

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
ENGENHARIA MECÂNICA

CAMILO ERNESTO RIBEIRO SOUSA

THIAGO GIMENES ALBERTIN

**ESTUDO DE EQUIPAMENTO DE MOAGEM E MISTURA PARA AUXILIO NA
PRODUÇÃO DE GRANITO SINTÉTICO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CORNÉLIO PROCÓPIO
2018

CAMILO ERNESTO RIBEIRO SOUSA

THIAGO GIMENES ALBERTIN

**ESTUDO DE EQUIPAMENTO DE MOAGEM E MISTURA PARA AUXILIO NA
PRODUÇÃO DE GRANITO SINTÉTICO**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Rogério Akihide Ikegami



**Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Campus Cornélio Procópio
Departamento Acadêmico de Mecânica
Curso de Engenharia Mecânica**



FOLHA DE APROVAÇÃO

Camilo Ernesto Ribeiro Sousa

Thiago Gimenes Albertin

ESTUDO DE EQUIPAMENTO DE MOAGEM E MISTURA PARA AUXILIO NA PRODUÇÃO DE GRANITO SINTÉTICO

Trabalho de conclusão de curso apresentado às 8h30 do dia 27/06/2018 como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheira Mecânica no programa de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná. O candidato foi arguido pela Banca Avaliadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Avaliadora considerou o trabalho aprovado.

Prof. Dr. Rogério Akihide Ikegami - (Orientador)

Prof. Dr. Júlio César de Souza Francisco - (Membro)

Prof. Dr. Romeu Rony Cavalcante da Costa - (Membro)

“A folha de aprovação assinada encontra-se na coordenação do curso”

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Nilvia Maria Ribeiro de Sousa e Adilson de Sousa por todo o suporte, amor e carinho que me proporcionaram desde o meu primeiro dia.

A todos os meus familiares, mas em especial a meu avô Plínio José Ribeiro que começou essa jornada em busca de conhecimento a muitos anos atrás, antes mesmo de minha existência.

Agradeço ao professor Dr. Rogério Akihide Ikegami pela sugestão e orientação no trabalho em que o mesmo esteve presente em todas as etapas do projeto sempre nos guiando pelo melhor caminho, cumprindo muito além do seu propósito.

À banca avaliadora pelo tempo reservado para este trabalho.

Agradeço aos meus amigos de curso, de faculdade e até mesmo da vida, pois todos foram fundamentais para tornar-me o homem que sou hoje.

Agradeço em especial a “Rep.produtores”, minha republica de coração, onde formei minha segunda família, com meus irmãos Mateus Favaron, Marcelo Spagnuolo e todos os demais integrantes e agregados que estiveram ali.

Dedico este trabalho em especial ao meu amigo Luiz Gustavo Roncon, Engenheiro Eletricista, que faleceu no dia 13/04.

À Universidade Tecnológica Federal do Paraná – Campus Cornélio Procópio com todo seu corpo docente e colaboradores pela estrutura e apoio que me concederam.

E por fim, agradeço a minha namorada e futura esposa, Aline Moreira, por todo o apoio, carinho e amor que me concede, por ser um dos pilares da minha vida e acreditar no meu potencial.

CAMILO

Agradeço a toda a minha família, especialmente aos meus pais, que investiram tudo para que eu e minha irmã pudéssemos nos desenvolver, se não fosse a dedicação e o empenho deles nada disso seria possível.

Agradeço também a todas as pessoas que me ajudaram durante essa trajetória, aos amigos, a todos os servidores dessa instituição e a todos que deram a sua contribuição para que cada estudante pudesse concluir sua graduação e sonhar com um bom emprego.

THIAGO

RESUMO

SOUSA, Camilo Ernesto Ribeiro; ALBERTIN, Thiago Gimenes. **ESTUDO DE EQUIPAMENTO DE MOAGEM E MISTURA PARA AUXILIO NA PRODUÇÃO DE GRANITO SINTÉTICO**. 2018. 108f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Engenharia Mecânica. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Cornélio Procópio, 2018.

A construção de bancadas e bases para máquinas de granito sintético vem crescendo consideravelmente. Elas se tornaram atraentes devido ao alto grau de amortecimento comparado com o ferro fundido, material de uso tradicional para esta aplicação. Com esta nova aplicação do granito sintético, a fabricação manual da granulometria exigida e da mistura do mesmo com o epóxi e endurecedor se torna inviável, necessitando a produção de um maquinário para auxílio. Portanto, o objetivo principal deste trabalho é a concepção de um projeto de um moedor e um misturador visando diminuir consideravelmente o tempo e o esforço demandado, aumentando a produção de granito sintético e consequentemente a aplicação do mesmo.

Palavras-chave: Moedor, Misturador, Granito Sintético.

