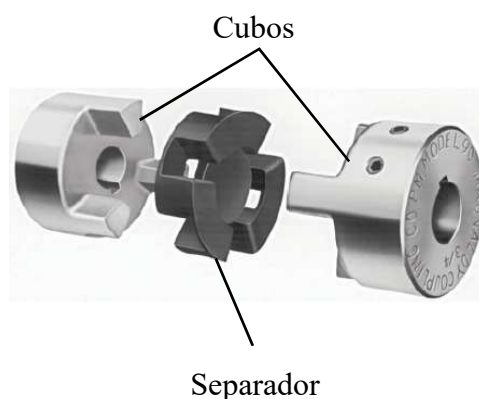
A principal função do acoplamento é a transmissão de movimento do eixo principal para o eixo suporte dos impulsionadores

Existe uma gama de acoplamentos contendo uma combinação de características diferentes apropriada para qualquer aplicação. Eles podem transmitir pequenas, médias e altas potências (NORTON, 2013). O tipo de acoplamento mais adequado para utilização neste trabalho é o acoplamento de mandíbula.

Acoplamentos de mandíbula

O acoplamento de mandíbula é constituído de três componentes, sendo dois cubos de material metálico e um separador complacente fabricado de material polimérico. Eles são montados axialmente nos eixos e se entrelaçam por meio do separador complacente, conforme Figura 22. Eles permitem desalinhamentos angular, axial, e paralelo além de permitir golpes indesejáveis (NORTON, 2013). Também são de baixo custo de fabricação.

Figura 22 Acoplamento de mandíbula.



Fonte: Adaptado de (NORTON, 2013).

4.3.1.3 Correias

As correias têm atributos diferentes de fornecedor para fornecedor, e é aconselhável seguir as instruções que eles fornecem. Além disso, para o projeto de transmissão por correias, deve-se considerar os seguintes critérios:

- Potência a ser transmitida;
- Tipos de máquinas motoras e movidas;
- Velocidade angular da polia motora e da polia movida;
- Distância entre os eixos das polias.
- Tipos de cargas: (uniforme, choques moderados, choques intensos.)

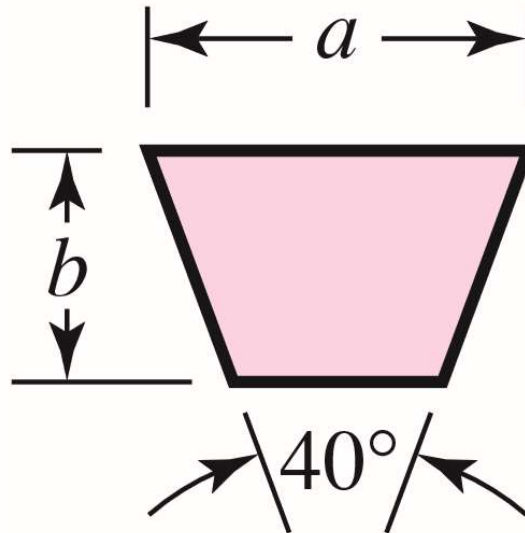
Considerando os critérios descrito a correia é selecionada verificando o tipo, a secção e o comprimento primitivo.

Correia em V

Os fabricantes de correias em V desenvolveram uma codificação padronizada que apresenta as dimensões das seções transversais, codificada em letras as dimensões em

polegadas e codificado em números as dimensões em milímetros. A Figura 23 e a Tabela 7 mostra as seções transversais padronizadas (BUDYNAS; NISBETT, 2016; SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

Figura 23 Perfil da correia em V.



Fonte: Adaptado de (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

Tabela 7 Seções transversais de correias em V padronizadas.

Seção da correia	Largura a [in]	Espessura b [in]	Diâmetro mínimo de roldana [in]	Intervalo de potência [kW] uma ou mais correias
A	1/2	11/32	3,0	0,2 a 7,5
B	21/32	7/16	5,4	0,7 a 18,5
C	7/8	17/32	9,0	11,0 a 75,0
D	1 1/4	3/4	13,0	37,0 a 186,0
E	1 1/2	1	21,3	75,0 e acima

Fonte: Adaptado de (BUDYNAS; NISBETT, 2016; SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

A faixa de velocidade recomendada para correias em V está entre 5 m/s e 25 m/s, sendo que a velocidade ideal é de 20 m/s. As Equações 45 e 46 determinam o comprimento primitivo e a distância entre centros das polias. A aplicação de correias em V não é recomendada em grandes distâncias entre os centros. Esta distância não deve ser superior a três vezes a soma dos

diâmetros das polias (BUDYNAS; NISBETT, 2016; SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

$$L_p = 2 \cdot C_p + \pi \cdot \frac{(D_p + d_p)}{2} + 2 + \frac{(D_p - d_p)^2}{4 \cdot C_p} \quad (45)$$

Onde, L_p é o comprimento primitivo, C_p é a distância de centro a centro das polias, D_p é o diâmetro primitivo da polia maior, d_p é o diâmetro primitivo da polia menor.

$$C_p = 0,25 \cdot \left\{ \left[L_p - \frac{\pi}{2} \cdot (D_p + d_p) \right] + \sqrt{\left[L_p - \frac{\pi}{2} \cdot (D_p + d_p) \right]^2 - 2 \cdot (D_p - d_p)^2} \right\} \quad (46)$$

Onde, L_p é o comprimento primitivo, C_p é a distância de centro a centro das polias, D_p é o diâmetro primitivo da polia maior, d_p é o diâmetro primitivo da polia menor.

A vida útil estimada de uma correia em V é de 24000 horas. A Tabela 8 determina a potência a ser transmitida para o abraçamento em 180°, em função da velocidade, tipo de correia e o diâmetro primitivo.

Para o caso em que o abraçamento seja diferente de 180°, a potência a ser transmitida é dado pela seguinte equação (BUDYNAS; NISBETT, 2016; SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005):

$$H_{adm} = K_1 \cdot K_2 \cdot H_{tab} \quad (47)$$

Onde, H_{adm} é a potência admissível por correia, K_1 é o fator de correção de ângulo de abraçamento conforme Tabela 9, K_2 é o fator de correção do comprimento da correia conforme Tabela 10, H_{tab} e a potência tabelada conforme Tabela 8.

Tabela 8 Estimativa de potência [kW] de correias em V padronizadas.

Seção da correia	Diâmetro primitivo de roldana [mm]	Velocidade da correia [m/s]				
		5	10	15	20	25
A	65	0,35	0,46	0,40	0,11	---
	75	0,49	0,75	0,84	0,69	0,28
	85	0,60	0,98	1,17	1,64	0,84
	95	0,69	1,16	1,43	1,49	1,28
	105	0,77	1,30	1,69	1,78	1,63
	115	0,83	1,41	1,82	2,01	1,93
	Acima de 125	0,87	1,51	1,97	2,21	2,16
B	105	0,80	1,18	1,25	0,94	0,16
	115	0,95	1,48	1,71	1,55	0,92
	125	1,07	1,74	2,09	2,06	1,57
	135	1,19	1,95	2,42	2,49	2,10
	145	1,28	2,14	2,69	2,87	2,57
	155	1,36	2,31	2,94	3,19	2,98
	1,65	1,43	2,45	3,16	3,48	3,34
	Acima de 175	1,50	2,58	3,35	3,74	3,66
C	150	1,37	1,98	2,03	1,40	---
	175	1,85	2,94	3,46	3,31	2,33
	200	2,21	3,66	4,54	4,74	4,12
	225	2,49	4,21	5,38	5,86	5,51
	250	2,72	4,66	6,05	7,16	6,63
	275	2,89	5,03	6,59	7,46	7,53
	Acima de 300	3,05	5,33	7,06	8,13	8,28
D	250	3,09	4,57	4,89	3,80	1,01
	275	3,73	5,84	6,80	6,34	4,19
	300	4,26	6,91	8,36	8,50	6,85
	325	4,74	7,83	9,70	10,30	9,10
	350	5,09	8,58	10,89	11,79	11,04
	375	5,42	9,25	11,86	13,13	12,68
	400	5,71	9,85	12,76	14,32	14,17
	Acima de 425	5,98	10,37	13,50	15,37	15,44
E	400	6,48	10,44	13,06	13,50	11,41
	450	7,40	12,46	15,82	17,16	16,04
	500	8,13	13,95	18,05	20,07	19,69
	550	8,73	15,14	19,84	22,53	22,75
	600	9,25	16,11	21,34	24,54	25,22
	650	9,70	17,01	22,60	26,19	27,38
	Acima de 700	10,00	17,68	23,72	27,68	29,17

Fonte: Adaptado de (BUDYNAS; NISBETT, 2016; SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

Tabela 9 Fator de correção de ângulo de contato [kW] para transmissão por correia V-V.

$(D_P - d_P)/C_P$	Θ [Graus]	K_1
0,00	180	1,00
0,10	174,3	0,99
0,20	166,5	0,97
0,30	152,7	0,96
0,40	56,9	0,94
0,50	151,0	0,93
0,60	145,1	0,91
0,70	139,0	0,89
0,80	132,8	0,87
0,90	126,5	0,85
1,00	120,0	0,82
1,10	113,3	0,80
1,20	106,3	0,77
1,30	98,9	0,73
1,40	91,1	0,70
1,50	82,8	0,65

Fonte: Adaptado de (BUDYNAS; NISBETT, 2016; SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

O fator de correção do comprimento (Tabela 10), é obtido em função do tipo de correia e o seu comprimento nominal.

Tabela 10 Fator de correção para comprimento de correia K_2 .

Fator de comprimento	Comprimento nominal da correia [m]				
	Correia A	Correia B	Correia C	Correia D	Correia E
0,85	Até 0,88	Até 1,15	Até 1,88	Até 3,20	---
0,90	0,95-1,15	1,20-1,50	2,03-2,40	3,60-4,05	Até 4,88
0,95	1,20-1,38	1,55-1,88	2,63-3,00	4,33-5,25	5,25-6,00
1,00	1,50-1,88	1,95-2,43	3,20-3,95	6,00-6,75	6,75-7,50
1,05	1,95-2,25	2,63-3,00	4,05-4,88	6,75-8,25	8,25-9,75
1,10	2,40-2,80	3,20-3,60	5,25-6,00	9,00-10,50	10,50-12,00
1,15	Acima de 3,00	3,95-4,50	6,75-7,50	12,00-13,50	13,50-15,00
1,20	---	Acima de 4,88	Acima de 8,25	Acima de 13,50	16,50

Fonte: Adaptado de (BUDYNAS; NISBETT, 2016; SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

A Equação 48 e 49 exprime a potência efetiva transmitida e o número de correias respectivamente (BUDYNAS, NISBETT, 2011; SHIGLEY, MISCHKE, BUDYNAS, 2005).

$$H_d = H_{nom} \cdot K_s \cdot n_d \quad (48)$$

Onde, H_d é a potência de projeto, K_s é o fator de serviço conforme Tabela 11, n_d é o fator de projeto.

$$N_d = \frac{H_d}{H_{adm}} \quad (49)$$

Onde, N_d é o número de correias, H_d é a potência de projeto, H_{adm} é a potência admissível por correia.

Tabela 11 Fator de serviço K_s sugeridos para transmissões por correia em V.

Maquinaria acionada	K_s
Uniforme	1,0 a 1,2
Choque leve	1,1 a 1,3
Choque médio	1,2 a 1,4
Choque intenso	1,3 a 1,5

Fonte: Adaptado de (BUDYNAS; NISBETT, 2016; SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

A Equação 50 determina o coeficiente de segurança a ser utilizado (BUDYNAS; NISBETT, 2016; SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

$$N_{fs} = \frac{H_{adm} \cdot N_d}{H_{nom} \cdot K_s} \quad (50)$$

Onde, N_{fs} é o coeficiente de segurança, H_{adm} é a potência admissível por correia, N_d é o número de correias, H_{nom} é a potência nominal, K_s é o fator de serviço.

4.3.1.4 Mancais de contato rolante

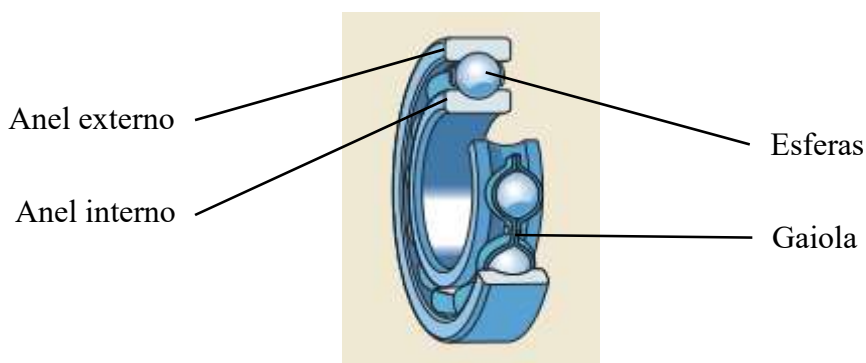
As expressões mancal de rolamento, mancal antifricção e mancal de contato de rolamento ou rolante são todos utilizados para especificar a classe de mancal em que o principal carregamento é transferido por intermédio de elementos em contato rolante em vez de contato de escorregamento. Eles são projetados para admitir cargas de empuxo puras, cargas radiais puras ou a combinação delas (BUDYNAS; NISBETT, 2016; SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

Mancais de esferas

Os mancais de esferas também são constituídos basicamente de quatro componentes essenciais, sendo, anel externo, anel interno, esferas e gaiola (Figura 24). Estes são

recomendados para aplicações em sistemas menores, cargas baixas e velocidades elevadas (BUDYNAS; NISBETT, 2016; NORTON, 2013; SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

Figura 24 Mancal de esferas.



Fonte: Adaptado do catálogo rolamento de esferas (GRUPO SKF, 2015).

4.3.1.4.1 Vida no mancal de esferas

Durante o movimento de rotação das esferas as tensões de contato são geradas entre o anel interno, elemento rolante e o anel externo. Na determinação da vida útil dos mancais deve-se levar em consideração a temperatura de trabalho, a lubrificação e a possibilidade de presença de corpos estranhos no seu interior (BUDYNAS; NISBETT, 2016; SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

A principal provável causa de falha será a fadiga superficial dos anéis ou das esferas (NORTON, 2013).

A vida dos mancais é mensurada em função de vários fatores (BUDYNAS; NISBETT, 2016; SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005):

- Número de voltas no anel interno (anel externo estacionário) até a primeira evidência tangível de fadiga;
- Número de horas de uso a uma velocidade angular padrão até a primeira evidência tangível de fadiga;

4.3.1.4.2 Seleção de mancais de elementos rolantes

Os mancais de elementos rolantes são subdivididos em dois grupos, mancais de rolos e mancais de esferas. Dentro destes dois grupos existe uma gama variada de divisões devidos as suas aplicações (NORTON, 2013).

Na seleção de um mancal é imprescindível o dimensionamento baseado nas solicitações de cargas estáticas e dinâmicas e a vida útil desejada até a fadiga (NORTON, 2013).

Carga dinâmica básica

A Equação 51 demonstra a vida em fadiga L_{10} para o rolamento de esferas (BUDYNAS; NISBETT, 2016; NORTON, 2013; SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

$$L_{10} = \left(\frac{C_D}{P} \right)^3 \quad (51)$$

Onde, L_{10} é a vida em fadiga, C_D é a carga dinâmica básica, P é a carga aplicada.

4.3.1.5 Chavetas

As chavetas são elementos de máquinas responsáveis pela união e transmissão de torque entre árvores de transmissão, polias, acoplamentos e engrenagens. Estas apresentam um corpo de forma prismática ou cilíndrica, e são consideradas elementos de transmissão desmontáveis (FRANÇA JR.; SOUZA; DE MARCO FILHO, 1999; NORTON, 2013).

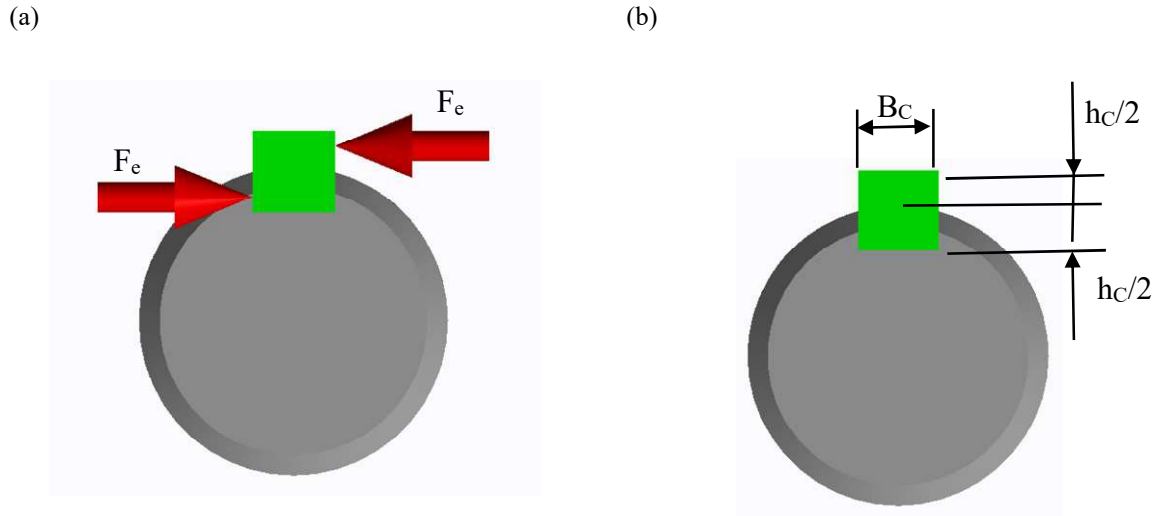
Chavetas paralelas

Dentre os tipos de chavetas existentes a mais utilizada é a chaveta paralela. Suas dimensões e os rasgos para alojamento são definidos pelas normas ANSI e ISO. Para um eixo com diâmetros até 25 mm (6 in) as chavetas recomendadas são as quadradas a partir desta dimensão elas são retangulares (NORTON, 2013).

Dimensionamento da chaveta paralela

A Figura 25(a) mostra a força atuante causada pelo torque aplicado no eixo e a Equação 52 determina o valor desta força (FRANÇA JR.; SOUZA; DE MARCO FILHO, 1999; NORTON, 2013).

Figura 25 (a) Força aplicadas na chaveta. (b) Dimensões da chaveta no eixo.



Fonte: Adaptado de (FRANÇA JR.; SOUZA; DE MARCO FILHO, 1999).

$$F_e = \frac{2 \cdot T_e}{d_e} \quad (52)$$

Onde, F_e é a força atuante no eixo, T_e é o torque aplicado no eixo, d_e é o diâmetro do eixo.

Durante o movimento de rotação a parte superior da chaveta sofre pressão do cubo da polia, enquanto a parte inferior está alojada no rasgo do eixo conforme Figura 25(b).

A chaveta está sujeita a dois modos de falha: por compressão e por cisalhamento. As Equações 53 e 54 determinam as tensões normal e cisalhamento admissíveis (FRANÇA JR.; SOUZA; DE MARCO FILHO, 1999).

$$\sigma_{ADM} = \frac{S_y}{N} \quad (53)$$

Onde, σ_{ADM} é a tensão normal de compressão admissível, S_y é a tensão de escoamento à tração, N é o coeficiente de segurança.

$$\tau_{ADM} = \frac{S_{sy}}{N} \quad (54)$$

Onde, τ_{ADM} é a tensão de cisalhamento admissível, S_{sy} é a tensão de escoamento ao cisalhamento, N é o coeficiente de segurança, sabendo que $S_{sy} = 0,577 \cdot S_y$ conforme o critério de energia de distorção.

A faixa do coeficiente de segurança adotado no dimensionamento da chaveta está compreendido entre 1,5 a 2,5. As Equações 55 e 56 são utilizadas para calcular o comprimento da chaveta. Dos resultados obtidos pelas Equação 55 e 56 deve adotar aquele que apresentar o maior valor (FRANÇA JR.; SOUZA; DE MARCO FILHO, 1999).

$$L_C = \frac{4 \cdot T_e}{\sigma_{ADM} \cdot d_e \cdot h_C} \quad (55)$$

Onde, L_C é o comprimento da chaveta, T_e é o torque aplicado no eixo, σ_{ADM} é a tensão normal de compressão admissível, h_C é a altura da chaveta, d_e é o diâmetro do eixo.

$$L_C = \frac{2 \cdot T_e}{\tau_{ADM} \cdot B_C \cdot h_C} \quad (56)$$

Onde, L_C é o comprimento da chaveta, T_e é o torque aplicado no eixo, τ_{ADM} é a tensão de cisalhamento admissível, B_C é a largura da chaveta, h_C é a altura da chaveta, d_e é o diâmetro do eixo.

No dimensionamento do comprimento da chave é recomendado obedecer o intervalo de $1,25D < L < 2D$ (FAIRES, 1985).

4.4 Sistema de refrigeração

4.4.1 Transferência de calor

A definição de transferência de calor é dada por energia em movimento devido a uma diferença de temperatura. Existem 3 diferentes modos de transferência de calor (MORAN *et al.*, 2005):

- Condução;
- Convecção;
- Radiação;

4.4.1.1 Condução

A transferência de calor por condução remete-se a conceitos atômicos e moleculares, também pode ser considerada a transferência de energia de partículas mais energéticas para as menos energéticas de uma substância. Esta transferência dar-se-á por vários fenômenos como

fluxo de elétrons livres nos metais, vibração da rede cristalina e colisão moleculares nos gases. Determina-se o fluxo de calor conforme Equação 57 (INCROPERA *et al.*, 2014; MILLS, 1998; MORAN *et al.*, 2005).

$$q_{cond} = \frac{k \cdot A}{L} \cdot (T_1 - T_2) \quad (57)$$

Onde, q_{cond} é a taxa de transferência calor por condução, k é a condutividade térmica do material, A é a área da seção transversal, L é a espessura da parede, T_1 é a temperatura inicial, T_2 é a temperatura final.

Resistência na condução

Realizando uma comparação com a Lei de Ohm, onde o fluxo de calor corresponde a corrente elétrica, assim com a diferença de temperatura corresponde a tensão elétrica e resistência térmica corresponde a resistência elétrica. As Equações 58 e 59 mostram como obter a resistência térmica na condução e outra forma de obtenção do fluxo de calor por meio da resistência térmica (INCROPERA *et al.*, 2014; MILLS, 1998; MORAN *et al.*, 2005).

$$R = \frac{L}{k \cdot A} \quad (58)$$

Onde, R é a resistência térmica, L é a espessura da parede, k é a condutividade térmica, A é a área da seção transversal.

$$q_{cond} = \frac{(T_1 - T_2)}{R} \quad (59)$$

Onde, q_{cond} é a taxa de transferência calor por condução, R é a resistência térmica, T_1 é a temperatura inicial, T_2 é a temperatura final.

Condução em sistemas radiais

Nos sistemas radiais, tanto no cilindro, quanto na esfera, pode-se analisar a condução unidimensional onde existe um gradiente de temperatura somente na direção radial. As Equações 60 e 61 mostram como dimensionar a resistência térmica e a taxa de transferência de calor (INCROPERA *et al.*, 2014; MILLS, 1998; MORAN *et al.*, 2005).

$$R = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k} \quad (60)$$

Onde, R é a resistência térmica, L é a espessura da parede, k é a condutividade térmica, r_1 é o raio interno, r_2 é o raio externo.

$$q_{cond} = \frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k \cdot v}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (61)$$

Onde, q_{cond} é a taxa de transferência calor por condução, k é a condutividade térmica do material, L é a espessura da parede, T_1 é a temperatura inicial, T_2 é a temperatura final, r_1 é o raio interno, r_2 é o raio externo.

4.4.1.2 Convecção

A transferência de calor dar-se-á quando uma superfície e um fluido estático ou em movimento estão em diferentes temperaturas, isto é denominado convecção. Existem dois mecanismos de transferência de calor por convecção (MORAN *et al.*, 2005):

- Movimento molecular aleatório (condução);
- Movimento global, ou macroscópico;

Coeficiente de transferência de calor por convecção

Segundo Mills (2005), o fluxo será laminar ($Re_D \leq 2300$) quando a temperatura da parede do tubo for uniforme em todo o comprimento, assim o coeficiente de transferência de calor é dado pela Equação 62.

$$h = 3,66 \cdot \frac{k}{D_{EQ}} \quad (62)$$

Onde h é o Coeficiente médio de transferência de calor por convecção, k é a condutividade térmica, D é o diâmetro.

Taxa de transferência de calor por convecção

A taxa de transferência de calor por convecção total pode ser obtida pela Equação 63 (BOTERO *et al.*, 2009; INCROPERA *et al.*, 2014; MORAN *et al.*, 2005).

$$q_{conv} = \bar{h} \cdot A_s \cdot (T_s - T_\infty) \quad (63)$$

Onde, q_{conv} é a taxa de transferência calor por convecção, $\bar{h}$ é a coeficiente médio de transferência de calor por convecção, A_s é a área superficial, T_s é a temperatura superficial, T_∞ é a temperatura ambiente.

Resistência na convecção

Assim como na condução a comparação com a Lei de Ohm também é válida para convecção. As Equações 64 e 65 mostram como obter a resistência térmica na convecção e outra forma de obtenção do fluxo de calor por meio da resistência térmica (INCROPERA *et al.*, 2014; MILLS, 1998; MORAN *et al.*, 2005).

$$R = \frac{1}{\bar{h} \cdot A_s} \quad (64)$$

Onde, R é a resistência térmica, $\bar{h}$ é a coeficiente médio de transferência de calor por convecção, A_s é a área superficial.

$$q_{conv} = \frac{(T_s - T_\infty)}{R} \quad (65)$$

Onde, q_{conv} é a taxa de transferência calor por convecção, R é a resistência térmica, T_s é a temperatura superficial, T_∞ é a temperatura ambiente.

4.4.1.3 Resistência térmica equivalente

A associação de resistência térmica é análoga a associação a resistência elétrica. A resistência equivalente em série é o resultado da soma entre estas, ao passo que a resistência equivalente em paralelo é o resultado do inverso da soma entre estas. As Equações 66 e 67 demonstram associação em série e paralelo respectivamente. Esta associação pode ser realizada entre resistências devido a condução e a convecção de calor (INCROPERA *et al.*, 2014; MORAN *et al.*, 2005).

$$R_{Eq} = \frac{1}{\bar{h} \cdot A_s} + \frac{L}{k \cdot A} + \frac{1}{\bar{h} \cdot A_s} \quad (66)$$

$$R_{Eq} = \frac{1}{\frac{1}{\bar{h} \cdot A_s} + \frac{L}{k \cdot A} + \frac{1}{\bar{h} \cdot A_s}} \quad (67)$$

Onde, R_{Eq} é a resistência térmica equivalente, k é a condutividade térmica, A é a área superficial, $\bar{h}$ é a coeficiente médio de transferência de calor por convecção.

4.4.1.4 Taxa de transferência de calor equivalente

A Equação 68 apresenta a taxa de transferência de calor aplicado a circuitos de resistências térmicas (INCROPERA *et al.*, 2014; MORAN *et al.*, 2005).

$$q_{Eq} = \frac{T_2 - T_1}{R_{Eq}} \quad (68)$$

Onde, q_{Eq} é a taxa de transferência de calor equivalente, T_1 é a temperatura inicial, T_2 é a temperatura final, R_{Eq} é a resistência térmica equivalente.

4.4.2 Trocador de calor

O trocador de calor é um dispositivo para transferência de calor de um meio para o outro. Sendo que estes meios de temperaturas diferentes estão separados por uma parede sólida. Eles são classificados quanto a sua construção e configuração de escoamento. Existem basicamente 3 tipos (BOTERO *et al.*, 2009; MORAN *et al.*, 2005):

- Trocador de calor de tubo concêntrico;
- Trocador de calor casco e tubos;
- Trocador de calor com correntes cruzadas;

4.4.2.1 Balanço de energia

O balanço de energia utilizando uma constante implica na consideração de regime permanente, desprezar as variações de energias cinética e potencial, nenhum trabalho de eixo e nenhum calor cedido para a vizinhança conforme Equação 69 (MORAN *et al.*, 2005).

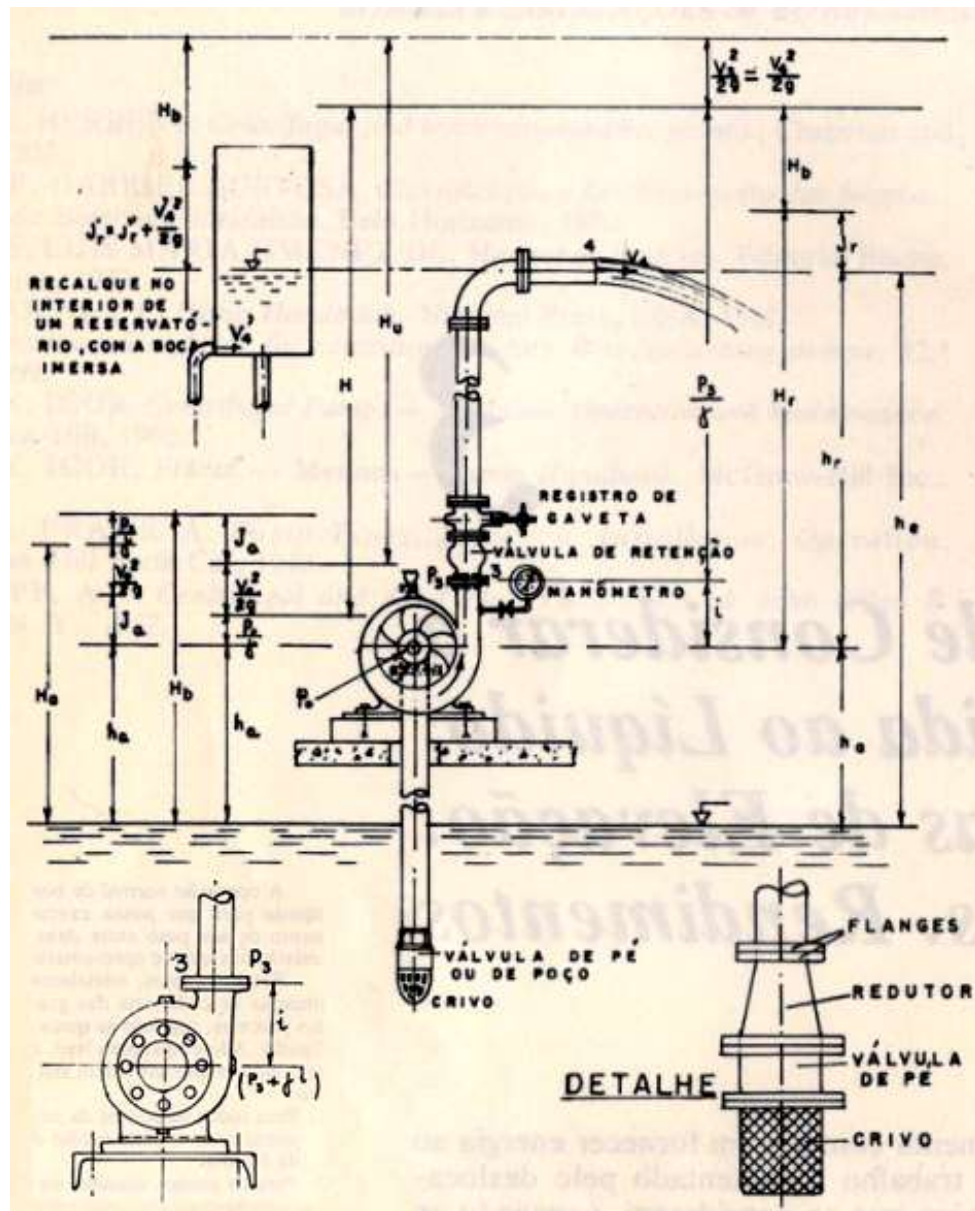
$$q_T = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{Mo} - T_{Mi}) \quad (69)$$

Onde, q_T é a taxa total de transferência de calor, c_p é o calor específico a pressão constante, $\dot{m}$ é a vazão mássica, T_{Mo} é a temperatura média do fluido na saída, T_{Mi} é a temperatura média do fluido na entrada.

4.4.3 Dimensionamento da bomba

O bombeamento representa fornecer energia a um fluido para que ele possa realizar um trabalho, que consiste em deslocamento de seu peso em uma determinada distância superando resistências em seu trajeto. A Figura 26 ilustra uma instalação de um bomba centrífuga (MACINTYRE, 1987).

Figura 26 Instalação de uma bomba centrífuga.



Fonte: Adaptado do (MACYNTIRE, 1987).

4.4.3.1 Perda de carga (J_P ou ΔH)

Perda de carga também conhecida como energia perdida é a energia despendida pelo fluido para o escoamento devido as perturbações, atrito contra as paredes e ao atrito interno.

