UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS - EESC

ITALO LEITE DE CAMARGO

PROJETO DE MOINHO E MISTURADOR PLANETÁRIO: LIMITES,
TRANSMISSÃO, DIMENSIONAMENTO, PROTÓTIPO E VALIDAÇÃO.

São Carlos

2018

ITALO LEITE DE CAMARGO

PROJETO DE MOINHO E MISTURADOR PLANETÁRIO: LIMITES,
TRANSMISSÃO, DIMENSIONAMENTO, PROTÓTIPO E
VALIDAÇÃO.

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

Área de Concentração: Projetos de Máquinas.
Orientador: Prof. Dr. Carlos Alberto Fortulan.

ESTE EXEMPLAR TRATA-SE DA
VERSÃO CORRIGIDA.
A VERSÃO ORIGINAL ENCONTRA-SE
DISPONÍVEL JUNTO AO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA
MECÂNICA DA EESC-USP

São Carlos

2018

AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Prof. Dr. Sérgio Rodrigues Fontes da EESC/USP com os dados inseridos pelo(a) autor(a).

C172   Camargo, Italo Leite de
                 PROJETO DE MOINHO E MISTURADOR PLANETÁRIO:
                 LIMITES, TRANSMISSÃO, DIMENSIONAMENTO, PROTÓTIPO E
                 VALIDAÇÃO. / Italo Leite de Camargo; orientador Carlos
                 Alberto Fortulan. São Carlos, 2018.

                 Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação
                 em Engenharia Mecânica e Área de Concentração em
                 Projeto Mecânico -- Escola de Engenharia de São Carlos
                 da Universidade de São Paulo, 2018.

                 1. Moinho Planetário. 2. Misturador Planetário. 3.
                 Projeto Mecânico. 4. Rodas de atrito. 5. Engrenagem. I.
                 Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **ITALO LEITE DE CAMARGO**.

Título da dissertação: "Projeto de moinho e misturador planetário: limites, transmissão, dimensionamento, protótipo e validação".

Data da defesa: 08/02/2018.

Comissão Julgadora:

Resultado:

Prof. Associado **Carlos Alberto Fortulan**
(Orientador)
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

Aprovado

Prof. Dr. **Luis Antonio Oliveira Araújo**
(Universidade Federal de São Carlos/UFSCar)

APROVADO

Prof. Dr. **Cesar Renato Foschini**
(Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho"/UNESP - Bauru)

APROVADO

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica:
Prof. Associado **Gherhardt Ribatski**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação:
Prof. Associado **Luis Fernando Costa Alberto**

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente à minha família, em especial meus pais (Ivo e Fátima) e minha irmã Gabriela. Toda minha trajetória não seria possível sem vocês.

À minha namorada e parceira, Thalita, por todo seu suporte e compreensão.

Ao professor Fortulan, exemplo não só de pesquisador, mas também de pessoa.

Ao Sr Líbero Delalibera, representando a empresa MTE-Thomson que financiou e apoiou o projeto e a todos os funcionários e colegas de trabalho que de alguma forma contribuíram, em especial à equipe de engenharia (Juliano, Itamar, Marcos, Lucas e Davi).

Aos Srs Anderson, Donizetti, Daniel e Edson (da oficina da Cerauto), pelas ajudas não somente com usinagem e montagem, mas também pelas sugestões e ideias.

Aos professores e servidores da EESC.

Ao Prof. Dr. João Manuel Domingos de Almeida Rollo, ao Prof. Dr. Cesar Renato Foschini e ao Prof. Dr. Rodrigo Nicoletti.

Ao Sr Walter Aparecido Mariano (DEMA/UFSCar) por todo suporte prestado.

A equipe do laboratório LTC.

A todos meus amigos e pessoas que de alguma forma me apoiaram.

*Se você realmente quiser fazer alguma coisa,
encontrará um caminho. Se não quiser,
encontrará uma desculpa.*

Jim Rohn

RESUMO

CAMARGO, I. L. **Projeto de Moinho e Misturador Planetário: limites, transmissão, dimensionamento, protótipo e validação** – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2018.

A moagem e mistura rápidas e efetivas de materiais em pequenos volumes é uma necessidade nos laboratórios e na indústria moderna. Diversos tipos de métodos e equipamentos prestam este serviço, dentre eles o moinho e misturador planetário. Estes equipamentos são máquinas centrífugas que combinam movimentos rotacionais com translacionais e que utilizam os efeitos otimizados das forças, direções e movimentos dos materiais em processo. Para o moinho é otimizado e ampliado o poder dos mecanismos de moagem, sendo então considerado um processo de alta energia. No caso dos misturadores há a combinação do movimento planetário com um ângulo de inclinação entre o eixo de rotação do jarro com o eixo de translação que promovem vórtices helicoidais efetivos para promover a mistura. O presente trabalho objetiva o desenvolvimento de moinho e misturador planetário visando determinar condições otimizadas de moagem e mistura, o estabelecimento de limites de operação para ambas aplicações e a seleção de um sistema de transmissão simplificada. Inicialmente foram fabricados bancos híbridos de moagem e mistura para pequenas amostras (25g para moagem e 100 g para mistura). O desempenho de moagem foi analisado pela determinação do tamanho de partículas antes e após o processo de moagem em pós de alumina de granulação grosseira com diâmetro médio de partícula em torno de $4,2\mu\text{m}$, variando-se as combinações de relação de transmissão, velocidade de translação e tamanho do meio de moagem. Para o misturador foi aplicado ângulo de inclinação de 30° e realizado ensaios nas misturas de massa plástica em diferentes rotações. Na configuração moinho, o melhor desempenho experimental resultou em pó de alumina submicrométrico de $\bar{D}_{50} \sim 0,9\mu\text{m}$ em uma hora de moagem na rotação de translação de 450 rpm e relação de transmissão eixo principal/jarro de 1:-2. Na configuração misturador a condição otimizada foi com rotação de 2000 rpm e relação transmissão eixo principal/jarro de -2:1 que proporcionou mistura relativamente homogênea em 30s. Para carregamentos de até 25g de pós cerâmicos, em que o conjunto excêntrico (jarro, fixação, matéria prima e meios de moagem) são inferiores à 1kg, utilizou-se a transmissão baseada em rodas de atrito que permitiu um projeto econômico e compacto, sendo o aço (AISI 4340 temperado e revenido) o material da roda de atrito que apresentou a melhor durabilidade e confiabilidade. Entretanto, apresentou limitação na moagem de amostras maiores (jarro acima de 1 kg) e nas misturas com rotações acima de 2000 rpm. A maior potência de transmissão exigida causou aquecimento excessivo na transmissão, ocasionando dilatação das rodas de atrito e consequentemente travamento do sistema. Para aumentar a capacidade de moagem para até 100g de matéria prima, que reflete a conjuntos com massas superiores a 2 kg, um protótipo utilizando engrenagens foi projetado, construído e testado. Neste trabalho concluiu-se que, através de uma rápida reconfiguração, um único equipamento híbrido atende às ambas demandas. Entretanto observou-se que como as condições otimizadas de moagem e mistura ocorreram em

condições opostas, ficou evidenciado que a condição ótima para um sistema, quando aplicado no outro sistema, oferece alto risco de acidentes, o que exige o desenvolvimento de um sistema de segurança inteligente sofisticado e oneroso que, em virtude do agregado financeiro dos componentes permanentes, para aplicações nos processos industriais, aconselha-se equipamentos individuais.

Palavras-chave: moinho planetário, misturador planetário, projeto mecânico, rodas de atrito, engrenagens.

ABSTRACT

CAMARGO, I. L. **Design of Planetary mill and Dual Asymmetric Centrifuge: limits, transmission, prototype and validation** – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2018.

Fast and effective milling and mixing of materials in small volumes is a need for laboratories and modern industry. Several methods and equipment provide these services such as planetary mill and Dual Asymmetric Centrifuge (DAC). These pieces of equipment are centrifuge machines that combine rotation and revolution and use the optimized effects of forces, directions and movements of materials in process. In the mill, the power of the milling mechanisms is optimized, being considered a high-energy process. For the mixers there is a combination of planetary motion and a tilt angle between the axis of rotation of the jar and the revolution axis, which promote effective helical vortices for mixing. The present work aims at the development of planetary mill and mixer aiming to determine optimum grinding and mixing conditions, establishment of operating limits for both applications and transmission selection. Initially hybrid grinding and mixing benches for small samples (25g for milling and 100g for mixing) were manufactured. The planetary mill performance was analyzed by determining particle size before and after milling of coarse calcined alumina (initial median particle size of 4.2mm) by varying combinations of transmission ratio, translation speed and media size. For the mixer, a tilting angle of 30° was applied and tests were performed on the modeling clay mixtures applied at different rotations. For the mill configuration, the optimized design with the best experimental setup resulted in sub micrometric alumina powder ($\phi_{ee} \sim 0.9\mu\text{m}$) in only one hour of milling (revolution of 450 rpm and speed ratio main axis / jar transmission ratio of 1: -2). For the mixer configuration, the optimized condition (revolution of 2000 rpm and speed ratio of -2: 1) provided relatively homogeneous mixing in 30s. For loadings up to 25g of ceramic powders, where the eccentric assembly (jar, fixing, raw material and grinding media) is lighter than 1kg, the transmission based on friction wheels was used, which allowed an economical and compact design, being the steel (tempered AISI 4340) the material of the friction wheel that presented the best durability and reliability. However, there was a limitation in the grinding of larger samples (jar over 1 kg) and mixtures with rotations above 2000 rpm. The higher transmission power required caused excessive heat in the transmission, causing the friction wheels to dilate and consequently system malfunction. To perform loads greater than 100g of raw material, which reflects sets with masses over 2 kg, a prototype using gears was designed, built and tested. This work concluded that a quick reconfiguration allows a single device meets both demands. However, considering that optimized parameters of grinding and mixing occur at very different conditions, it is emphasized

that the optimal operation for a system if applied in the optimal conditions of the other system offers high risk of accidents, which requires the development of a costly security system. Therefore, individual pieces of equipment for grinding and mixing are advised for industry application due to the financial aggregate of the permanent components.