ABSTRACT

SOUSA, Camilo Ernesto Ribeiro; ALBERTIN, Thiago. **STUDY OF MILLING AND MIXING EQUIPMENT FOR AID IN SYNTHETIC GRANITE PRODUCTION.** 2018. 108s. Course Completion Work (Undergraduate) - Mechanical Engineering. Federal Technological University of Paraná. Cornélio Procópio, 2018.

The construction of benches and bases for synthetic granite machines has been growing considerably. They have become attractive due to the high degree of damping compared to cast iron, a material of traditional use for this application. With this new application of synthetic granite, the manual production of the granulometry required and the mixing of the same with the epoxy and hardener becomes unfeasible necessitating the production of an auxiliary machinery. Therefore, the main objective of this work is the design of a grinder and a mixer project aiming to considerably reduce the time and effort demanded, increasing the production of synthetic granite and consequently the application of the same.

Keywords: Grinder, Mixer, Synthetic Granite.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Granito Natural.....	12
Figura 2 - Base de granito sintético.....	13
Figura 3 - Moedor de esferas	14
Figura 4 - Peneiras granulométricas em aço inox.....	16
Figura 5 - Britador de mandíbulas Nordberg série C.....	18
Figura 6 - Britador Giratório série GP	19
Figura 7 - Britador de impacto Nordberg série NP	20
Figura 8 - Britador de rolos dentados de duplo eixo.....	21
Figura 9 – Britador de rolos ROLBRIT	21
Figura 10 - Moinho de bolas.....	22
Figura 11 - HRC Britador de Rolos de Alta Pressão (HPGR).....	23
Figura 12 - Moinho de discos DM 200.....	24
Figura 13 - VIBRA-DRUM®.....	25
Figura 14 - Misturador em Y para laboratório.....	25
Figura 15 - Relação de Abrasividade e Granulometria.....	27
Figura 16 - Tambor Misturador.....	28
Figura 17 - Faixas de estimativa de consumo energético	31
Figura 18 - Tipos de Moagem a esquerda: Catarata a direita: Cascata.	37
Figura 19 - Diagrama de forças.....	38
Figura 20 - Critério de convergência de 10% da malha	40
Figura 21 - Tensões máxima e mínima no moedor	40
Figura 22 - Deformação máxima e mínima do moedor	41
Figura 23 - Deformação do tambor misturador.....	42
Figura 24 - Tensões críticas no misturador	42
Figura 25 - Critério de convergência de 2% da malha	43
Figura 26 - Curva de potência.....	47
Figura 27 – Modelagem: Vista Lateral.....	48
Figura 28 - Modelagem: Vista de perfil.....	49
Figura 29 - Eixo de suporte as câmaras de moagem e mistura	54
Figura 30 - Etapas de transmissão.....	55
Figura 31 - Diagrama de forças no eixo principal	56

Figura 32 - Diagrama de momento e força cortante no eixo principal.....	56
Figura 33 - Critério de convergência	59
Figura 34 - Deslocamento máximo eixo principal.....	59
Figura 35 - Tensão máxima no eixo principal.....	60
Figura 36 - Ponto de tensão máxima destacado	60
Figura 37 - Dimensões e capacidades dos rolamentos comerciais.....	61
Figura 38 - Estrutura tubular.....	64
Figura 39 - Critério de falha de 5% para a estrutura	65
Figura 40 - Deformação máxima da estrutura	65
Figura 39 - Regulagem das correias	65
Figura 40 - Trava dos tambores	66
Figura 41 - Placa de informações motor	68
Figura 42 - Orçamento do equipamento.....	70
Figura 43 - Modelagem final do equipamento	73

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Granulometria de alimentação e produto em cada estágio de britagem .	17
Tabela 2 - Propriedades Intrínsecas	27
Tabela 3 - Índice de trabalho em kWh/t.....	31
Tabela 4 - Fator de correção em circuito aberto.....	33
Tabela 5 - Relações de redução	34
Tabela 6 - Consumo Energético Previsto	36
Tabela 7 - Volume e massas para mistura.....	41
Tabela 8 - Momentos de inércia	44
Tabela 9 - Dados do projeto	49
Tabela 10 - Chavetas do equipamento	53
Tabela 11 - Bitolas de fios condutores de cobre	68

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVA	13
2	OBJETIVOS	15
2.1	OBJETIVOS ESPECIFICOS	15
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	15
3.1	COMINUIÇÃO	15
3.2	BRITADORES E MOEDORES	16
3.2.1	EQUIPAMENTOS DE BRITAGEM	17
3.2.2	EQUIPAMENTOS DE MOAGEM	22
3.2.3	CONSTRUÇÃO DE MISTURADORES	25
4	METODOLOGIA	26
4.1	SELEÇÃO DO MOEDOR	26
4.1.1	ESTUDO DO MINÉRIO	26
4.1.2	CAPACIDADE	28
4.2	MOEDOR DE ESFERAS	29
4.3	MISTURADOR	41
4.4	ESTRUTURA DO EQUIPAMENTO	43
4.4.1	MOTOR E SISTEMA DE TRAMISSÃO	43
4.4.2	MODELAGEM	48
4.4.3	DIMENSIONAMENTO DAS CORREIAS	49
4.4.4	DIMENSIONAMENTO DAS CHAVETAS	51
4.4.5	DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS	53
4.4.6	DIMENSIONAMENTO DOS ROLAMENTOS E MANCAIS	60
4.4.7	DIMENSIONAMENTO DO SUPORTE E REGULAGEM	64
4.4.8	LIGAÇÃO ELÉTRICA	67
5	RESULTADOS E DICUSSOES	68
5.1	LISTA DE PEÇAS	70
6	CONCLUSÃO	73
6.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	74