Número de Reynolds (Re)

O número de Reynolds quantifica a resistência ao escoamento dos fluídos que é um fenômeno de inércia-viscosidade. O número de Reynolds é uma grandeza que relaciona as

forças de inércia e as força de cisalhamento (forças de atrito interno) que coexistem no escoamento do fluido conforme Equação 70 (MACINTYRE, 1987).

$$Re = \frac{d_i \cdot v}{\nu} \quad (70)$$

Onde, **Re** é o número de Reynolds, **d_i** é o diâmetro interno da tubulação, **v** é a velocidade média do fluido, **ν** é a viscosidade cinemática do fluido.

Caracterização da natureza do escoamento

O escoamento permanente pode ser caracterizado como laminar ou turbulento.

O escoamento laminar é caracterizado pelo movimento em lâminas ou camadas, em um tubo cilíndrico os vetores velocidades descrevem uma parábola onde no eixo se encontra velocidade máxima que é aproximadamente de 1,5 a 2 vezes a velocidade média. Sendo que a velocidade nas paredes do tubo é praticamente zero. No regime laminar o número de Reynolds é menor que 2320 (MACINTYRE, 1987)

O escoamento turbulento é caracterizado pelo movimento tridimensional aleatório das partículas do fluido sobreposto ao movimento da corrente. A velocidade média é aproximadamente 84% da velocidade máxima. No regime turbulento o número de Reynolds é maior que 4000 (MACINTYRE, 1987).

Ainda existe o regime crítico onde o número de Reynolds compreende entre 2320 e 4000, neste intervalo o regime pode ser laminar ou turbulento (MACINTYRE, 1987).

Rugosidade da tubulação

Segundo Macintyre (1987), os tubos apresentam rugosidade na sua parede interna, esta depende do material da fabricação e do tempo de uso. Para determinar a rugosidade relativa é necessário utilizar a rugosidade absoluta média do material da tubulação (Equação 71).

$$\frac{\varepsilon}{d_i} \quad (71)$$

Onde, **ε** é a rugosidade absoluta média, **d_i** é o diâmetro interno da tubulação.

Perda de carga em tubulação (J_P)

Macintyre (1987) relata que a redução da energia entre dois pontos pode ser definida como a perda de carga. A Equação 72 apresenta a perda de carga válida para qualquer líquido sendo a expressão de Darcy e Weisbach chamado Método Moderno ou Racional.

$$J_P = f \cdot \frac{l}{d_i} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (72)$$

Onde, J_P é a perda de carga, f é o fator de resistência ou coeficiente de atrito, l é o comprimento da tubulação, d_i é o diâmetro interno da tubulação, v é a velocidade média do fluido, g é a aceleração de gravidade.

A perda de carga ao longo da tubulação é expressão na Equação 73 (MACINTYRE, 1987).

$$\Delta H = J_P \cdot l \quad (73)$$

Onde, ΔH é a perda de carga ao longo da tubulação, J_P é a perda de carga, l é o comprimento da tubulação.

O escoamento laminar e turbulento determina como obter o fator de resistência.

- Escoamento laminar – $Re < 2320$

As Equações 74 e 75 determinam o fator de resistência ou coeficiente de atrito e a perda de carga para regime permanente para tubos circulares. A Equação 74 é chamada de Equação de Poiseuille (MACINTYRE, 1987).

$$f = \frac{64}{Re} \quad (74)$$

Onde, f é o fator de resistência ou coeficiente de atrito, Re é o número de Reynolds.

$$J_P = 4,15 \cdot \frac{v \cdot Q}{d^4} \quad (75)$$

Onde, J_P é a perda de carga, v é a velocidade média do fluido, Q é a vazão do fluido, d_i é o diâmetro interno da tubulação.

- Escoamento turbulento

O fator de resistência é determinado de diversas formas entre elas: Darcy-Weisbach, Blasius, Karman-Prandtl, Nikuradse, Colebrook, etc. Porém a forma mais prática para obtenção

do fator de resistência é utilizando o diagrama universal de Moody conforme Anexo 6 (MACINTYRE, 1987).

- Para $Re < 2000$, regime laminar, emprega-se a reta *Laminar flow*;
- Para $2000 < Re < 4000$, regime instável ou crítico de transição do laminar para o turbulento, onde o fator de resistência é compreendido na faixa *Critical zone*;
- Para $Re > 4000$, regime turbulento, tem-se uma curva representativa para o fator de resistência para respectivos valores de viscosidade; pode-se utilizar para tubos lisos na região *smooth pipes*. A partir da linha tracejada será a região de regime de turbulência completa ou parcial, a região do gráfico que representa está é a complete *turbulence, rough pipes*.

Perda de carga localizada (J_P)

A perda de carga localizada também denominada perda de carga accidental. São perdas de energias localizadas causadas por componentes específicos que causam turbulência no escoamento devido sua alteração na velocidade e direção do fluxo aumentando o atrito das partículas do fluido. A Equação 76 expressa a perda de carga localizada (MACINTYRE, 1987).

$$J_P = K \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (76)$$

Onde, J_P é a perda de carga, K é o coeficiente de perdas localizadas, v é a velocidade média do fluido, g é a aceleração de gravidade.

A Tabela 12 demonstra a perda de carga para componentes especiais.

Tabela 12 Coeficiente de perda de carga.

Componentes especiais	K
Curva raio longo 90°	0,25 a 0,40
Curva raio curto 90°(cotovelo)	0,90 a 1,5
Curva raio longo 45°	0,20
Curva raio curto 45°(cotovelo)	0,40
Curva raio longo 22°30'	0,10
Crivo	0,75
Alargamento (bocal)	0,30 (usar o v maior)
Redução gradual	0,15
Registro de gaveta aberto	0,20
Registro de globo aberto	10,00
Registro de ângulo aberto	5,00
Junção 45°	0,40
Tê, passagem estreita	0,60
Tê, saída lateral	1,30
Tê, saída bilateral	1,80
Válvula de retenção	2,50
Válvula de pé	1,75

Fonte: Adaptado de (MACINTYRE, 1987).

4.4.3.2 Alturas estáticas

Altura estática de aspiração (h_a)

A altura estática de aspiração é a diferença entre as alturas do nível do centro da bomba e o nível do fluido no reservatório de captação.

Altura estática de recalque (h_r)

A altura estática de recalque é a diferença entre as alturas do nível do centro da bomba e o nível do fluido saindo do tubo de recalque ao outro nível.

Altura estática de elevação (h_e)

A altura estática de elevação é a diferença entre as alturas de fluido saindo do tubo de recalque ao outro nível e o nível do fluido no reservatório de captação. Sendo que a Equação 77 relaciona estas alturas estáticas (MACINTYRE, 1987).

$$h_e = h_a + h_r \quad (77)$$

Onde, h_e é a altura estática de elevação, h_a é a altura estática de aspiração, h_r é a altura estática de recalque.

4.4.3.3 Alturas dinâmicas ou totais

Altura total de aspiração ou altura manométrica de aspiração (H_a)

A altura total de aspiração é a diferença entre as alturas da pressão atmosférica local e a pressão da entrada da bomba considerando ser igual a entrada do rotor conforme Equação 79.

A perda de carga na tubulação de aspiração é dada pela Equação 78 considerando que a equação da conservação de energia na seção da entrada da bomba, velocidade do líquido na superfície de reservatório inferior considerada nula (MACINTYRE, 1987).

$$J_{Pa} = (0 + H_b + 0) - \left(h_a + \frac{p_0}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2 \cdot g} \right) \quad (78)$$

Onde, J_{Pa} é a perda de carga na tubulação de aspiração, H_b é a altura da pressão atmosférica, h_a é a altura estática de aspiração, p_0 é a pressão no centro do rotor, γ é o peso específico do fluido, v_0 é a velocidade na entrada da bomba, g é a aceleração da gravidade.

$$H_a = h_a + \frac{v_0^2}{2 \cdot g} + J_{Pa} \quad (79)$$

Onde, H_a é a altura total de aspiração, h_a é a altura estática de aspiração, v_0 é a velocidade na entrada da bomba, g é a aceleração da gravidade, J_{Pa} é a perda de carga na tubulação de aspiração.

Altura total de recalque ou altura manométrica de recalque (H_r)

A altura total de recalque é a diferença entre as alturas da pressão de saída a bomba e a atmosférica considerada saída da tubulação de recalque conforme Equações 81 e 82.

A perda de carga na tubulação de recalque é obtida por intermédio da Equação 80. Para utilizar esta equação a saída da tubulação de recalque no reservatório superior deve ser abaixo da camada de líquido apto a absorver a totalidade da energia cinética na saída da tubulação. Nesta configuração a velocidade do líquido na superfície de reservatório superior é considerada nula. (MACINTYRE, 1987).

$$J_{Pr} = \left(\frac{p_3}{\gamma} + i + \frac{v_3^2}{2 \cdot g} \right) - (h_r + H_b) \quad (80)$$

Onde, J_{Pr} é a perda de carga no encanamento de recalque, i é a altura entre o centro do rotor e o flange de saída da bomba, p_3 é a pressão na saída da bomba, v_3 é a velocidade na saída da bomba, H_b é a altura da pressão atmosférica, h_r é a altura estática de recalque, γ é o peso específico do fluido, g é a aceleração da gravidade.

$$H_r = h_r + J_{Pr} - \left(\frac{v_3^2}{2 \cdot g} \right) \quad (81)$$

Onde, H_r é a altura total de recalque, J_{Pr} perda de carga na tubulação de recalque, h_r é a altura estática de recalque, v_3 é a velocidade na saída da bomba, g é a aceleração da gravidade.

$$H_r = h_r + J_{Pr} \quad (82)$$

Onde, H_r é a altura total de recalque, h_r é a altura estática de recalque, J_{Pr} perda de carga no encanamento de recalque.

Altura manométrica de elevação (H)

A altura manométrica de elevação é a diferença entre as pressões na entrada e na saída da bomba. Existem duas condições de operação da bomba. "Afogada" abaixo do nível do líquido a ser bombeado conforme Equação 83 e Figura 27(a). Acima do nível do líquido a ser bombeado conforme Equação 84 e Figura 27(b) (MACINTYRE, 1987).

$$H = -h_a + h_r + J_{Pa} + J_{Pr} + \frac{v_0^2}{2 \cdot g} \quad (83)$$

Onde, H é a altura manométrica de elevação, h_a é a altura estática de aspiração, h_r é a altura estática de recalque, J_{Pa} é a perda de carga no encanamento de aspiração, J_{Pr} é a perda de carga

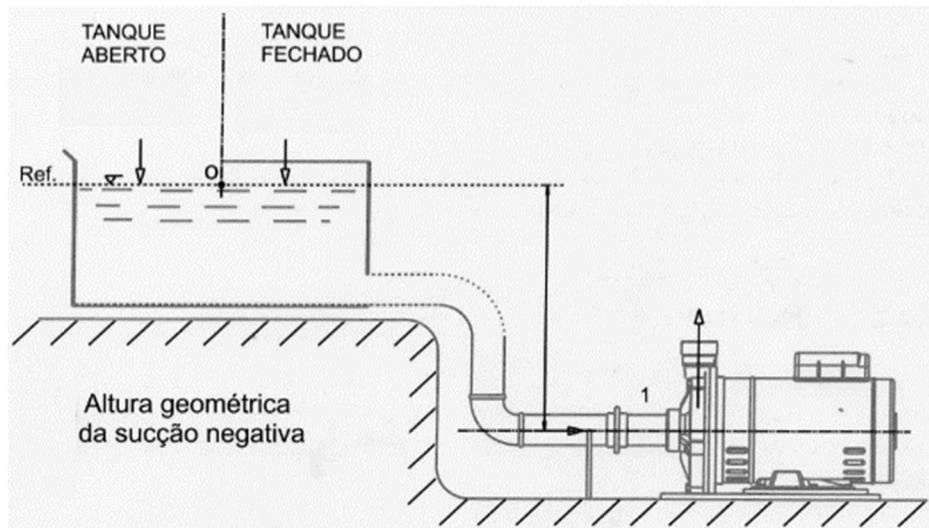
no encanamento de recalque, v_0 é a velocidade na entrada da bomba, g é a aceleração da gravidade.

$$H = h_a + h_r + J_{Pa} + J_{Pr} + \frac{v_0^2}{2 \cdot g} \quad (84)$$

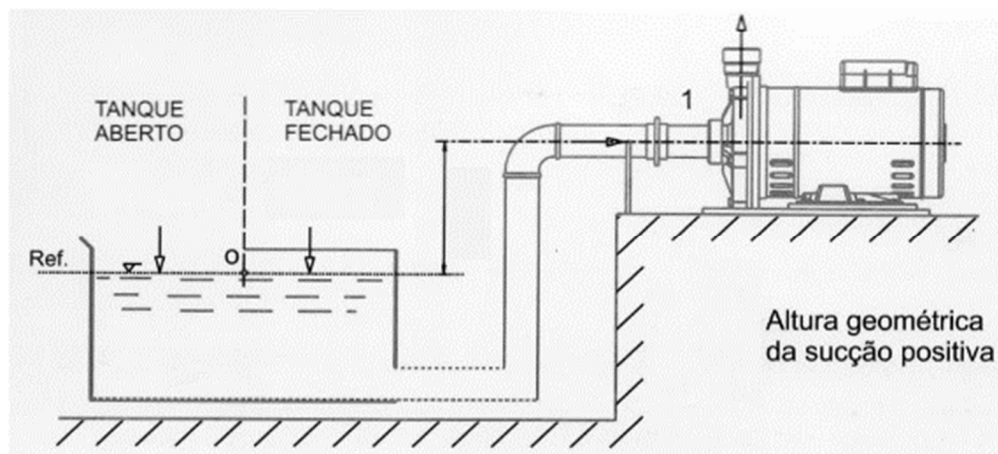
Onde, H é a altura manométrica de elevação, h_a é a altura estática de aspiração, h_r é a altura estática de recalque, J_{Pa} é a perda de carga no encanamento de aspiração, J_{Pr} é a perda de carga no encanamento de recalque, v_0 é a velocidade na entrada da bomba, g é a aceleração da gravidade.

Figura 27 (a) Bomba abaixo do nível do reservatório. (b) Bomba acima do nível do reservatório.

(a)



(b)



Fonte: Adaptado do Catálogo Geral de Produtos (THEBE, 2018).

Altura útil de elevação (H_u)

A altura útil de elevação é a energia imposta ao líquido durante sua passagem pela bomba. Sendo que esta energia é o resultado da aplicação da equação de conservação de energia entre a saída e a entrada da bomba conforme Equação 85. Esta energia é responsável pelo escoamento do fluido (MACINTYRE, 1987).

$$H_u = H + \frac{v_3^2 - v_0^2}{2 \cdot g} = h_e + J_{Pa} + J_{Pr} + \frac{v_3^2}{2 \cdot g} \quad (85)$$

Onde, H_u é a altura útil de elevação, H é a altura manométrica de elevação, v_0 é a velocidade na entrada da bomba, v_3 é a velocidade na saída da bomba, g é a aceleração da gravidade, h_e é a altura estática de elevação, J_{Pa} é a perda de carga na tubulação de aspiração, J_{Pr} é a perda de carga na tubulação de recalque.

Altura total de elevação (H_e)

A altura útil de elevação é a energia imposta ao líquido durante sua passagem pela bomba esta considera as perdas hidráulicas que surgem em seu interior conforme Equação 86 (MACINTYRE, 1987).

$$H_e = H_u + J_{Pe} \quad (86)$$

Onde, H_e é a altura total de elevação, H_u é a altura útil de elevação, J_{Pe} são as perdas hidráulicas.

Altura motriz de elevação (H_m)

A altura motriz de elevação é a energia imposta ao líquido necessária para que o fluido supere as perdas dos mancais, dispositivos de vedação demonstradas na Equação 87 (MACINTYRE, 1987).

$$H_m = H_e + J_p = h_e + J_{Pa} + J_{Pr} + J_{Pe} + J_{Pp} + \frac{v_3^2}{2 \cdot g} \quad (87)$$

Onde, H_m é a altura motriz de elevação, H_e é a altura total de elevação, J_{Pp} é o trabalho mecânico resistente, h_e altura estática de elevação, J_{Pa} é a perda de carga no encanamento de aspiração, J_{Pr} é a perda de carga no encanamento de recalque, J_{Pe} são as perdas hidráulicas, v_3 é a velocidade na saída da bomba, g é a aceleração da gravidade.

4.4.3.4 Potências

Potência motriz (L_m)

A potência motriz é a potência fornecida ao eixo do motor e ao eixo da bomba como mostrado na Equação 88 (MACINTYRE, 1987).

$$L_m = \gamma \cdot Q \cdot H_m \quad (88)$$

Onde, L_m é a potência motriz, γ é o peso específico do fluido, Q é a vazão do fluido, H_m é a altura motriz de elevação.

Potência de elevação (L_e)

A potência de elevação é a potência fornecida ao eixo da bomba que transmite energia ao fluido, uma fração dela é perdida nos atritos mecânicos e gaxeta. Também denominada *water horse power* (WHP) na Equação 89 (MACINTYRE, 1987).

$$L_e = \gamma \cdot Q \cdot H_e \quad (89)$$

Onde, L_e é a potência de elevação, γ é o peso específico do fluido, Q é a vazão do fluido, H_e é a altura total de elevação.

Potência útil (L_u)

A potência útil é a potência fornecida ao eixo da bomba que realmente é transformada em trabalho visando aplicar energia ao fluido para escoamento para fora da bomba, também denominada *pop output* na Equação 90 (MACINTYRE, 1987).

$$L_u = \gamma \cdot Q \cdot H_u \quad (90)$$

Onde, L_u é a potência útil, γ é o peso específico do fluido, Q é a vazão do fluido, H_u é a altura útil de elevação.

4.4.3.5 Rendimentos

Rendimento mecânico (ρ)

O rendimento mecânico é uma relação que exprime quanto da potência motriz é transferida para a potência de elevação conforme Equação 91. A faixa de variação do rendimento mecânico para as bombas modernas compreende entre 0,92 à 0,95, porém para bombas de maiores dimensões estes valores também são maiores (MACINTYRE, 1987).

$$\rho = \frac{L_e}{L_m} = \frac{H_e}{H_m} \quad (91)$$

Onde, ρ é o rendimento mecânico, L_e é a potência de elevação, L_m é a potência motriz, H_e é a altura total de elevação, H_m é a altura motriz de elevação.

Rendimento hidráulico (ε)

O rendimento hidráulico é uma relação que exprime quanto da potência de elevação é transferida para a potência útil conforme Equação 92. A faixa de variação do rendimento hidráulico geralmente admitido no projeto compreende entre 0,85 à 0,88, porém para bombas pequenas variam de 0,50, enquanto as grandes variam de 0,90, quando a fabricação é meticolosas (MACINTYRE, 1987).

$$\varepsilon = \frac{L_u}{L_e} = \frac{H_u}{H_e} \quad (92)$$

Onde, ε é o rendimento hidráulico, L_u é a potência útil, L_e é a potência de elevação, H_u é a altura útil de elevação, H_e é a altura total de elevação.

Rendimento total (η)

O rendimento total é uma relação que exprime quanto da potência motriz é transferida para a potência útil também denominada como rendimento global ou *overall efficiency* conforme Equação 93 (MACINTYRE, 1987).

$$\eta = \frac{L_u}{L_m} = \frac{H_u}{H_m} \quad (93)$$

Onde, η é o rendimento total, L_u é a potência útil, L_m é a potência motriz, H_u é a altura útil de elevação, H_m é a altura motriz de elevação.

4.4.3.6 Potência do motor elétrico

A potência do motor elétrico é mostrada na Equação 94. É recomendado pelos fabricantes de bombas uma margem de segurança no dimensionamento da potência elétrica dos motores conforme Tabela 13 (MACINTYRE, 1987).

$$N_{MB} = \frac{1000 \cdot Q \cdot H}{75 \cdot \eta} \quad (94)$$

Onde, N_{MB} é a potência do motor elétrico da bomba [cv], Q é a vazão do fluido [m³/s], H é a altura manométrica de elevação [m], η é o rendimento total.

Tabela 13 Coeficiente de segurança para motor da bomba.

Potência elétrica do motor [cv]	Acréscimo da Potência elétrica do motor [%]
Até 2	50
2 a 5	30
6 a 10	25
11 a 25	15
Acima de 25	10

Fonte: Adaptado de (MACINTYRE, 1987)

4.4.3.7 Cavitação

O fenômeno da cavitação é provocado no deslocamento de superfícies constituídas das pás, como acontece nas turbomáquinas e nas hélices de propulsão, gera-se um gradiente de pressão ao longo da superfície das mesmas. Certas regiões da superfície das hélices, nas quais a pressão alcança valores menores que a pressão de vapor do líquido, na temperatura em que se encontra, iniciam-se a formação de bolhas ou cavidades no interior do líquido. Estas bolhas são escoadas pelo fluxo com grande velocidade, atingem regiões com pressão maior que a pressão de vapor condensado instantaneamente. Esta condensação, provoca implosão formando micro jatos ou ondas de pressão. Estes micro jatos, ocorrem próximos as superfícies metálicas, isto ocasionará o desgaste destas superfícies, conhecido como erosão por cavitação (MACINTYRE, 1987; RIBEIRO, 2007).

Net Positive Suction Head (NPSH)

Net Positive Suction Head (Altura Positiva Líquida de Sucção - APLS) é a energia disponível empregada no líquido que adentra a entrada da bomba que concede atingir a borda da pá do rotor. Existem duas NPSH's a serem determinadas: a disponível e a requerida. Sendo que a disponível deve ser maior que a requerida, visando não provocar cavitação na bomba conforme Equação 95 (MACINTYRE, 1987).

$$NPSH_{disp} > NPSH_{req} \quad (95)$$

Onde, **NPSH_{disp}** é a Altura Positiva Líquida de Sucção disponível, **NPSH_{req}** é a Altura Positiva Líquida de Sucção requerida.

Net Positive Suction Head disponível (NPSH_{disp})

Net Positive Suction Head disponível é a energia disponível empregada no líquido ao adentrar a bomba conforme Equação 96 (MACINTYRE, 1987).

$$NPSH_{disp} = H_b - h_a - J_{Pa} - h_v \quad (96)$$

Onde, **NPSH_{disp}** é a Altura Positiva Líquida de Sucção disponível, **H_b** é a altura da pressão atmosférica, **h_a** é a altura estática de aspiração, **J_{Pa}** é a perda de carga na tubulação de aspiração, **h_v** é a altura referente a pressão de vapor do fluido.

Net Positive Suction Head requerida (NPSH_{req})

Net Positive Suction Head requerida também denominada altura diferencial de pressão, esta relaciona a pressão entre a face de ataque e o dorso das pás próximo ao bordo de entrada das pás conforme Equação 97 (MACINTYRE, 1987).

$$NPSH_{req} = \sigma_{Tho} \cdot H + \frac{v_0^2}{2 \cdot g} \quad (97)$$

Onde, **NPSH_{req}** é a Altura Positiva Líquida de Sucção requerida, **H** é a altura manométrica de elevação, **v₀** é a velocidade na entrada da bomba, **g** é a aceleração da gravidade, **σ_{Tho}** é o fator de cavitação de Thoma.

4.5 Sistema de energia e controle

O sistema de acionamento do moinho *Attritor* é composto por vários componentes dos quais serão abordados os mais importantes:

- Motores elétricos;
- Inversor de frequência;
- Controlador Lógico Programável (CLP)
- Interface homem-máquina (IHM)

4.5.1 Motores elétricos

Os motores elétricos são componentes que transformam energia elétrica em energia mecânica. Quanto a fonte de alimentação os motores elétricos podem ser classificados como (FRANCHI, 2007):

- Motores de corrente contínua - DC;
- Motores de corrente alternada - AC;

4.5.1.1 Motores de corrente alternada - AC

A maciça aplicação dos motores de corrente alternada é determinada pelo seu custo mais acessível de aquisição e principalmente de manutenção. Potências inferiores a 500 cv sua aplicação é reinante. Com o desenvolvimento da tecnologia da eletrônica de potência, tanto as fontes de tensão e frequências controladas, possibilitaram que os motores de indução de gaiola tenham um melhor ajuste e controle da velocidade (FRANCHI, 2007).

Para a seleção do motor deve ser considerado alguns fatores principais:

- Fonte de alimentação: tipo, tensão, frequência, etc;
- Condições ambientais: temperatura, altitude, periculosidade, etc;
- Controlabilidade: posição, corrente de partida, velocidade, torque, etc;
- Consumo e manutenção;
- Exigência de carga e condições de operação: rotação, potência solicitada, configuração física, esforços mecânicos, confiabilidade, etc;

Motores trifásicos

Os motores de indução trifásicos são os mais empregados na indústria e no ambiente doméstico, visto que, a distribuição de energia elétrica é realizada em sistema trifásico e em corrente alternada. Para aplicações com potência superior a 2 kW, estes possuem partida mais facilitada, custo e ruído menores quando comparado a motores monofásicos (FRANCHI, 2007). Estes motores são divididos em duas classes principais (NASCIMENTO JUNIOR, 2010):

- Motores síncronos;
- Motores assíncronos;

Os motores trifásicos assíncronos são amplamente aplicados na indústria devido sua robustez, facilidade de manutenção e possuem um torque de partida que satisfaz a grande maioria das aplicações. Quanto aos aspectos construtivos dos motores trifásicos existem dois tipos do rotores (NASCIMENTO JUNIOR, 2010):

- Motor com rotor bobinado;

- Motor de indução com rotor gaiola de esquilo;

Motor trifásico de indução com rotor gaiola de esquilo

Os motores trifásicos de indução com rotor de gaiola de esquilo são constituídos basicamente de um estator com enrolamento e um rotor de gaiola de esquilo. Sendo que o primeiro é encarregado pela geração do campo girante e o segundo admite indução do campo e tenta acompanhá-lo. Nos motores assíncronos a velocidade do campo girante é sempre maior que a velocidade do rotor, sendo que esta diferença em percentual é denominado escorregamento conforme Equação 98 (FRANCHI, 2007; NASCIMENTO JUNIOR, 2010).

$$S = 100 \cdot \left(\frac{n_s - n}{n_s} \right) \quad (98)$$

Onde, **S** é o escorregamento [%], **n_s** é a rotação síncrona, **n** é a rotação do rotor.

Nos motores trifásicos as montagens das bobinas devem respeitar uma defasagem de 120° entre estas. O enrolamento destas bobinas lhe confere algumas características (NASCIMENTO JUNIOR, 2010):

- Número de polos;
- Potência;

Os motores de indução com rotor gaiola de esquilo são robustos, confiáveis, baixo custo de fabricação e manutenção. Sua principal utilização é para velocidades constantes porem ele também pode ser empregado para velocidades variáveis (FRANCHI, 2007).

Número de rotações em motores trifásicos

A Equação 99 define a rotação do motor trifásico (FRANCHI, 2007).

$$n_m = \frac{120 \cdot f_r}{p_m} \quad (99)$$

Onde, **n_m** é a rotação do motor, **f_r** é a frequência da rede, **p_m** é o número de polos do motor.

Potência mecânica e elétrica dos motores trifásicos

As Equações 100 e 101 definem a potência mecânica e a potência elétrica do motor trifásico (FILIPPO FILHO, 2013).

$$P_{ele} = \sqrt{3} \cdot V_L \cdot I_L \cdot \cos \varphi \quad (100)$$

Onde, P_{ele} é a potência elétrica, V_L é a tensão de linha, I_L é a corrente de linha, φ é a defasagem entre a corrente e a tensão.

$$P_{mec} = C \cdot 2 \cdot \pi \cdot f \quad (101)$$

Onde, P_{mec} é a potência mecânica, C é o conjugado ou torque, f_r é a frequência da rede.

4.5.2 Conversores de frequência

Os conversores de frequência são equipamento eletrônicos que convertem a frequência da rede elétrica de alimentação em frequências variáveis. Estes equipamentos, possibilitam que os motores trifásicos de corrente alternada variem a sua rotação. Existem basicamente dois tipos de conversores de frequência (FILIPPO FILHO, 2013; FRANCHI, 2007):

- Cicloconversores;
- Inversores de frequência;

4.5.2.1 Inversores de frequência

Os inversores de frequência convertem corrente alternada (CA) em corrente contínua (CC) e posteriormente em corrente alternada (CA). Para aplicação de variação e controle de velocidade, em motores trifásicos com rotor gaiola de esquilo são empregados conversores de frequência indireta como circuito intermediário de tensão constante. Dentre várias formas de alteração da tensão constante a mais usual é *Pulse Width Modulation* (PWM) (FILIPPO FILHO, 2013).

Eles são muito utilizados devido sua construção compacta e por apresentarem excelente relação custo-benefício e são silenciosos. Além disso o inversor de frequência pode incorporar proteção do motor contra curto-circuito, sobrecarga, subtensão, sobretensão (FILIPPO FILHO, 2013).

Os inversores de frequência podem ser classificados em dois tipos quanto as variações que ocorrem no circuito de comando. A Figura 28 ilustra um inversor de frequência (FRANCHI, 2007):

- Inversores com controle vetorial;
- Inversores com controle escalar;

Figura 28 Inversor de frequência.



Fonte: Fonte: Adaptado de (SIEMENS, 2017).

Inversores com controle escalar

Os inversores com controle escalar são os mais empregados. Os inversores com controle escalar variam de 0,5% da rotação nominal, sem a variação de carga, na faixa de 3 a 5% com variação de carga.

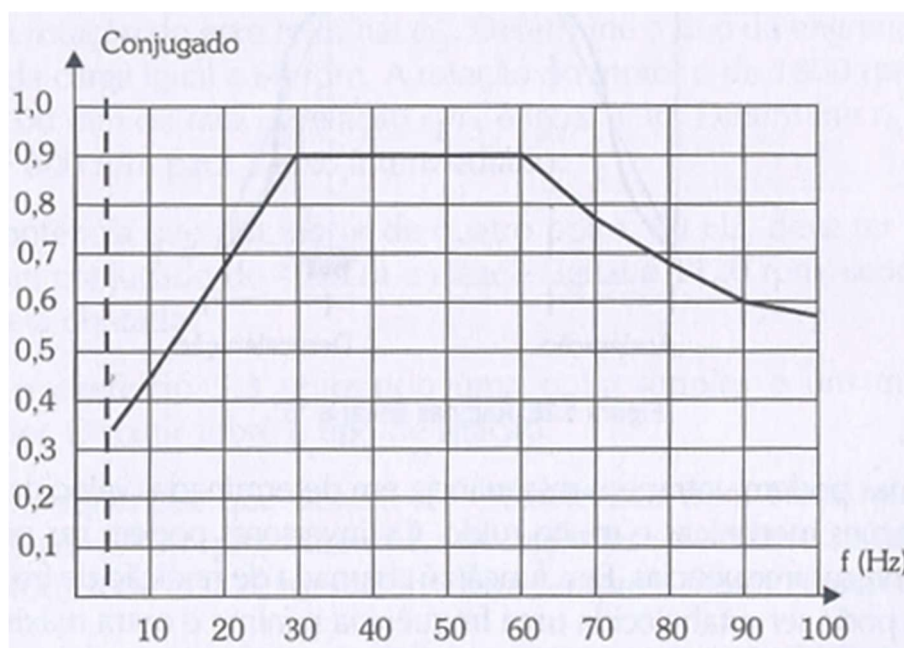
A faixa de intervalo de variação da frequência é normalmente de 6 até 100 Hz. O motor acionado com este tipo de controle é realizado utilizando uma malha aberta. Onde a aplicação pode absorver uma de 3 a 5% da rotação quando aplicado a carga (FILIPPO FILHO, 2013; FRANCHI, 2007).

Para aplicação de inversores de frequência com motores em baixa rotação, principalmente motores autoventilados tipo TFVE (totalmente fechados com ventilação externa). Rotações abaixo de 50% da rotação nominal o fluxo de ar não será suficiente para sua refrigeração. Causando superaquecimento, que pode ocasionar queima dos materiais isolantes da armadura.

Nesta condição, recomenda-se especificar um motor com um fator de serviço maior, ou aumentar a classe de isolamento das bobinas, ou especificar um motor com carcaça maior visando facilitar a troca térmica.

A Figura 29 mostra um gráfico da curva de redução do conjugado levando em consideração a rotação do motor (FILIPPO FILHO, 2013; FRANCHI, 2007).

Figura 29 Curva de redução do conjugado.



Fonte: Adaptado de (FILIPPO FILHO, 2013).

Potência do inversor de frequência

A potência dos inversores de frequência é dimensionada pela potência do motor acionado (FRANCHI, 2007).

Tipo do inversor de frequência

Basicamente se for empregado em malha aberta ou fechada o que implica em inversor de controle escalar ou inversor de controle vetorial (FRANCHI, 2007).