Keywords: planetary mill, dual asymmetric centrifuge, mechanical design, friction wheels, gears.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Esquemático de um moinho planetário de bolas.	25
Figura 2 – Esquemático de um Misturador Planetário.	26
Figura 3 – Esquemático de forças mecânicas nos mecanismos de moagem.	29
Figura 4 – Esquemático de um moinho planetário.	30
Figura 5 – Esquemático da Patente US6126097.	31
Figura 6 – Esquemático da Patente US7744027.	32
Figura 7 – Esquemático da Patente US0134242.	32
Figura 8 – Esquemático da Patente US0117131.	33
Figura 9 – Esquemático do funcionamento de um moinho planetário.	34
Figura 10 – Esquemático da Patente US3778033.	35
Figura 11 – Esquemático da Patente US4776832.	36
Figura 12 – Esquemático da Patente US4728197.	36
Figura 13 – Esquemático da Patente US5352037.	37
Figura 14 – Esquemático da Patente US5551779.	37
Figura 15 – Esquemático da Patente US5746510.	38
Figura 16 – Esquemático da Patente US6709151.	38
Figura 17 – Esquemático da Patente US6953279.	39
Figura 18 – Esquemático da Patente US0256648.	39
Figura 19 – Esquemático da Patente US7396152.	40
Figura 20 – Esquemático da Patente US20080193511.	41
Figura 21 – Base em rotação em relação ao eixo X.	43
Figura 22 – Sistema em rotação e translação.	44
Figura 23 – Esquemático do movimento com sistemas em rotação.	46
Figura 24 – Sedígrafo Sedigraph III Plus (micromeritics).	51
Figura 25 – Sensores de vibração instalados no moinho, em (a) QM42VT (fabricante: Banner) (b) KVS52I (fabricante KENNTech).	53
Figura 26 – Esquemático do movimento com sistemas em rotação.	54
Figura 27 – Pontos de análise da amostra (as arestas externas devem coincidir com o contorno da amostra e as 51 interseções de arestas são pontos analisados).	57
Figura 28 – Esquemático do moinho planetário, em (a) vista e corte e em (b) vista mostrando a furação da base que permite montagem para diferentes relações de transmissão.	59
Figura 29 – Representação do princípio inovador do projeto em (a) vista e corte e em (b) modelo de atuação das forças.	60

Figura 30 – Construção do protótipo (a) peças utilizadas (b) processo de montagem.	60
Figura 31 – Curvas de moagem correspondentes às configurações apresentadas na Tabela 2	61
Figura 32 – Curvas de moagem comparando moagens com diferentes diâmetros de bola	62
Figura 33 – Curvas de moagem comparando moagens com materiais do jarro.	62
Figura 34 – Curvas de moagem apresentando Alumina submicrométrica sendo atingida em apenas uma hora.	63
Figura 35 – Comparativo entre moinhos.	63
Figura 36– Protótipo em etapa de montagem.	64
Figura 37 – Comparativo entre moinhos com diferentes raios de translação.	65
Figura 38 – Comparativo entre jarros de diferente tamanho	66
Figura 39 – Comparativo entre diferentes meios de moagem	66
Figura 40 – Incidente do moinho causado devido à alta temperatura.	67
Figura 41 – Gráfico da vibração: Valor Eficaz de velocidade	69
Figura 42 – Gráfico da vibração: Valor Eficaz de velocidade, em (a) sem carga e em (b) com carga. .	70
Figura 43 – Gráfico da vibração com desprendimento de parafusos: Valor Eficaz de velocidade, (a) bem identificado e em (b) de difícil identificação automática.	71
Figura 44 – Primeira versão da estrutura externa	72
Figura 45 – Estrutura externa com melhoria. (a) Tampa fechada, (b) Tampa aberta.....	73
Figura 46 – Evolução do jarro e sua fixação. (a) Revestimento e jarros, (b) Jarros com fixação	74
Figura 47 – Sistema de fixação do jarro. (a) Suporte Roscado, (b) Suporte Roscado com pino.....	74
Figura 48 – Barbotina de alumina (branca) contaminada com provenientes da moagem anterior.	75
Figura 49 – Proposta contra contaminação (a) Revestimento com ressalto, (b) Vedação de silicone. ..	76
Figura 50 – Barbotina de alumina (branca) após o processo de moagem, livre de contaminação de provenientes da moagem anterior.....	76
Figura 51 – Projeto digital do jarro, tampa e suporte com engate rápido.....	77
Figura 52 – Peças prototipadas e produzidas. (a) Jarro, (b) Tampa.	77
Figura 53 – Projeto digital do misturador planetário.....	78
Figura 54 – Protótipo em etapa de montagem.....	79
Figura 55– Amostras de mistura referentes a Tabela 4.	80
Figura 56 – Tons de cinza das amostras da Tabela 4 e Figura 55.	80
Figura 57 – Distribuição de Frequência da Análise de Tons de Cinza das amostras referentes a Tabela 4.	81
Figura 58 – Amostras com diferentes relações de volume material/jarro: 60% (esquerda) e 25% (direita).	81
Figura 59 – Rodas de atrito sujeitas a alto desgaste depois de poucos minutos de funcionamento, em (a) poliuretano, em (b) latão e em (c) celeron.	82

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Ângulo entre eixos de rotação e translação sugeridos nas patentes.....	41
Tabela 2 - Parâmetros Experimentais.....	49
Tabela 3 - Parâmetros Experimentais.....	49
Tabela 4 - Velocidade de translação e tempo das amostras realizadas.....	79
Tabela 5 - Pressão de rolagem para rodas de atrito: valores calculados e máximos valores permitidos	82

LISTA DE SIGLAS

cos	Cosseno
CV	Cavalo vapor
DAC	Dual Asymmetric Centrifuge
g	Aceleração da gravidade
kg	Quilograma
ml	Mililitro
mm	Milímetro
m/s	Metros por segundo
m/s ²	Metro por segundo ao quadrado
rpm	Rotações por minuto
s	Segundo
sen	Seno
siRNA	Acido ribonucléico de interferência curto
W	Watts

LISTA DE SÍMBOLOS

$\varnothing_{ee}$	Diâmetro médio equivalente
F_c	Força centrífuga
N_1	Força normal da polia 1
N_2	Força normal da polia 2
F_{t1}	Força tangencial 1
F_{t2}	Força tangencial 2
R	Raio de translação
r_b	Raio das bolas de moagem
r_c	Relação de transmissão ótima de moagem
r_j	Raio interno do jarro de moagem
Ω	Rotação da base móvel
T_x	Matriz de rotação do eixo x
${}_{B1}v$	Vetor v escrito na base B1
I	Sistema Inercial
w	Velocidade angular
$\varnothing$	Diâmetro
N	Potência
S_r	Coefficiente de segurança de escorregamento
r	Raio da roda de atrito
Q_l	Raio de curvatura
m	Módulo da engrenagem
B	Espessura de contato

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	25
1.1.	Objetivos.....	27
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	29
2.1	Moinhos.....	29
2.1.1	Moinho Planetário	30
2.2	Misturador Planetário	34
2.3	Rodas de Atrito.....	42
2.4	Engrenagens	42
2.5	Cinemática de Sistema Móvel	42
2.5.1	Vetor absoluto e vetor Relativo	42
2.5.2	Matriz de Transformação	43
2.5.3	Velocidade e aceleração	44
3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	45
3.1	Configuração para Moagem com conjuntos inferiores à 1 kg.....	45
3.1.1	Especificações de projeto	45
3.1.2	Cinemática do sistema.....	45
3.1.3	Seleção do motor	48
3.1.4	Testes do Moinho Planetário de menor capacidade.	48
3.2	Configuração para Moagem com conjuntos superiores à 2 kg.....	50
3.2.1	Especificações de projeto	50
3.2.2	Cinemática do sistema.....	50
3.2.3	Seleção do motor	50
3.2.4	Teste do Moinho Planetário de maior capacidade.	51
3.3	Análise de distribuição do tamanho de partículas	51
3.4	Análise de Temperatura.....	52
3.5	Análise de Vibração	52
3.6	Configuração para Mistura	53
3.6.1	Especificações de projeto	53
3.6.2	Cinemática do Sistema	53
3.6.3	Seleção de motor	56
3.6.4	Testes do Misturador Planetário	56
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	59

4.1	Moinho Planetário para 25g de matéria prima, com transmissão por rodas de atrito.....	59
4.1.1	Validação pelo ensaio de moagem	60
4.1.1.1	Efeito da relação de transmissão e velocidade de rotação.....	60
4.1.1.2	Efeito do diâmetro dos elementos de moagem e material do jarro.....	61
4.1.1.3	Comparativo entre diferentes tipos de moinhos	63
4.2	Moinho Planetário para 150 g de matéria prima, com transmissão por engrenagens.	64
4.2.1	Validação pelo ensaio de moagem	64
4.2.1.1	Efeito do raio de translação dos moinhos.....	64
4.2.1.2	Efeito das dimensões do jarro.	65
4.2.1.3	Efeito do formato e dimensões dos elementos de moagem.....	66
4.2.2	Análise de Temperatura.....	67
4.2.3	Análise de Vibração	68
4.2.4	Melhorias no Projeto	72
4.3	Misturador Planetário	78
4.2.1	Validação da mistura	79
4.4	Rodas de Atrito.....	81
5	CONCLUSÕES	83
6	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	85

1 INTRODUÇÃO

Moinho Planetário de bolas é uma máquina centrífuga em que jarros (contendo material em suspensão ou seco; meio cerâmico e aditivos de moagem) giram em torno do próprio eixo (rotação) e do eixo principal (translação) como representado na Figura 1. O mecanismo de moagem depende do choque mecânico e do atrito entre o meio/jarro e as partículas do pó. Em configurações otimizadas, o uso do equipamento resulta em baixa perda de material, alta homogeneização e partículas com alta área superficial, tudo isso, gerado rapidamente (dos Santos e Costa, 2006; Mio, Kano e Saito, 2004).

Figura 1 – Esquemático de um moinho planetário de bolas.

Fonte: Mio, Kano e Saito, 2004.

A transmissão de movimento é uma das características que mais distingue o projeto de patentes relacionados aos moinhos planetários (Chen, Yang e Jang 2000; Gouko et al., 2014; Blanchard, Addona e Kim, 2013). Diferentes patentes reivindicam moinhos planetários com transmissão por correia, atrito entre o jarro e um anel externo fixo ou até mesmo dois motores elétricos independentes para acionar rotação e translação.

Já o Misturador Planetário é um tipo especial de máquina centrífuga na qual o pote (contendo o material a ser misturado), além de girar ao redor do eixo principal (translação) também faz um movimento de rotação ao redor do próprio eixo (Figura 2). Isso resulta na sobreposição de dois movimentos. Enquanto a translação empurra o material para fora, em resposta à força centrífuga, a rotação empurra o material na direção oposta, devido à adesão entre o material e o frasco. Um ângulo adequado entre os eixos é necessário para uma mistura eficiente (Massing, Cicko e Ziroli 2008).

Figura 2 – Esquemático de um Misturador Planetário.

Fonte: Tenambergen, Maruiama e Mäder, 2013.

O misturador planetário tem uma ampla utilização, desde processos industriais, que requerem rápidas misturas homogêneas e/ou livre de bolhas, sugestíveis até na preparação de emulsão de gordura parentética (Tenambergen, Maruiama e Mäder, 2013), lipossomos (Massing, Cicko e Zirolì, 2008) e siRNA lipossomos utilizados no tratamento de tumores (Hirsch et al., 2009). Projeto destes misturadores são descritas por patentes que datam desde o início dos anos 70 (Pullman, 1973) até os dias atuais.

Os modos de transmissão defendidos pelas patentes se dividem principalmente em transmissão por engrenagem (Pullman, 1973; Reinhard, 1988, Mark e Noser 1998) e por correia (Gantner e Mark, 1996 e Schmidt, 2004). Também há patentes que defenderam o uso de motores separados para rotação e translação (Massing, 2008 e Robida, 2009), o que permitiria ajustar suas velocidades angulares de forma independente. Por último, na patente de Huckby, MacDonald e O'Brien, 2006, é apresentada a opção de transmissão por atrito, contudo, com o mesmo sentido de rotação entre rotação e translação, contrariando o sentido oposto defendido pela grande maioria das patentes.

Tanto os moinhos planetários quanto os misturadores trabalham em similaridade de movimentação, o que sugere que uma combinação de velocidades e relações de transmissões possam atender aos dois propósitos e, sendo assim, um único equipamento, com projeto dimensionado para o extremo dos dois carregamentos com rápida reconfiguração, poderia viabilizar a hipótese de mútuo atendimento.

1.1. Objetivos

O presente trabalho tem como objetivo principal desenvolver um moinho planetário e um misturador planetário visando as melhores condições de moagem e mistura, estabelecer os limites de operação para ambas aplicações inicialmente e selecionar a transmissão com preferências rodas de atrito devido à simplicidade de fabricação, montagem e formato mais compacto do equipamento.

Objetivos específicos são também considerados, a saber:

- ✓ Estudar a possibilidade de um equipamento atender aos propósitos de moagem e mistura apenas com rápida reconfiguração;
- ✓ Comparar o desempenho dos sistemas de transmissão tanto por rodas de atrito quanto por engrenagens, verificando seus desempenhos e limitações, quando aplicados a diferentes materiais.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Moinhos

Existe uma grande variedade de moinhos disponíveis para preparo de pós finos ($<100\ \mu\text{m}$) e ultrafinos ($<10\ \mu\text{m}$), dentre os quais podemos destacar o moinho vibratório, planetário, de atrição e moinho a jato. A função principal de todo moinho é aplicação de força mecânica ao material a ser moído, provocando quebra das partículas. Essa força mecânica pode resultar em quatro tipos diferentes de esforços (Figura 3): pressão, impacto, arraste e choque. (Wellenkamp, 1999).