Modelo e fabricante do inversor de frequência

Na especificação do inversor de frequência deve-se consultar o catálogo do fabricante especificando o modelo para satisfazer as necessidades do projeto quanto a tensão de entrada, quantidade de fases do motor, tensão do motor, tipo, etc (FRANCHI, 2007).

4.5.3 Controlador lógico programável (CLP)

O controlador lógico programável (CLP) é um equipamento eletrônico que executa operações lógicas, sequenciamento, temporização, contagem e aritmética. Seu princípio de funcionamento segue três etapas (FILIPPO FILHO, 2013):

- Receber os dados do processo para o CLP por meio das entradas;
- Processar esses dados conforme lógica definida;

- Transmitir os dados processados do CLP por meio das saídas;

O ciclo de varredura acontece da seguinte forma. Primeiramente o CLP realizar a leitura das entradas, transferindo estes dados existentes na interface de entrada para uma memória de dados. Posteriormente executa o programa aplicativo do usuário e atualiza os dados da memória-imagem. O resultado obtido do programa aplicativo é transferido para memória-imagem de saída com os quais é atualizado a interface de saída. Este ciclo de varredura utilizada um tempo na ordem de milissegundos para a leitura das entradas e atualização das saídas (FILIPPO FILHO, 2013).

As entradas e saídas do CLP podem ser digitais ou analógicas. As entradas e saídas digitais admitem apenas dois estados, ligado e desligado.

As saídas podem ser a transistores com capacidade de corrente elétrica de 1A e também saídas a relé com capacidade de corrente elétrica de 8A.

As entradas e saídas analógicas podem utilizar sinais de tensão elétrica de 0 à 10V, de corrente elétrica de 0 à 20mA e 4 à 20mA. A Figura 30 ilustra esquematicamente um CLP (FILIPPO FILHO, 2013).

A Figura 30 apresenta um CLP.

Figura 30 Controlador lógico programável.



Fonte: adaptado de (SIEMENS, 2017).

4.5.4 Interface homem-máquina (IHM)

A interface homem-máquina (IHM) é um dispositivo eletrônico que permite o usuário ajustar, controlar e monitorar processos. Este equipamento possibilita ao usuário entrar com

dados no processo e visualizar parâmetros de processo até por meio de uma representação gráfica. Ele pode ser programado para receber sinais de alarmes (PETRUZELLA, 2014).

A Figura 31 apresenta um IHM.

Figura 31 Interface homem-máquina.



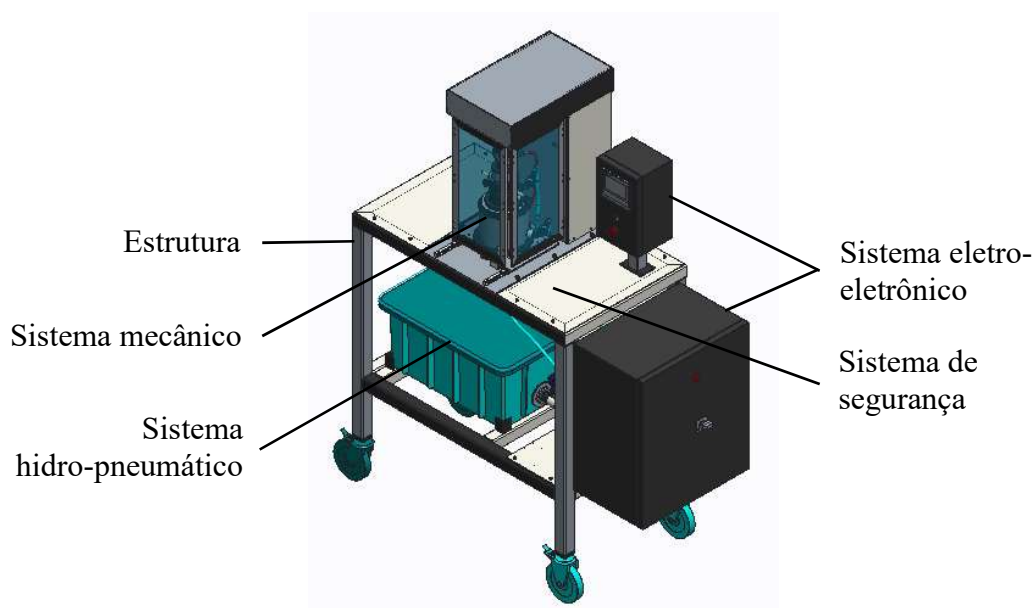
Fonte: adaptado de (SIEMENS, 2017).

4.6 Estrutura

A Figura 32 apresenta a estrutura que é responsável por suportar todos os outros sistemas e elementos integrantes da máquina tais como:

- Sistemas mecânico;
- Sistemas hidro-pneumáticos;
- Sistema de segurança;
- Sistemas eletro-eletrônicos;

Figura 32 Estrutura do moinho *Attritor*.



Fonte: Próprio autor.

A estrutura deve ser dimensionada para suportar as cargas estáticas e dinâmicas atuantes no moinho.

4.7 Sistema de segurança

A segurança pode ser definida de várias formas. Um equipamento seguro indica que ele apresenta um risco baixo. Por outro lado, a segurança é uma proteção relativa aos riscos, sendo estes considerados aceitáveis (SHIGLEY; MISCHKE; BROWN, 2004).

4.7.1 Segurança no trabalho em máquinas e equipamentos - NR-12

Esta norma visa salvaguardar a saúde e a integridade física dos usuários e decreta os princípios fundamentais e as medidas de proteção visando a prevenção de doenças do trabalho (NR-12, 2018).

4.7.2 Instalações e dispositivos elétricos - NR-10

Visando eliminar a possibilidade de perigos de choque elétrico, incêndio, explosão e outros tipos de acidentes deve ser realizado instalações elétricas das máquinas e equipamentos conforme NR-10 (NR-10, 2018).

As máquinas e equipamentos devem ser concebidos utilizando sistemas de partida, acionamento e parada visando atender os seguintes requisitos (NR-10, 2018):

- Não se localizam em áreas perigosas;

- Possibilitem acionamento ou desligamento em caso de emergência por outro agente que não seja o próprio operador;
- Inibam acionamento ou desligamento involuntário de forma acidental pelo próprio operador ou outro agente;
- Não acarretem riscos adicionais;
- Não devem em hipótese nenhuma ser burlado;

As máquinas e equipamentos devem ser desenvolvidos contemplando um ou mais sistema de parada de emergência visando eliminar indecentes de perigo latentes e existentes (NR-10, 2018).

4.7.3 Ergonomia – NR-17

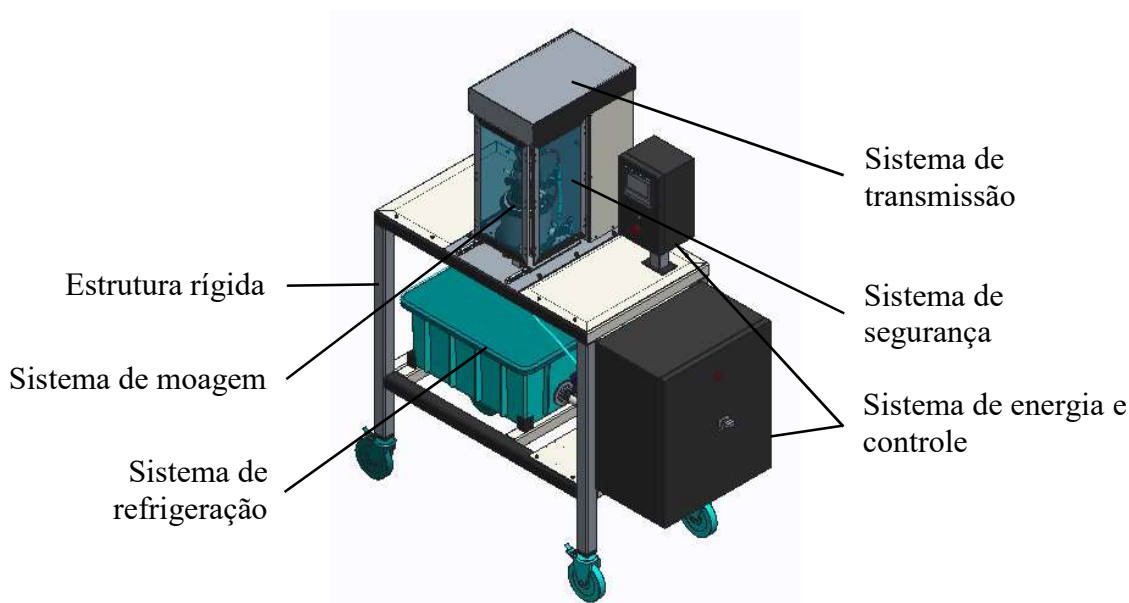
As máquinas e equipamentos devem ser concebidos considerando os aspectos ergonômicos (NR-17, 2018):

- Atender as variações dos atributos antropométricos dos operadores;
- Acatar requisitos posturais, cognitivos, movimentações e esforços físicos dos operadores;
- Visando mitigar possibilidades de erros de interpretação de todos os componentes tais como monitores de vídeo, sinais e comando devem viabilizar as interações de forma clara e precisa;
- Minimizar a necessidade de força, pressão, flexão, extensão ou torção de partes do corpo do operador;

5 DESENVOLVIMENTO DE PROJETO EXECUTIVO

O projeto desenvolvido basicamente contempla uma estrutura rígida, um sistema de moagem, transmissão, refrigeração, energia e controle e segurança. Todos os desenhos 2D da montagem e do detalhamento dos componentes estão no Anexo 15. A Figura 33 apresenta a modelagem do moinho *Attritor*.

Figura 33 Desenho do moinho *Attritor*.



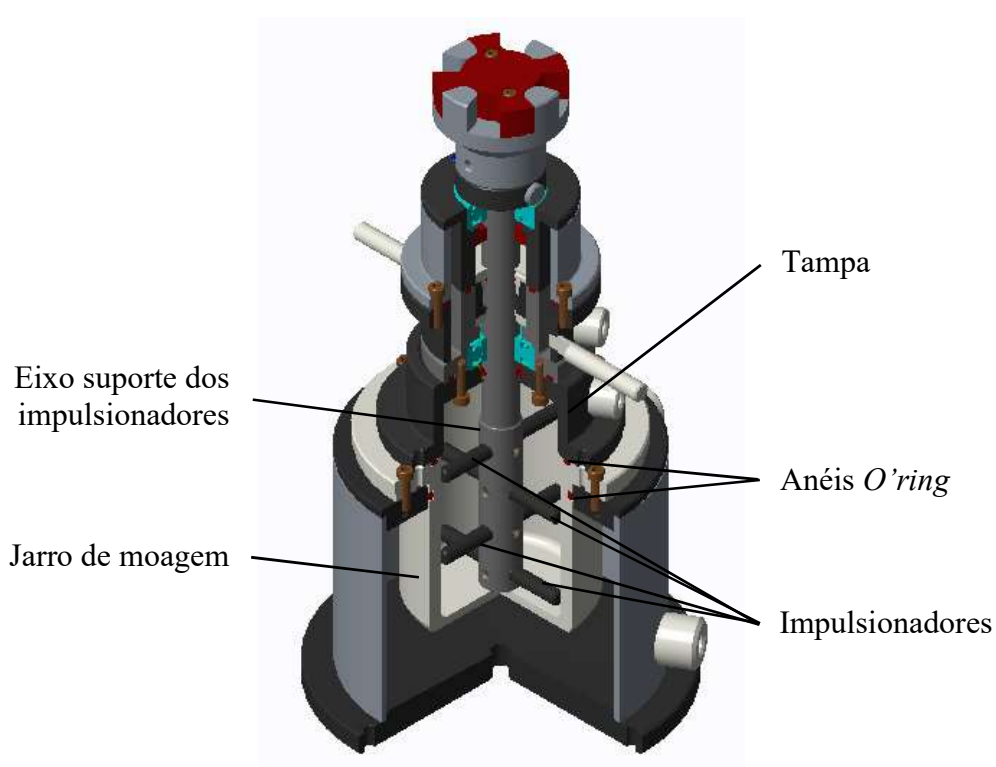
Fonte: Próprio autor.

O *design* do moinho *Attritor* foi baseada no fornecedor *Union Process* que fabrica este equipamento. Esta configuração também é utilizada por Botero *et al.* (2009) que contempla uma mesa deslizante para facilitar o abastecimento e o desabastecimento do jarro de moagem.

5.1 Sistema de moagem

O sistema de moagem é composto por um jarro de moagem com tampa, utilizando anéis *O'rings* para garantir um fechamento estanque. A vedação é necessária, visto que, na maioria das aplicações de moagem se utiliza um gás inerte no processo. Este sistema também contempla um eixo suporte dos impulsionadores e os próprios impulsionadores que serão responsáveis por aplicar movimento nas esferas de moagem. A Figura 34 demonstra a configuração utilizada.

Figura 34 Sistema de moagem.

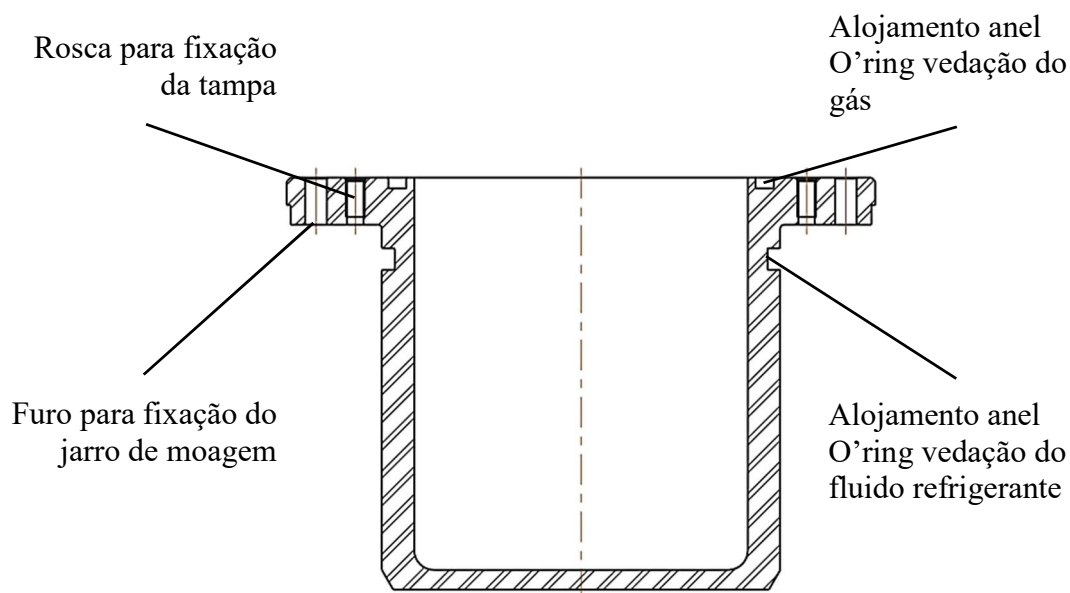


Fonte: Próprio autor.

5.1.1 Jarro de moagem

O jarro de moagem é um recipiente cilíndrico com uma parede resistente a ação da pressão do gás utilizado na moagem. A configuração utilizada neste projeto está demonstrada na Figura 35. Esta contempla canais de alojamento para anéis *O'ring* empregado para vedação tanto do gás inerte utilizado na moagem e também para vedação do fluido de refrigeração.

Figura 35 Jarro de moagem.



Fonte: Próprio autor.

5.1.1.1 Dimensionamento da capacidade do jarro de moagem

O dimensionamento do jarro de moagem está demonstrado na Tabela 14 utilizando as Equações 5, 6, 7, 8, 9 e 10. A principal característica que este equipamento deve atender é que a capacidade de moagem seja de processar até 50 g por ciclo.

Tabela 14 Dimensionamento do jarro de moagem.

D_J/H_J	m_E [g]	V_E [cm ³]	V_{RE} [cm ³]	V_T [cm ³]	V_J [cm ³]
0,85	1000	127,38	205,45	211,81	423,62

Fonte: Próprio autor.

Como a relação entre o diâmetro do jarro e a sua altura apresentou um valor maior que 0,5, a condição referenciada na Equação 5 foi satisfeita.

Para atender o processamento de 50 g de cavaco por ciclo, o jarro de moagem deve apresentar um volume mínimo de 423,62 cm³ (Equações 5 a 10). Definido o diâmetro interno do jarro de moagem em 8,5 cm e a altura com 10cm, ele apresentou um volume de 567,45 cm³, o que satisfaz a condição acima descrita.

5.1.1.2 Dimensionamento da espessura da parede jarro de moagem

Para o dimensionamento da parede, foi considerado que o comportamento do jarro de moagem assemelha-se a um vaso de pressão. Segundo Reyes *et al.* (2014) a pressão do gás inerte utilizada na moagem deve ser aproximadamente 206,35 kPa.

A condição para que o jarro de moagem seja considerado um vaso de pressão é que a relação entre o raio interno do jarro de moagem e a espessura da parede seja no mínimo 10 (Equação 11).

Como o raio interno do jarro de moagem é de 42,5 mm, a espessura máxima deverá ser de 4,25 mm, para atender a condição acima descrita.

O material especificado no projeto da fabricação do jarro de moagem foi o aço inoxidável AISI 316.

Considerando a espessura da parede de 4 mm, as tensões normais nos sentidos radial (σ_1) e axial (σ_2) apresentaram os valores demonstrados na Tabela 15. Como os valores das pressões (σ_1) e (σ_2) são menores que a tensão de ruptura do material do jarro de moagem, a condição de resistência foi satisfeita.

Tabela 15 Dimensionamento do jarro de moagem.

r_i/t_j	σ_1 [MPa]	σ_2 [MPa]	σ_{Rup} [MPa]
10,625	2,20	1,10	515

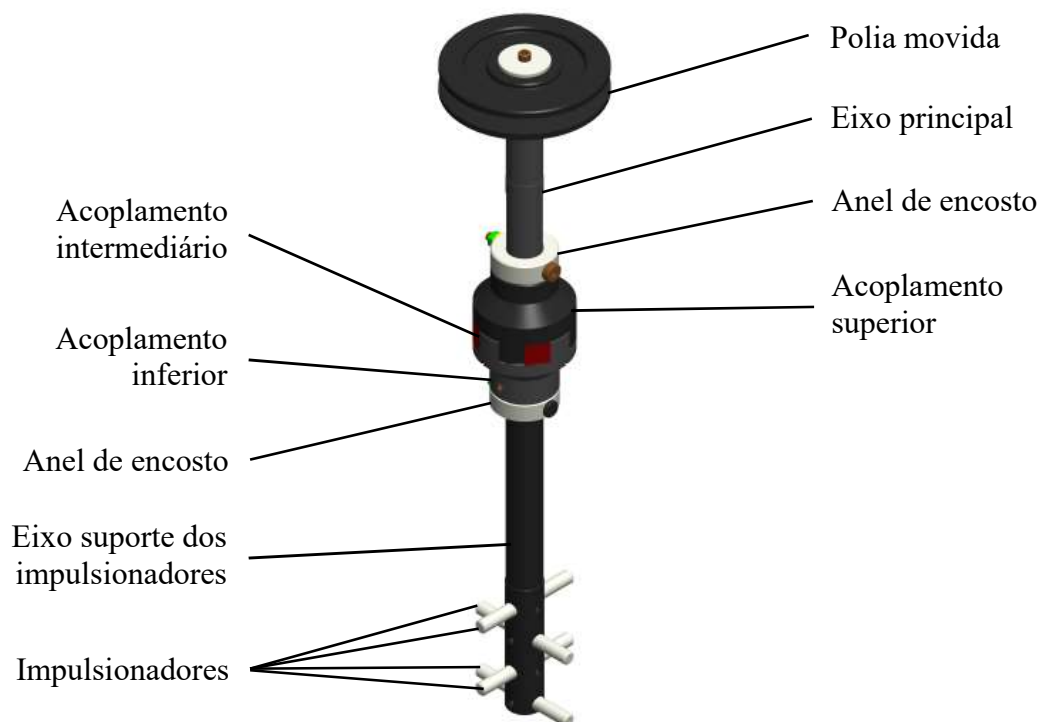
Fonte: Próprio autor.

5.1.2 Sistema agitador

O sistema agitador utilizado neste projeto foi o agitador de impulsadores. Este sistema foi empregado devido sua simplicidade de construção e de montagem. A Figura 36 apresenta o sistema empregado.

Devido as baixas cargas envolvidas no projeto, todos os componentes que compõem o sistema agitador, eixo principal, eixo suporte dos impulsadores e os impulsadores foram dimensionados estaticamente e os carregamentos aplicados foram simplificados em um único plano XY. Também foram desprezados os efeitos dos pesos dos itens citados acima.

Figura 36 Sistema agitador de impulsadores.

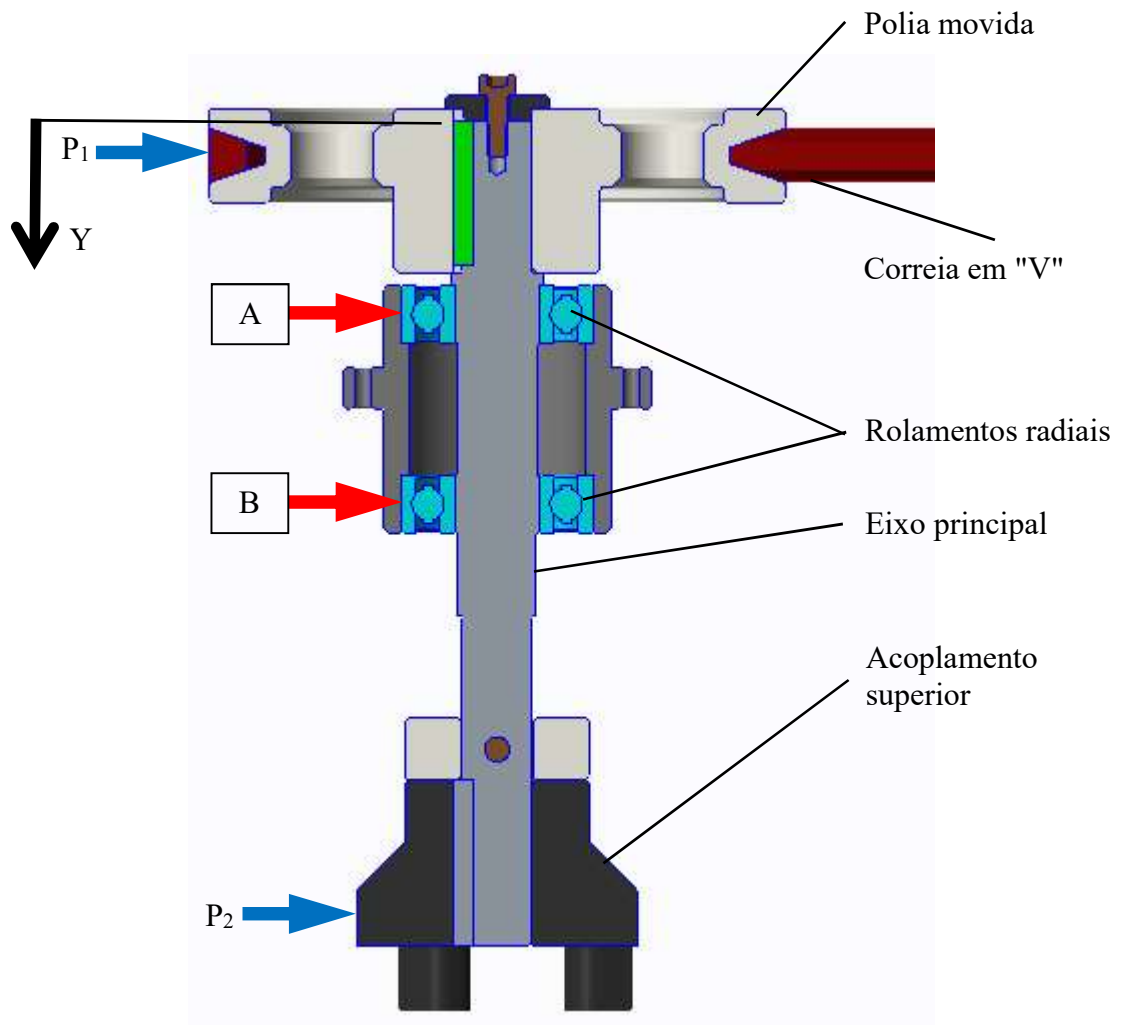


Fonte: Próprio autor.

5.1.2.1 Dimensionamento do eixo principal

Os apoios estão representados pelos pontos A e B, as forças originadas pela correia (torção e flexão) identificado por P_1 e o carregamento originado pela ação do acoplamento superior definido por P_2 (torção), conforme mostrado na Figura 37.

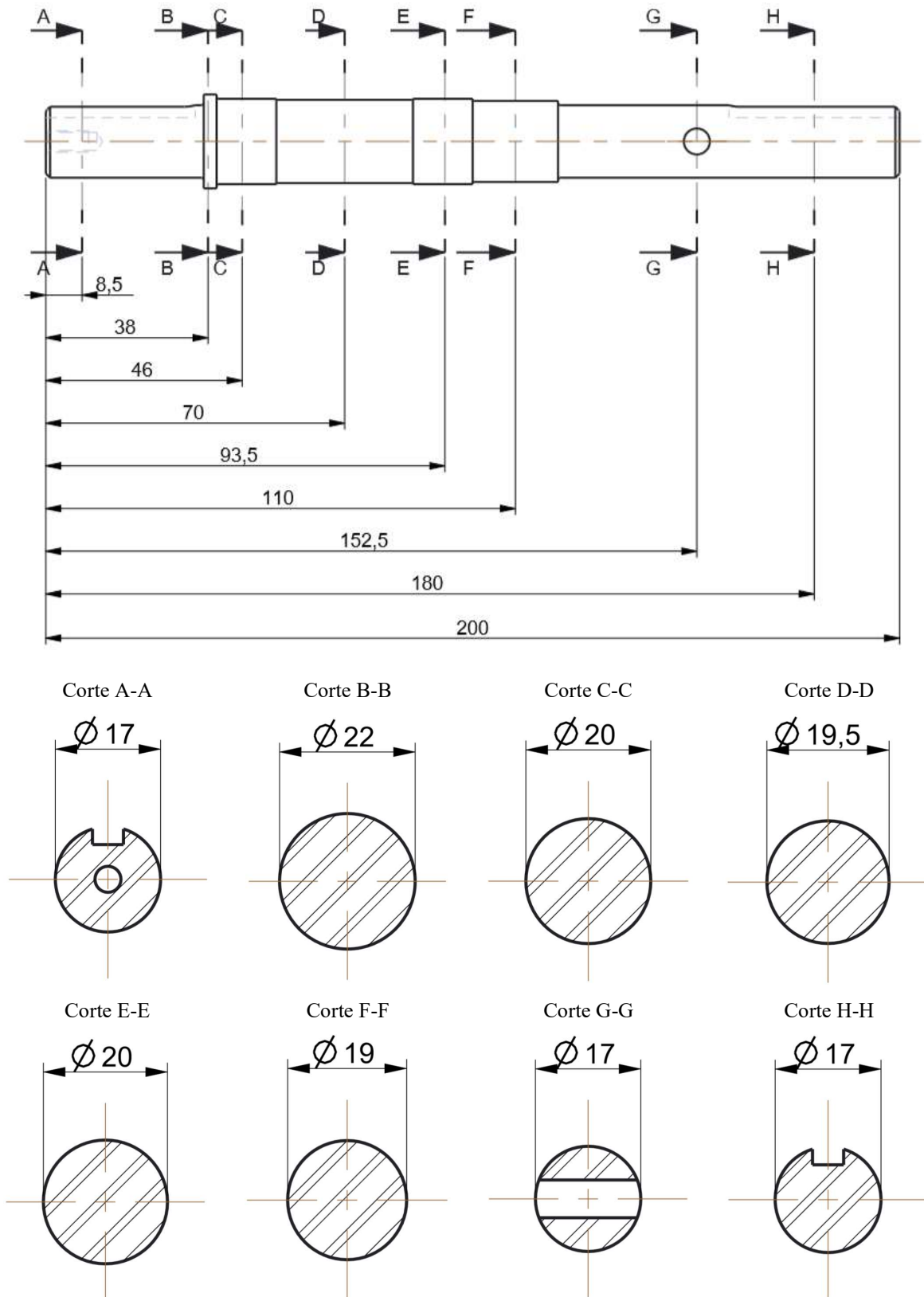
Figura 37 Carregamento do eixo principal.



Fonte: Próprio autor.

Para a definição do pré-projeto do eixo, os valores dos diâmetros foram adotados (Figura 38). Posteriormente esses diâmetros serão verificados, por intermédio de cálculos, se eles resistem a solicitação dos carregamentos atuantes.

Figura 38 Geometria do eixo principal.



Fonte: Próprio autor.

A Tabela 16 apresenta os esforços cortantes e os momentos fletores em cada seção transversal do eixo principal;

Tabela 16 Esforços cortantes e momentos fletores do eixo principal.

Seção transversal	V [N]	M [N.m]
A-A	170,00	0,000
B-B	170,00	4,092
C-C	151,05	6,380
D-D	321,05	14,085
E-E	571,05	21,630
F-F	250,00	15,379
G-G	250,00	6,877
H-H	250,00	0,000

Fonte: Próprio autor.

Concentração de tensão e sensibilidade ao entalhe

Visando determinar o fator de concentração de tensão a fadiga atuantes no eixo principal. Faz-se necessário determinar a sensibilidade ao entalhe e o fator geométrico da concentração.

Para isso utilizou-se o gráfico de sensibilidade ao entalhe sob tensão normal (q) para aços e ligas de alumínio forjado UNS A92024-T submetidas a flexão reversa ou a cargas axiais reversas e o gráfico de sensibilidade ao entalhe sob tensão de cisalhamento (q_{cis}) a entalhe para materiais em torção reversa para determinar a sensibilidade do entalhe (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

Também aplicou-se os gráficos do fator de concentração de tensão teórico para tensões normais (estático) (K_t) para um eixo com um rebaixo arredondado em flexão, fator de concentração de tensão teórico para tensões de cisalhamento (estático) (K_{ts}) para um eixo com um rebaixo arredondado em torção, fator geométrico de concentração de tensão (K_t) para um eixo com um orifício transversal em flexão e fator geométrico de concentração de tensão (K_{ts}) para um eixo com um orifício transversal em torção (NORTON, 2013). Quando a seção transversal contemplar filete de ressalto pontudo e bem arredondo, assentamento de chaveta e

sulco de anel retentor empregou-se a tabela de estimativa da primeira iteração para fatores de concentração de tensão (K_t) (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

Os valores dos fatores de concentração de tensão em fadiga para tensões normais (dinâmico) (K_f) e de concentração de tensão em fadiga para tensões de cisalhamento (dinâmico) (K_{fs}) foram obtidos por intermédio das Equações 25 e 26.

A Tabela 17 apresenta os valores obtidos de concentração de tensão em fadiga para tensões normais (dinâmico) (K_f), concentração de tensão em fadiga para tensões de cisalhamento (dinâmico) (K_{fs}), sensibilidade ao entalhe sob tensão normal (q), sensibilidade ao entalhe sob tensão de cisalhamento (q_{cis}), fator de concentração de tensão teórico para tensões normais (estático) (K_t) e fator de concentração de tensão teórico para tensões de cisalhamento (estático) (K_{ts}) para cada seção transversal do eixo principal representada na Figura 38.

Tabela 17 Sensibilidades ao entalhe, fatores de concentração de tensão teórico (estáticos) e o fatores de concentração de tensão em fadiga (dinâmicos) para eixo principal.

Seção transversal	q	q_{cis}	K_t	K_{ts}	K_f	K_{fs}
A-A	0,70	0,75	2,14	3,00	1,798	2,500
B-B	0,70	0,75	2,20	1,46	1,840	1,345
C-C	0,60	0,65	2,50	1,80	1,900	1,520
D-D	0,60	0,65	2,40	1,60	1,840	1,390
E-E	0,60	0,65	2,00	1,35	1,600	1,227
F-F	0,70	0,75	2,05	1,85	1,735	1,637
G-G	0,70	0,75	1,87	2,91	1,609	2,432
H-H	0,70	0,75	2,14	3,00	1,798	2,500

Fonte: Próprio autor.

Fatores modificadores do limite de resistência à fadiga

Objetivando determinar limite de resistência à fadiga corrigido (S_e) foi utilizado a Equação 19. Primeiramente foi necessário determinar os valores dos: fator de modificação de condição de superfície (k_a), fator de modificação de tamanho (k_b), fator de modificação de carga (k_c), fator de modificação de temperatura (k_d), fator de confiabilidade (k_e), fator de modificação por efeitos variados (k_f) e limite de resistência à fadiga não corrigido (S_e').

Para determinar o valor de k_a foi empregado a Equação 20 e a Tabela 2. Os valores de S_e' , k_b , k_c , k_d e k_e foram obtidos por intermédio de Tabelas 1, 3, 4, 5 e 6 respectivamente.

Na Tabela 18 estão representados os valores obtidos dos fatores acima mencionados para cada seção transversal do eixo principal, conforme Figura 38.

Tabela 18 Limites de resistência à fadiga corrigido, fatores de modificação de condição de superfície, fatores de modificação de tamanho, fatores de modificação de carga, fatores de modificação de temperatura, fatores de confiabilidade, fatores de modificação por efeitos variados e limites de resistência à fadiga não corrigido para eixo principal.

Seção transversal	k_a	k_b	k_c	k_d	k_e	k_f	S_e' [MPa]	S_e [MPa]
A-A	0,7873	0,9177	1,0000	1,0000	0,8140	1,0000	362,50	213,30
B-B	0,7873	0,8928	1,0000	1,0000	0,8140	1,0000	362,50	207,40
C-C	0,7873	0,9019	1,0000	1,0000	0,8140	1,0000	362,50	209,52
D-D	0,7873	0,9043	1,0000	1,0000	0,8140	1,0000	362,50	210,09
E-E	0,7873	0,9019	1,0000	1,0000	0,8140	1,0000	362,50	209,52
F-F	0,7873	0,9019	1,0000	1,0000	0,8140	1,0000	362,50	209,52
G-G	0,7873	0,9177	1,0000	1,0000	0,8140	1,0000	362,50	213,20
H-H	0,7873	0,9177	1,0000	1,0000	0,8140	1,0000	362,50	213,20

Fonte: Próprio autor.

Diâmetro mínimo e coeficiente de segurança

Para calcular os valores dos diâmetros mínimos para cada seção transversal do eixo principal, utilizou-se um torque de 8,5 N.m que foi dimensionado e será apresentado posteriormente na determinação do motor.

Por intermédio das Equações 43 e 44, foram obtidos os valores dos diâmetros mínimos do eixo principal para cada seção transversal e seu respectivo fator de segurança.

Na Tabela 19 estão mostrados os valores obtidos para os coeficientes de segurança e diâmetros mínimos para cada seção transversal do eixo principal, conforme Figura 38.

Tabela 19 Coeficientes de segurança e diâmetros mínimos para eixo principal.

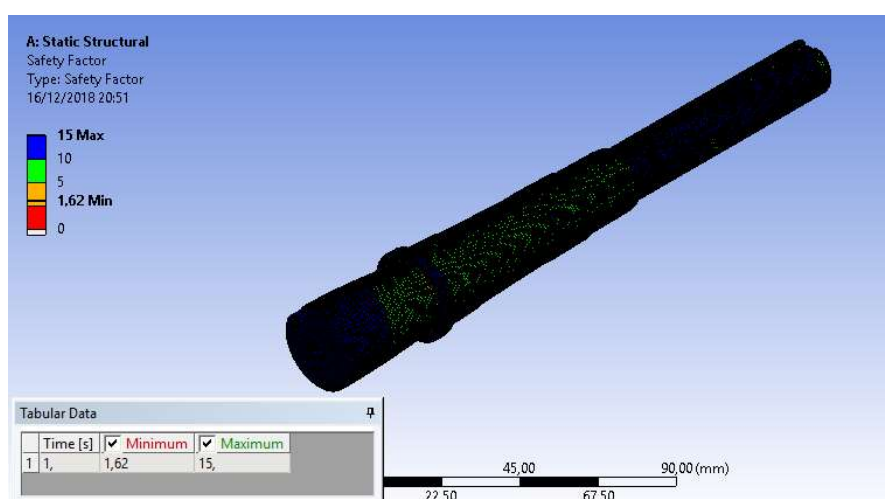
Seção transversal	N	$\varnothing_{\text{Min.}}$ [mm]
A-A	11,79	8,55
B-B	17,92	9,62
C-C	9,49	10,81
D-D	4,98	13,07
E-E	1,57	19,66
F-F	5,09	13,30
G-G	5,26	11,19
H-H	11,79	8,55

Fonte: Próprio autor.

Para comprovação dos valores obtidos dos coeficientes de segurança apresentados na Tabela 19, foi realizado uma simulação computacional utilizando software ANSYS, conforme mostrado na Figura 39.

Os valores obtidos via simulação computacional apresentaram resultados próximos dos analíticos representados na Tabela 19.

Figura 39 Coeficiente de segurança do eixo principal.

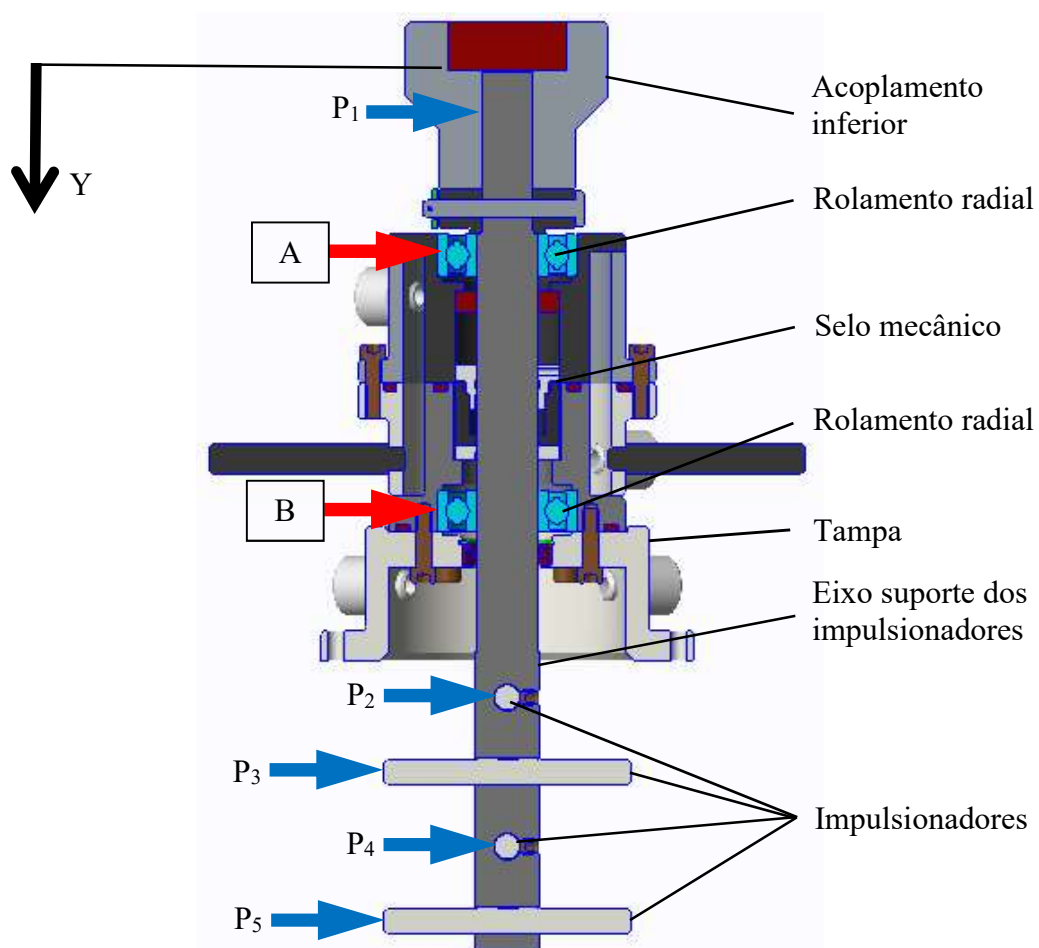


Fonte: Próprio autor.

5.1.2.2 Dimensionamento do eixo suporte dos impulsadores

Os apoios estão representados pelos pontos A e B, a força originada pelo acoplamento inferior (torção) identificado por P_1 e os carregamentos originados pela ação dos impulsadores definidos por P_2 , P_3 , P_4 e P_5 (torção), conforme mostrado na Figura 40.

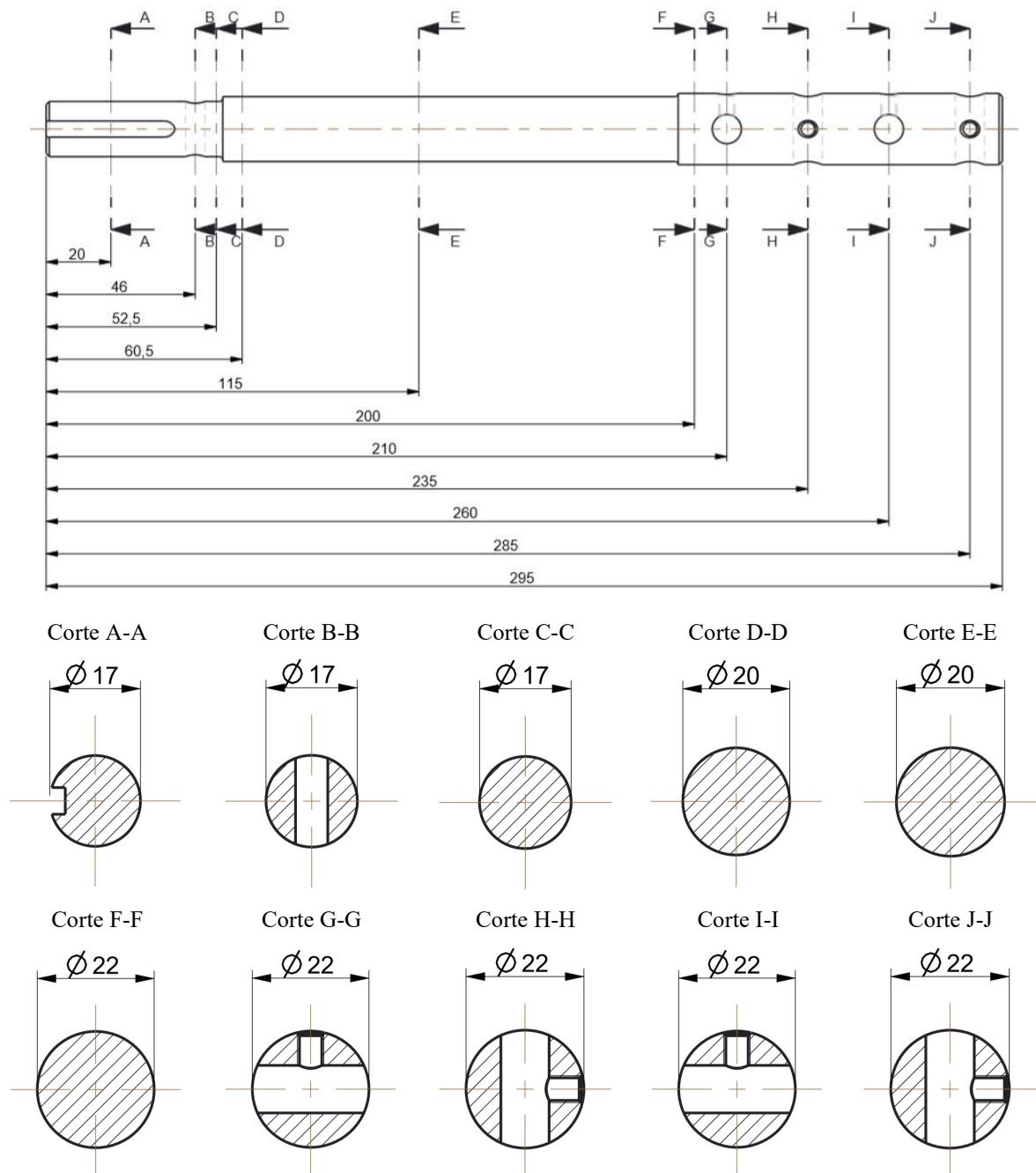
Figura 40 Carregamento do eixo suporte dos impulsadores.



Fonte: Próprio autor.

Para a definição do pré-projeto do eixo suporte dos impulsadores, os valores dos diâmetros foram adotados (Figura 41). Posteriormente esses diâmetros serão verificados, por intermédio de cálculos, se eles resistem a solicitação dos carregamentos atuantes.

Figura 41 Geometria do eixo suporte dos impulsadores.



Fonte: Próprio autor.

A Tabela 20 apresenta os esforços cortantes e os momentos fletores em cada seção transversal do eixo suporte dos impulsionadores.

Tabela 20 Esforços cortantes e momentos fletores do eixo suporte dos impulsionadores.

Seção transversal	V [N]	M [N.m]
A-A	250,00	0,00
B-B	250,00	6,50
C-C	250,00	8,12
D-D	57,43	10,13
E-E	512,23	26,88
F-F	204,80	9,47
G-G	204,80	8,45
H-H	153,60	3,84
I-I	102,40	1,24
J-J	51,20	0,00

Fonte: Próprio autor.

Concentração de tensão e sensibilidade ao entalhe

Visando determinar o fator de concentração de tensão a fadiga atuantes no eixo suporte dos impulsionadores. Faz-se necessário determinar a sensibilidade ao entalhe e o fator geométrico da concentração.

Para isso utilizou-se o gráfico de sensibilidade ao entalhe sob tensão normal (q) para aços e ligas de alumínio forjado UNS A92024-T submetidas a flexão reversa ou a cargas axiais reversas e o gráfico de sensibilidade ao entalhe sob tensão de cisalhamento (q_{cis}) a entalhe para materiais em torção reversa para determinar a sensibilidade do entalhe (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

Também aplicou-se os gráficos do fator de concentração de tensão teórico para tensões normais (estático) (K_t) para um eixo com um rebaixo arredondado em flexão, fator de concentração de tensão teórico para tensões de cisalhamento (estático) (K_{ts}) para um eixo com um rebaixo arredondado em torção, fator geométrico de concentração de tensão (K_t) para um eixo com um orifício transversal em flexão e fator geométrico de concentração de tensão (K_{ts})

para um eixo com um orifício transversal em torção (NORTON, 2013). Quando a seção transversal contemplar filete de ressalto pontudo e bem arredondo, assentamento de chaveta e sulco de anel retentor empregou-se a tabela de estimativa da primeira iteração para fatores de concentração de tensão (K_t) (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

Os valores dos fatores de concentração de tensão em fadiga para tensões normais (dinâmico) (K_f) e de concentração de tensão em fadiga para tensões de cisalhamento (dinâmico) (K_{fs}) foram obtidos por intermédio das Equações 25 e 26.

A Tabela 21 apresenta os valores obtidos de concentração de tensão em fadiga para tensões normais (dinâmico) (K_f), concentração de tensão em fadiga para tensões de cisalhamento (dinâmico) (K_{fs}), sensibilidade ao entalhe sob tensão normal (q), sensibilidade ao entalhe sob tensão de cisalhamento (q_{cis}), fator de concentração de tensão teórico para tensões normais (estático) (K_t) e fator de concentração de tensão teórico para tensões de cisalhamento (estático) (K_{ts}) para cada seção transversal do eixo suporte dos impulsadores representada na Figura 41.

Tabela 21 Sensibilidades ao entalhe, fatores de concentração de tensão teórico (estáticos), e o fatores de concentração de tensão em fadiga (dinâmicos) para eixo suporte dos impulsadores.

Seção transversal	q	q_{cis}	K_t	K_{ts}	K_f	K_{fs}
A-A	0,55	0,70	2,14	3,00	1,627	2,400
B-B	0,55	0,70	1,87	2,89	1,478	2,323
C-C	0,55	0,70	2,25	1,70	1,637	1,490
D-D	0,55	0,70	2,15	1,45	1,632	1,315
E-E	0,65	0,80	1,95	1,30	1,617	1,240
F-F	0,65	0,80	1,95	1,30	1,617	1,240
G-G	0,65	0,80	3,29	1,83	2,488	1,664
H-H	0,65	0,80	3,29	1,83	2,488	1,664
I-I	0,65	0,80	3,29	1,83	2,488	1,664
J-J	0,65	0,80	3,29	1,83	2,488	1,664

Fonte: Próprio autor.

Fatores modificadores do limite de resistência à fadiga

Objetivando determinar limite de resistência à fadiga corrigido (S_e) foi utilizado a Equação 19. Primeiramente foi necessário determinar os valores dos: fator de modificação de condição de superfície (k_a), fator de modificação de tamanho (k_b), fator de modificação de carga (k_c), fator de modificação de temperatura (k_d), fator de confiabilidade (k_e), fator de modificação por efeitos variados (k_f) e limite de resistência à fadiga não corrigido (S_e').

Para determinar o valor de k_a foi empregado a Equação 20 e a Tabela 2. Os valores de S_e' , k_b , k_c , k_d e k_e foram obtidos por intermédio de Tabelas 1, 3, 4, 5 e 6 respectivamente.

Na Tabela 22 estão representados os valores obtidos dos fatores acima mencionados para cada seção transversal do eixo suporte dos impulsadores, conforme Figura 41.

Tabela 22 Limites de resistência à fadiga corrigido, fatores de modificação de condição de superfície, fatores de modificação de tamanho, fatores de modificação de carga, fatores de modificação de temperatura, fatores de confiabilidade, fatores de modificação por efeitos variados e limites de resistência à fadiga não corrigido para eixo suporte dos impulsadores.

Seção transversal	k_a	k_b	k_c	k_d	k_e	k_f	S_e' [MPa]	S_e [MPa]
A-A	0,8621	0,9177	1,0000	1,0250	0,8140	1,0000	257,50	169,97
B-B	0,8621	0,9177	1,0000	1,0250	0,8140	1,0000	257,50	169,97
C-C	0,8621	0,9177	1,0000	1,0250	0,8140	1,0000	257,50	169,97
D-D	0,8621	0,9019	1,0000	1,0250	0,8140	1,0000	257,50	167,04
E-E	0,8621	0,9019	1,0000	1,0250	0,8140	1,0000	257,50	167,04
F-F	0,8621	0,8928	1,0000	1,0250	0,8140	1,0000	257,50	165,35
G-G	0,8621	0,8928	1,0000	1,0250	0,8140	1,0000	257,50	165,35
H-H	0,8621	0,8928	1,0000	1,0250	0,8140	1,0000	257,50	165,35
I-I	0,8621	0,8928	1,0000	1,0250	0,8140	1,0000	257,50	165,35
J-J	0,8621	0,8928	1,0000	1,0250	0,8140	1,0000	257,50	165,35

Fonte: Próprio autor.

Diâmetro mínimo e coeficiente de segurança

Para calcular os valores dos diâmetros mínimos para cada seção transversal do eixo suporte dos impulsadores, utilizou-se um torque de 8,5 N.m que foi dimensionado e será apresentado posteriormente na determinação do motor.

Por intermédio das Equações 43 e 44, foram obtidos os valores dos diâmetros mínimos do eixo suporte dos impulsionadores para cada seção transversal e seu respectivo fator de segurança.

Na Tabela 23 estão mostrados os valores obtidos para os coeficientes de segurança e diâmetros mínimos para cada seção transversal do eixo suporte dos impulsionadores, conforme Figura 41.

Tabela 23 Coeficiente de segurança e diâmetro mínimo para eixo suporte dos impulsionadores.

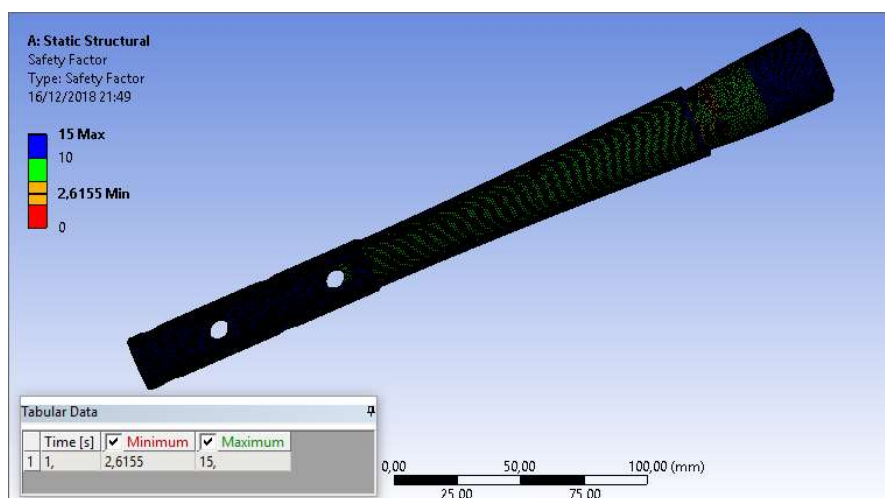
Seção transversal	N	$\varnothing_{\text{Min.}}$ [mm]
A-A	5,59	10,96
B-B	3,44	12,88
C-C	3,59	12,70
D-D	5,37	13,07
E-E	2,57	16,70
F-F	7,61	12,80
G-G	5,59	14,19
H-H	8,89	12,16
I-I	13,31	10,62
J-J	17,49	9,70

Fonte: Próprio autor.

Para comprovação dos valores obtidos dos coeficientes de segurança apresentados na Tabela 23, foi realizado uma simulação computacional utilizando software ANSYS, conforme mostrado na Figura 42.

Os valores obtidos via simulação computacional apresentaram resultados próximos dos analíticos representados na Tabela 23.

Figura 42 Coeficiente de segurança do eixo suporte dos impulsadores.

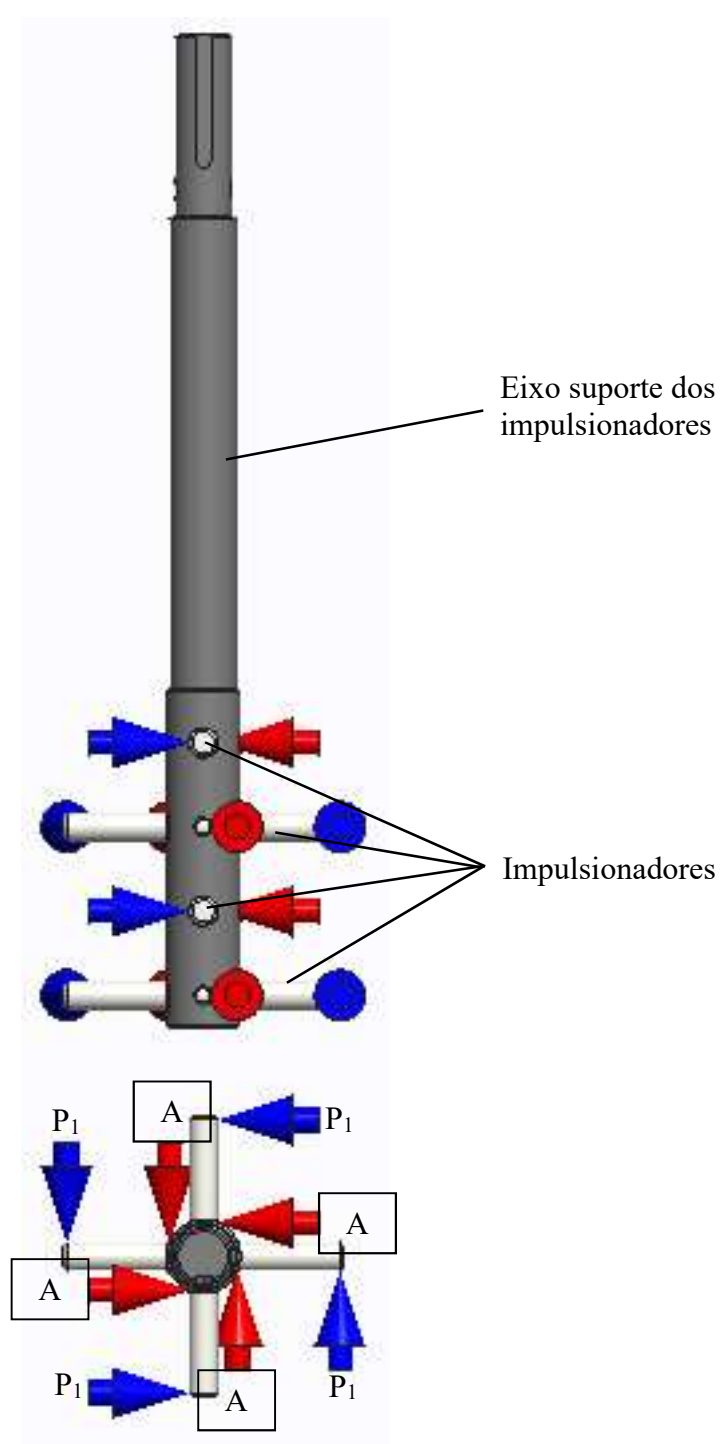


Fonte: Próprio autor.

5.1.2.3 Dimensionamento dos impulsadores

O apoio está representado pelo ponto A, as forças originadas pelo eixo suporte dos impulsadores (flexão) identificados por P_1 , conforme mostrado na Figura 43.

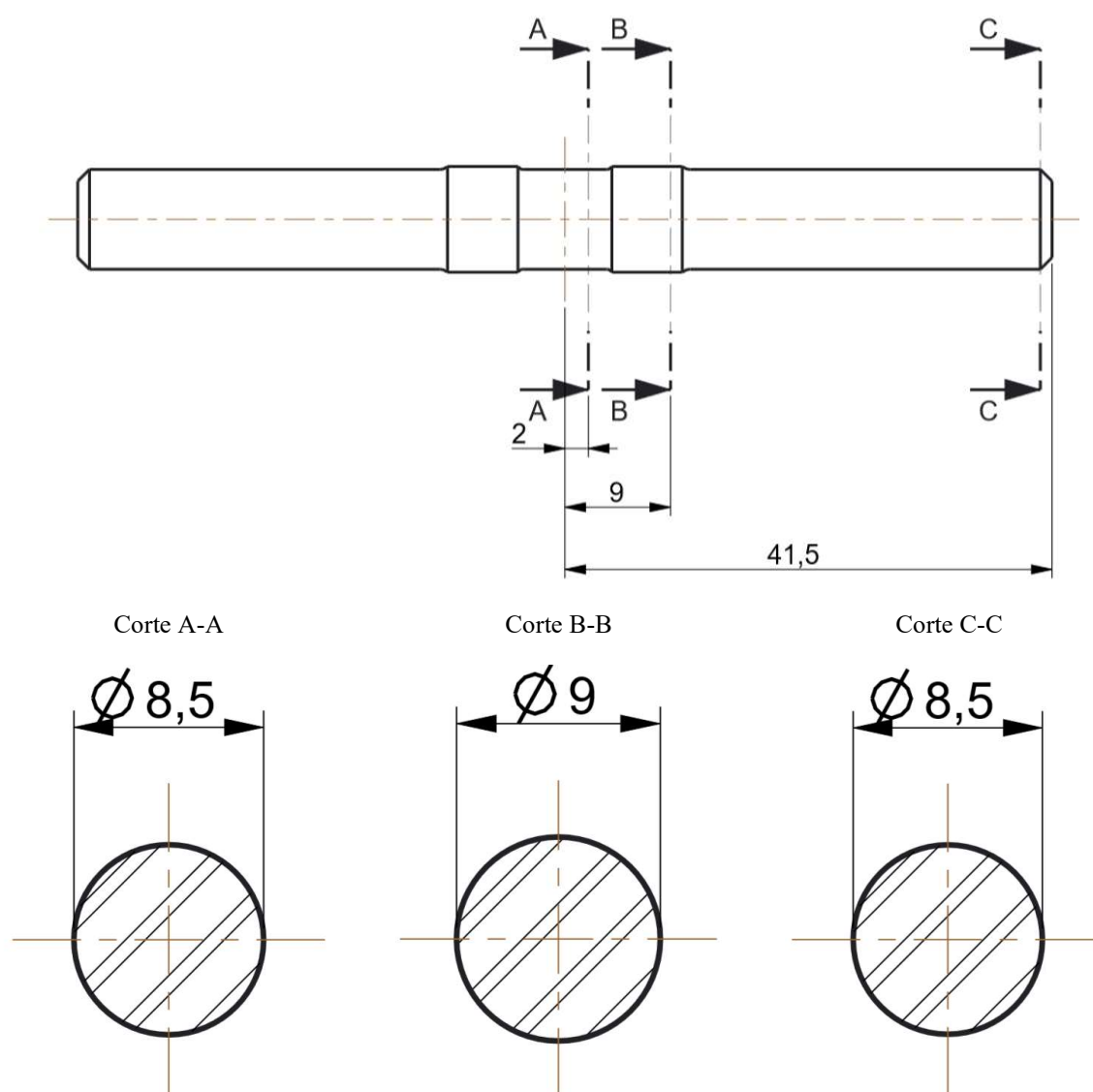
Figura 43 Carregamento dos impulsionadores.



Fonte: Próprio autor.

Para a definição do pré-projeto dos impulsionadores, os valores dos diâmetros foram adotados (Figura 44). Posteriormente esses diâmetros serão verificados, por intermédio de cálculos, se eles resistem a solicitação dos carregamentos atuantes.

Figura 44 Geometria dos impulsadores.



Fonte: Próprio autor.

A Tabela 24 apresenta os esforços cortantes e os momentos fletores em cada seção transversal dos impulsadores.

Tabela 24 Esforços cortantes e momentos fletores dos impulsadores.

Seção transversal	V [N]	M [N.m]
A-A	0,00	0,000
B-B	0,00	0,000
C-C	51,20	1,560

Fonte: Próprio autor.

Concentração de tensão e sensibilidade ao entalhe

Visando determinar o fator de concentração de tensão a fadiga atuantes nos impulsadores. Faz-se necessário determinar a sensibilidade ao entalhe e o fator geométrico da concentração.

Para isso utilizou-se o gráfico de sensibilidade ao entalhe sob tensão normal (q) para aços e ligas de alumínio forjado UNS A92024-T submetidas a flexão reversa ou a cargas axiais reversas e o gráfico de sensibilidade ao entalhe sob tensão de cisalhamento (q_{cis}) a entalhe para materiais em torção reversa para determinar a sensibilidade do entalhe (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

Também aplicou-se os gráficos do fator de concentração de tensão teórico para tensões normais (estático) (K_t) para um eixo com um rebaixo arredondado em flexão, fator de concentração de tensão teórico para tensões de cisalhamento (estático) (K_{ts}) para um eixo com um rebaixo arredondado em torção, fator geométrico de concentração de tensão (K_{ts}) (NORTON, 2013).

Os valores dos fatores de concentração de tensão em fadiga para tensões normais (dinâmico) (K_f) e de concentração de tensão em fadiga para tensões de cisalhamento (dinâmico) (K_{fs}) foram obtidos por intermédio das Equações 25 e 26.

A Tabela 25 apresenta os valores obtidos de concentração de tensão em fadiga para tensões normais (dinâmico) (K_f), concentração de tensão em fadiga para tensões de cisalhamento (dinâmico) (K_{fs}), sensibilidade ao entalhe sob tensão normal (q), sensibilidade ao entalhe sob tensão de cisalhamento (q_{cis}), fator de concentração de tensão teórico para tensões normais (estático) (K_t) e fator de concentração de tensão teórico para tensões de cisalhamento (estático) (K_{ts}) para cada seção transversal dos impulsadores representada na Figura 44.

Tabela 25 Sensibilidades ao entalhe, fatores de concentração de tensão teórico (estáticos), e o Fatores de concentração de tensão em fadiga (dinâmicos) para os impulsadores.

Seção transversal	q	q_{cis}	K_t	K_{ts}	K_f	K_{fs}
A-A	0,45	0,65	1,60	1,10	1,270	1,065
B-B	0,45	0,65	1,60	1,10	1,270	1,065
C-C	0,45	0,65	2,15	1,55	1,517	1,357

Fonte: Próprio autor.

Fatores modificadores do limite de resistência à fadiga

Objetivando determinar limite de resistência à fadiga corrigido (S_e) foi utilizado a Equação 19. Primeiramente foi necessário determinar os valores dos: fator de modificação de condição de superfície (k_a), fator de modificação de tamanho (k_b), fator de modificação de carga (k_c), fator de modificação de temperatura (k_d), fator de confiabilidade (k_e), fator de modificação por efeitos variados (k_f) e limite de resistência à fadiga não corrigido (S_e').

Para determinar o valor de k_a foi empregado a Equação 20 e a Tabela 2. Os valores de S_e' , k_b , k_c , k_d e k_e foram obtidos por intermédio de Tabelas 1, 3, 4, 5 e 6 respectivamente.

Na Tabela 26 estão representados os valores obtidos dos fatores acima mencionados para cada seção transversal dos impulsadores, conforme Figura 44.

Tabela 26 Limites de resistência à fadiga corrigido, fatores de modificação de condição de superfície, fatores de modificação de tamanho, fatores de modificação de carga, fatores de modificação de temperatura, fatores de confiabilidade, fatores de modificação por efeitos variados e limites de resistência à fadiga não corrigido para os impulsadores.