Figura 3 – Esquemático de forças mecânicas nos mecanismos de moagem.

Fonte: Wellenkamp, 1999.

O moinho vibratório tem sua moagem baseada, principalmente, no arraste e impacto. Ele pode proporcionar, em ambientes de moagem seco ou úmido, moagem de granulometria fina. O movimento da câmara de moagem, que pode ser circular ou elíptico, é ocasionado pela rotação de massas desbalanceadas. Suas aplicações variam desde tradicionais moagens de minerais até sínteses mecânico-químicas. (Wellenkamp, 1999 e Balaz, 2008).

O moinho planetário tem sua moagem baseada principalmente na pressão e arraste. Esse moinho, trabalhando em ambientes de moagem seco ou úmido, pode proporcionar moagem de granulometria ultrafina. As aplicações variam desde a preparação de amostras de minerais até a geração de produtos para ligas mecânicas. A grande limitação desse moinho está no seu volume máximo usual de cerca de 500 mL. (Wellenkamp, 1999).

O moinho de atrição (mais conhecido como *attritor*), foi inventado em 1922 nos EUA, com aplicações iniciais para preparações químicas e farmacêuticas, sendo só depois aplicado para pós, metalurgia e até mesmo preparação de materiais para ligas mecânicas. Tem sua

moagem baseada no esforço de arraste que pode ser realizado apenas em ambiente úmido, podendo proporcionar granulometria ultrafina de materiais com resistência baixa ou média à fragmentação, nas indústrias de papel, mineral, química, farmacêutica ou cerâmica. A carcaça cilíndrica desses moinhos é estacionária e o meio de moagem é movimentado pelos rotores, que giram na câmara de moagem. (Wellenkamp, 1999 e Bazar 2008).

Já o moinho a jato, que ocorre apenas em ambiente seco, pode proporcionar uma moagem ultrafina baseada no esforço de choque. Materiais muito ou pouco abrasivos, resistentes ou não a fragmentação podem ser moídos. Dentre eles grafite para impressão, talco, resinas, farmacêuticos, cerâmicos e quartzo de alta pureza. Nesses equipamentos a energia cinética é transmitida às partículas por expansão de gás e a moagem que ocorre pelo choque entre partículas torna o processo praticamente livre de contaminação, com tamanho médio de partícula preciso e distribuição de tamanho de partícula fechada. Contudo, esse é um processo com altas perdas de materiais e exige equipamentos de custo muito elevado. (Wellenkamp, 1999; dos Santos e Costa, 2006).

2.1.1 Moinho Planetário

O Moinho Planetário é uma máquina de fácil manipulação e limpeza, de custo moderado e que permite moagem seca ou úmida (Rosenkranz, Breitung-Faes e Kwade, 2011). É uma máquina na qual jarros giram ao redor do próprio eixo (rotação) além de girarem em volta do eixo principal do suporte no qual os jarros são fixados (translação), como indicado na Figura 4.

Figura 4 – Esquemático de um moinho planetário.

Fonte: Mio, Kano e Saito, 2004.

O moinho planetário é abordado em diversas patentes e artigos científicos (Zhang, Zhu e Wang, 2008). É interessante ressaltar que a grande maioria das patentes relacionados ao moinho planetário defende que o sentido de rotação e translação sejam opostos e essa característica é abordada inclusive em artigos científicos (Mio, H. et al., 2002 ; Feng, Han e Owen, 2004; Mio, Kano e Saito, 2004; Ashrafizadeh, 2012; Guzzo, Santos e David, 2014).

A patente US6126097 (Chen, Yang e Jang, 2000) apresenta um moinho planetário cujos jarros estão em contato com um anel externo fixo (Figura 5). O jarro é colocado em translação acionado por um motor e o atrito com o anel proporciona um giro em torno do próprio eixo. Como o diâmetro do anel é maior que o diâmetro do jarro, o conjunto apresenta a rotação do jarro superior que a translação.

Figura 5 – Esquemático da Patente US6126097.

FIG. 3

Fonte: Chen, Yang e Jang, 2000.

A patente US7744027 (Nagao, 2010) apresenta o mesmo conceito de transmissão citado na patente de Chen et al (2000). Desta forma, também apresenta rotação maior que a translação (a relação usada é entre 2:1 até 8:1). A maior diferença da patente anterior é a existência de uma inclinação entre o eixo de rotação e translação (Figura 6). Este ângulo, segundo a patente, deve estar entre 15° e 40° (preferencialmente entre 20° e 35°).

A mesma patente ainda dá exemplo de alguns outros aspectos do moinho planetário proposto como volume do jarro entre 100 e 200 ml, velocidade de translação entre 100 e 2000 rpm e rotação entre 200 e 5000 rpm. Ainda de acordo com esta patente, com um raio de translação de 126 mm, translação de 666 rpm e rotação 2000 rpm a moagem estaria sujeita a uma aceleração de 250 g.

Figura 6 – Esquemático da Patente US7744027.

Fonte: Nagao, 2010.

A patente US0134242 (Blanchard, Addona e Kim, 2013) propõe um moinho planetário com transmissão por correias (Figura 7). No exemplo utilizado, a translação é de 150 rpm e rotação é 300 rpm.

Figura 7 – Esquemático da Patente US0134242.

Fonte: Blanchard, Addona e Kim, 2013.

A patente US0117131 (Gouko et al., 2014) defende que além dos movimentos de rotação e translação, o moinho planetário tenha um balanço em direção perpendicular ao de rotação (como ilustrado na Figura 8). Além disso, a patente defende o uso de dois motores

independentes para acionamento de rotação e translação e transmissão de movimento feita por engrenagens.

Figura 8 – Esquemático da Patente US0117131.

Fonte: Gouko et al., 2014.

A relação de transmissão é discutida em Mio, H. et al., 2002 , no qual justifica que tanto a frequência de colisões quanto o vetor de velocidade relativa são maiores quando rotação e translação tem sentidos contrários. Além disso ele defende que a relação de transmissão ótima se dá em r_c (Equação 1).

$$r_c = \sqrt{R/l_c - 1} = \sqrt{R/(r_j - r_b) - 1} \quad (1)$$

onde: R é o raio de translação; r_b é o raio das esferas de moagem ; r_j é o raio do jarro ; l_c é igual à $r_j - r_b$ e r_c é a relação ótima de moagem.

2.2 Misturador Planetário

O misturador planetário (Dual Asymmetric Centrifuge – DAC) é uma máquina rotativa na qual os recipientes (potes) giram ao redor do próprio eixo (rotação) além de girarem em volta do eixo principal do suporte no qual os pots são fixados (translação). Essa composição de movimentos permite uma mistura mais rápida e sua utilização em diversas aplicações. A Figura 9 ilustra um desenho esquemático da movimentação deste equipamento.

Figura 9 – Esquemático do funcionamento de um moinho planetário.

Fonte: Massing, Cicko e Zirolì, 2008.

O DAC é abordado por diversas patentes. Algumas das características abordadas como modo de transmissão de movimento, relação de transmissão, inclinação entre eixo de rotação e translação, etc. serão discutidas a seguir.

Pullman, 1973 apresenta um misturador para materiais dentários (Figura 10) e defende que os eixos principais e secundários do DAC devem ser acionados por um mesmo motor e a transmissão dada por engrenagens. O sentido de rotação é oposto ao sentido de translação (assim como é defendido em quase todas as patentes referentes ao DAC). A relação entre rotação do jarro e translação do disco está entre 1:-10 e 1:-3. É reivindicado que o ângulo entre eixo de rotação e translação esteja entre 10° e 75° (com melhores resultados sendo obtidos entre 30° e 60°).

Figura 10 – Esquemático da Patente US3778033.

Fonte: Pullman, 1973.

Martin, Black e Kazlauskas, 1988 apresentam um misturador planetário (com aplicação em bioanálise) sem ângulo entre os eixos de translação e rotação do jarro (Figura 11). A transmissão é dada por engrenagens e rotação e translação têm sentidos contrários.

Figura 11 – Esquemático da Patente US4776832.

Fonte: Martin, Black e Kazlauskas, 1988.

Reinhard, 1988 apresenta um DAC com princípio de transmissão por engrenagem e sentido de rotação do jarro contrário à translação do disco, como mostram Figura 12. A aplicação do misturador citada por Reinhard é novamente para processamento de materiais dentários, com destaque para materiais moldáveis.

Figura 12 – Esquemático da Patente US4728197.

Fonte: Reinhard, 1988.

Jouvin, 1994 (Figura 13) também apresenta uma transmissão feita por engrenagens (do tipo pinhão). Reivindica que o ângulo entre eixo de rotação e eixo de translação esteja entre 40 a 60°.

Figura 13 – Esquemático da Patente US5352037.

Fonte: Jouvin, 1994.

Gantner e Mark, 1996 (Figura 14) defendem um DAC com ângulo entre os eixos de rotação de 20 a 45°. A relação entre rotação do jarro e translação do disco usada é de aproximadamente 1:-2 (o sinal negativo indica sentidos opostos). A transmissão é feita por correia dentada.

Figura 14 – Esquemático da Patente US5551779.

Fonte: Gantner e Mark, 1996.

Mark e Noser, 1998 apresenta novamente um DAC com princípio de transmissão por engrenagem e sentido de rotação do jarro contrário à translação do disco (Figura 15).

Figura 15 – Esquemático da Patente US5746510.

Fonte: Mark e Noser, 1998.

Schmidt, 2004 (Figura 16) apresenta um DAC cuja transmissão é feita por polia e correia, mantendo-se o sentido oposto entre rotação e translação. Já Midas e Curtis, 2005 (Figura 17) em sua patente utiliza correia e polia para transmitir o movimento do motor elétrico para o conjunto e engrenagens para transmitir o movimento do eixo do jarro ao redor do próprio eixo, não respeitando, contudo, a tendência de sentidos opostos entre rotação e translação.

Figura 16 – Esquemático da Patente US6709151.

Fonte: Schmidt, 2004.

Figura 17 – Esquemático da Patente US6953279.

Fonte: Midas e Curtis, 2005.

Huckby, MacDonald e O'Brien, 2006 (Figura 18) apresentam um misturador com transmissão por atrito. A grande peculiaridade do misturador apresentado nesta patente é que ela defende rotação e translação no mesmo sentido. O ângulo defendido está entre 20° e 40° (preferencialmente 30°).

Figura 18 – Esquemático da Patente US0256648.

Fonte: Huckby, MacDonald e O'brien, 2006.

Veronneau, 2008 defende um DAC que utiliza engrenagens planetárias para transmissão de movimento, com sentidos opostos de rotação e translação, sem ângulo entre eles, como mostrado na Figura 19.

Figura 19 – Esquemático da Patente US7396152.

Fonte: Veronneau, 2008.

Massing, 2008 (Figura 20) apresenta o uso de dois motores, sendo a transmissão entre motor e eixo de rotação feita por polia e correia. Desta forma a rotação e translação são independentes, mas é defendido, como na grande maioria, que o sentido de rotação e translação sejam opostos. O ângulo apresentado deve variar entre 0° e 70° (preferencialmente entre 30° e 70°). Robida, 2009 também defende dois motores para que rotação e translação possam variar independentemente durante o processo. De acordo com a patente, os DAC com relação de transmissão fixa podem formar uma região onde pouca ou nenhuma mistura ocorrem (“*dead zone*”), desta forma podendo aumentar muito o tempo de mistura (podendo resultar em uma mistura inaceitável para algumas aplicações).