Seção transversal	k_a	k_b	k_c	k_d	k_e	k_f	S_e' [MPa]	S_e [MPa]
A-A	0,8620	0,9883	1,0000	1,0250	0,8140	1,0000	257,50	183,06
B-B	0,8620	0,9823	1,0000	1,0250	0,8140	1,0000	257,50	181,94
C-C	0,8620	0,9883	1,0000	1,0250	0,8140	1,0000	257,50	183,06

Fonte: Próprio autor.

Diâmetro mínimo e coeficiente de segurança

Para calcular os valores dos diâmetros mínimos para cada seção transversal dos impulsadores, utilizou-se um torque de 8,5 N.m que foi dimensionado e será apresentado posteriormente na determinação do motor.

Por intermédio das Equações 43 e 44, foram obtidos os valores dos diâmetros mínimos dos impulsadores para cada seção transversal e seu respectivo fator de segurança.

Na Tabela 27 estão mostrados os valores obtidos para os coeficientes de segurança e diâmetros mínimos para cada seção transversal dos impulsadores, conforme Figura 44.

Tabela 27 Coeficiente de segurança e diâmetro mínimo para eixo suporte dos impulsadores.

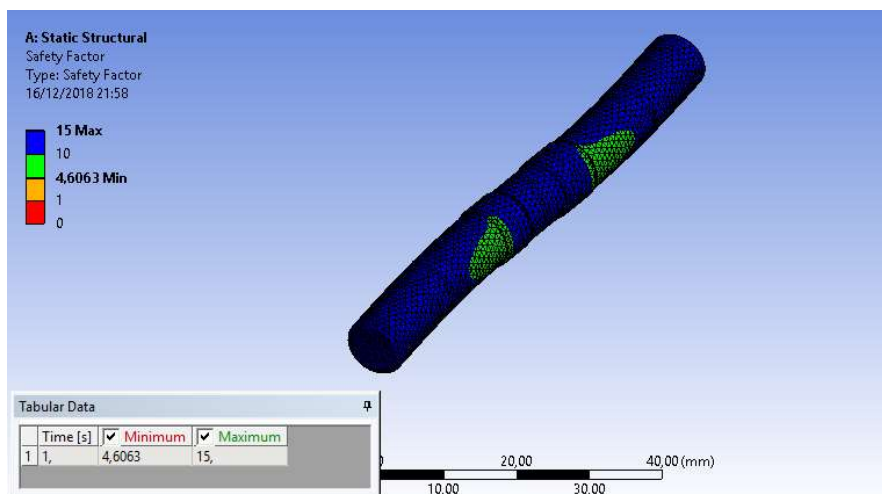
Seção transversal	N	Ø_{Mín.} [mm]
A-A	---	---
B-B	---	---
C-C	4,66	5,82

Fonte: Próprio autor.

Para comprovação dos valores obtidos dos coeficientes de segurança apresentados na Tabela 27, foi realizado uma simulação computacional utilizando software ANSYS, conforme mostrado na Figura 45.

Os valores obtidos via simulação computacional apresentaram resultados próximos dos analíticos representados na Tabela 27.

Figura 45 Coeficiente de segurança dos impulsadores.

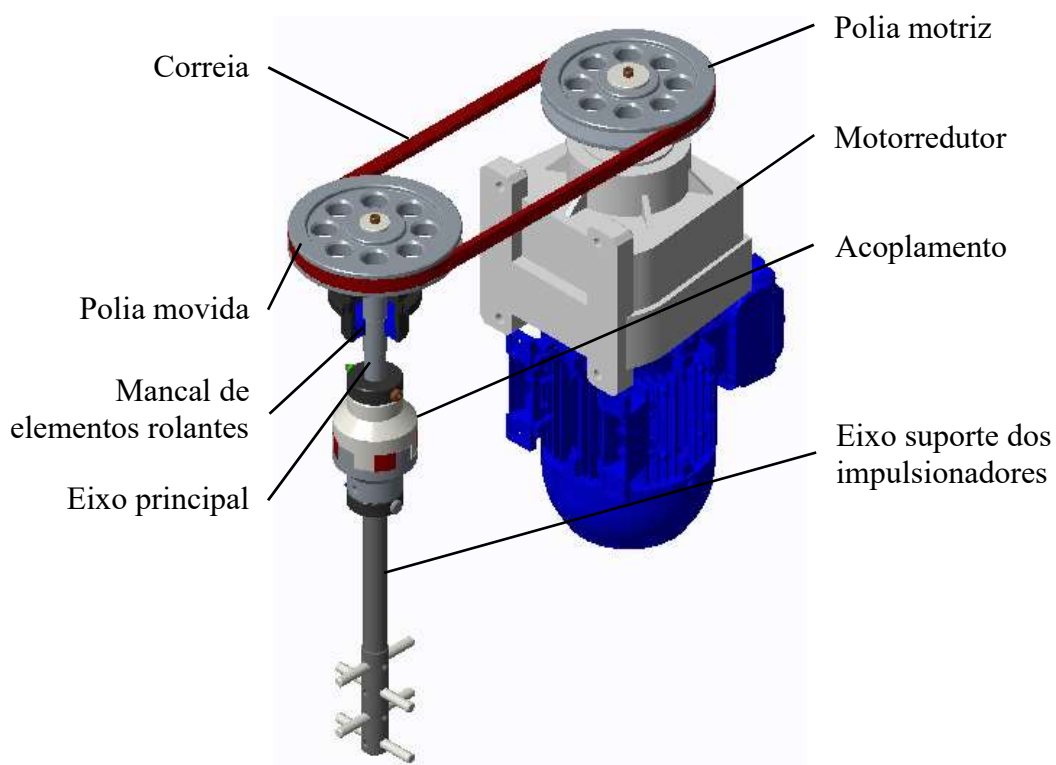


Fonte: Próprio autor.

5.2 Sistema de transmissão

O sistema de transmissão do moinho *Attritor* mostrado pela Figura 46 será dimensionado, conforme descrito a seguir.

Figura 46 Sistema de transmissão.



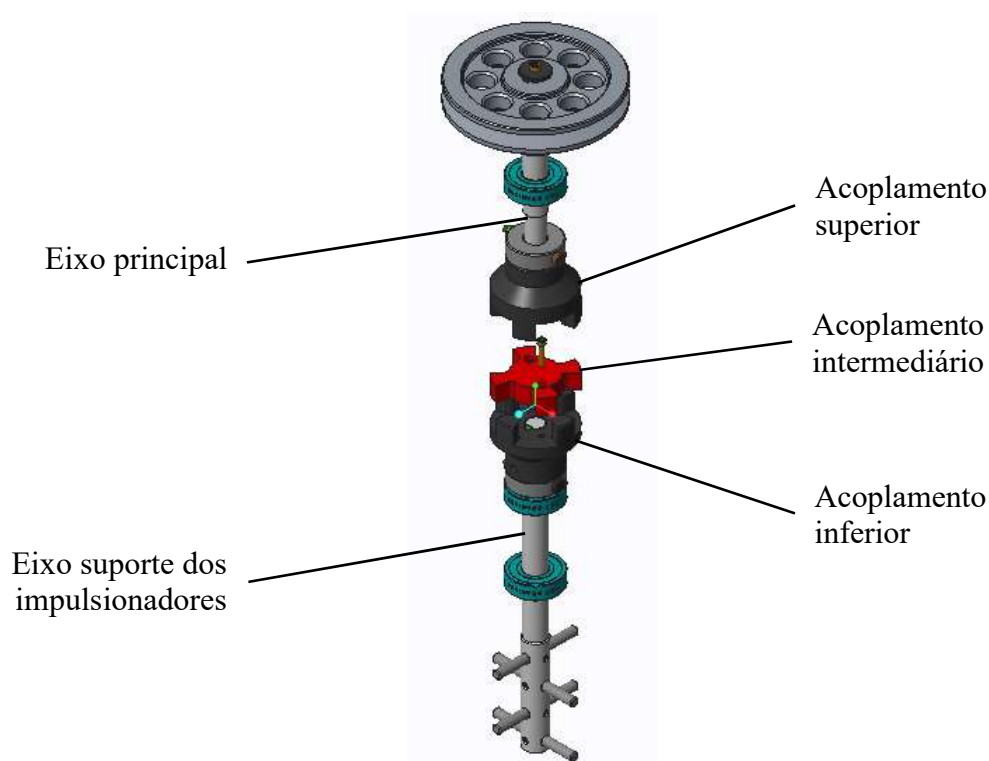
Fonte: Autor próprio.

5.2.1 Acoplamento

O sistema utilizado foi o acoplamento complacente, devido ele absorver desalinhamento axial, angular e paralelo. Ele é recomendado para transmissão de pequenas potências. Sendo que este deve transmitir um torque de 8,5 N.m. A Figura 47 ilustra o acoplamento empregado neste projeto.

Segundo o próprio fabricante, este acoplamento é projetado para transmitir um torque máximo de 11 N.m e é recomendado para ser utilizado em eixos de diâmetro máximo de 25 mm.

Figura 47 Acoplamento complacente.



Fonte: Próprio autor.

5.2.2 Correias

A correia adequada para esta aplicação é a correia em "V" a potência transmitida é de 0,5 kW. Com uma velocidade periférica da correia de 5 m/s.

O comprimento primitivo da correia (L_p) foi obtido por intermédio da Equação 45. Para a determinação do valor do comprimento primitivo padronizado (L_p), foi utilizado o catálogo de correia em V perfil A do fabricante Gates (Anexo 4).

Os valores do comprimento primitivo da correia, determinado e padronizado estão representados na Tabela 28.

Tabela 28 Comprimento primitivo da correia em "V".

L_p [mm]	L_p
1013,82	A39

Fonte: Próprio autor.

A potência admissível por correia (H_{adm}) foi obtida utilizando a Equação 47 e as Tabelas 9 e 10 que especificam os fatores de correção de ângulo de abraçamento e o fator de correção do comprimento da correia, respectivamente. A Tabela 29 determina a potência admissível da correia em "V".

Os valores obtidos para a potência admissível por correia (H_{adm}), fator de correção de ângulo de abraçamento (K_1), fator de correção do comprimento da correia (K_2), potência tabelada (H_{tab}) estão representados na Tabela 29.

Tabela 29 Potência admissível.

H_{adm} [kW]	K_1	K_2	H_{tab} [kW]
0,5872	0,75	0,90	0,87

Fonte: Próprio autor.

A potência de projeto (H_d) foi obtida utilizando a Equação 48 e a Tabela 11 que define o fator de serviço. A Tabela 30 determina a potência de projeto da correia em "V".

Os valores obtidos para a potência de projeto (H_d), potência nominal (H_{nom}), fator de serviço (K_s) e fator de projeto (n_d) estão representados na Tabela 30.

Tabela 30 Potência de projeto.

H_d [kW]	H_{nom} [kW]	K_s	n_d
0,41	0,37	1,1	1

Fonte: Próprio autor.

O número de correias (N_d) foi obtido aplicando a Equação 49. Os resultados obtidos para o número de correias (N_d), potência de projeto (H_d) e potência admissível por correia (H_{adm}) foram apresentados na Tabela 31.

Tabela 31 Número de correias.

N_d	H_{adm} [kW]	H_d [kW]
1	0,5872	0,41

Fonte: Próprio autor.

O fator de segurança (n_{fs}) foi obtido aplicando a Equação 50. Os resultados obtidos para o fator de segurança (n_{fs}), potência admissível por correia (H_{adm}), potência nominal (H_{nom}), número de correias (N_d), fator de serviço (K_s), foram apresentados na Tabela 32.

Tabela 32 Fator de segurança.

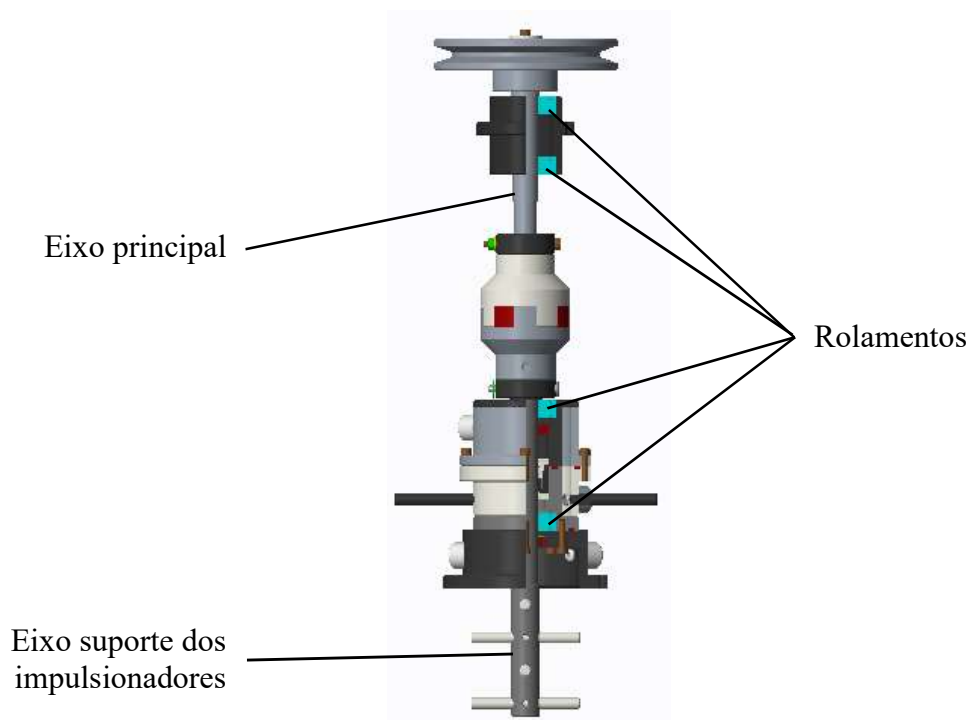
n_{fs}	H_{adm} [kW]	N_d	H_{nom} [kW]	K_s
1,44	0,5872	1	0,37	1,1

Fonte: Próprio autor.

5.2.3 Mancais

Os mancais empregados neste projeto são mancais de elementos rolantes. Todos os rolamentos utilizados foram radiais de esferas com vedação de baixo atrito dos dois lados. A Figura 48 ilustra as suas respectivas montagens no eixo principal e no eixo suporte dos impulsionadores.

Figura 48 Montagem dos rolamentos no eixo principal e no eixo suporte dos impulsadores.



Fonte: Próprio autor.

O catálogo de rolamento rígido de uma carreira de esferas estampado (Anexo 5) mostra as dimensões principais dos rolamentos utilizados.

Conhecidos os valores das forças atuantes nos mancais e segundo especificação do rolamento definido (SKF 5204-2RSL), foi obtido, segundo catálogo de rolamento rígido de uma carreira de esferas estampado (Anexo 5) do fabricante, o valor da capacidade de carga dinâmica do rolamento.

A vida em fadiga do respectivo rolamento foi obtida por intermédio da Equação 51.

Os valores acima descritos, estão apresentados na Tabela 33.

Tabela 33 Vida em fadiga dos rolamentos de esferas.

Aplicação	P [kN]	C_D [kN]	L₁₀ [10⁶ rev.]	L₁₀ [hora]
Eixo principal	0,151	13,5	741612	1,98E+07
Eixo principal	0,571	13,5	13215	3,67E+05
Eixo suporte dos impulsadores	0,057	13,5	13285464	3,67E+09
Eixo suporte dos impulsadores	0,512	13,5	18331	5,09E+05

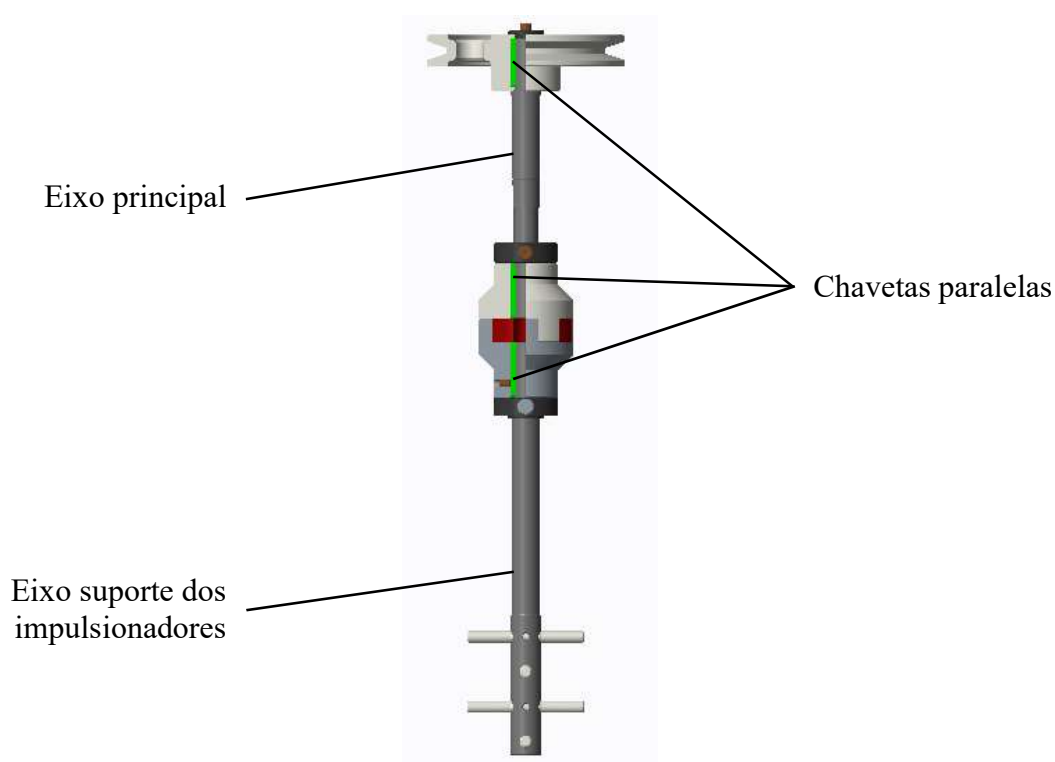
Fonte: Próprio autor.

Segundo Grupo SKF (2015) a faixa da vida útil de um rolamento para aplicação em moinhos rotativos é de varia de 10000 á 25000 horas operacionais. O rolamento do eixo principal que possui uma carga dinâmica de 0,571 kN é o mancal que tem a menor vida em fadiga, entretanto, muito superior a vida útil especificada pelo fornecedor para esta aplicação.

5.2.4 Chavetas

No projeto do moinho *Attritor* foi definido a utilização de chavetas paralelas devido a simplicidade na fabricação e montagem. A Figura 49 mostra a localização das chavetas utilizadas.

Figura 49 Chavetas montadas no eixo principal e no eixo suporte dos impulsadores.



Fonte: Próprio autor.

Segundo a norma DIN 6886 (1979), ela recomenda a utilização de chavetas com dimensões de 5 mm de largura e 5 mm de altura, considerando os diâmetros das seções transversais dos eixos onde elas são montadas (seções com $\varnothing 17$ mm).

A determinação da força de cisalhamento atuante na chaveta foi dada pela utilização da Equação 52, apresentando um valor de 1000 N.

Foi definido que serão utilizados o aço SAE 1006 para construção das chavetas, o coeficiente de segurança adotado foi igual a 1,5.

Para determinação do comprimento das chavetas foram utilizados as Equações 55 e 56, e para resistir a ação das forças de cisalhamento e compressão, foi definido aquela que apresentou o maior comprimento, ou seja, comprimento igual à 12,14 mm.

A Tabela 34 apresenta os comprimentos das chavetas conforme mencionado no parágrafo anterior.

Tabela 34 Comprimento das chavetas paralelas.

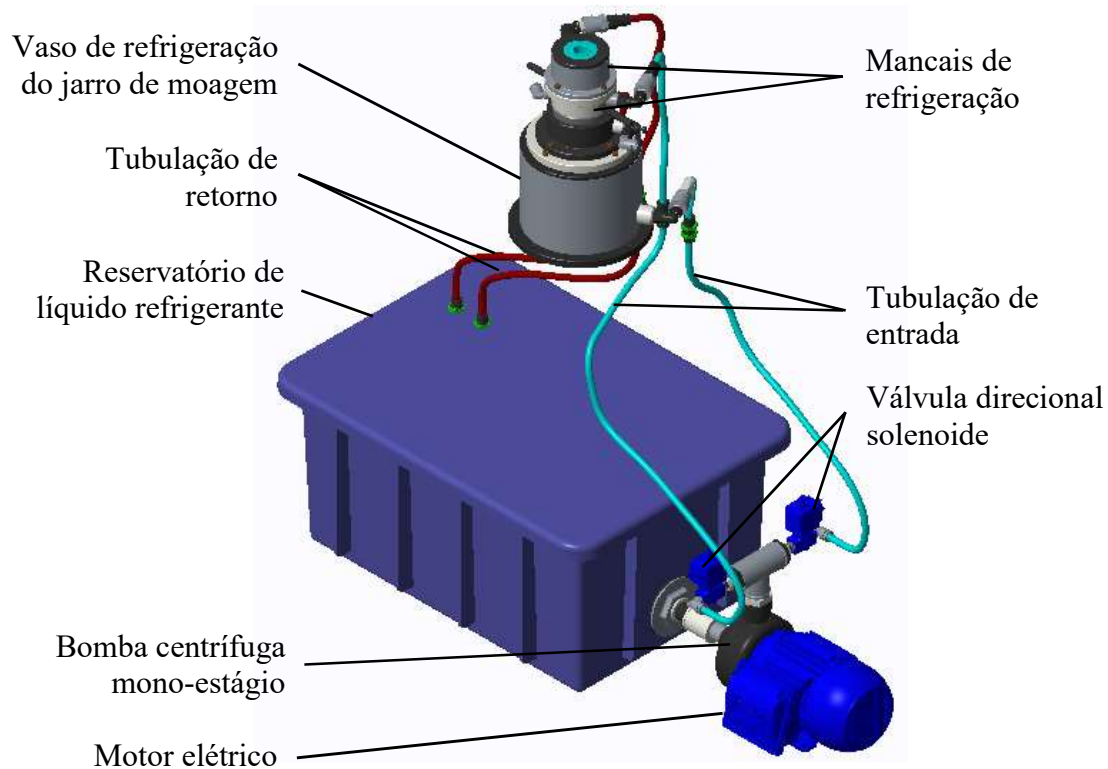
Aplicação	L_c Compressão [mm]	L_c Cisalhamento [mm]	L_c Adotado [mm]
Eixo principal	3,57	12,14	13
Eixo principal	3,57	12,14	13
Eixo suporte dos impulsionadores	3,57	12,14	13

Fonte: Próprio autor.

5.3 Sistema de Refrigeração

O sistema de refrigeração do moinho *Attritor* mostrado pela Figura 50 foi dimensionado conforme a seguir.

Figura 50 Sistema de refrigeração.

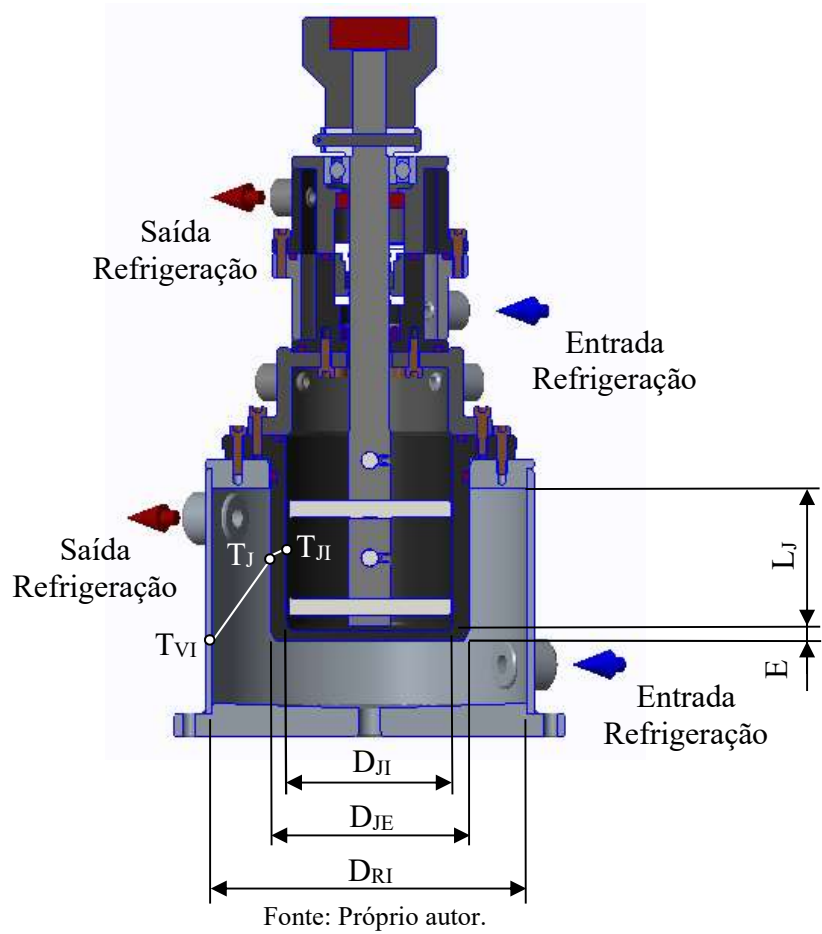


Fonte: Próprio autor.

5.3.1 Dimensionamento do fluxo de calor

A Figura 51 demonstra as dimensões do jarro e do reservatório além dos pontos de temperatura do jarro interna (T_{JI}), temperatura do jarro externa (T_{JE}) e temperatura interna do reservatório (T_{VI}).

Figura 51 Dimensões do jarro e do vaso de refrigeração.



Botero *et al.* (2009) define as temperaturas do sistema de refrigeração a temperatura do jarro interna (T_{JI}) é 225°C, a temperatura média da água (T_{MA}) é 22°C e a temperatura ambiente (T_{AMB}) é de 25°C, elas foram apresentadas na Tabela 35.

Tabela 35 Temperaturas do sistema de refrigeração.

T_{JI}	T_{MA}	T_{AMB}
[°C]	[°C]	[°C]
225,0	22,0	25,0

Fonte: Próprio autor.

As dimensões do jarro de moagem e do vaso de refrigeração foram obtidas do projeto, diâmetro do reservatório interno (D_{VI}), diâmetro do jarro externo (D_{JE}), diâmetro do jarro interno (D_{JI}), comprimento do jarro de moagem interno (L_{JI}) e espessura da parede do jarro de moagem (E). Estes valores estão mostrados na Tabela 36.

Tabela 36 Dimensões e temperaturas do jarro.

D_{VI}	D_{JE}	D_{Jl}	L_{Jl}	E
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
160	101,5	93,5	78,0	4

Fonte: Próprio autor.

Segundo Incropera *et al.* (2014) a condutividade térmica no aço inoxidável AISI 316 está demonstrado no Anexo 7. Realizou-se a interpolação e foi obtida a condutividade térmica de 16,7 W/(m.K) para 225°C (498,15 K).

Empregando-se a Equação 60 foi obtido o resultado da resistência térmica de condução da parede lateral do jarro de moagem apresentado na Tabela 37.

Tabela 37 Resistência térmica de condução da parede lateral do jarro de moagem.

R_{condP}	k	L_{Jl}	r_{Jl}	r_{JE}
[W/°C]	[W/(m.K)]	[mm]	[mm]	[mm]
0,010	16,7	78,0	46,75	50,75

Fonte: Próprio autor.

Empregando-se a Equação 58 foi obtido o resultado da resistência térmica de condução fundo do jarro de moagem apresentado na Tabela 38.

Tabela 38 Resistência térmica de condução do fundo do jarro de moagem.

R_{condF}	k	D_{JE}	E
[W/°C]	[W/(m.K)]	[mm]	[mm]
0,029	16,7	101,5	4

Fonte: Próprio autor.

A coeficiente de transferência de calor da água tem uma faixa de variação entre 720 a 1700, foi utilizado o maior valor visando maximizar o fator de segurança na refrigeração (Anexo 9). Aplicou-se a Equação 64 foi obtido o resultado da resistência térmica de convecção da parede lateral e do fundo do jarro de moagem apresentado na Tabela 39.

Tabela 39 Resistência térmica de convecção da parede lateral do jarro de moagem.

R_{convJ}	h	L_{JI}	D_{JE}
[W/°C]	[W/(m ² .K)]	[mm]	[mm]
0,017	1700	78,0	101,5

Fonte: Próprio autor.

Como as resistências térmicas testão em série utilizou-se a Equação 66 para determinar a resistência térmica equivalente e o resultado determinado foi apresentado na Tabela 40.

Tabela 40 Resistência térmica total do jarro de moagem.

R_{Eq}	R_{condP}	R_{condF}	R_{convJ}
[W/°C]	[W/°C]	[W/°C]	[W/°C]
0,057	0,010	0,029	0,017

Fonte: Próprio autor.

Foi determinado a taxa de transferência de calor equivalente por intermédio da Equação 68 e foi mostrado na Tabela 41.

Tabela 41 Taxa de transferência de calor equivalente do jarro de moagem.

q_{Eq}	R_{Eq}	T_{JI}	T_{MA}
[W]	[W/°C]	[°C]	[°C]
3531,78	0,057	225,0	22,0

Fonte: Próprio autor.

Segundo Incropera *et al.* (2014) o calor específico da água está demonstrado no Anexo 8. Interpolando, obtém-se o calor específico de 4180 J/(kg.K) para 22°C (295,15 K).

Para elevar a temperatura do refrigerante (água) de 22°C para 225°C utilizando a Equação 69 determinou-se a vazão mássica requerida e a vazão volumétrica requerida do fluido conforme mostra a Tabela 42.

Tabela 42 Vazão mássica e vazão volumétrica do refrigerante.

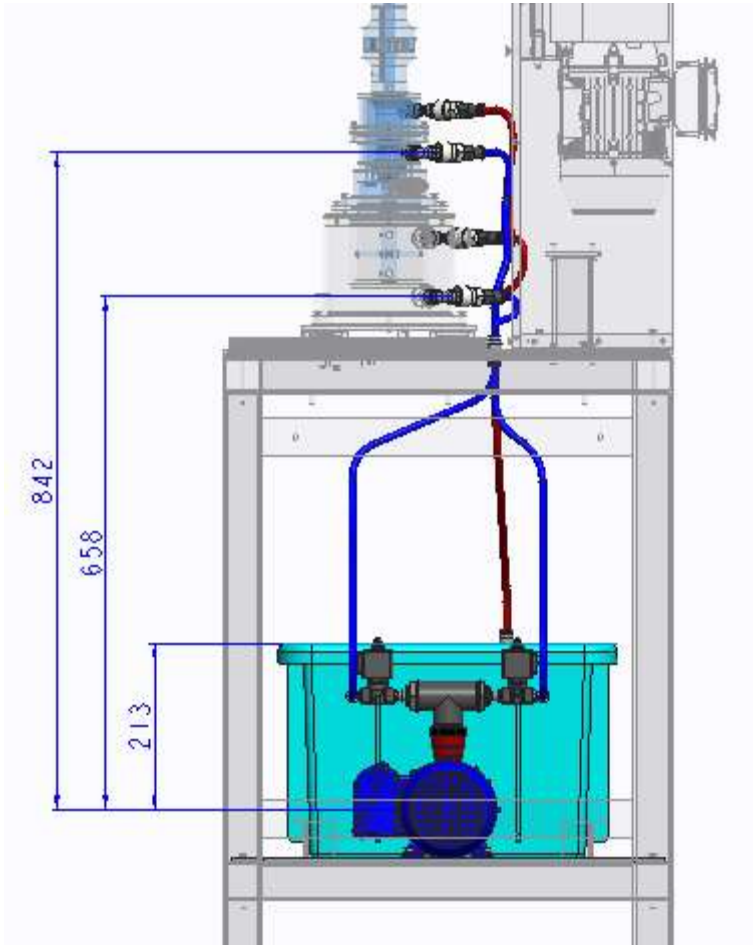
$\dot{m}_{req}$	Q_{req}	C_p	T_{JI}	T_{MA}
[kg/s]	[m³/s]	[J/kg.K]	[°C]	[°C]
284,8E-03	284,8E-06	4180	225	22

Fonte: Próprio autor.

5.3.2 Dimensionamento da bomba

A Figura 52 apresenta o sistema de refrigeração e suas alturas de aspiração e recalque.

Figura 52 Dimensões do sistema de refrigeração.



Fonte: Próprio autor.

As faixas de variação das velocidades econômicas para as tubulações de aspiração e de recalque são de 0,5 a 1,5 m/s e 1 a 3 m/s, respectivamente. Foi adotado a velocidade de recalque de 2,5 m/s.

A vazão disponível (Q_{disp}) é aproximadamente 3 vezes maior que a vazão requerida (Q_{req}), portanto a refrigeração será mais que suficiente para retirar o calor do jarro de moagem conforme apresentado na Tabela 43.

Tabela 43 Coeficiente de segurança da refrigeração.

N_{ref}	Q_{disp} [m ³ /s]	Q_{req} [m ³ /s]
2,34	666,67E-06	284,8E-06

Fonte: Próprio autor.

A Tabela 44 apresenta os componentes existentes nas tubulações de aspiração e recalque.

Tabela 44 Componentes de sistema de refrigeração.

Posição	Componentes	Quantidade	Unidade
Aspiração	Tubo de aço galvanizado $\varnothing 1'' \times 50$	2	PÇ
	Luva $\varnothing 1'' \times \varnothing 1''$	1	PÇ
	Conexão Tê $\varnothing 1''$	1	PÇ
	Redução de $\varnothing 1'' \times \varnothing 3/4''$	2	PÇ
	Redução de $\varnothing 3/4'' \times \varnothing 1/2''$	2	PÇ
	Redução de $\varnothing 1/2'' \times \varnothing 3/8''$	2	PÇ
Recalque	Redução de $\varnothing 3/8'' \times \varnothing 1/4''$	2	PÇ
	Válvula solenoide gaveta $\varnothing 1/4''$	2	PÇ
	Conexão L $\varnothing 1/4''$	6	PÇ
	Tubo de PVC $\varnothing 16 \times \varnothing 12$	1,76	m
	Conexão de passagem $\varnothing 16 \times \varnothing 16$	6	PÇ
	Engate rápido macho $\varnothing 16$	4	PÇ
	Engate rápido fêmea $\varnothing 16$	4	PÇ

Fonte: Próprio autor.

Para determinação do número de Reynolds na tubulação de aspiração utilizou-se a Equação 70 e os resultados estão apresentados Tabela 45.

Tabela 45 Número de Reynolds na tubulação de aspiração.

Re	d [m]	v [m/s]	v [m²/s]
1,37E+04	26,1E-03	0,52	1,004E-06

Fonte: Próprio autor.

Foi obtido o número de Reynolds $1,37 \cdot 10^4$ que é maior que 4000, então o escoamento é turbulento.

O valor obtido de rugosidade absoluta (ϵ), para tubulação de aspiração especificado como material aço galvanizado, foi mostrado na Tabela 46 e foi retirado do Anexo 10. O valor determinado de rugosidade relativa para a tubulação de aspiração está apresentado na Tabela 46 e foi obtido por intermédio da Equação 71.

Tabela 46 Rugosidade relativa na tubulação de aspiração.

Rugosidade Relativa	ϵ [mm]	d [mm]
7,66E-03	0,20	26,1

Fonte: Próprio autor.

Utilizou-se o valor de rugosidade relativa e o número de Reynolds na tubulação de aspiração e foi obtido o fator de atrito ou fator de resistência por meio do diagrama de Moody (Anexo 6) conforme demonstrado na Tabela 47.

Tabela 47 Fator de atrito ou fator de resistência na tubulação de aspiração.

f	Rugosidade Relativa	Re
0,039	7,66E-03	1,37E+04

Fonte: Próprio autor.

Empregou-se a Equação 72 e foi calculado a perda de carga na tubulação de aspiração conforme mostrado na Tabela 48.

Tabela 48 Perda de carga na tubulação de aspiração.

J_{Pa}	f	l	d_i	v
[m]		[m]	[m]	[m/s]
0,0021	0,039	0,1	0,0261	0,52

Fonte: Próprio autor.

O resultado da altura total de aspiração está apresentado na Tabela 49 e foi obtido por intermédio da Equação 79.

Tabela 49 Altura total de aspiração.

H_a	h_a	v₀	J_{Pa}
[m]	[m]	[m/s]	[m]
0,2274	0,213	0,52	0,0021

Fonte: Próprio autor.

Para determinação do número de Reynolds na tubulação de recalque utilizou-se a Equação 70 e os resultados estão apresentados Tabela 50.

Tabela 50 Número de Reynolds na tubulação de recalque.

Re	d	v₃	v
	[m]	[m/s]	[m²/s]
2,99E+04	12,0E-03	2,5	1,004E-06

Fonte: Próprio autor.

Foi obtido o número de Reynolds $2,99 \cdot 10^4$ que é maior que 4000, então o escoamento é turbulento.

O valor obtido de rugosidade absoluta (ϵ) para tubulação de recalque especificado como material PVC, foi mostrado na Tabela 51 e foi retirado do Anexo 9. O valor determinado de rugosidade relativa para a tubulação de recalque está apresentado na Tabela 51 e foi obtido por intermédio da Equação 71.

Tabela 51 Rugosidade relativa na tubulação de recalque.

Rugosidade	ε	d
Relativa	[mm]	[mm]
1,25E-03	0,015	12

Fonte: Próprio autor.

Utilizou-se o valor de rugosidade relativa e o número de Reynolds na tubulação de recalque e foi obtido o fator de atrito ou fator de resistência por meio do diagrama de Moody (Anexo 6) conforme demonstrado na Tabela 52.

Tabela 52 Fator de atrito ou fator de resistência na tubulação de recalque.

f	Rugosidade	Re
	Relativa	
0,028	1,25E-03	2,99+04

Fonte: Próprio autor.

Os valores dos coeficientes de perdas localizadas (K) dos respectivos componentes foram obtidos por intermédio da Tabela 12 e estão apresentados na Tabela 53.

O resultado das perdas localizadas (J_{Pr}) foram alcançados por meio da Equação 76 e foram mostrados na Tabela 53.

Tabela 53 Perdas localizadas na tubulação de recalque.

Componentes	Quantidade	K	v_3	J_{Pr}
	[PC]		[m/s]	[m]
Conexão Tê $\varnothing 1"$	1	1,80	2,5	0,573
Redução de $\varnothing 1" \times \varnothing 3/4"$	2	0,15	2,5	0,095
Redução de $\varnothing 3/4" \times \varnothing 1/2"$	2	0,15	2,5	0,095
Redução de $\varnothing 1/2" \times \varnothing 3/8"$	2	0,15	2,5	0,095
Redução de $\varnothing 3/8" \times \varnothing 1/4"$	2	0,15	2,5	0,095
Válvula direcional solenoide $\varnothing 1/4"$	2	0,20	2,5	0,127
Válvula de retenção	2	2,5	2,5	1,592
Conexão L $\varnothing 1/4"$	6	1,50	2,5	2,867
Total				5,54

Fonte: Próprio autor.

Comprimento equivalente total é a soma do comprimento físico e a total de perdas localizadas que estão apresentados na Tabela 54.

Tabela 54 Comprimento total da tubulação de recalque.

l_T	l	J_{Pr}
[m]	[m]	[m]
7,30	1,76	5,54

Fonte: Próprio autor.

Empregou-se a Equação 72 e foi calculado a perda de carga na tubulação de recalque conforme mostrado na Tabela 55.

Tabela 55 Perda de carga na tubulação de recalque.

J_{Pr}	f	l_T	d	v_3
[m]		[m]	[m]	[m/s]
5,42	0,028	7,30	0,012	2,5

Fonte: Próprio autor.

O resultado da altura total de recalque está apresentado na Tabela 56 e foi obtido por intermédio da Equação 82.

Tabela 56 Altura total de recalque.

H_r	h_r	J_{Pr}
[m]	[m]	[m]
5,94	0,84	5,42

Fonte: Próprio autor.

A bomba está “afogada” conforme mostra a Figura 52, portanto utilizou-se a Equação 83 para determinar a altura manométrica de elevação. O valor obtido da altura manométrica está apresentado na Tabela 57.

Tabela 57 Altura manométrica de elevação.

H	h_a	h_r	J_{Pa}	J_{Pr}	v₀
[m]	[m]	[m]	[m]	[m]	[m/s]
6,19	0,213	0,84	0,0021	5,42	0,52

Fonte: Próprio autor.

Para bombas menores que 2 cv deve-se aplicar um rendimento de 50% segundo Tabela 13. Para determinação da potência do motor elétrico (N_{MB}) aplicou-se a Equação 94 e o resultado está apresentado na Tabela 58.

Tabela 58 Potência elétrica do motor da bomba.

N_{MB}	Q	H	η
[cv]	[m³/s]	[m]	
0,046	0,00028	6,19	0,50

Fonte: Próprio autor.

Foi determinado a bomba centrífuga mono-estágio modelo IDB-35, código AAB101003, com a fabricante Ferrari (Anexo 11). A potência do motor da bomba centrífuga mono-estágio é 0,25 cv, maior que a potência requerida para realizar o trabalho (0,046 cv). Portanto o equipamento especificado atende com folgas as necessidades do projeto quanto a vazão, altura manométrica e a potência.

Tem-se a necessidade de averiguação quanto a cavitação da bomba. Isso é possível determinando no $NPSH_{disp}$ e o $NPSH_{req}$.

Empregou-se a Equação 96 para a obtenção do $NPSH_{disp}$ e o valor está reportado na Tabela 59.

Tabela 59 $NPSH_{disp}$.

NPSH_{disp}	H_b	h_a	J_{Pa}	h_v
[m]	[m]	[m]	[m]	[m]
8,92	8,95	0,213	0,0021	0,238

Fonte: Próprio autor.

Aplicou-se a Equação 97 para a obtenção do $NPSH_{req}$ e o valor está apresentado na Tabela 60.

Tabela 60 NPSH_{req.}

NPSH _{req}	σ	H	v ₀
[m]	[m]	[m]	[m/s]
0,19	0,03	6,19	0,52

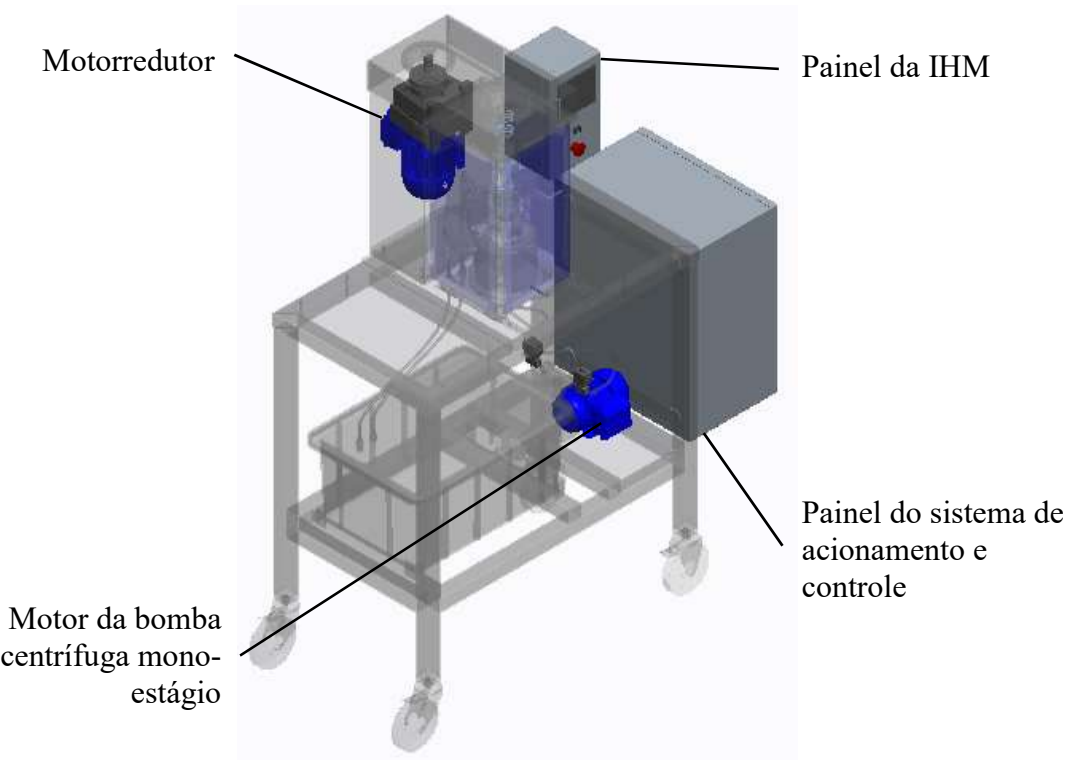
Fonte: Próprio autor.

As Tabelas 62 e 63 apresentaram os valores de NPSH_{disp} e NPSH_{req} ficou constatado que o primeiro é maior que o segundo, portanto a bomba não cavitará (Equação 95).

5.4 Sistema de energia e controle

O sistema de energia e controle do moinho *Attritor* mostrado pela Figura 53 foi dimensionado conforme a seguir.

Figura 53 Sistema de energia e controle.



Fonte: Próprio autor.

O sistema de energia e controle utilizou IHM onde é inserido os parâmetros de processo de moagem pelo usuário. O IHM informa estes parâmetros ao CLP que processa estas entradas e controla as saídas.

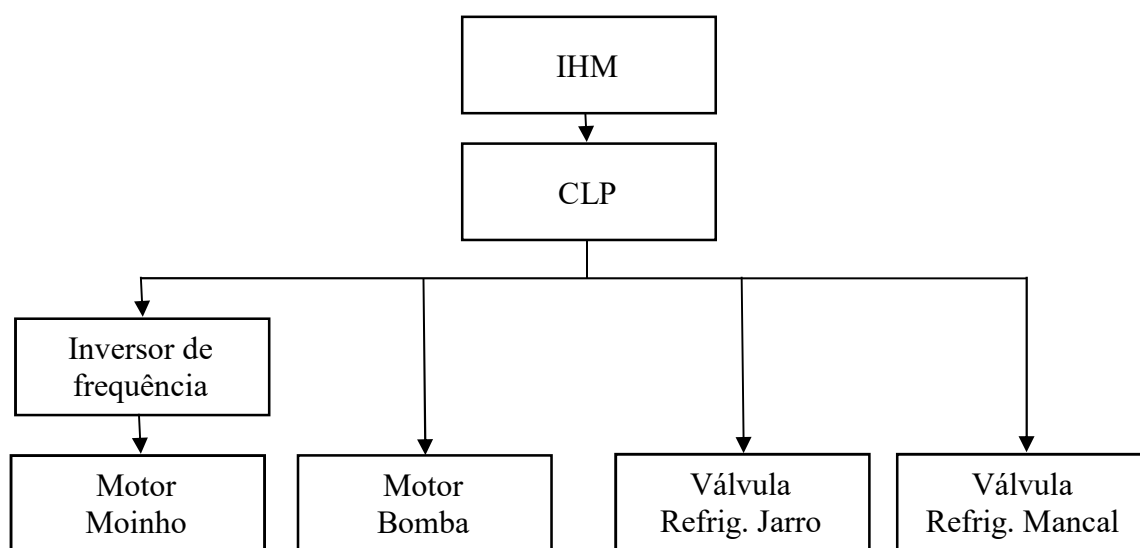
O CLP controla os parâmetros de entrada do inversor de frequência, quanto a rotação, sentido e rampa de aceleração e de desaceleração. O CLP também é responsável pelo

acionamento das válvulas solenoides direcionais e do motor da bomba centrífuga mono-estágio, estes últimos dois são encarregados de controlar o fluxo do fluido de refrigeração.

O inversor de frequência aciona e controla o motor trifásico do motorredutor do sistema de moagem quanto a rotação, sentido e número de ciclos, rampa de aceleração e de desaceleração.

A Figura 54 mostra um diagrama de blocos do sistema de energia e controle do moinho *Attritor*.

Figura 54 Diagrama de blocos do sistema de acionamento.



Fonte: Próprio autor.

5.4.1 Motores elétricos utilizados no projeto do moinho *Attritor*

Os motores elétricos utilizados neste projeto são de corrente alternada, assíncronos e rotor de gaiola de esquilo devido ao baixo custo de aquisição e manutenção.

5.4.1.1 Motor elétrico da bomba centrífuga mono-estágio

O motor elétrico da bomba centrífuga mono-estágio é um monofásico com potência de 0,25 cv, 2 polos, tensão de alimentação 127-220 v. O dimensionamento já foi realizado anteriormente.

5.4.1.2 Motor elétrico do motorredutor

O motor do motorredutor aplicado no sistema de moagem é trifásico com potência de 0,37 kW, 4 polos e tensão de alimentação 220 v conforme Anexo 12.

A rotação do rotor (n) foi obtida por meio do Anexo 12. Determinou-se o escorregamento do motor utilizando a Equação 98 e o resultado está demonstrado na Tabela 61.

Tabela 61 Escorregamento do motor do motorreductor.

S	n_s	n
[%]	[rpm]	[rpm]
2,77	1800	1750

Fonte: Próprio autor.

Nos motores trifásicos existem apenas duas variáveis (número de polos e frequência) para alteração da rotação. Sendo que o número de polos é uma característica da construção do motor e a frequência da rede é determinada pela concessionária. A rotação do motor do motorreductor é obtida por meio da Equação 99 e descrita na Tabela 62.

Tabela 62 Rotação do motor do motorreductor.

n	f	p
[rpm]	[Hz]	
1800	60	4

Fonte: Próprio autor.

Foram utilizadas as Equações 1 e 2 para determinar a potência estimada do motor do motorreductor e o valor obtido está demonstrando na Tabela 63.

Tabela 63 Potência estimada do motor do motorreductor.

P_{EM}	N_{IMP}	v_{∞}	D_J	D_A	ϵ_R	H_A	ρ_s	ρ_L	V_J
[W]		[m/s]	[m]	[m]		[m]	[kg/m³]	[kg/m³]	[m³]
95,87	4	600	0,085	0,083	0,50	0,0125	7850	1000	5,67E-04

Fonte: Próprio autor.

Foi especificado um motor do motorreductor com uma potência de 0,37 kW, 4 polos, rotação de saída 428 rpm conforme Anexo 12.

A potência real do motor do motorreductor foi mostrada por meio do Anexo 12. O coeficiente de segurança do motor do motorreductor foi determinada aplicando a Equação 3 e está apresentado na Tabela 64.

O coeficiente de segurança obtido foi de 3,85 visando atender a ampla faixa de variação de rotação do motor do motorreductor de 35 a 140% da rotação nominal. Como o equipamento é autoventilado, em baixas rotações sua refrigeração é ineficiente podendo causar danos ao enrolamento. Filippo Filho (2013) e Franchi (2007), recomendam que o dimensionamento da potência do motor seja maior ou utilizar um motor com a carcaça maior.

Tabela 64 Coeficiente de segurança do motor do motorreductor.

N	P_{RM}	P_{EM}
	[W]	[W]
3,85	370	95,87

Fonte: Próprio autor.

A rotação na saída do motorreductor é de 428 rpm quando o motor deste equipamento permanecer na rotação nominal de 1750 rpm, conforme apresentado no Anexo 12. O torque na saída do motorreductor foi obtido por intermédio da Equação 4 e está apresentado na Tabela 65.

Tabela 65 Torque na saída do motorreductor.

T_{RM}	P_{RM}	n_M
[N.m]	[kW]	[rpm]
8,5	0,37	428

Fonte: Próprio autor.

O valor obtido do toque na saída do motorreductor foi aplicado no dimensionamento do eixo principal, eixo suporte dos impulsionadores e dos próprios impulsionadores.

5.4.2 Inversores de frequência utilizado no projeto do moinho *Attritor*

O inversor de frequência aplicado neste projeto foi o inversor com controle escalar devido ao atendimento das necessidades técnicas e ao custo menor quando comparado com o inversor com controle vetorial.

A especificação da potência do inversor de frequência deve ser igual ou superior que a potência do motor do motorreductor. Com base na potência do motor do motorreductor (0,37 kW) foi especificado o conjunto inversor de frequência contendo os seguintes módulos: módulo de potência 0,55 kW – 2,3 A para motor trifásico, unidade de controle PROFINET e um painel de operação básico conforme Anexo 13. A Figura 55 mostra o conjunto do inversor de frequência especificado.

Figura 55 Conjunto inversor de frequência.



Fonte: Adaptado de (SIEMENS, 2017).

5.4.3 Controlador lógico programável (CLP) utilizado no projeto do moinho *Attritor*

O controlador lógico programável é do mesmo fornecedor que o inversor de frequência que é a Siemens. A principal justificativa é a facilidade de comunicação entre os equipamentos. O CLP irá controlar o inversor de frequência.

Devido a necessidade de quantidade de entradas digitais, entradas analógicas, saídas digitais e principalmente a comunicação com o inversor de frequência o equipamento contém a seguinte configuração:

- Número de entradas digitais: 8 DI;
- Número de entradas analógicas: 2 AI;
- Número de saídas digitais (saída a relê 2A): 6 DO;
- Capacidade de memória: 75kB;
- Saída para cabo PROFINET;
- O cabo PROFINET é a conexão entre o CLP e o inversor de frequência.

A Figura 56 apresenta o CLP utilizado no projeto do moinho *Attritor*.

Figura 56 CLP utilizando no projeto do moinho *Attritor*.



Fonte: Adaptado de (SIEMENS, 2017).

5.4.4 Interface homem-máquina (IHM) utilizado no projeto do moinho *Attritor*

A interface homem-máquina é do mesmo fornecedor do controlador lógico programável é do inversor de frequência visando a facilidade de comunicação entre eles conforme Figura 57.

Este equipamento foi especificado no projeto devido ao seu baixo custo e a facilidade de programação.

Figura 57 IHM utilizado no projeto do moinho *Attritor*.



Fonte: Adaptado de (SIEMENS, 2017).

5.4.5 Demais equipamentos eletro-eletrônico

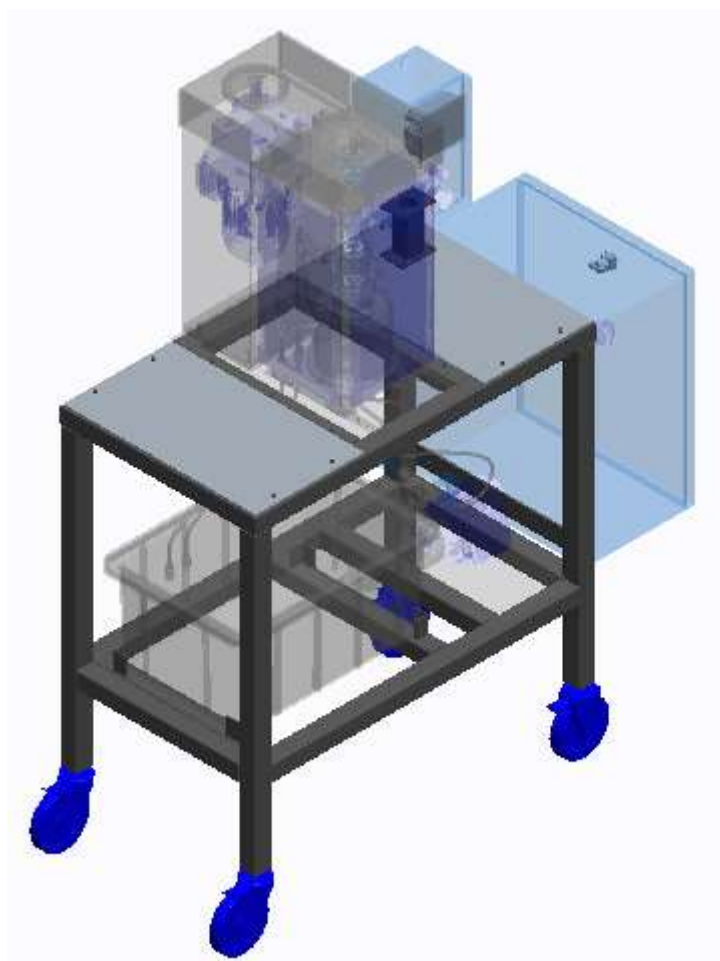
Os equipamentos de proteção, botões de acionamento, sensores, caixa elétrica, etc, estão apresentados nos esquemas elétricos no Anexo 16.

5.5 Estrutura do moinho *Attritor*

Foi utilizado no projeto do moinho *Attritor* uma estrutura rígida soldada, com rodízios, para suportar uma carga de aproximadamente 2451 N, que representa o peso da parte mecânica, equipamentos eletro-eletrônicos e com o reservatório completo com líquido refrigerante. A estrutura foi apresentada na Figura 58.

Foi utilizado tubo quadrado de 50x50mm. Os rodízios especificados foram fixos e giratórios com freio, o material da banda de rodagem das rodas é de borracha termoplástica. Os rodízios especificados suportam uma carga de 1078 kgf cada um (Anexo 14). O emprego de rodízios na estrutura foi para facilitar o deslocamento do equipamento.

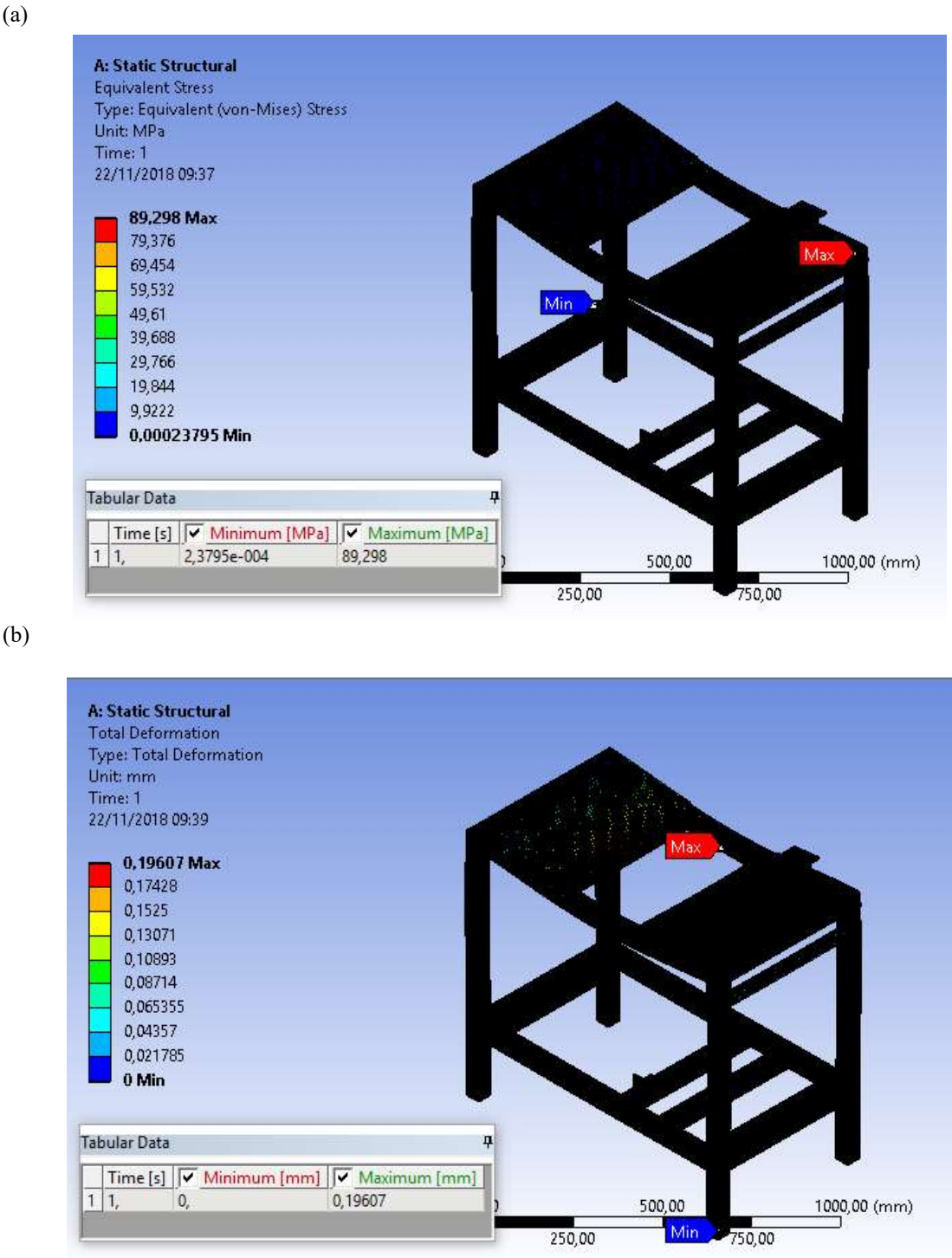
Figura 58 Estrutura do moinho *Attritor*.



Fonte: Próprio autor.

As Figuras 59(a) e (b) apresentam a tensão equivalente de von Mises e a deformação obtidas por intermédio de análises computacionais utilizando o software ANSYS.

Figura 59 (a) Tensão equivalente de von Mises. (b) Deformação.



Fonte: Próprio autor.

O material do tubo quadrado é SAE 1010, segundo fornecedor, suas propriedades mecânicas são resistência à tração 365 MPa e tensão de escoamento de 305 MPa. Como a tensão máxima pontual obtida por intermédio da simulação é 89,298 MPa. Verificou-se que a estrutura está bem dimensionada para suportar as cargas (pesos dos componentes).

5.6 Sistema de segurança

O moinho *Attritor* tem componentes rotativos que se expostos poderiam causar acidentes tanto no usuário quanto ao acompanhante. Existem dois potenciais riscos de acidentes. O primeiro caso é a rotação do conjunto polia e correia, o segundo caso é a giro dos eixos principal, suporte dos impulsadores e o acoplamento.

Visando atender a norma de segurança NR 12, e mitigando os riscos de acidentes, foram projetados os seguintes sistemas de segurança que enclausurará por chapas de proteção fixas os potenciais locais de risco.

O primeiro caso, o conjunto polia e correia, foi idealizado uma proteção fixa de chapas, o qual o operador não necessita acessar durante o *set-up* e a operação.

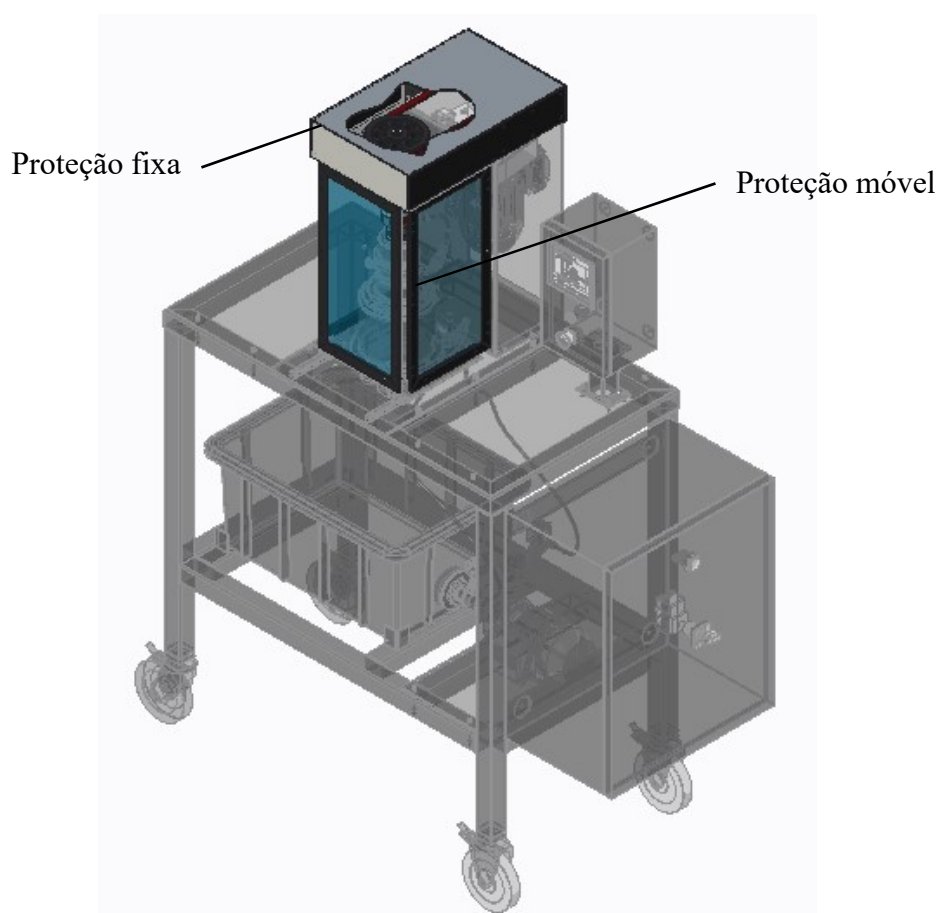
O segundo caso, foi projetado um sistema de proteção utilizando portas reduzindo significativamente o acesso quando o equipamento está operando. Ele foi configurado como chapas de acrílico sustentado por uma estrutura de chapas de aço. Foi inserido sensores indutivos na parte fixa do dispositivo, para detecção do fechamento das portas. O CLP deverá receber identificação de portas fechadas, somente quando esta condição for satisfeita, o moinho *Attritor* estará apto para entrar em operação.

Objetivando atender a norma de segurança NR10, os equipamentos eletro-eletrônicos serão acondicionados dentro de painéis elétricos, e os cabos estarão dentro de tubos conduítes, visando minimizar o risco de acidentes.

O moinho *Attritor* foi projetado buscando uma altura ideal de operação que consiste em abastecimento e desabastecimento, foi idealizado para atender um público com estatura média do brasileiro.

A Figura 60 apresenta o moinho *Attritor* com o sistema de segurança.

Figura 60 Sistema de segurança.