Figura 20 – Esquemático da Patente US20080193511.

Fonte: Massing, 2008.

Nesta busca de patentes foi constatado que o principal modo de transmissão defendido por estes documentos foi engrenagens (7 patentes), seguido por dois motores independentes (2 patentes), o que permitiria ajustar suas velocidades angulares de forma independente e a transmissão por polia, correia dentada e atrito que foram citadas em 1 patente cada.

Relações de transmissão foram pouco discutidas sendo defendida em uma patente a relação entre 1:-10 e 1:-3 e em outra a relação 1:-2. Já em relação ao sentido de giro, oito patentes defendem que rotação e translação devem ter sentido oposto e apenas duas defendem que deve ter o mesmo sentido.

Os ângulos entre os eixos de rotação e translação sugeridos estão compilados na Tabela 1. As patentes US4776832 (Martin, Black e Kazlauskas, 1988) e US7396152 (Veronneau, 2008) apresentaram eixo de rotação sem inclinação ao eixo principal.

Tabela 1 – Ângulo entre eixos de rotação e translação sugeridos nas patentes.

Patente	Ângulo sugerido
US3778033 (Pullman, 1973)	30° a 60°
US5352037 (Jouvin, 1994)	40° a 60°
US5551779 (Gantner e Mark, 1996)	20° a 45°
US0256648 (Huckby, MacDonald e O'brien, 2006)	20° a 40°
US0193511 (Massing, 2008)	30° a 70°

2.3 Rodas de Atrito

Rodas de atrito, quando comparadas com as outras formas de transmissão tradicional, alcançam valores vantajosos em relação a fatores como distância entre eixos, peso e preço. Contudo, apresentam menor amortecimento em choques mecânicos, maior ruído e dependência da conservação da pressão necessária. Com um rendimento que varia entre 95 e 98%, tem como limitação uma potência de transmissão de até 200CV e 20 m/s de velocidade tangencial (Niemann, 1971).

A interação entre peças de aço temperado, apesar do pequeno coeficiente de atrito, permite máxima potência transmissível, com perdas mínimas e maior vida ao mesmo tempo, pois a sua alta resistência de rolamento e de desgaste permite uma força de compressão muito alta. Uma associação entre borracha e aço permite uma transmissão de apenas 10% da potência aço-aço, apesar de apresentarem menos ruído (Niemann, 1971).

2.4 Engrenagens

As transmissões por engrenagem são as mais frequentes em projetos mecânicos, abrangendo a maior variedade de potências, rotações e relações de multiplicação. Sua relação de transmissão não está sujeita a deslizamentos e desta forma é constante, independente do carregamento. Elas apresentam alta segurança de funcionamento, vida elevada, pequena manutenção e dimensões reduzidas. Suas principais desvantagens são altos custos de fabricação e maiores ruídos. (Niemann, 1971).

As transmissões por engrenagem cilíndricas para eixos paralelos têm relação de multiplicação usual de até 8, potências de até 25 000 CV e velocidades tangenciais de até 200 m/s e rendimento que varia entre 96 e 99%. Para uso de engrenagens de tamanhos ainda mais reduzidos é recomendado que as mesmas sejam temperadas e revenidas. (Niemann, 1971).

2.5 Cinemática de Sistema Móvel

2.5.1 Vetor absoluto e vetor Relativo

O primeiro conceito a ser discutido em sistemas auxiliares móveis deve ser o conceito de vetor absoluto e vetor relativo. O vetor absoluto é dado sempre em relação a um ponto fixo no espaço (base inercial) enquanto o vetor relativo é dado em relação a um ponto fixo em um

referencial móvel. Velocidade e aceleração são grandezas físicas que podem ser tanto vetor absoluto como vetor relativo.

2.5.2 Matriz de Transformação

Dado um vetor v escrito na base B_1 e uma base B_2 , que sofreu uma rotação θ no eixo x em relação a base B_1 (Figura 21). Então existe uma matriz de transformação T_x (Equação 2), tal que ${}_{B_2}v = T_x * {}_{B_1}v$

Figura 21 – Base em rotação em relação ao eixo X.

$$T_x = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta & \text{sen } \theta \\ 0 & -\text{sen } \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \quad (2)$$

Analogamente, temos as matrizes de transformação T_y e T_z , para rotação do eixo Y e Z representados nas equações a seguir:

$$T_y = \begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & -\text{sen } \theta \\ 0 & 1 & 0 \\ \text{sen } \theta & 0 & \cos \theta \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$T_z = \begin{bmatrix} \cos \theta & \text{sen } \theta & 0 \\ -\text{sen } \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

É interessante ressaltar que as matrizes de transformação são ortogonais, e desta forma $T^{-1} = T^T$.

2.5.3 Velocidade e aceleração

Considere a base inercial com centro no ponto O e a base B_1 , em rotação (Ω_1) e translação, conforme indicado na Figura 22.

Figura 22 – Sistema em rotação e translação.

O vetor velocidade do ponto B (Equação 5) pode ser escrito pela soma da velocidade absoluta do sistema A (${}_{B_1}v_{A/O}$) e da velocidade de B em relação à A (${}_{B_1}\Omega_1 \times {}_{B_1}r_{B/A} + {}_{B_1}v_{rel\ B/A}$).

$${}_{B_1}v_B = {}_{B_1}v_{A/O} + {}_{B_1}\Omega_1 \times {}_{B_1}r_{B/A} + {}_{B_1}v_{rel\ B/A} \quad (5)$$

O vetor aceleração do ponto B pode ser escrito da mesma maneira, como indicado na equação a seguir:

$${}_{B_1}a_B = {}_{B_1}a_{A/O} + {}_{B_1}\Omega_1' \times {}_{B_1}r_{B/A} + {}_{B_1}\Omega_1 \times ({}_{B_1}\Omega_1 \times {}_{B_1}r_{B/A}) + 2 \times {}_{B_1}\Omega_1 \times {}_{B_1}v_{rel\ B/A} + {}_{B_1}a_{rel\ B/A} \quad (6)$$

Na Equação 6 o termo ${}_{B_1}a_{A/O}$ é a aceleração absoluta do ponto A (base B_1) enquanto ${}_{B_1}\Omega_1' \times {}_{B_1}r_{B/A}$ é a aceleração tangencial, ${}_{B_1}\Omega_1 \times ({}_{B_1}\Omega_1 \times {}_{B_1}r_{B/A})$ é a aceleração centrípeta, $2 \times {}_{B_1}\Omega_1 \times {}_{B_1}v_{rel\ B/A}$ é a aceleração de coriolis e ${}_{B_1}a_{rel\ B/A}$ é a aceleração relativa.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

O presente trabalho tem como objetivo principal desenvolver um moinho planetário e um misturador planetário visando as melhores condições de moagem e mistura, estabelecer os limites de operação para ambas aplicações e selecionar a transmissão com preferências para rodas de atrito devido à simplicidade de fabricação, montagem e compactação do equipamento.

No atendimento do objetivo do trabalho, foram estabelecidas duas capacidades de moagem e uma de mistura, ou seja, 25g e 150g de moagem e 100g de mistura. O projeto foi dividido em fases, a informacional que visa configurações de moagem e mistura, que estão apresentadas no capítulo (2. Pesquisa bibliográfica). Na sequência do trabalho tem-se fase de conceito e propostas de ensaios para validação do protótipo físico, que pertencem a este capítulo (3. Materiais e Métodos). Para isso um extrato das informações e delimitações do projeto são apresentadas em separado para a geração dos conceitos.

3.1 Configuração para Moagem com conjuntos inferiores à 1 kg

3.1.1 Especificações de projeto

Condições de contorno do moinho planetário: máxima velocidade de translação de 700 rpm; massa máxima de cada conjunto (jarro, suporte e conteúdo) de 1kg.

Considerando o raio de translação de 100 mm, um jarro com capacidade de 60 ml, com diâmetro interno de 40 mm e meio de moagem constituído por esferas de zircônia com diâmetro aproximado de 3 mm e aplicando-se na Eq. (1), temos que a relação ótima de moagem, defendida por Mio, H. et al., 2002 aconteceria em uma relação translação/rotação de cerca de 1:-2. O banco de ensaios proporcionou relação de transmissão de 1:-1 ou 1:-2.

A transmissão foi feita por atrito e diversos materiais foram testados como roda de atrito, avaliando-se desempenho e durabilidade.

3.1.2 Cinemática do sistema

Considerando o desenho esquemático representado na Figura 23. Nele são representados o sistema inercial (I), a base B_1 (resultante da translação do disco) e a base B_2 (resultante da composição entre translação e rotação); os pontos O (ponto fixo no centro do

disco), A (ponto no centro do jarro) e P (ponto na extremidade do jarro). Definindo $w_1 = \alpha'$ e $w_2 = \beta'$.

Figura 23 – Esquemático do movimento com sistemas em rotação.

Os vetores conhecidos são representados nas Equações 7, 8, 9 e 10:

$${}_{B_2}r_{P/A} = \begin{pmatrix} r \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (7)$$

$${}_{B_1}r_{A/O} = \begin{pmatrix} R \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (8)$$

$${}_I\Omega_1 = {}_{B_1}\Omega_1 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ w_1 \end{pmatrix} \quad (9)$$

$${}_{B_1}\Omega_2 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ w_1 + w_2 \end{pmatrix} \quad (10)$$

Aplicando-se a Equação 5 para cálculo de velocidade (Equação 11 e 12):

$${}_{B_2}v_P = {}_{B_2}v_{A/O} + {}_{B_2}\Omega_2 \times {}_{B_2}r_{P/A} + {}_{B_2}v_{rel P/A}$$

$$= \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} * \begin{pmatrix} 0 \\ R * w_1 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ r * (w_1 + w_2) \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (11)$$

$${}_{B_2}v_P = \begin{pmatrix} R * w_1 * \sin \beta \\ R * w_1 * \cos \beta + r * (w_1 + w_2) \\ 0 \end{pmatrix} \quad (12)$$

Aplicando-se a equação de aceleração (Equação 6) nos pontos A e P (Equações 13, 14 e 15):

$${}_{B_1}a_{A/O} = {}_{B_1}a_O + {}_{B_1}\Omega_1' \times {}_{B_1}r_{A/O} + {}_{B_1}\Omega_1 \times {}_{B_1}\Omega_1 \times {}_{B_1}r_{A/O} + 2 \times {}_{B_1}\Omega_1 \times {}_{B_1}v_{rel A/O} + {}_{B_1}a_{rel A/O} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -R * w_1^2 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (13)$$

$${}_{B_2}a_P = {}_{B_2}a_{A/O} + {}_{B_2}\Omega_2' \times {}_{B_2}r_{P/A} + {}_{B_2}\Omega_2 \times {}_{B_2}\Omega_2 \times {}_{B_2}r_{P/A} + 2 \times {}_{B_2}\Omega_2 \times {}_{B_2}v_{rel P/A} + {}_{B_2}a_{rel P/A} \quad (14)$$

$${}_{B_2}a_P = \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} * \begin{pmatrix} -R * w_1^2 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -r * (w_1 + w_2)^2 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -R * w_1^2 * \cos \beta - r * (w_1 + w_2)^2 \\ R * w_1^2 * \sin \beta \\ 0 \end{pmatrix} \quad (15)$$

Para encontrar o vetor aceleração na base B1, basta multiplicar o vetor aceleração escrito na base B2 pela transformada inversa (Equação 16 e 17):

$${}_{B_1}a_P = \begin{bmatrix} \cos \beta & -\sin \beta & 0 \\ \sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} * \begin{pmatrix} -R * w_1^2 * \cos \beta - r * (w_1 + w_2)^2 \\ R * w_1^2 * \sin \beta \\ 0 \end{pmatrix} \quad (16)$$

$${}_{B_1}a_P = \begin{pmatrix} -R * w_1^2 - r * (w_1 + w_2)^2 * \cos \beta \\ -r * (w_1 + w_2)^2 * \sin \beta \\ 0 \end{pmatrix} \quad (17)$$

O valor máximo de aceleração acontece em $\beta = 0$, com módulo $R * w_1^2 + r * (w_1 + w_2)^2$ na direção do raio R e sentido apontando ao centro do disco.