Fonte: Próprio autor.

6 CONCLUSÃO

A seguir serão abordados os aspectos mais relevantes no desenvolvimento deste trabalho.

Na ótica prática, o desenvolvimento deste projeto pode ser dividido em três estágios: problematização, estudo sobre o problema, aquisição de conhecimento e implementação, sendo que estes estágios interagem entre si.

Ficou constatado que o objetivo principal deste projeto foi completado com êxito, visto que, o moinho *Attritor* projetado é de fácil fabricação, montagem, operação e atende as normas de segurança vigentes. O equipamento está em fase de construção, apesar dos custos estimados inicialmente para compra de materiais foram excedidos em aproximadamente 20%.

Verificou-se por meio de modelamento 3D que os mecanismos não contem nenhuma interferência.

Foi dimensionado os principais componentes do sistema de moagem, aplicando análise estática, no jarro de moagem, eixo principal, eixo suporte dos impulsionadores e os impulsionadores. Todos os itens citados obtiveram um coeficiente de segurança maior que 1,5 especificado no início do projeto. Sendo que o menor valor obtido, foi no eixo principal, porém ainda excedeu em aproximadamente 4% do valor estimado.

Foi realizado uma análise computacional nos principais componentes do sistema de moagem utilizando o software ANSYS (*Static Structural*). Constatou-se uma diferença muito pequena entre os valores obtidos utilizando os métodos analítico e o computacional, a maior variação foi evidenciada no dimensionamento do eixo principal, esta é de aproximadamente 3%. Verificou-se que os principais componentes do sistema de moagem atendem as solicitações mecânicas impostas a eles.

Foi realizado o dimensionamento do sistema de refrigeração, sendo que a bomba tem capacidade de fornecimento de uma vazão de até 140% acima da necessidade para arrefecimento do jarro de moagem.

Verificou-se que o sistema de energia e acionamento foi dimensionado para atender a potência exigida pelo moinho *Attritor*, com margem de segurança devido a sua ampla faixa de rotação do motorreductor. Também foi constatado que os equipamentos de controle, IHM, CLP e inversor de frequência são amigáveis quanto a programação e operação.

Observou-se que o sistema de segurança, mitigou o risco de acidentes, em virtude de, operar somente quando as porta móveis estiverem fechadas.

6.1 Sugestões para trabalhos futuros

Realizar um estudo comparativo para verificar a granulometria de uma liga cominuída no moinho Attritor fabricado com relação a um equipamento similar existente no mercado utilizando os mesmos parâmetros de processo.

Fazer estudo de viabilidade técnica e financeira de adaptação de uma bomba de nitrogênio líquido no moinho Attritor desenvolvido.

Estudar a influência da refrigeração do jarro de moagem na geometria e no tamanho das partículas do material processado.

Analisar o efeito da utilização do nitrogênio líquido na refrigeração do jarro de moagem quanto ao tempo de processamento, granulometria e geometria das partículas.

REFERÊNCIAS

- ASM. **ASM Handbook, Powder Metal Technologies and Applications**, 1998. (Nota técnica).
- ASM HANDBOOK. **ASM Handbook, Powder Metal Technologies and Applications**, 1998. (Nota técnica).
- BEER, F. P. *et al.* **Mecânica dos Materiais**. 5ª ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda, 2011.
- BENJAMIN, J. S.; VOLIN, T. E. Mechanism of Mechanical Alloying. **Metall Trans**, v. 5, n. 8, p. 1929–1934, 1974.
- BOTERO, F. *et al.* Diseño de un molino de bolas tipo atritor. v. 1, n. 4, p. 1425–1431, 2009.
- BRANDES, E. A. **Smithells Metals Reference Book**. 6ª ed. Lodon: Butterworths, 1983.
- BRITO, F. I. G.; MEDEIROS, K. F.; LOURENÇO, J. M. Um estudo teórico sobre a sinterização na metalurgia do pó. **Holos**, v. 3, p. 204–211, 2007.
- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 10ª ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda, 2016.
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de Calor e Massa: Uma Abordagem Prática**. 4ª ed. [s.l.] AMGH Editora Ltda, 2012.
- CHIAVERINI, V. **Metalurgia do Pó**. [s.l.] ABM - Associação Brasileira de Metalurgia, 2001.
- DUSHKIN, A. V. High-Energy Ball Milling. **High-Energy Ball Milling**, p. 224–247, 2010.
- FAIRES, V. M. **Elementos de Orgânicos de Máquinas**. 2ª ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 1985.
- FILIPPO FILHO, G. **Motor de Indução**. 2ª ed. São Paulo: Editora Érica Ltda, 2013.
- FRANÇA JR., H.; SOUZA, M. P.; DE MARCO FILHO, F. Sistema Especialista para Dimensionamento de Chavetas e Estrias. **15 th Brazilian Congress of Mechanical Engineering**, p. 10, 1999.
- FRANCHI, C. M. **Acionamento Elétricos**. 5ª ed. São Paulo: Editora Érica Ltda, 2007.
- GATES, C. **Correias Industriais**, 2015.
- GILMAN, P. S.; BENJAMIN, J. S. Mechanical Alloying. p. 279–300, 1983.
- GRUPO SKF. **Rolamento de Esferas**. Shutterstock.com., , 2015.
- HASSANI, A.; BAGHERPOUR, E.; QODS, F. Influence of pores on workability of porous Al/SiC composites fabricated through powder metallurgy + mechanical alloying. p. 132–142, 2014.
- HEWITT, S. A.; LAOUI, T.; KIBBLE, K. K. Effect of milling temperature on the synthesis and consolidation of nanocomposite WC–10Co powders. **International Journal of Refractory Metals and Hard Materials**, v. 27, n. 1, p. 66–73, 2009.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos Materiais**. 7ª ed. São Paulo: Pearson, 2009.

HONG, L. B.; BANSAL, C.; FULTZ, B. Steady state grain size and thermal stability of nanophase Ni₃Fe and Fe₃X (X = Si, Zn, Sn) synthesized by ball milling at elevated temperatures. **Nanostructured Materials**, v. 4, n. 8, p. 949–956, 1994.

HOSSEINI-GOURAJOUBI, F. *et al.* Effect of process control agents on synthesizing nanostructured 2Mg–9Ni–Y catalyst by mechanical milling and its catalytic effect on desorption capacity of MgH₂. **Advanced Powder Technology**, v. 26, n. 2, p. 448–453, 2015.

INCROPERA, F. P. *et al.* **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 7ª ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2014.

JANOT, R.; GUÉRARD, D. Ball-milling in liquid media: Applications to the preparation of anodic materials for lithium-ion batteries. **Progress in Materials Science**, v. 50, n. 1, p. 1–92, 2005.

KELLY, E. G.; SPOTTISWOOD, D. J. **Introduction to Mineral Processing**. 1ª ed. Somerset: Inc., John Wiley & Sons, 1982.

LU, L.; LAI, M. O.; ZHANG, S. Diffusion in mechanical alloying. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 67, p. 100–104, 1997.

MACINTYRE, A. J. **Bombas e Instalações de Bombeamento**. 2ª ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 1987.

MADAVALI, B. *et al.* Effects of atmosphere and milling time on the coarsening of copper powders during mechanical milling. **Powder Technology**, v. 256, n. April, p. 251–256, 2014.

MARIN, J. **Mechanical Behavior of Engineering Materials**. 4ª ed. Englewood Cliffs: Prentice-Hall of India Pvt.Ltd, 1962.

MIKRON. **Mikrons Grinding & Dispersion Made Easy**, 2018.

MILLS, A. F. **Heat Transfer**. 2ª ed. New Jersey: Prentice-Hall of India Pvt.Ltd, 1998.

MINATTI, J. L.; FURLAN, G. M. C.; RODRIGUES, J. D. OBTENÇÃO E CARACTERIZAÇÃO DE PÓS DE Ti-13Nb-13Zr POR MOAGEM DE ALTA ENERGIA PARA APLICAÇÕES BIOMÉDICAS. **VI Conferência Brasileira sobre Temas de Tratamento Térmico**, p. 324–332, 2012.

MOBASHERPOUR, I.; TOFIGH, A. A.; EBRAHIMI, M. Effect of nano-size Al₂O₃ reinforcement on the mechanical behavior of synthesis 7075 aluminum alloy composites by mechanical alloying. **Materials Chemistry and Physics**, v. 138, n. 2–3, p. 535–541, 2013.

MORAN, M. J. *et al.* **Introdução à Engenharia de Sistemas Térmicos**. 1ª ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2005.

MOUMENI, H. *et al.* Hyperfine interactions and structural features of Fe-44Co-6Mo (wt.%) nanostructured powders. **Materials Chemistry and Physics**, v. 138, p. 209–214, 2013.

NASCIMENTO JUNIOR, G. C. **Máquinas Elétrica - Teoria e Ensaios**. 4ª ed. São Paulo:

Editora Érica Ltda, 2010.

NOLL, C. J.; LIPSON, C. Allowable Working Stresses. **Society for Experimental Stress Analysis**, v. 3, n. 2, p. 29, 1946.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas**. 4^a ed. Porto Alegre: B, 2013.

NOVEX. **Novex Sinônimo de Rodas e Rodízios** Santana do ParnaíbaNovex, , 2016.

NR-10. **Segurança em Instalações e Serviços em Eletricidade**. Texto dado pela Portaria GM n.º 598, de 07/12/2004, 2018

NR-12. **Segurança no Trabalho em Máquinas e Equipamentos**. Redação dada pela Portaria SIT n.o 197, de 17/12/10, 2018

NR-17. **Ergonomia**. Redação dada pela Portaria MTPS n.o 3.751, de 23/09/90, 2018

PETRUZELLA, F. D. **Controladores Lógicos Programáveis**. 4^a ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda, 2014.

POOLE, A. D. *et al.* Low Temperature Transient Liquid Phase Sintering of 7075 Aluminium Alloy. **Euro PM2011 – PM Lightweight Materials**, v. 3, 2009.

REYES, C. G. *et al.* Diseño y Construcción de un Molino de Atricción con Sistema de Control Atmosférico y de Temperatura para la Obtención de Compuestos Aleados Mecánicamente. n. May, 2014.

RIBEIRO, H. **Desenvolvimento de Ligas para Revestimentos por PTA Resistentes à Cavitação**. [s.l.] Universidade Federal de Santa Catarina, 2007.

ROSENKRANZ, S.; BREITUNG-FAES, S.; KWADE, A. Experimental investigations and modelling of the ball motion in planetary ball mills. **Powder Technology**, v. 212, n. 1, p. 224–230, 2011.

RYDIN, R. W.; MAURICE, D.; COURTNEY, T. H. Milling dynamics: Part I. Attritor dynamics: Results of a cinematographic study. **Metallurgical Transactions A**, v. 24, n. 1, p. 175–185, 1993.

SALILI, S. M. *et al.* Effect of Ball Size and Ball to Powder Ratio Variation on Crystallite Size and Formation of Nanocrystalline Materials in Planetary Ball Mill. v. 127, p. 127–130, 2011.

SANG-HA HWANG, YOUNG-BIN PARK, K. H. Y. AND D. S. B. Smart Materials and Structures Based on Carbon Nanotube Composites. **Carbon Nanotubes - Synthesis, Characterization, Applications**, 2011.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BROWN, T. H. **Standard Handbook of Machine Design**. 3^a ed. New York: Education, McGraw-H, 2004.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7^a ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

SHRIVASTAVA, A. *et al.* A statistical approach for estimation of significant variables in wet

attrition milling. **Powder Technology**, v. 211, n. (1), p. 46–53, 2011.

SIEMENS. **Pasta Industria Especificações Técnicas**São PauloSiemens Ltda, , 2017.

STEINIKE, U.; TKÁČOVÁ, K. Mechanochemistry of Solids—Real Structure and Reactivity. 2000.

SUK-JOONG L.KANG. Sintering Densification, Grain Growth, and Microstructure. **Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House**, n. ISBN 978-0-7506-6385-4., p. 9–18, 2005.

SURYANARAYANA, C. Mechanical alloying and milling. **Progress in Materials Science**, v. 46, n. 1–2, p. 1–184, 2001.

SZEGVARI, A.; YANG, M. **Attritor grinding and dispersing equipment**The seminar on **Dispersion of Pigment and Resins in Fluid Media**, 1999. Disponível em: <http://www.agtgroup.cl/mining/doc/1_attritor_grinding.pdf>

TAVARES, L. M. M. **Processamento de recursos minerais I – Uma introdução aos aspectos teóricos e práticos da preparação de matérias-primas minerais**Rio de JaneiroUFRJ, , 2005.

THEBE, E. C. **Catálogo de Produtos - 60 Hz - Bombas Hidráulicas**Vargem Grande do SulThebe Ebara Corporation, , 2018.

THUMMLER, F.; OBERACKER, R. **An Introduction to Powder Metallurgy**. 1ª ed. London: Institute of Materials Series on Powder Metallurgy, 1994.

TORRES, C. S.; SCHAEFFER, L. Sinterização do compósito metal duro WC-Co. v. 3, p. 58–63, 2009.

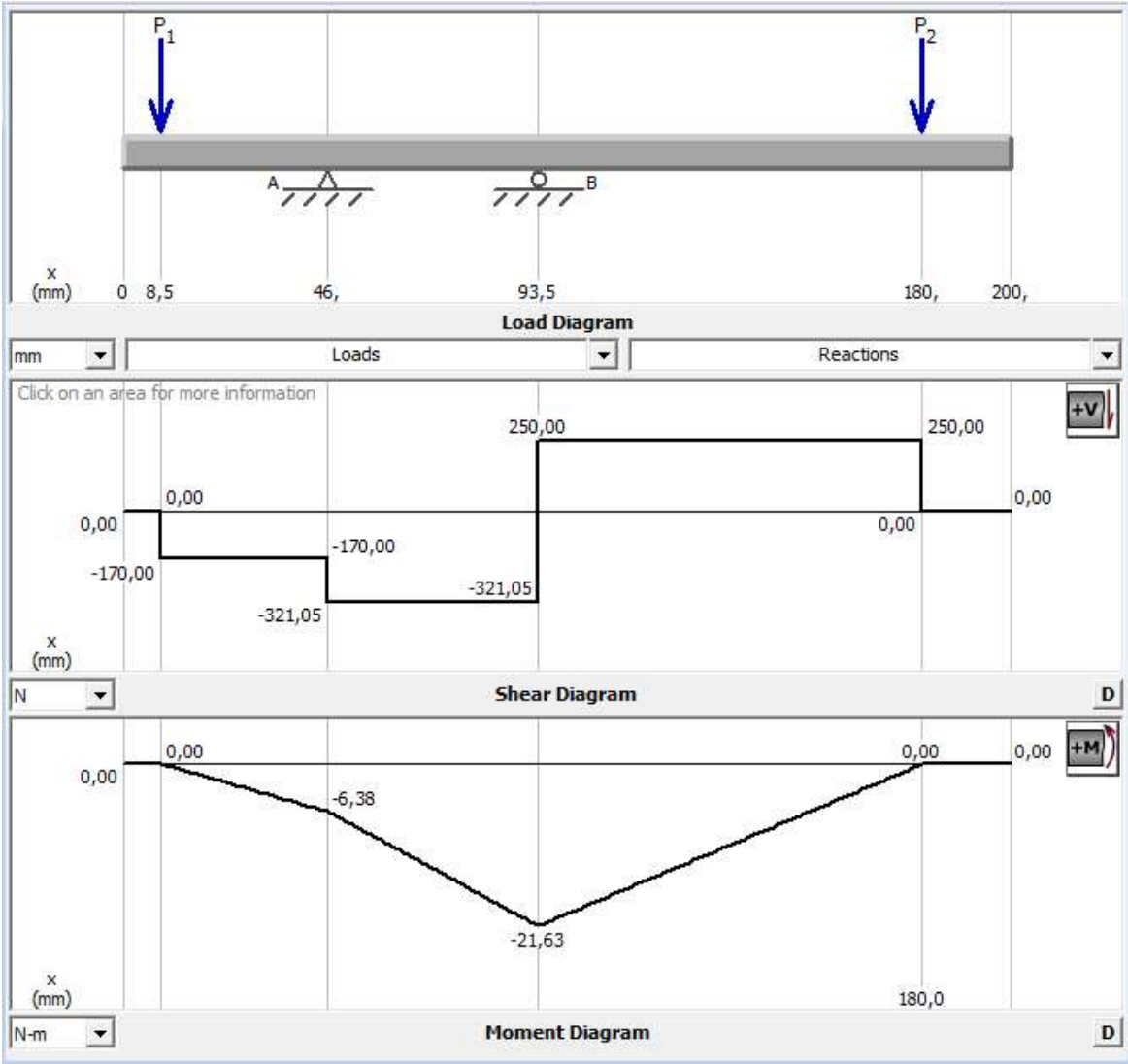
TORRES, C. S.; SHAEFFER, L. Efeito da moagem de alta energia na morfologia e compressibilidade do compósito WC-Ni. **Revista Materia**, p. 88–95, 2010.

WEGCESTARI. **Redutores e Motorredutores de Eixos Concêntricos**Monte AltoWeg Cestari, , 2016.

WONG-ÁNGEL, W. D. *et al.* Effect of copper on the mechanical properties of alloys formed by powder metallurgy. **Materials & Design**, v. 58, p. 12–18, jun. 2014.

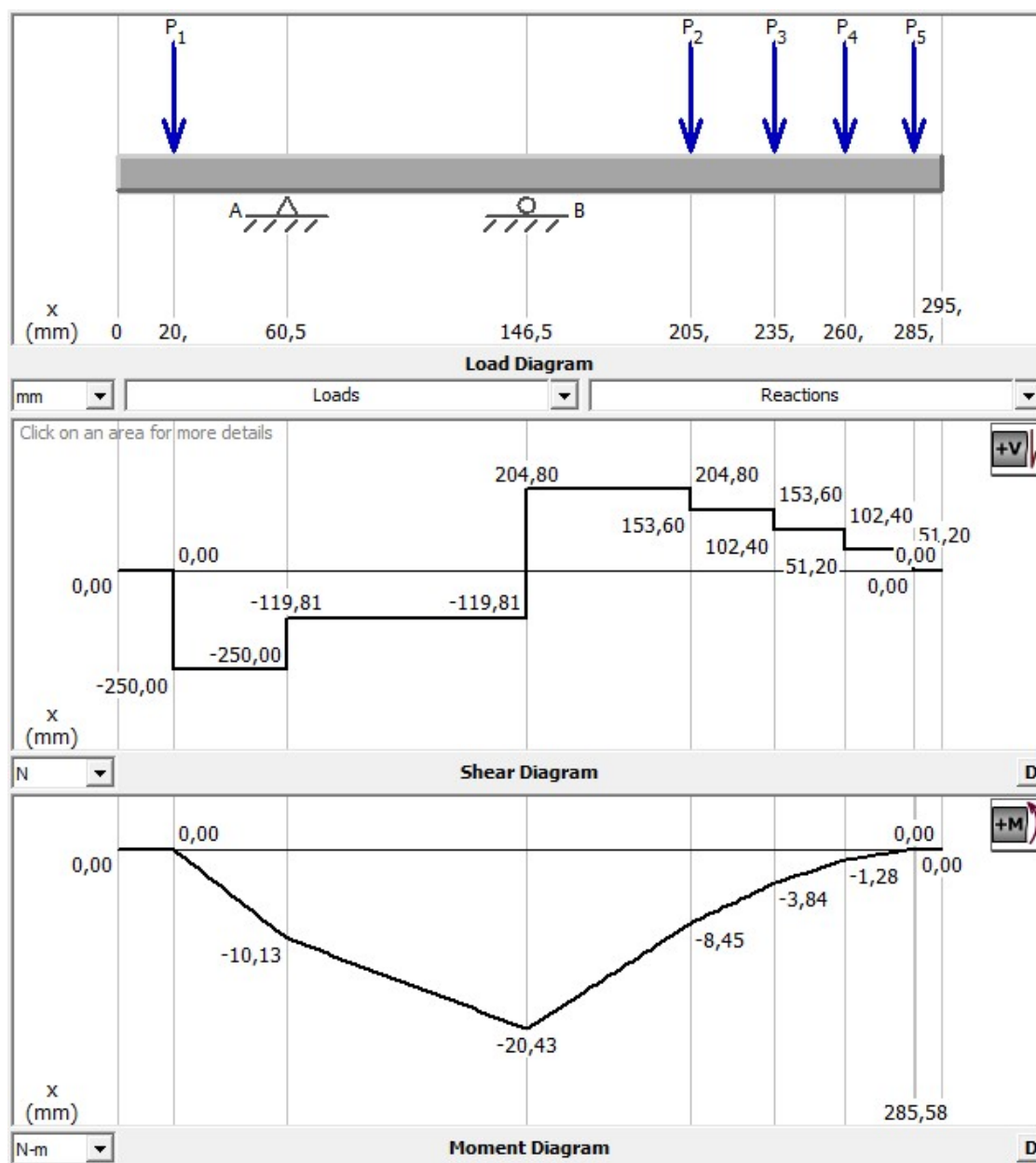
ANEXOS

Anexo 1 Diagrama de corpo livre, reações de apoio, esforço cortante e momento fletor no eixo principal.



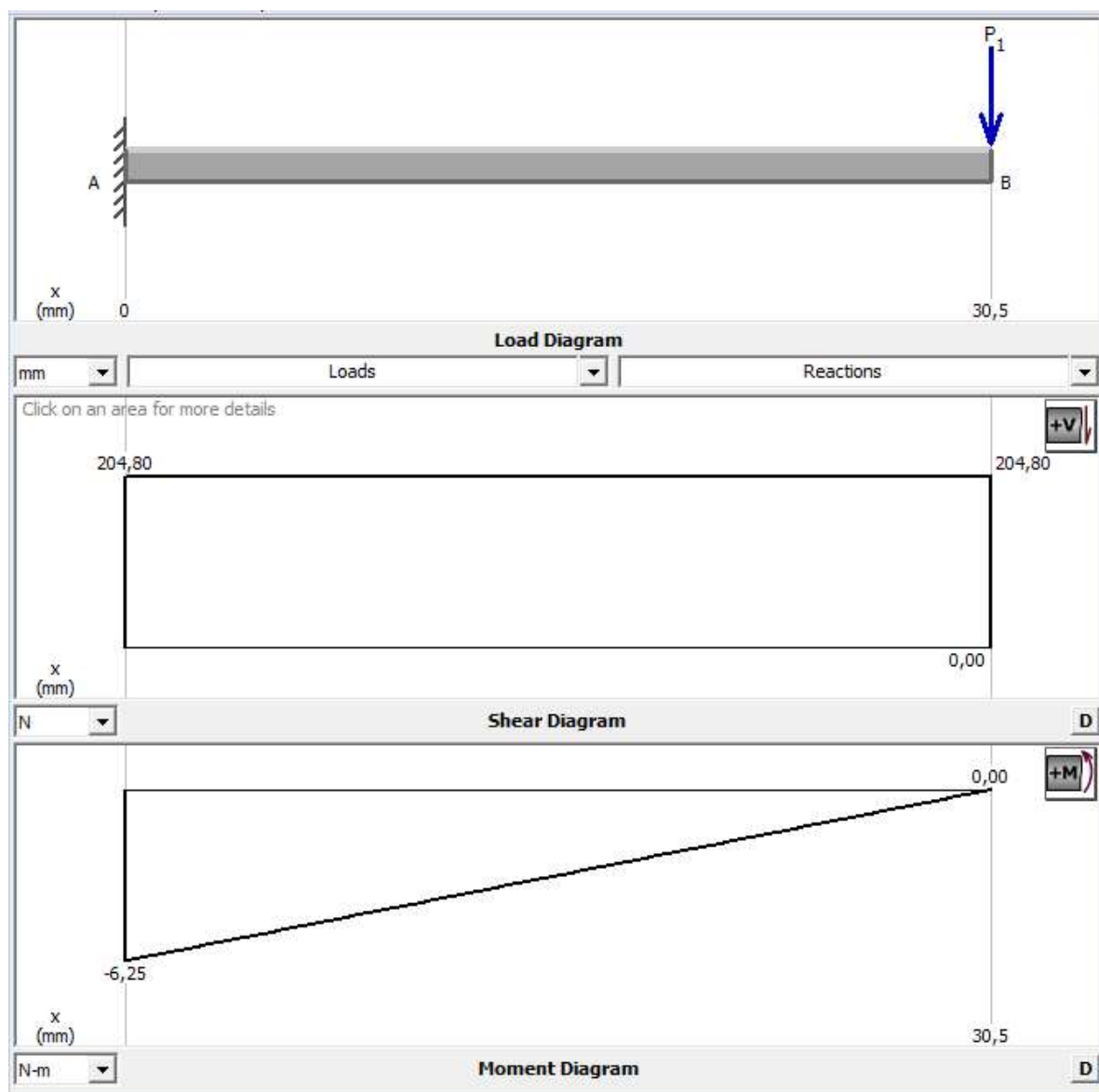
Fonte: Próprio autor.

Anexo 2 Diagrama de corpo livre, reações de apoio, esforço cortante e momento fletor nos impulsadores.



Fonte: Próprio autor.

Anexo 3 Diagrama de corpo livre, reações de apoio, esforço cortante e momento fletor no suporte dos impulsadores.

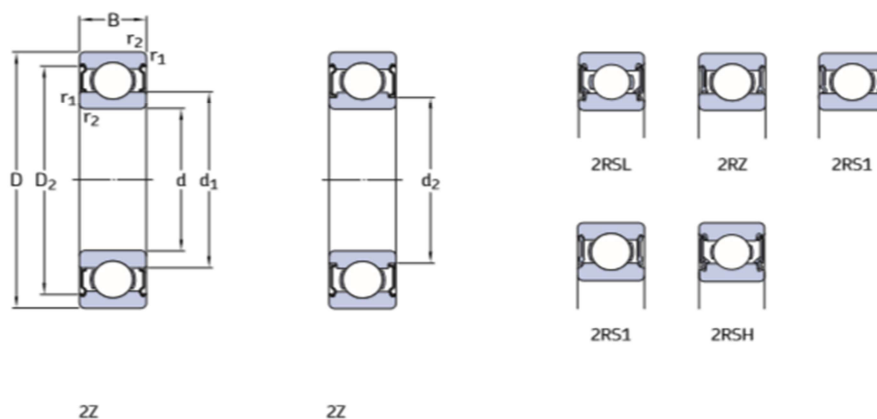


Fonte: Próprio autor.

Anexo 5 Catálogo de rolamento rígido de uma carreira de esferas estampado.

1.2 Rolamentos rígidos de uma carreira de esferas tampados

d de 20 a 25 mm



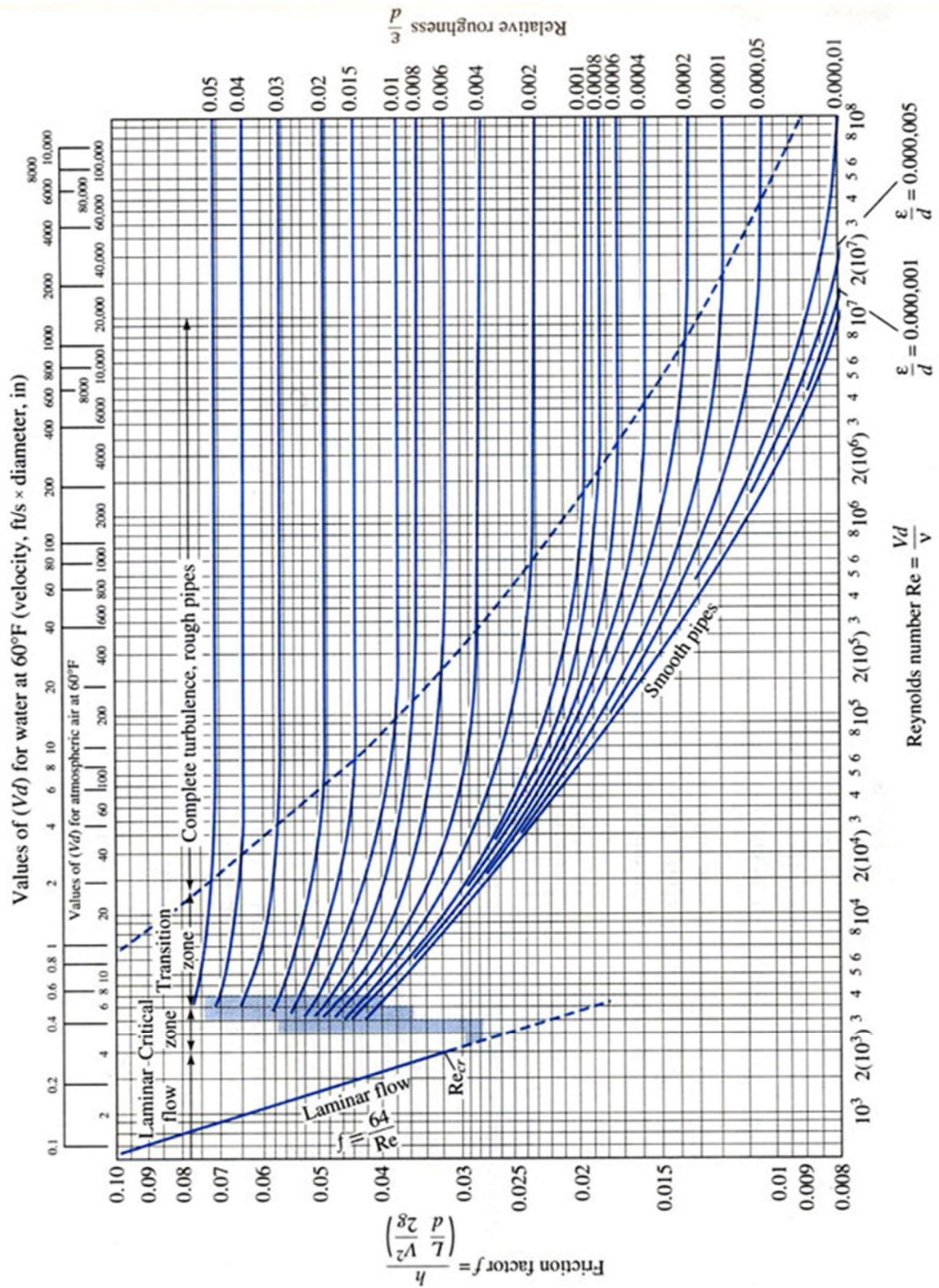
Dimensões principais			Classificações básicas de carga		Limite de carga de fadiga	Classificações de velocidade		Massa	Designações	
d	D	B	C	C ₀	P _a	Velocidade de referência	Velocidade-limite ¹⁾	kg	Rolamento tapado em ambos os lados	um lado
mm			kN		kN	r/min			–	
20 cont.	47	14	12,7	6,55	0,28	35 000	19 000	0,11	E2.6204-ZZ	–
	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	17 000	0,11	* 6204-ZZ	* 6204-Z
	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	17 000	0,11	* 6204-2RSL	* 6204-RSL
	47	14	13,5	6,55	0,28	–	10 000	0,11	* 6204-2RS1	* 6204-RSH
	47	18	12,7	6,55	0,28	–	10 000	0,13	62204-2RS1	–
	52	15	16,3	7,8	0,34	34 000	18 000	0,15	E2.6304-ZZ	–
	52	15	16,8	7,8	0,335	30 000	15 000	0,15	* 6304-ZZ	* 6304-Z
	52	15	16,8	7,8	0,335	30 000	15 000	0,15	* 6304-2RSL	* 6304-RSL
	52	15	16,8	7,8	0,335	–	9 500	0,15	* 6304-2RSH	* 6304-RSH
	52	21	15,9	7,8	0,335	–	9 500	0,21	62304-2RS1	–
22	50	14	14	7,65	0,325	–	9 000	0,12	62/22-2RS1	–
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	19 000	0,022	61805-2RZ	–
	37	7	4,36	2,6	0,125	–	11 000	0,022	61805-2RS1	–
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	18 000	0,045	61905-2RZ	–
	42	9	7,02	4,3	0,193	–	10 000	0,045	61905-2RS1	–
	47	12	11,1	6,1	0,26	35 000	18 000	0,08	E2.6005-ZZ	–
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	16 000	0,083	* 6005-ZZ	* 6005-Z
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	16 000	0,08	* 6005-2RSL	* 6005-RSL
	47	12	11,9	6,55	0,275	–	9 500	0,08	* 6005-2RSH	* 6005-RSH
	47	16	11,2	6,55	0,275	–	9 500	0,11	63005-2RS1	–
	52	15	13,8	7,65	0,325	30 000	16 000	0,13	E2.6205-ZZ	–
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	14 000	0,13	* 6205-ZZ	* 6205-Z
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	14 000	0,13	* 6205-2RSL	* 6205-RSL
	52	15	14,8	7,8	0,335	–	8 500	0,13	* 6205-2RSH	* 6205-RSH
	52	18	14	7,8	0,335	–	8 500	0,15	62205-2RS1	–
	62	17	22,9	11,6	0,49	28 000	15 000	0,23	E2.6305-ZZ	–
	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	13 000	0,23	* 6305-ZZ	* 6305-Z
	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	13 000	0,23	* 6305-2RZ	* 6305-RZ
	62	17	23,4	11,6	0,49	–	7 500	0,23	* 6305-2RS1	* 6305-RS1
	62	24	22,5	11,6	0,49	–	7 500	0,32	62305-2RS1	–

¹⁾ Para rolamentos com apenas uma placa de proteção ou com vedação sem contato (Z, RZ), são válidos os limites de velocidade para os rolamentos abertos.

* Rolamento SKF Explorer

E2 → Rolamento SKF Energy Efficient

Anexo 6 Diagrama universal de Moody.



Fonte: Adaptado do (MACINTYRE, 1987).

Anexo 7 Tabela de condutividade térmica.

TABELA A.1 Propriedades termofísicas de sólidos metálicos selecionados^a

Composição	Ponto de Fusão (K)	Propriedades a 300 K				Propriedades em Várias Temperaturas (K)														
		ρ (kg/m ³)	c_p (J/(kg·K))	k (W/(m·K))	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	k (W/(m·K))/ c_p (J/(kg·K))														
						100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500					
Aços carbono																				
Não-ligado (Mn $\leq$ 1%, Si $\leq$ 0,1%) AISI 1010	7854	434	60,5	17,7					56,7 487	48,0 559	39,2 685	30,0 1169								
	7832	434	63,9	18,8					58,7 487	48,8 559	39,2 685	31,3 1168								
Carbono-silício (Mn $\leq$ 1%, 0,1% < Si $\leq$ 0,6%) Carbono-manganes- silício (1% < Mn $\leq$ 1,65%, 0,1% < Si $\leq$ 0,6%)	7817	446	51,9	14,9					49,8 501	44,0 582	37,4 699	29,3 971								
	8131	434	41,0	11,6					42,2 487	39,7 559	35,0 685	27,6 1090								
Aços (com baixo teor de) cromo $\frac{1}{2}$ Cr- $\frac{1}{2}$ Mo-Si (0,18% C; 0,65% Cr; 0,23% Mo; 0,6% Si)	7822	444	37,7	10,9					38,2 492	36,7 575	33,3 688	26,9 969								
1 Cr- $\frac{1}{2}$ Mo (0,16% C; 1% Cr; 0,54% Mo; 0,39% Si)	7858	442	42,3	12,2					42,0 492	39,1 575	34,5 688	27,4 969								
1 Cr-V (0,2% C; 1,02% Cr; 0,15% V)	7836	443	48,9	14,1					46,8 492	42,1 575	36,3 688	28,2 969								
Aços inoxidáveis AISI 302	8055	480	15,1	3,91					17,3 512	20,0 559	22,8 585	25,4 606								
AISI 304	1670	7900	477	14,9	3,95	9,2	12,6		16,6 515	19,8 557	22,6 582	25,4 611	28,0 640	31,7 682						
AISI 316	8238	468	13,4	3,48		272	402		15,2 504	18,3 550	21,3 576	24,2 602								
AISI 347	7978	480	14,2	3,71					15,8 513	18,9 559	21,9 585	24,7 606								

^a Adaptada das Referências 1-7.Fonte: Adaptado do (INCROPERA *et al.*, 2014).

Anexo 8 Tabela de calor específico.

TABELA A.6 Propriedades termofísicas da água saturada^a

Temperatura, T (K)	Pressão, p (bar) ^b	Volume Específico (m ³ /kg)		Calor de Vaporização, h_{fg} (kJ/kg)	Calor Específico (kJ/(kg · K))		Viscosidade, (N · s/m ²)		Condutividade Térmica (W/(m · K))		Número de Prandtl		Tensão Superficial, σ · 10 ³ (N/m)	Coeficiente de Expansão, β · 10 ⁵ (K ⁻¹)	Temperatura, T (K)
		v_f · 10 ³	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	μ_f · 10 ⁶	μ_g · 10 ⁶	k_f · 10 ³	k_g · 10 ³	Pr_f	Pr_g			
273,15	0,00611	1,000	206,3	2502	4,217	1,854	1750	8,02	569	18,2	12,99	0,815	75,5	-68,05	273,15
275	0,00697	1,000	181,7	2497	4,211	1,855	1652	8,09	574	18,3	12,22	0,817	75,3	-32,74	275
280	0,00990	1,000	130,4	2485	4,198	1,858	1422	8,29	582	18,6	10,26	0,825	74,8	46,04	280
285	0,01387	1,000	99,4	2473	4,189	1,861	1225	8,49	590	18,9	8,81	0,833	74,3	114,1	285
290	0,01917	1,001	69,7	2461	4,184	1,864	1080	8,69	598	19,3	7,56	0,841	73,7	174,0	290
295	0,02617	1,002	51,94	2449	4,181	1,868	959	8,89	606	19,5	6,62	0,849	72,7	227,5	295
300	0,03531	1,003	39,13	2438	4,179	1,872	855	9,09	613	19,6	5,83	0,857	71,7	276,1	300
305	0,04712	1,005	29,74	2426	4,178	1,877	769	9,29	620	20,1	5,20	0,865	70,9	320,6	305
310	0,06221	1,007	22,93	2414	4,178	1,882	695	9,49	628	20,4	4,62	0,873	70,0	361,9	310
315	0,08132	1,009	17,82	2402	4,179	1,888	631	9,69	634	20,7	4,16	0,883	69,2	400,4	315
320	0,1053	1,011	13,98	2390	4,180	1,895	577	9,89	640	21,0	3,77	0,894	68,3	436,7	320
325	0,1351	1,013	11,06	2378	4,182	1,903	528	10,09	645	21,3	3,42	0,901	67,5	471,2	325
330	0,1719	1,016	8,82	2366	4,184	1,911	489	10,29	650	21,7	3,15	0,908	66,6	504,0	330
335	0,2167	1,018	7,09	2354	4,186	1,920	453	10,49	656	22,0	2,88	0,916	65,8	535,5	335
340	0,2713	1,021	5,74	2342	4,188	1,930	420	10,69	660	22,3	2,66	0,925	64,9	566,0	340
345	0,3372	1,024	4,683	2329	4,191	1,941	389	10,89	668	22,6	2,45	0,933	64,1	595,4	345
350	0,4163	1,027	3,846	2317	4,195	1,954	365	11,09	668	23,0	2,29	0,942	63,2	624,2	350
355	0,5100	1,030	3,180	2304	4,199	1,968	343	11,29	671	23,3	2,14	0,951	62,3	652,3	355
360	0,6209	1,034	2,645	2291	4,203	1,983	324	11,49	674	23,7	2,02	0,960	61,4	697,9	360
365	0,7514	1,038	2,212	2278	4,209	1,999	306	11,69	677	24,1	1,91	0,969	60,5	707,1	365
370	0,9040	1,041	1,861	2265	4,214	2,017	289	11,89	679	24,5	1,80	0,978	59,5	728,7	370
373,15	1,0133	1,044	1,679	2257	4,217	2,029	279	12,02	680	24,8	1,76	0,984	58,9	750,1	373,15
375	1,0815	1,045	1,574	2252	4,220	2,036	274	12,09	681	24,9	1,70	0,987	58,6	761	375
380	1,2869	1,049	1,337	2239	4,226	2,057	260	12,29	683	25,4	1,61	0,999	57,6	788	380
385	1,5233	1,053	1,142	2225	4,232	2,080	248	12,49	685	25,8	1,53	1,004	56,6	814	385
390	1,794	1,058	0,980	2212	4,239	2,104	237	12,69	686	26,3	1,47	1,013	55,6	841	390
400	2,455	1,067	0,731	2183	4,256	2,158	217	13,05	688	27,2	1,34	1,033	53,6	896	400
410	3,302	1,077	0,553	2153	4,278	2,221	200	13,42	688	28,2	1,24	1,054	51,5	952	410
420	4,370	1,088	0,425	2123	4,302	2,291	185	13,79	688	29,8	1,16	1,075	49,4	1010	420
430	5,699	1,099	0,331	2091	4,331	2,369	173	14,14	685	30,4	1,09	1,10	47,2		430

^aAdaptado da Referência 22.^b1 bar = 10⁵ N/m².Fonte: Adaptado do (INCROPERA *et al.*, 2014).

Anexo 9 Coeficiente de transferência de calor por convecção.

Valores representativos do coeficiente global de transferência de calor em trocadores de calor

Tipo de trocador de calor	U , $W/m^2 \cdot K$
Água-água	850–1.700
Água-óleo	100–350
Água-gasolina ou querosene	300–1.000
Aquecedores de água de alimentação	1.000–8.500
Vapor-óleo combustível leve	200–400
Vapor-óleo combustível pesado	50–200
Condensador de vapor	1.000–6.000
Condensador de freon (resfriado a água)	300–1.000
Condensador de amônia (resfriado a água)	800–1.400
Condensadores de álcool (resfriado a água)	250–700
Gás-gás	10–40
Água-ar em tubos aletados (água nos tubos)	30–60 [†]
	400–850 [†]
Vapor-ar em tubos aletados (vapor tubos)	30–300 [†]
	400–4.000 [†]

† Com base na superfície do lado do ar.

‡ Com base na superfície do lado da água ou do vapor.

Fonte: Adaptado do (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Anexo 10 Rugosidade absoluta.

Rugosidade de diversos materiais

MATERIAL	Rugosidade equivalente (mm)
Aço, revestimento asfalto quente	0,3 a 0,9
Aço, revestimento esmalte centrifugado	0,01 a 0,06
Aço enferrujado ligeiramente	0,15 a 0,3
Aço enferrujado	0,4 a 0,6
Aço muito enferrujado	0,9 a 2,4
Ferro galvanizado novo, com costura	0,15 a 0,2
Ferro galvanizado novo, sem costura	0,06 a 0,15
Ferro fundido revest. asfalto	0,12 a 0,20
Ferro fundido com crostas	1,5 a 3,0
PVC e COBRE	0,015
Cimento-amianto, novo	0,05 a 0,10

Fonte: Adaptado do (MACINTYRE, 1987).

INSTALAÇÃO DA BOMBA

PROCEDIMENTOS

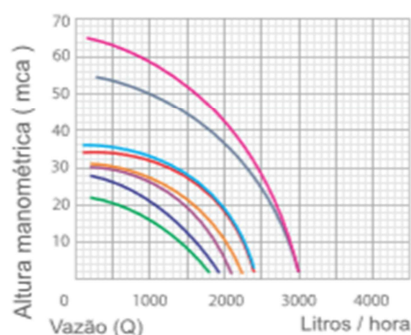
SUCÇÃO:

DETERMINE COM EXATIDÃO O COMPRIMENTO DA TUBULAÇÃO DE SUCÇÃO (ENTRADA). INSTALE A VÁLVULA DE PÉ NO MÍNIMO À 15 CM DO FUNDO. COLOQUE A UNIÃO PARA FACILITAR A MANUTENÇÃO DO PRODUTO. A TUBULAÇÃO DEVERÁ FICAR APOIADA E VEDADA CORRETAMENTE PARA NÃO PERMITIR ENTRADA DE AR. A TUBULAÇÃO DEVERÁ, NO MÍNIMO, TER O MESMO DIÂMETRO DA ENTRADA DA BOMBA.

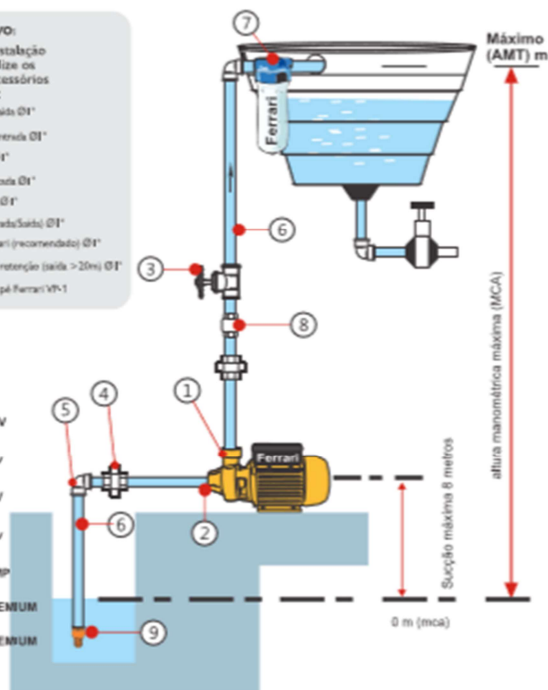
ORIENTATIVO:

Para uma instalação perfeita, utilize os seguintes acessórios e conexões:

- 1 Bocal de saída Ø1"
- 2 Bocal de entrada Ø1"
- 3 Registro Ø1"
- 4 União rosca Ø1"
- 5 Joelho 90° Ø1"
- 6 Tubo (Entrada/Saída) Ø1"
- 7 Filtro Ferrari (recomendado) Ø1"
- 8 Válvula de retenção (saída >20m) Ø1"
- 9 Válvula de pé Ferrari VP-1



Dados de referência p/ sucção = zero



Recalque:

- Instale uma união logo após a saída da bomba
- Coloque uma válvula de retenção em caso de grandes elevações, alturas maiores que 20 metros.
- Coloque um registro de gaveta e suas conexões.
- Complete toda instalação até o ponto de chegada da água ex.: (reservatório).

Importante: Nunca deixe as tubulações (sucção e recalque) gerarem peso sobre a bomba.

A instalação deve ser racionalizada, utilizando o mínimo possível de curvas para não submeter a bomba à perdas desnecessárias.

Funcionamento:

Antes de ligar o produto na rede elétrica será necessário:

- 1- Verificar se a tensão da bomba corresponde com a tensão da rede.
- 2- Retirar o bujão e encher de água toda tubulação de sucção e a bomba com o objetivo de retirar o ar existente.
- 3- Verifique se a água está saindo no bujão de modo constante assim que isto ocorrer, e feche o bujão.
- 4- Ligue a bomba na voltagem indicada e abra o registro lentamente para que o bombeamento seja concretizado até o ponto desejado.
- 5- Caso o bombeamento não esteja normal, volte ao primeiro passo, pois ainda existe ar na tubulação de sucção.

A bomba nunca poderá operar sem água, com riscos de danos ao motor, e ao selo mecânico.

Nunca deixe a bomba operar com o registro totalmente fechado ou estrangulado

Obs. Como medida de segurança é necessário fazer a proteção da bomba contra as variações climáticas.

Anexo 12 Catálogo de motorreductor.

Potencia de entrada					
0,25 kW - 1750 rpm					
rpm	ft	fs	Fr (N)	código	páginas
0,324	5,409	2,44	120000	C88674	167 a 169
0,292	5,989	2,20	120000	C88675	167 a 169
0,247	7,092	1,86	120000	C88677	167 a 169
0,226	7,736	1,71	120000	C88678	167 a 169
0,195	8,983	1,47	120000	C88679	167 a 169
0,166	10,569	1,25	120000	C88680	167 a 169
0,151	11,584	1,14	120000	C88681	167 a 169
0,136	12,863	1,03	120000	C88682	167 a 169
0,126	13,903	0,95	120000	C88683	167 a 169
0,110	15,839	0,83	120000	C88684	167 a 169
0,37 kW - 1750 rpm					
428	4,09	9,69	900	C51212	100 a 102
349	5,01	9,48	900	C51214	100 a 102
306	5,72	9,52	800	C51215	100 a 102
267	6,57	9,51	800	C51216	100 a 102
248	7,05	9,48	800	C51217	100 a 102
235	7,45	9,30	900	C51218	100 a 102
191	9,14	7,58	800	C51219	100 a 102
168	10,4	6,84	900	C51220	100 a 102
146	12,0	5,79	1800	C51221	100 a 102
136	12,9	4,62	1900	C51222	100 a 102
126	13,9	4,62	2100	C51223	100 a 102
110	15,9	4,36	2200	C51224	100 a 102
97,4	18,0	3,86	2400	C51225	100 a 102
86,8	20,2	3,44	2500	C51226	100 a 102
75,5	23,2	2,99	2600	C51227	100 a 102
70,0	25,0	2,77	2800	C51228	100 a 102
63,8	27,4	2,53	2900	C51229	100 a 102
80,3	21,8	3,18	2950	C51327	100 a 102
67,2	26,0	2,66	3100	C51328	100 a 102
59,5	29,4	2,36	3200	C51329	100 a 102
55,1	31,8	2,18	3300	C51330	100 a 102
51,7	33,8	2,05	3500	C51331	100 a 102
43,3	40,4	1,71	3600	C51332	100 a 102
38,3	45,6	1,52	3800	C51333	100 a 102
35,5	49,3	1,41	3900	C51334	100 a 102
32,3	54,1	1,26	4100	C51335	100 a 102
28,0	62,5	1,11	4200	C51336	100 a 102
24,6	71,1	0,97	4200	C51337	100 a 102
21,8	80,1	0,87	4200	C51338	100 a 102
86,0	20,3	4,87	2500	C52226	103 a 105
74,7	23,4	4,23	2900	C52227	103 a 105
69,3	25,2	3,92	3800	C52228	103 a 105
63,2	27,7	3,58	3600	C52229	103 a 105
79,6	22,0	4,50	3700	C52327	103 a 105
66,6	26,3	3,77	4100	C52328	103 a 105
59,0	29,7	3,34	4200	C52329	103 a 105
54,6	32,1	3,09	4200	C52330	103 a 105
51,2	34,2	3,19	4200	C52331	103 a 105
42,9	40,8	2,79	4200	C52332	103 a 105
38,0	46,1	2,58	4200	C52333	103 a 105

Anexo 13 Catálogo do conjunto inversor de frequência.

SIEMENS**SINAMICS - Conversores de frequência**

Tabela de escolha

SINAMICS G120 - Módulo de Potência PM240/PM240-2 ^{1) 2)}

Módulo de Potência

Unidade de Controle

Painel de Operação Básico (BOP-2)

Tabela de escolha

Baixa sobrecarga		Alta sobrecarga		Código	Tamanho (FB)	Dimensões		
Pmotor (cv)	In (A)	Pmotor (cv)	In (A)			L	A	P
Mono/Trifásico 200 a 240 V +/- 10%								
0,75	3	0,5	2,3	6 IL3210-1PB13-5UL0	FBA	73	196	165
1	3,9	0,75	3	6 IL3210-1PB13-3UL0				
1,5	5,5	1	3,9	6 IL3210-1PB15-5UL0	FBB	100	292	165
2	7,4	1,5	5,5	6 IL3210-1PB17-4UL0				
3	10,4	2	7,4	6 IL3210-1PB21-5UL0				
4	13,6	3	10,4	6 IL3210-1PB21-4UL0	FBC	140	355	165
5	17,5	4	13,6	6 IL3210-1PB21-3UL0				
Trifásico 200 a 240 V +/- 10%								
7,5	22	5	17,5	6 IL3210-1PC22-2UL0	FBC	140	355	165
10	28	7,5	22	6 IL3210-1PC22-3UL0				
15	42	10	28	6 IL3210-1PC24-2UL0	FBD	200	472	237
20	54	15	42	6 IL3210-1PC25-4UL0				
25	68	20	54	6 IL3210-1PC25-3UL0				
30	80	25	68	6 IL3210-1PC25-2UL0	FBE	275	551	237
40	104	30	80	6 IL3210-1PC31-1UL0				
50	130	40	104	6 IL3210-1PC31-2UL0	FBF	305	709	357
60	154	50	130	6 IL3210-1PC31-4UL0				
75	178	60	154	6 IL3210-1PC31-3UL0				
Trifásico 380 a 480 V +/- 10%								
0,75	1,7	0,5	1,3	6 IL3210-1PE11-5UL1	FBA	78	196	165
1	2,2	0,75	1,7	6 IL3210-1PE12-2UL1				
1,5	3,1	1	2,2	6 IL3210-1PE13-2UL1				
2	4,1	1,5	3,1	6 IL3210-1PE14-2UL1				
3	5,3	2	4,1	6 IL3210-1PE16-1UL1				
4	7,7	3	5,9	6 IL3210-1PE18-2UL1				
5	10,2	4	7,7	6 IL3210-1PE18-3UL1	FBB	100	292	165
7,5	13,2	5	10,2	6 IL3210-1PE21-1UL0				
10	18	7,5	13,2	6 IL3210-1PE21-2UL0				
15	26	10	18	6 IL3210-1PE22-2UL0	FBC	140	355	165
20	32	15	26	6 IL3210-1PE23-3UL0				
25	38	20	32	6 IL3210-1PE23-2UL0	FBD	200	472	237
30	45	25	38	6 IL3210-1PE24-4UL0				
40	60	30	45	6 IL3210-1PE28-2UL0				
50	75	40	60	6 IL3210-1PE27-6UL0				
60	90	50	75	6 IL3210-1PE28-3UL0	FBE	275	551	237
75	110	60	90	6 IL3210-1PE31-1UL0				
100	145	75	110	6 IL3210-1PE31-6UL0	FBF	306	709	357
125	178	100	145	6 IL3210-1PE31-3UL0				
150	208	125	178	6 IL3210-1PE32-1UL0				
200	280	150	205	6 IL3210-1PE32-2UL0				
230	302	200	230	6 IL3210-1PE32-3UL0	FBGX	328	1533	547
300	370	250	302	6 IL3210-1PE41-2UL0				
400	477	300	370	6 IL3210-1PE42-2UL0				
Trifásico 500 a 690 V +/- 10%								
10	14	10	11	6 IL3210-1PH21-4UL0	FBD	200	472	237
15	19	15	14	6 IL3210-1PH22-2UL0				
20	23	20	19	6 IL3210-1PH22-3UL0				
25	27	25	23	6 IL3210-1PH22-7UL0				
30	35	30	27	6 IL3210-1PH23-5UL0				
40	42	40	35	6 IL3210-1PH24-2UL0				
50	52	50	42	6 IL3210-1PH25-2UL0	FBE	275	551	237
60	62	60	52	6 IL3210-1PH25-3UL0				
100	80	75	62	6 IL3210-1PH25-4UL0	FBF	306	709	357
125	100	100	80	6 IL3210-1PH31-2UL0				
150	115	100	100	6 IL3210-1PH31-3UL0				
	142	125	115	6 IL3210-1PH31-4UL0				

Unidades de Controle	Código	Opcionais e acessórios	Código
CU230P-2 PN PROFINET	6 IL3240-0BB30-1FA0	ICP (Painel de Operação Inteligente)	6 IL3266-0AA00-4JA1
CU230P-2 DP PROFINET	6 IL3240-0BB30-1FA3	Painel de operação remoto para ICP	6 IL3266-0AA00-4HA0
CU240B-2 DP PROFINET	6 IL3244-0BB00-1PA1	BOP-2 (Painel de Operação Básico)	6 IL3266-0AA00-4CA1
CU240C-2 PN PROFINET	6 IL3244-0BB12-1FA0	Kit de montagem em porta para ICP/BOP-2	6 IL3266-0AP00-0JA0
CU240E-2 DP PROFINET	6 IL3244-0BB12-1PA1	Cartão (IG) SINAMICS	6 IL3266-4AG00-2AA0
CU250B-2 PN PROFINET	6 IL3248-0BA22-1FA0	Resistor térmico	6 IL3266-0BB00-2AA0
CU250C-2 DP PROFINET	6 IL3248-0BA22-1PA0	Resistor de fuso de segurança	6 IL3266-0BB01-2AA0
Para outras unidades de controle, consultar catálogo.		Kit 2 de conexão PC-Inversor	6 IL3266-0AA00-2CA0

- 1) Para correto dimensionamento utilizar a corrente nominal
 2) Possui opção com filtro RFI integrado

Anexo 14 Catálogo de rodízios.



Linha 412

Série Industrial Leve - H

Light Industrial - H | Industrial Liviana - H



Rodízios da linha leve, construídos em chapas de aço estampadas e zincadas. A versão giratória possui duas pistas de esferas e espiga para fixação. Versátil, atende boa parte das aplicações de cargas leves e moderadas com tração manual, podendo ser fornecido também com a fixação bicromatizada ou pintada em epóxi (consultar cores disponíveis).

Casters from the light line built in stamped, galvanized steel plates. The swivel version has two ball raceways and fixing stem. Versatile, attends most of the light and moderate loads applications with manual traction, also available with bichromatic or epoxy painting (consult for available colors).

Rodillos industriales de la línea liviana construídos en placas de acero galvanizado y estampadas. La versión rotatoria es montada con dos pistas de esferas y espiga de fijación. Versátil, atiende gran parte de las aplicaciones de cargas livianas y moderadas con tracción manual, y también está disponible en barniz bicromático o pintado en epóxi (consultar los colores disponibles).

Construção do Cabeçote
Head Construction



	Rod. Wheel / Rodillo	Ø Pol. (mm)	Longura Stem / Rodillo (mm)	Manual Traction Rodamento	Trac. Light / Liviana	Garantido Swivel / Garantido	Carga Total Carga	Altura Total Overall Height (mm)	Diâmetro do Eixo Shaft Dia	Diâmetro do Eixo Shaft Dia	Diâmetro do Eixo Shaft Dia
	R 412 BPC	4" (100)	30		FH 412 BPC	GH 412 BPC	110	131	1/2" UNC	25	28
	R 412 BPS				FH 412 BPS	GH 412 BPS					
	R 412 UPC	4" (100)	30		FH 412 UPC	GH 412 UPC	125	131	1/2" UNC	25	28
	R 412 UPS				FH 412 UPS	GH 412 UPS					
	R 412 PPF	4" (100)	30		FH 412 PPF	GH 412 PPF	105	131	1/2" UNC	25	28
	R 412 PPC				FH 412 PPC	GH 412 PPC					
	R 412 PPS				FH 412 PPS	GH 412 PPS					
	R 412 NPC	4" (100)	30		FH 412 NPC	GH 412 NPC	125	131	1/2" UNC	25	28
	R 412 NPS				FH 412 NPS	GH 412 NPS					
	R 412 NNF	4" (100)	30		FH 412 NNF	GH 412 NNF	170	131	1/2" UNC	25	28
	R 412 NNC				FH 412 NNC	GH 412 NNC					
	R 412 NNS	4" (100)	30		FH 412 NNS	GH 412 NNS	125	131	1/2" UNC	25	28
	R 412 NVF				FH 412 NVF	GH 412 NVF					
	R 412 NHF	4" (100)	30		FH 412 NHF	GH 412 NHF	170	131	1/2" UNC	25	28
	R 412 BHF				FH 412 BHF	GH 412 BHF					
	R 412 BIR	4" (100)	32		FH 412 BIR	GH 412 BIR	120	131	1/2" UNC	25	28
	R 412 BEN				FH 412 BEN	GH 412 BEN					
	R 412 BER	4" (100)	32		FH 412 BER	GH 412 BER	90				

Acessórios | Accessories | Accesorios



"DA" Freio Duplo Ação
Double Action Brake



"TG" Caloteira
Thermal Guard

Fixações Espigas | Fixing Stems | Espigas Fijación

Rodízio Caster	Cód. Code	Ø mm	Ø mm	Ø mm
FH/GH 412	E 09	1/2" UNC	40	
	E 20	1/2" UNC	66	

Ex: Montagem com espiga opcional - FH 412 BPC E09 / GH 412 BPC E09
Ex: Montaje con espiga opcional - FH 412 BPC E09 / GH 412 BPC E09

Espiga Lixa | Lixa Stem

Rodízio Caster	Cód. Code	Ø mm	Ø mm	Ø mm
GH 412	E 31	T1	50	

Ex: Montagem com espiga opcional - GH 412 UPC E31
Ex: Montaje con espiga opcional - GH 412 UPC E31

Soquete Redondo de Nylon | Round Nylon Socket



Ø mm	Ø mm	Ø mm	Cód. Code
43	T1,1	40	E 55
		30	E 56
		38	E 57

Soquete Quadrado de Nylon | Square Nylon Socket

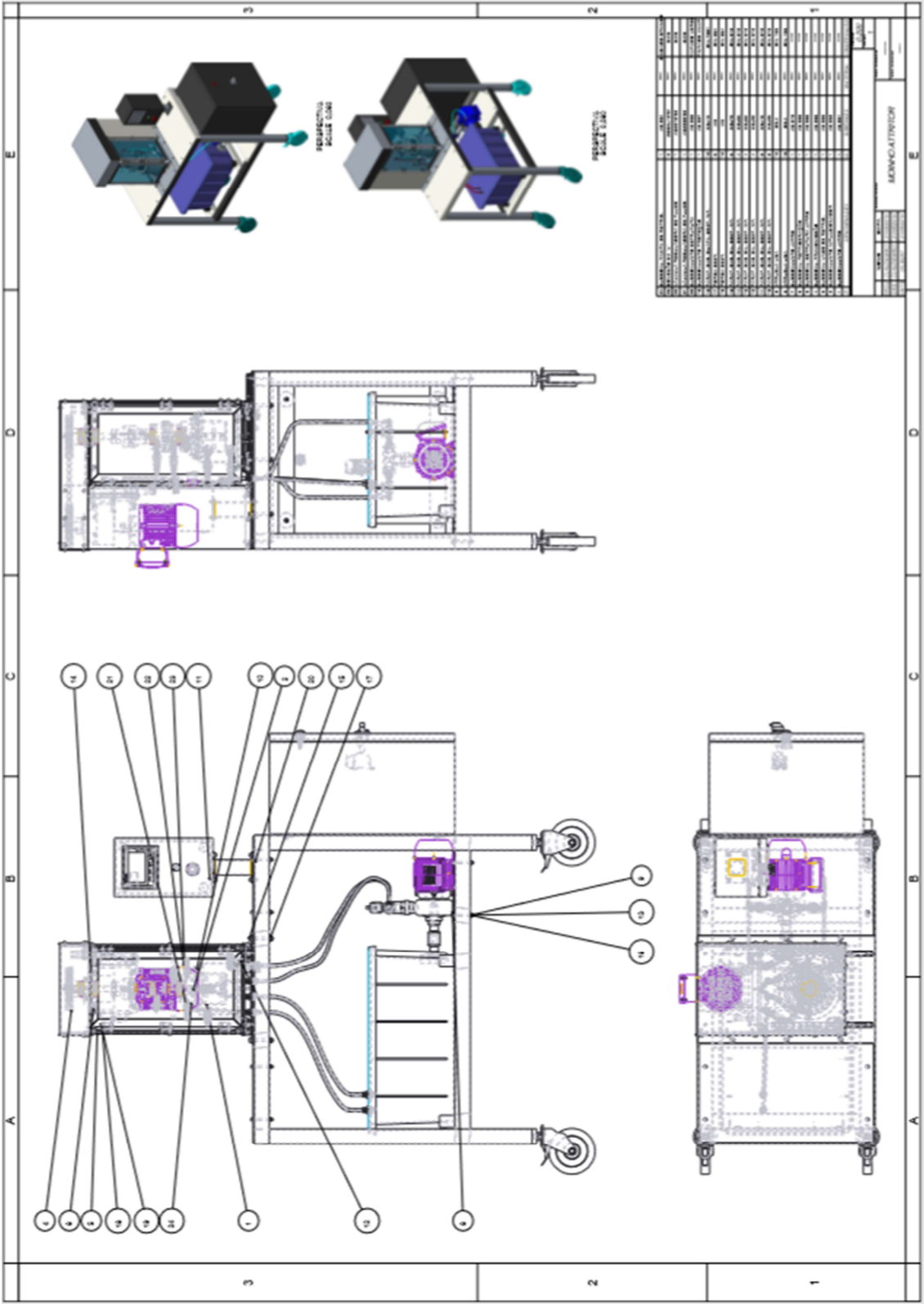


Ø mm	Ø mm	Ø mm	Cód. Code
43	T1,1	40	E 55

Expansores | Expanders

Ø mm	Ø mm	Ø mm	Cód. Code
45	25	21	E 50
	25	24	E 51
	25	28	E 52
	25	33	E 53
	25	38	E 54

Anexo 15 Desenhos 2D.



Fonte: Próprio autor.

Anexo 16 Esquemas elétricos.

Formulário-Capa PE_31_LB0

Cliente : Número do desenho : Números de série :	
Fabricante : Produto : Tipo : Local de instalação : Particularidades : Ambiente especial : Instruções : Cat. de Proteção :	Painel de controle : Tensão de entrada : 220VAC Tensão de controle : 24VDC Ano de construção : 2018 Esquema Elétrico No.máximo de pág. : 10 No. de pag. : 10
Data de criação do projeto : Data de finalização do projeto : Data de alteração : Responsável pelo projeto elétrico : Responsável pelo projeto mecânico :	: 23/04/2018 : 11/05/2018 : 28/04/2018 : Sidinei Alberto Menezes/Leonardo Alves Ferreira

Fonte: Próprio autor.