Aplicando-se a uma possível condição de operação da máquina: velocidade de translação (w_1) igual a 700 rpm, velocidade de rotação (w_2) igual a -1400 rpm, raio de translação (R) igual a 100 mm e raio interno do jarro (r) igual a 20 mm.

$$\max |a_p| = R * w_1^2 + r * (w_1 + w_2)^2 = 0,1 * \left(2 * \pi * \frac{700}{60}\right)^2 + 0,02 * \left(2 * \pi * \frac{-1400+700}{60}\right)^2 = 645 \text{ m/s}^2 \quad (18)$$

Assim, nessas condições de funcionamento, o jarro tem pontos que estão submetidos a acelerações superiores a 65 g (Equação 18). Note que neste caso foi desconsiderado a aceleração de coriolis, o que pode tornar a aceleração das partículas que também tem um movimento radial ainda maior.

3.1.3 Seleção do motor

Para deslocar todo o conjunto mecânico do moinho (eixos, rolamentos, suporte, rodas de atrito) à 700 rpm e considerando a eficiência de transmissão em 95% para cada par de rodas (Niemann, 1971) foi dimensionado um motor de quatro polos com potência nominal de 1 CV.

3.1.4 Testes do Moinho Planetário de menor capacidade.

Alumina Calcinada APCG (produzida pela Alcoa com $\phi \sim 4,2 \mu\text{m}$) foi escolhida para experimentos por ser considerada como referência universal de material duro. Jarros poliméricos com dimensões internas $\phi 40 \times 50 \text{ mm}$ (62,8ml) teve 1/3 de seu volume preenchido com a barbotina (24 gramas de pó de alumina, 14 gramas de água destilada e 0,24 gramas de poliacrilato de amônio como defloculante) e outro 1/3 preenchido com bolas de zircônia (5 mm de diâmetro) como meio de moagem (120 gramas). A taxa de preenchimento de bola foi escolhida de acordo com o que é defendido por Rosenkranz, Breitung-Faes e Kwade, 2011, que indica que uma razão de 0,3 entre bolas e volume de jarro é a mais efetiva e leva a menores tamanhos de partícula. Chen et al., 2015 defendem que com uma maior densidade das bolas, a

moagem é mais rápida e conduz a partículas mais finas, justificando a escolha das bolas de zircônia, com alta densidade quando comparada com outras cerâmicas como a alumina. O tempo de moagem foi estabelecido com 10 minutos e diferentes condições foram testadas, variando-se velocidade de translação e a relação de transmissão, conforme listado na Tabela 2.

Tabela 2 - Parâmetros Experimentais

Amostra	Relação de transmissão (translação/ rotação)	Velocidade de translação (rpm)
A	1:-1	287
B	1:-1	456
C	1:-1	626
D	1:-2	287
E	1:-2	456
F	1:-2	626

A condição E (melhor condição encontrada, apresentada na seção 4.1) foi fixada para a variação de outros parâmetros (Tabela 3): tempo, diâmetro de bola e material do jarro; mantendo-se as dimensões do jarro e o seu preenchimento.

Tabela 3 - Parâmetros Experimentais

Amostra	Diâmetro da Bola	Material do Jarro	Tempo (Minutos)
G	5	Polímero	30
H	3	Polímero	10
I	3	Polímero	30
J	3	Alumina	30
K	3	Alumina	60

3.2 Configuração para Moagem com conjuntos superiores à 2 kg

3.2.1 Especificações de projeto

Para sistemas de maior capacidade um novo moinho foi projetado, construído e testado, baseado na transmissão por engrenagens. A velocidade máxima de projeto foi mantida (translação de 700 rpm), porém cada conjunto (jarro, suporte e conteúdo) pode ter até 2.5 kg.

O raio de translação deste moinho foi de 150 mm, jarros com capacidade de 360 ml e o banco de ensaios proporcionou relação de transmissão de 1:-2.

3.2.2 Cinemática do sistema

O equacionamento da aceleração é idêntico ao feito na seção 3.1.2. As velocidades usadas para o cálculo também são as mesmas (velocidade de translação (w_1) igual a 700 rpm, velocidade de rotação (w_2) igual a -1400 rpm). A grande mudança encontrou-se no dimensional que conta com raio de translação (R) igual a 150 mm e raio interno do jarro (r) igual a 35 mm.

$$\max |a_p| = R * w_1^2 + r * (w_1 + w_2)^2 = 0,15 * \left(2 * \pi * \frac{700}{60}\right)^2 + 0,035 * \left(2 * \pi * \frac{-1400+700}{60}\right)^2 = 994 \frac{m}{s^2} \sim 100g \quad (19)$$

Assim, nessas condições de funcionamento, o jarro tem pontos que estão submetidos a acelerações ainda maiores que o moinho de menor capacidade, podendo alcançar 100 g (Equação 19).

3.2.3 Seleção do motor

Para estas condições, analogamente ao moinho de transmissão por rodas de atrito (Seção 3.1.3), considerando velocidade de translação de 700 rpm e eficiência de transmissão de 97% para cada par engrenagens (Niemann, 1971) foi dimensionado um motor de quatro polos com potência nominal de 3 CV.

3.2.4 Teste do Moinho Planetário de maior capacidade.

O moinho também foi testado com alumina calcinada APCG ($\text{Ø}_{\text{ee}} \sim 4,2 \mu\text{m}$). Além dos jarros citados na seção 3.1.4, jarros com revestimento de alumina com $\text{Ø}70 \times 90 \text{ mm}$ (aproximadamente 360 ml) foram testados mantendo-se as proporções de volume do jarro de menor capacidade (144 gramas de pó de alumina, 84 gramas de água destilada e 1,44 gramas de poliacrilato de amônio como defloculante e 720 gramas de bolas de zircônia).

Para validação do moinho, foram feitas moagens de 10 e 30 minutos variando-se os elementos de moagem (bolas de zircônia diâmetros de 3 e/ou 5 mm e cilindro $\text{Ø}5\text{mm} \times 5\text{mm}$).

3.3 Análise de distribuição do tamanho de partículas

Para análise da moagem, foi utilizado um sedígrafo Sedigraph III Plus (Figura 24) produzido pela empresa Micromeritics. Com este equipamento foi possível analisar a distribuição dos tamanhos de partícula e obter o tamanho esférico equivalente.

Figura 24 – Sedígrafo Sedigraph III Plus (micromeritics).

3.4 Análise de Temperatura

A moagem no moinho planetário é considerada um processo de alta energia. De acordo com Kwon, Gerasimov e Yoon, 2002, cerca de 80% da energia gerada no moinho transforma-se em calor. Esse calor não é facilmente dissipado devido à resistência térmica do jarro (principalmente do revestimento cerâmico). Segundo Tacacks e McHenry, 2006, moinhos planetários podem facilmente exceder 200° C. Para evitar temperaturas muito elevadas que poderiam, por exemplo, evaporar o solvente e transformar o jarro em um vaso de pressão, colocando o bom funcionamento da máquina em risco, um estudo do aumento da temperatura dentro do jarro em condições de moagem foi feito com auxílio de um termômetro digital (modelo 4600 da marca Alpha Technics). Após tempos pré-fixados de moagem o moinho era parado, o jarro aberto e a temperatura da barbotina aferida. Com isso foi possível definir um tempo de moagem e um tempo de pausa, até que a etapa fosse retomada (assim como sugerido por Huller et al, 2008).

3.5 Análise de Vibração

Uma análise de vibração foi elaborada como critério de segurança, uma vez ultrapassado o limite da normalidade o sistema automaticamente se desliga, há duas condições de investigação: o aumento progressivo da vibração ou algum evento de alta intensidade a exemplo do impacto por uma peça lançada fruto de uma soltura ou ruptura. Para análise da vibração, foram utilizados os sensores QM42VT (fabricante: Banner) e KVS52I (fabricante KENNTech). Ambos sensores são capazes de detectar a velocidade eficaz (raiz da média dos quadrados), visando que problemas possam ser detectados antes que se tornem muito severos. Eles têm comunicação RS-485 e cada um tem seu software próprio (fornecido pelo fabricante), fazendo comunicação direta com o computador para aquisição de dados.

Eles foram conectados na parte externa da carenagem (Figura 25) do moinho planetário e o moinho sem carga e com carga foi monitorado, bem como simulações de possíveis acidentes como o desprendimento de parafusos durante o funcionamento.

Figura 25 – Sensores de vibração instalados no moinho, em (a) QM42VT (fabricante: Banner) (b) KVS52I (fabricante KENNTTECH).

(a)

(b)

3.6 Configuração para Mistura

3.6.1 Especificações de projeto

O misturador foi validado pela obtenção de diversas misturas, onde foram ensaiadas velocidade de translação e tempo, respeitando-se os limites encontrados para o projeto. Para isso um jarro de 150 ml, diâmetro interno de 62 mm e altura 50 mm foi carregado com duas esferas de massa de modelar de cores contrastantes.

3.6.2 Cinemática do Sistema

Considerando o desenho esquemático representado na Figura 26. Nele são representados o sistema inercial (I), a base B_1 (resultante da translação do disco), a base B_2 (resultante da inclinação da base) e a base B_3 (resultante da composição entre translação e rotação); os pontos O (ponto fixo no centro do disco), A (ponto no centro do pote) e P (ponto na extremidade do pote). Definindo $w_1 = \theta'$ e $w_2 = \beta'$.

Figura 26 – Esquemático do movimento com sistemas em rotação

Os vetores conhecidos são representados nas equações 20-25:

$${}_{B_3}r_{P/A} = \begin{pmatrix} 0 \\ r \\ 0 \end{pmatrix} \quad (20)$$

$${}_{B_2}r_{A/O} = \begin{pmatrix} 0 \\ R \\ 0 \end{pmatrix} \quad (21)$$

$${}_I\Omega_1 = {}_{B_1}\Omega_1 = {}_{B_1}\Omega_2 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ w_1 \end{pmatrix} \quad (22)$$

$${}_{B_2}\Omega_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & \sin \alpha \\ 0 & -\sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ w_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ w_1 * \sin \alpha \\ w_1 * \cos \alpha \end{pmatrix} \quad (23)$$

$${}_{B_3}\Omega_3 = \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & \sin \alpha \\ 0 & -\sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ w_1 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ w_2 \end{pmatrix} \quad (24)$$

$${}_{B_3}\Omega_3 = \begin{pmatrix} w_1 * \sin \alpha \sin \beta \\ w_1 * \sin \alpha \cos \beta \\ w_1 * \cos \alpha + w_2 \end{pmatrix} \quad (25)$$

Aplicando-se a Equação 5 para cálculo de velocidade (Equações 26 e 27):

$$\begin{aligned} {}_{B_3}v_P &= {}_{B_3}v_{A/O} + {}_{B_3}\Omega_3 \times {}_{B_2}r_{P/A} + {}_{B_3}v_{rel P/A} \\ &= \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} * \begin{pmatrix} -R * w_1 * \cos \alpha \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -r * (w_1 * \cos \alpha + w_2) \\ 0 \\ r * w_1 * \sin \alpha \sin \beta \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (26)$$

$${}_{B_3}v_P = \begin{pmatrix} -R * w_1 * \cos \alpha \cos \beta - r * (w_1 * \cos \alpha + w_2) \\ R * w_1 * \cos \alpha \sin \beta \\ r * w_1 * \sin \alpha \sin \beta \end{pmatrix} \quad (27)$$

Aplicando-se a equação de aceleração (Equação 6) nos pontos A e B (Equação 28, 29 e 30):

$$\begin{aligned} {}_{B_2}a_{A/O} &= {}_{B_2}a_O + {}_{B_2}\Omega_2' \times {}_{B_2}r_{A/O} + {}_{B_2}\Omega_2 \times {}_{B_2}\Omega_2 \times {}_{B_2}r_{A/O} + \\ &2 \times {}_{B_2}\Omega_2 \times {}_{B_2}v_{rel A/O} + {}_{B_2}a_{rel A/O} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ -R * w_1^2 * \cos^2 \alpha \\ R * w_1^2 * \cos \alpha * \sin \alpha \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \\ &\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (28)$$

$$\begin{aligned} {}_{B_3}a_P &= {}_{B_3}a_{A/O} + {}_{B_3}\Omega_3' \times {}_{B_3}r_{P/A} + {}_{B_3}\Omega_3 \times {}_{B_3}\Omega_3 \times {}_{B_3}r_{P/A} + \\ &2 \times {}_{B_3}\Omega_3 \times {}_{B_3}v_{rel P/A} + {}_{B_3}a_{rel P/A} = \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} * \begin{pmatrix} 0 \\ -R * w_1^2 * \cos^2 \alpha \\ R * w_1^2 * \cos \alpha * \sin \alpha \end{pmatrix} + \\ &\begin{pmatrix} w_1 * w_2 * \sin \alpha \cos \beta \\ -w_1 * w_2 * \sin \alpha \sin \beta \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 0 \\ r \\ 0 \end{pmatrix} + \\ &\begin{pmatrix} r * w_1^2 * \sin^2 \alpha * \sin \beta * \cos \beta \\ -r * (w_1 * \cos \alpha + w_2)^2 - r * w_1 * \sin^2 \alpha \sin^2 \beta \\ r * w_1 * (w_1 * \cos \alpha + w_2) * \sin \alpha \cos \beta \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (29)$$

$$\begin{aligned}
{}_{B_3}a_P = & \begin{pmatrix} -R * w_1^2 * \cos^2 \alpha * \sin \beta \\ -R * w_1^2 * \cos^2 \alpha * \cos \beta \\ R * w_1^2 * \sin \alpha \cos \alpha \end{pmatrix} + \\
& \begin{pmatrix} r * w_1^2 * \sin^2 \alpha * \sin \beta * \cos \beta \\ -r * (w_1 * \cos \alpha + w_2)^2 - r * w_1^2 * \sin^2 \alpha * \sin^2 \beta \\ r * w_1^2 * \sin \alpha \cos \alpha \cos \beta + 2 * r * w_1 * w_2 * \sin \alpha \cos \beta \end{pmatrix} \quad (30)
\end{aligned}$$

Aplicando-se a uma possível condição de operação da máquina (com ângulo de inclinação $\alpha = 30^\circ$): velocidade de translação (w_1) igual a 2000 rpm, velocidade de rotação (w_2) igual a -1000 rpm, raio de translação (R) igual a 125 mm e raio interno do pote (r) igual a 30 mm. O jarro tem pontos que estão submetidos a acelerações da ordem de 500 g .

3.6.3 Seleção de motor

Para deslocar todo o conjunto mecânico do misturador (eixos, rolamentos, suporte, rodas de atrito) à 3000 rpm e considerando a eficiência de transmissão em 95% para cada par de rodas (Niemann, 1971) foi dimensionado um motor de dois polos com potência nominal de 1 CV.

3.6.4 Testes do Misturador Planetário

Foi utilizado uma relação (volume massa de modelar)/(volume jarro) de 25%. Isso permitiu uma rápida primeira análise visual e uma segunda análise, em que as amostras tiveram suas seções transversais analisadas em diferentes pontos (Figura 27). Também foi feita uma amostra com relação de volume material/jarro de 60%. O software Corel Photo Paint X8 foi utilizado para conversão e análise das imagens em tons de cinza, numa escala de 256 tons (na qual 0 equivale a cor preta e 255 a cor branca), buscando analisar a distribuição de homogeneidade da mistura.

Figura 27 – Pontos de análise da amostra (as arestas externas devem coincidir com o contorno da amostra e as 51 interseções de arestas são pontos analisados).

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Moinho Planetário para 25g de matéria prima, com transmissão por rodas de atrito.

As figuras 28(a) e (b) mostram o desenho esquemático do projeto do moinho planetário com função de banco experimental onde são permitidas variações nas condições de processo.

Figura 28 – Esquemático do moinho planetário, em (a) vista e corte e em (b) vista mostrando a furação da base que permite montagem para diferentes relações de transmissão.

O princípio inovador do presente projeto está relacionado com a transmissão por rodas de atrito onde a força centrífuga na roda intermediária devido a concentração de massa na posição da polia se soma à força obtida pela montagem interferente que corresponde a uma normal que gera a força de atrito responsável pela transmissão. A figura 29(a) mostra um desenho desta proposta de transmissão, o rolamento de contato angular que assenta o eixo da polia intermediária é responsável pelo grau de liberdade de translação para que a força centrífuga seja descarregada sobre as rodas de atrito adjacentes, a Figura 29(b) ilustra um modelo da atuação destas forças.

Figura 29 – Representação do princípio inovador do projeto em (a) vista e corte e em (b) modelo de atuação das forças.

Um protótipo foi construído e as curvas de moagem levantadas. A Figura 30(a) mostra as peças utilizadas para construção do protótipo e a figura 30(b) mostra o mesmo em processo de montagem.

Figura 30 – Construção do protótipo (a) peças utilizadas (b) processo de montagem.

4.1.1 Validação pelo ensaio de moagem

4.1.1.1 Efeito da relação de transmissão e velocidade de rotação

A figura 31 mostra as curvas de moagem correspondentes a Tabela 2 (em que todas as moagens foram feitas usando-se jarros poliméricos, com duração de 10 minutos). Quando comparados ensaios com a mesma velocidade de translação, a transmissão 1:-2 sempre obteve um desempenho de moagem melhor do que a transmissão 1:-1.

Para os parâmetros experimentais das condições E e F, que empregam relação de transmissão de 1:-2 e velocidades de translação de 456 e 626 rpm, respectivamente, obteve-se as melhores condições de moagem. A partir da figura 31 pode-se observar que quando os parâmetros experimentais foram fixados nas condições E ou F, o pó de alumina calcinada com diâmetro médio de partícula inicial de 4,2 μm , foi reduzido para aproximadamente 2,4 μm . Estes dados estão de acordo com os obtidos por Chen et al., 2015 e com afirmação de que nem sempre as maiores rotações resultam em pós mais finos.

Figura 31 – Curvas de moagem correspondentes às configurações apresentadas na Tabela 2

4.1.1.2 Efeito do diâmetro dos elementos de moagem e material do jarro

Moagens foram feitas usando-se relação de transmissão de 1:-2, 456 rpm e variando-se outros parâmetros como diâmetro do meio de moagem, material do jarro (segundo Tabela 3). As curvas que comparam moagens com diâmetro de esfera diferentes são apresentadas na Figura 32 (todas elas com jarro polimérico). O resultado está em acordo com o apresentado em Fukumori, 1998, que defende que esferas menores levam a menores tamanhos de partícula. Já a Figura 33 apresenta o efeito da mudança do material de jarro (de polímero para alumina) para a moagem de meia hora e bolas de diâmetro de 3 mm. O jarro cerâmico participa mais ativamente da moagem e desta forma se tem um melhor desempenho.

Figura 32 – Curvas de moagem comparando moagens com diferentes diâmetros de bola

Figura 33 – Curvas de moagem comparando moagens com materiais do jarro.

Mantendo-se as melhores condições de moagem obtidas experimentalmente (relação de transmissão de 1:-2, 456 rpm, diâmetro das bolas de moagem de 3 mm e jarro de alumina), procedeu-se a moagem de alumina APCG durante uma hora (amostra K). Nessas condições, pode-se obter pós com tamanho de partícula submicrométrico com diâmetro médio de partícula de 0,9 μm , conforme apresenta a curva do gráfico de Figura 34.

Figura 34 – Curvas de moagem apresentando Alumina submicrométrica sendo atingida em apenas uma hora.

4.1.1.3 Comparativo entre diferentes tipos de moinhos

Em um ensaio de moagem de um pó de óxido calcinado, empregado na indústria de cerâmica eletrônica, comparou-se três tipos diferentes de moinhos a saber: vibratório 120W (Carvalho, 2006); attritor (Szegvari Attritor System- 01 STD, Union Process) e planetário 746 W (na mesma configuração da moagem representada na Figura 34). A Figura 35 apresenta as curvas de distribuição de tamanho de partícula em função do tipo de moinho e tempo de moagem.

Figura 35 – Comparativo entre moinhos.

4.2 Moinho Planetário para 150 g de matéria prima, com transmissão por engrenagens.

A configuração para 150g de matéria prima exigiu um conjunto de 2,5 kg, a figura 36 ilustra o moinho de maior capacidade, com transmissão por engrenagens, em etapa de montagem. O conceito de transmissão foi mantido ao utilizado para as rodas de atrito, com uma engrenagem intermediária, porém sem a liberdade de translação que gerava força centrífuga. Neste caso os rolamentos auto compensadores foram substituídos por rolamentos rígidos de esferas. As engrenagens foram fabricadas com módulo $m=1,4$. A compactação da montagem se manteve idêntica à transmissão por atrito.

Figura 36– Protótipo em etapa de montagem.

4.2.1 Validação pelo ensaio de moagem

4.2.1.1 Efeito do raio de translação dos moinhos

Uma moagem, empregando as mesmas condições da amostra J, foi realizada visando comparar a moagem do moinho de maior capacidade (raio de translação de 150 mm) com o moinho baseado na transmissão por atrito (raio de translação de 100 rpm). Ambos os ensaios

seguiram a relação de transmissão 1:-2, jarro com aproximadamente 60 ml revestido de alumina, tempo de moagem de 30 minutos e usando meio de moagem de esferas de zircônia com diâmetro de 3 mm. A velocidade de translação para a amostra do moinho maior foi de 385 rpm (velocidades maiores nesse moinho não foram utilizadas para evitar altas vibrações) enquanto a velocidade da amostra J foi de 456 rpm. Os resultados são mostrados na Figura 37. O moinho maior apresentou uma moagem um pouco melhor que o moinho menor e isto pode estar relacionado ao fato que a energia de impacto é diretamente proporcional ao raio de translação (Mio, Kano e Saito, 2004).

Figura 37 – Comparativo entre moinhos com diferentes raios de translação

4.2.1.2 Efeito das dimensões do jarro.

As mesmas condições de moagem descritas na seção 4.2.1.1 (moinho com raio de rotação de 150 mm, translação de 385 rpm, 30 minutos e elementos de moagem com diâmetro de 3 mm) foram utilizadas em um jarro de maior capacidade (360 ml) e sua comparação pode ser vista na Figura 38. Note que o jarro maior apresentou uma moagem melhor, podendo estar relacionado ao fato que a energia de impacto é diretamente proporcional à altura e ao cubo do diâmetro do jarro. (Mio, Kano e Saito, 2004).

Figura 38 – Comparativo entre jarros de diferente tamanho

4.2.1.3 Efeito do formato e dimensões dos elementos de moagem

Empregando-se as mesmas condições de moagem descritas em 4.2.1.2 (moinho com raio de rotação de 150 mm, translação de 385 rpm, 30 minutos e jarro de 360 ml revestido de alumina) variou-se os elementos de moagem. Neste caso empregou-se esferas com 3 e 5 mm de diâmetro, cilindros com $\varnothing 5 \times 5 \text{ mm}$ e uma mistura de esferas com 3 e 5 mm de diâmetro (50% em peso de cada). Todos do mesmo material, zircônia. As curvas são apresentadas na figura 39.

Figura 39 – Comparativo entre diferentes meios de moagem

O emprego de meio de moagem na forma de esferas, com diâmetros menores, promoveu a maior redução no tamanho médio das partículas medidas. A comparação entre bolas de 3 e 5 mm ratifica os resultados da seção 4.11.2, anteriormente previstos por Fukumori, 1998: esferas menores levam a menores tamanhos de partícula. É interessante notar que a mistura das bolas de 3 e 5 mm resulta numa moagem muito parecida com a moagem que usa unicamente bolas de 5 mm de diâmetro. Já os cilindros como elemento de moagem não apresentou bom desempenho no moinho planetário.

4.2.2 Análise de Temperatura

A moagem no moinho planetário é considerada um processo de alta energia. A energia de impacto é diretamente proporcional à altura e ao cubo do diâmetro do jarro e também ao raio de translação do moinho (Mio, Kano e Saito, 2004). Desta forma, como cerca de 80% da energia gerada no moinho transforma-se em calor (Kwon, Gerasimov e Yoon, 2002), para o moinho de maior capacidade, essa análise se tornou ainda mais importante.

Notou-se um aquecimento muito grande no jarro durante os ensaios de moagem, o que gerava inclusive uma grande dificuldade em abri-lo e manuseá-lo logo após a moagem. Em um ensaio, após cerca de 15 minutos de moagem, uma explosão foi ouvida e o moinho parado imediatamente (nota: o equipamento estava devidamente fechado à prova de lançamento de peças). A alta temperatura dentro do jarro evaporou o solvente, tornando o jarro num vaso de pressão, que teve sua tampa explodida (Figura 40).

Figura 40 – Incidente do moinho causado devido à alta temperatura.

Após verificar que essa alta temperatura é uma característica inerente do moinho planetário, como exposto por Tacacks e McHenry, 2006, que diz que moinhos planetários podem facilmente exceder 200° C, procurou-se monitorar a temperatura da barbotina durante o processo de moagem. A temperatura dentro do jarro foi medida antes da moagem, após 5 e 10 minutos de moagem. As temperaturas observadas foram respectivamente 25, 50 e 75°C. Testes com tempos maiores de moagem não foram executados, visto que a temperatura se aproximaria da ebulição da água (solvente utilizado), podendo causar um novo incidente.

Como a energia gerada dentro do jarro é muito grande e a troca de calor é muito dificultada pelo revestimento cerâmico do jarro, a solução adotada foi definir ciclos de moagem, como defendido por Hullet et al, 2008, com um tempo máximo de moagem, que deve ser seguido por um tempo de pausa até que a próxima etapa seja efetuada. No presente caso, a partir de então os ciclos de moagem foram divididos em moagem de 10 minutos seguidos por uma pausa de duas horas, o que garantia que a temperatura do jarro voltasse próximo da temperatura ambiente. Caso haja necessidade de um menor tempo de pausa, pode-se executar um resfriamento forçado no mesmo, imergindo-o em um líquido com baixa temperatura.

4.2.3 Análise de Vibração

Para análise da vibração, primeiramente foi utilizado o sensor QM42VT (fabricante: Banner). Ele é capaz de monitorar o valor de pico e valor eficaz de velocidade e aceleração do eixo selecionado. Foram feitos diversos ensaios que simulavam a moagem, resumidos nas fases de aceleração, cerca de 30 segundos de funcionamento e desaceleração para o moinho sem carga, com carga (2 jarros de 2 kg cada) e com carga desbalanceada (um jarro de 2 kg e outro de 2,1 kg). O software fornecido pelo fabricante permite uma aquisição com tempo mínimo de 1 segundo entre as amostras. Foram colhidos dados em duas direções no plano horizontal (X e Z) e na vertical (Y). Os gráficos de velocidade eficaz são apresentados a seguir (Figuras 41). Alguns outros testes simularam eventos como o desprendimento de um parafuso durante o funcionamento. Muitos desses eventos não representavam alterações significantes nas curvas. Visando melhorar o monitoramento das vibrações, com o objetivo de garantir a segurança durante o processo de moagem destes protótipos de moinhos planetários, buscou-se sensores com tempo menor de aquisição de sinais, conforme descrito a seguir.

Figura 41 – Gráfico da vibração: Valor Eficaz de velocidade. Em (a) eixo X, em (b) eixo Y e em (c) eixo Z

(a)

(b)

(c)

Em seguida, testes com o moinho sem carga e com carga foram feitos com o sensor KVS52I (fabricante KENNTTECH). Ele monitora o valor de velocidade RMS e o software fornecido pelo fabricante permite uma aquisição com tempo mínimo de 0,5 segundo entre as amostras. O eixo Z é bem definido e foi instalado no plano horizontal. Os vetores X e Y não estão bem definidos e formam uma base ortogonal com X. A figura 42 (a) e (b) mostram os gráficos medidos pelo sensor no funcionamento sem carga e com carga, respectivamente.

Figura 42 – Gráfico da vibração: Valor Eficaz de velocidade, em (a) sem carga e em (b) com carga.

Novos testes foram feitos, simulando o desprendimento de dois parafusos durante o funcionamento do moinho sem carga. Esse mesmo teste não foi feito com a máquina com carga,

pois representaria um risco para a mesma. Gráficos obtidos são apresentados nas Figuras 43 (a) e (b). Apesar de em alguns casos o desprendimento e choque dos parafusos com a estrutura ficarem nítidos (Figura 43 (a) nas amostras 14 e 18), em alguns casos o desprendimento quase não pode ser identificado (Figura 43 (b)). Essa identificação seria ainda mais difícil no funcionamento do moinho com carga, que apresenta valores e oscilações mais elevados no seu funcionamento normal.

Figura 43 – Gráfico da vibração com desprendimento de parafusos: Valor Eficaz de velocidade, (a) bem identificado e em (b) de difícil identificação automática.

Apesar de não se mostrar plenamente eficiente na detecção de desprendimento de pequenas peças, ambos os sensores confirmaram que a máquina está trabalhando em um valor admissível de vibração (quando comparados com parâmetros da ISO 10816).

4.2.4 Melhorias no Projeto

Ao longo dos testes de validação, possíveis melhorias foram constantemente buscadas, visando um uso mais fácil, rápido e seguro. A estrutura externa da máquina e seu jarro sofreram mudanças significativas durante o projeto e serão discutidas a seguir.

A estrutura externa foi modificada. No início, esta estrutura era um cilindro de aço coberto com uma tampa de polycarbonato e tela moeda, que tinha suas travas parafusadas (Figura 44). Esta estrutura foi modificada, ganhando dobradiças e fechos rápidos (Figura 45 (a)). A nova versão permite uma manipulação da tampa mais rápida e simples, e dá um acesso melhor para montagem e manutenção (Figura 45 (b)). Além disso, a parte superior, com uma chapa maciça de aço é mais robusta contra possíveis acidentes e a máquina pode ter facilmente instalado uma chave de segurança (que não permite o funcionamento com a porta aberta) ou até mesmo uma chave de intertravamento, que só permite a abertura da porta quando a máquina não se encontra em funcionamento.

Figura 44 – Primeira versão da estrutura externa

Figura 45 – Estrutura externa com melhoria. (a) Tampa fechada, (b) Tampa aberta

O jarro e sua fixação sofreram diversas mudanças com a evolução do projeto. A primeira versão do jarro tinha uma capacidade aproximada de 60 ml, enquanto o jarro maior aumentou sua capacidade em cerca de 6x. A partir de então tornou-se ainda mais importante a preocupação com dimensões e peso do próprio jarro e sua fixação. A Figura 46 (a) contrasta o tamanho do revestimento do jarro maior (esquerda) e menor (direita). Essa diferença é significativamente reduzida quando comparados os conjuntos de jarros e fixações (Figura 46 (b)). Isso acontece porque enquanto o jarro menor utiliza uma estrutura e tampa de alumínio para ser preso (direita), o jarro maior possui rosca no próprio jarro (esquerda), o que permite uma fixação direta no moinho.

Figura 46 – Evolução do jarro e sua fixação. (a) Revestimento e jarros, (b) Jarros com fixação

(a)

(b)

Como o jarro vai diretamente rosqueado no moinho (ver suporte rosado na Figura 47 (a)), o moinho deve rodar obrigatoriamente no sentido de aperto do jarro (para evitar que o mesmo se solte). Contudo, nestas condições por rosca, o jarro continua sendo “apertado” durante o funcionamento, tornando sua retirada extremamente difícil, mesmo com as ferramentas apropriadas. A solução encontrada para esse problema foi fazer um furo na parte inferior do jarro. Quando o mesmo já está posicionado na posição adequada, um pino fixado no suporte (ver Figura 47(b)) é posicionado nesse furo, fazendo com que o jarro não possa sofrer mais aperto durante o funcionamento.

Figura 47 – Sistema de fixação do jarro. (a) Suporte Roscado, (b) Suporte Roscado com pino.

(a)

(b)

Outro ponto que foi melhorado no jarro foi o fim da possibilidade de contaminação de uma moagem com o conteúdo proveniente de moagens anteriores. Nas primeiras versões, a vedação era feira entre a tampa e a parte externa do jarro, deixando dessa forma que a barbotina acessasse a interface entre o jarro e seu revestimento. Uma parte da barbotina entrava nessa interface, podendo contaminar a moagem seguinte. Na Figura 48, uma moagem óxido calcinado de cor marrom tinha sido realizada e embora o jarro tenha passado por uma limpeza, esse mesmo óxido contamina a barbotina de alumina, inicialmente branca.

Figura 48 – Barbotina de alumina (branca) contaminada com provenientes da moagem anterior.

A solução proposta para esse problema foi fazer a vedação na face superior do revestimento, impedindo desta forma o acesso da barbotina com a interface entre jarro e seu revestimento. A Figura 49 mostra o revestimento cerâmico com um ressalto em relação ao jarro e sua vedação de silicone (feita a partir de um molde usinado). A Figura 50 mostra uma moagem de alumina (branca) feita com essa nova proposta de jarro. Pode ser observado que embora tenha surgido um material marrom, proveniente da moagem anterior, ele fica isolado na parte exterior e não contamina a moagem.

Figura 49 – Proposta contra contaminação (a) Revestimento com ressalto, (b) Vedação de silicone.

(a)

(b)

Figura 50 – Barbotina de alumina (branca) após o processo de moagem, livre de contaminação de provenientes da moagem anterior.

Para finalizar, uma nova proposta de encaixe, entre jarro e tampa e jarro e suporte foi executada. Para simplificar e agilizar o processo, um sistema de engate rápido foi projetado (Figura 51).

Figura 51 – Projeto digital do jarro, tampa e suporte com engate rápido.

Protótipos foram construídos com uma impressora 3D e quando se encontrou o perfil adequado, as peças foram produzidas. A Figura 52 mostra peças prototipadas e produzidas.

Figura 52 – Peças prototipadas e produzidas. (a) Jarro, (b) Tampa.

(a)

(b)

4.3 Misturador Planetário

A Figura 53 apresenta o projeto digital do misturador planetário construído e a Figura 54 representa o protótipo em etapa de montagem. Apesar de apresentarem desgaste controlado e boa durabilidade, as rodas de atrito de aço demonstraram problemas com aquecimento quando submetidas à altas rotações. Como a transmissão por atrito depende da conservação de uma pressão entre as rodas de atrito e o aquecimento causa uma dilatação, altas velocidades não puderam ser aplicadas nesse protótipo e a rotação ficou limitada em cerca de 2000 rpm.

Figura 53 – Projeto digital do misturador planetário

Figura 54 – Protótipo em etapa de montagem.

O princípio inovador do projeto inclinado, em equivalência com a do moinho, também foi a transmissão por rodas de atrito, conservado o mesmo princípio apresentado na seção 4.1, onde a força centrífuga na roda intermediária soma-se à força gerado pela montagem interferente, que gera a normal para a força de atrito, responsável pela transmissão.

4.2.1 Validação da mistura

Processou-se amostras variando-se a rotação e o tempo, conforme indicado na Tabela 4. Note que na velocidade de 2050 rpm foi realizado amostra com apenas 30 segundos, para evitar sobreaquecimentos. As amostras seccionadas no meio são mostradas na figura 55. Na figura 56 as faces de corte foram digitalizadas e processadas em tons de cinza.

Tabela 4 - Velocidade de translação e tempo das amostras realizadas.

Amostra	Translação (rpm)	Tempo (s)
A	1100	30
B	1550	30
C	2050	30
D	1100	60
E	1550	60
F	Antes da mistura	

Figura 55– Amostras de mistura referentes a Tabela 4.

Figura 56 – Tons de cinza das amostras da Tabela 4 e Figura 55.

Cada amostra teve pontos analisados (ver Figura 27) na escala de tons de cinza. Os valores obtidos foram transformados em histogramas. As curvas criadas a partir desses histogramas são apresentadas na Figura 57. A massa usada para mistura escura tem valor constante de 70 e a clara de 150. A mistura mais efetiva seria aquela formada por uma distribuição estreita monomodal, e nesse sentido as melhores misturas foram E e C. Pode ser observado, tanto visualmente quanto pelas curvas que o aumento da velocidade angular ou do tempo tornam a

mistura mais homogênea. Já em menores velocidades de translação, as amostras (A e D) não apresentaram uma boa mistura.

Figura 57 – Distribuição de Frequência da Análise de Tons de Cinza das amostras referentes a Tabela 4.

A Figura 58 apresenta as amostras, nas mesmas condições de velocidade e tempo (1550 rpm e 30 segundos), com diferentes relações volume material/jarro (60% e 25%). Observa-se visualmente que a amostra com relação 60% não alcançou a mesma efetividade que a de 25%.

Figura 58 – Amostras com diferentes relações de volume material/jarro: 60% (esquerda) e 25% (direita).

4.4 Rodas de Atrito

Experimentou-se rodas de atrito de diferentes materiais, tal como: poliuretano, celeron, latão e aço AISI 4340 temperado. O único que apresentou boa durabilidade foi o aço temperado. Todos os outros apresentaram desgaste excessivo em poucos minutos (Figura 59).

Figura 59 – Rodas de atrito sujeitas a alto desgaste depois de poucos minutos de funcionamento, em (a) poliuretano, em (b) latão e em (c) celeron.

Considerando uma transmissão com as características descritas a seguir e a Equação 25 para calcular a força normal P , entre as rodas de atrito e a Equação 26 para calcular a pressão de rolagem (k) (Niemann,1971).

$$P = \frac{(7,16 \cdot 10^5 \cdot N \cdot S_r)}{r \cdot n \cdot \mu} \quad (25)$$

Onde: N é potência (CV), 0.1 CV; S_r é o coeficiente de segurança de escorregamento ; n é a rotação (rpm), 700 rpm; r é o raio da roda de atrito (mm), 20mm; Q_l é o raio de curvatura (mm), 10 mm and B é a espessura de contato (mm), 3mm.

$$k = \frac{P}{2 \cdot Q_l \cdot B} \quad (26)$$

Onde: k é a pressão de rolagem.

A pressão de rolagem para diferentes materiais foi calculada e comparada com o seu valor máximo teórico (k_{lim}), conforme apresentado na Tabela 5. Note que, embora tenha um baixo coeficiente de atrito e uma alta força normal entre as rodas de atrito, o par de aço temperado é o único em a pressão de rolagem calculada foi menor que o valor limite admissível confirmando os resultados experimentais.

Tabela 5 - Pressão de rolagem para rodas de atrito: valores calculados e máximos valores permitidos

Par de Atrito	Coeficiente de atrito (μ)	P (kgf)	k (kgf/mm ²)	k_{lim} (kgf/mm ²)
Polímero/aço	0,8	9,6	0,16	0,02
Material Prensado/ Aço	0,4	19,2	0,32	0,10
Aço Temperado/ Aço Temperado	0,12	63,9	1,06	2,90

5 CONCLUSÕES

O projeto otimizado moinho para carregamentos de moagem de 25g onde o conjunto teve massa inferior a 1kg teve seu protótipo testado com a moagem de alumina calcinada de ϕ_{ee} de 4,2 μm que sofreu redução de tamanho de partícula para 0,9 μm em 1 hora de moagem. A transmissão baseada em rodas de atrito permitiu um projeto econômico e compacto, apresentando alto desempenho. Contudo, as rodas de atrito apresentaram problemas de aquecimento quando submetidas a amostras maiores e foi necessário implementar a transmissão por engrenagens.

Desta forma um moinho de maior capacidade com transmissão por engrenagens foi projetado, podendo operar com conjuntos de 2,5 kg. Esse moinho apresentou moagem ainda mais eficiente que o moinho menor, tendo chegado próximo de uma moagem micrométrica ($\phi_{ee} = 1,1 \mu\text{m}$) em apenas meia hora.

O misturador planetário com rodas de atrito, montado na mesma estrutura do moinho de maior capacidade (conjunto de até 2,5 kg) permitiu um projeto compacto e econômico. Apesar de ter velocidade máxima limitada pelo aquecimento da transmissão, ele permitiu a obtenção de misturas homogêneas em apenas alguns segundos, o que pode ser observado tanto visualmente quanto pela análise dos tons de cinza das amostras.

As condições otimizadas de moagem e mistura ocorrem em extremos entre si, o que dificulta o projeto de um equipamento híbrido, onde a operação de um sistema nas condições do outro sistema oferece alto risco de acidentes.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASHRAFIZADEH, H.; ASHRAFIZADEH, M. Influence of processing parameters on grinding mechanism in planetary mill by employins discrete method, **Advanced Powder Technology** 23, 2012.

BALAZ P. Mechanochemistry in Nanoscience and Mineral Engineering, **Springer**, 2008.

BLANCHARD, P.; ADDONA, T.; KIM, G.E. **Planetary Mill and Method of Milling**, US2013/0134242 A1, 30 mai. 2013

CARVALHO, Roni Cesar de ; Fortulan, C.A. . Projeto de um mini moinho vibratório auxiliado por técnicas de metodologia de projeto. **Revista Minerva**, v. 03, p. 235-244, 2006.

CHEN, S.; YANG, J.; JANG, B.Z. **High-energy planetary ball milling apparatus and method for the preparation of nanometer sized powders**, US006126097A, 3 out. 2000

CHEN, Y.; LIAN, Z.; LI, Z.; ZHENG, S.; WANG Z. Effects of rotation speed and media density on particle size distribution and structure of ground calcium carbonate in a planetary ball mill, **Advanced Powder Technology**, v.26, p. 505-510, 2015

DOS SANTOS, M.A.P.; COSTA, C.A. Comminution of silicon carbide powder in a planetary mill, **Powder Technology** 169 (2006) 84–88

FUKUMORI et al. Dry grinding of chitosan powder by a planetary ball mill, **Advanced Powder Technology**, v.9, p. 291-292, 1998.

FENG, Y.T.; HAN K.; OWEN D.R.J. Discrete element simulation of the dynamis of high energy planetary ball milling processes, **Materials Science and Engineering A** 373-377, 2004.

GANTNER, G.; MARK, F. **Mixing apparatus for counterbalancing flowable masses**, US. Pat. 5.551.779, 3 set. 1996.

GOUKO, N.; SAKAIDA, A.; ISHIKAWA, T.; OKAMOTO, K.; SHIRAISHI, Y. **Centrifugal ball mill**, US 2014/0117131 A1, 1 mai. 2014

GUZZO, P.L.; SANTOS, J.B.; DAVID, R.C. Particle size distribution and structure changes in limestone ground in planetary ball mill, **International Journal of Mineral Processing** 126, 2014.

HIRSCH, M.; ZIROLI, V.; HELM, M.; MASSING, U. Preparation of small amounts of sterile siRNA-liposomes with high entrapping. **Journal of Controlled Release**, v. 135, p. 80, 2009.

HUCKBY, D.R.; MACDONALD, J.E.; O'BRIEN, J. **Apparatus and method for mixing a fluid dispersion in a container having either a cylindrical or a square shape**, US Pat. 0.256.648, 16 nov. 2006.

HULLER, M.; CHERNIK, G.G.; FOKINA, E.L.; BUDIM, N.I. Mechanical alloying in planetary mills off high accelerations, **Advanced Materials Science** 18, 2008.

JOUVIN, J. **Mixing bowl for a planetary centrifugal mixer, and mixer receiving such bowls**, US Pat. 5.352.037, 4 out. 1994.

KWON, Y.; GERASIMOV, K.B.; YOON S. Ball temperatures during mechanical alloying in planetary mills, **Journal of alloys and compounds** 346, 2002.

MARK, F.; NOSER, M. **Mixing device including counterweight**, US. Pat. 5.746.510, 5 mai. 1998.

MARTIN, D.P.; BLACK E.; KAZLAUSKAS, P. **Centrifuge having multiple induction motors for rotating objects about a second axis**, US. Pat. 4.776.832, 11 out 1988.

MASSING, U. **Manufacture of lipid-based nanoparticles using a dual asymmetric centrifuge**. US. Pat. 0.193.511, 14 ago. 2008

MASSING, U.; CICKO S.; ZIROLI V. Dual asymmetric centrifugation (DAC)—A new technique for liposome preparation. **Journal of Controlled Release**, v. 125, p. 16, 2008.

MIDAS, T.; CURTIS, T. **Paint mixer with damping frame**, US. Pat. 6.953.279, 11 out. 2005.

MIO, H. et al. Effects of rotational direction and rotation-to-revolution speed ratio in planetary ball milling, **Materials Science and Engineering: A**, v. 332, p. 75-80, 2002

MIO, H.; KANO, J.; SAITO, F. Scale-up method of planetary ball mill, **Chemical Engineering Science** 59 (2004) 5909 – 5916

NIEMANN, G. “**Elementos de Máquina**” – São Paulo: Blucher, 1971.

NAGAO, F. **Planetary Ball Mill**. US. Pat. 7.744.027, 29 jun. 2010.

PULLMAN, B.C. **Mixing Process and Apparatus**. US. Pat. 3.778.033, 11 dez. 1973.

REINHARD, P. **Apparatus for production of molding materials**, US. Pat. 4.728.197, 1 mar. 1988.

ROBIDA, T. **Device and method for mixing materials**. US. Pat. 0.281.663, 12 nov. 2009.

ROSENKRANZ, S.; BREITUNG-FAES, S.; KWADE, A. Experimental investigations and modelling of the ball motion in planetary ball mills, **Powder technology** 2012 (2011) 224-230

SCHMIDT, G.U. **Mixing device for mixing liquid flowable or powdery materials**. US Pat. 6.709.151, 24 mar. 2004.

TAKACS, L.; MCHENRY J.S. Temperature of milling balls in shaker and planetary mills, **Journal of Material Science**, 2006

TENAMBERGEN, F.; MARUIAMAL, C. H.; MADER, K. Dual asymmetric centrifugation as an alternative preparation method for parenteral fat emulsions in preformulation development. **International Journal of Pharmaceutics**, v. 447, p. 31, 2013.

VERONNEAU, G. **Bladeless mixer with planetary motion**. US Pat. 7.396.152, 8 jul. 2008.

WELLENKAMP, F.J. Moagem Fina e Ultrafina de Materiais Minerais, **Série Tecnologia Mineral**, 75, Rio De Janeiro, 1999

ZHANG, F.L.; ZHU, M.; WANG, C.Y. Parameters optimization in the planetary ball milling of nanostructured tungsten carbide/cobalt powder, **International Journal of Refractory Metals and Hard Materials** 26, 2008.