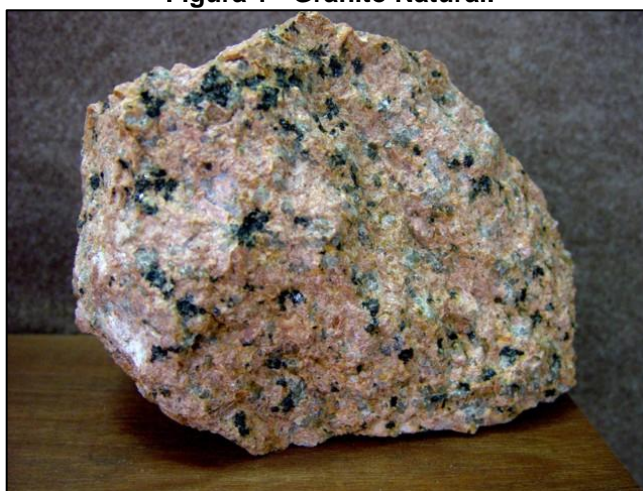
7 REFERÊNCIAS	75
APÊNDICE A - ORÇAMENTOS DO EQUIPAMENTO	77
APÊNDICE B – DESENHOS TÉCNICOS DO PROJETO	81

1 INTRODUÇÃO

O granito é um mineral de grande aplicação na arquitetura e indústria civil, em grande parte voltado para a ambientação de interiores, como por exemplo na construção de bancadas, mesas, balcões, divisórias e pisos. Este mineral não tem todas essas aplicações apenas por ser uma bela rocha ornamental, suas propriedades mecânicas de resistência a abrasão e compressão são excepcionais.

A pedra de granito é considerada um mineral ígneo, ou seja, possui um aglomerado compacto de grãos heterogêneos e com volume de vazios reduzidos, na Figura 1 tem-se um exemplo. Suas propriedades mecânicas dependem exatamente das características citadas. Diferentes dos metais as rochas não têm sistemas de classificação geral, pois suas propriedades variam muito de uma para outra, porém, sua classificação se baseia nos parâmetros de elasticidade, RCS (compressão uniaxial) e velocidade de propagação de ondas ultrassônicas que são ensaios fáceis de serem executados (CHIOSSI 1975).

Figura 1 - Granito Natural.



Fonte: Departamento de Geologia UFRJ

Em virtude dessas notáveis propriedades, o granito vem ganhando novas aplicações, em especial na substituição do ferro fundido em bases de máquinas e bancadas didáticas por uma composição de granito e resina, comumente chamado de granito sintético. Esta aplicação é devida ao alto grau de amortecimento do granito sintético, chegando a ser três vezes maior do que o ferro fundido, material de uso tradicional para estas aplicações (FILHO; NETO, 2010).

Atualmente, apenas 5% da produção de granito mundial não é utilizada na indústria civil (MAURO, 2011), contudo, o crescimento das pesquisas de novas aplicações tende a aumentar este número, tornando-se necessário a otimização do processo produtivo do granito sintético.

O granito sintético é composto por agregados de granito natural de alta qualidade combinados com uma resina epóxi ou fenólica, sendo que a proporção de resina no peso da mistura é da ordem de 10% a 30%, essa proporção varia conforme a aplicação mecânica e a geometria da peça a ser construída. (RIBEIRO; PURQUERIO, 1999).

Segundo Wrege (2000), o granito natural utilizado deve estar em uma granulometria entre 0,6 a 2 mm, a qual não é encontrada comercialmente, necessitando, então, um refinamento dos granitos naturais adquiridos. Este refinamento pode ser feito manualmente através da quebra das pedras de granito ou com a utilização de um moedor. O mesmo acontece com a mistura do granito natural com a resina que pode ser realizada com trabalho manual ou em um misturador.

1.1 MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVA

Na Universidade Tecnológica Federal do Paraná, *Campus* de Cornélio Procópio, foi produzida uma base de máquina didática para o Laboratório Tecnológico de Vibrações Mecânicas (Figura 2), pelo aluno Jonathan Corrêa, de forma artesanal.

Figura 2 - Base de granito sintético



Fonte: Corrêa (2017)

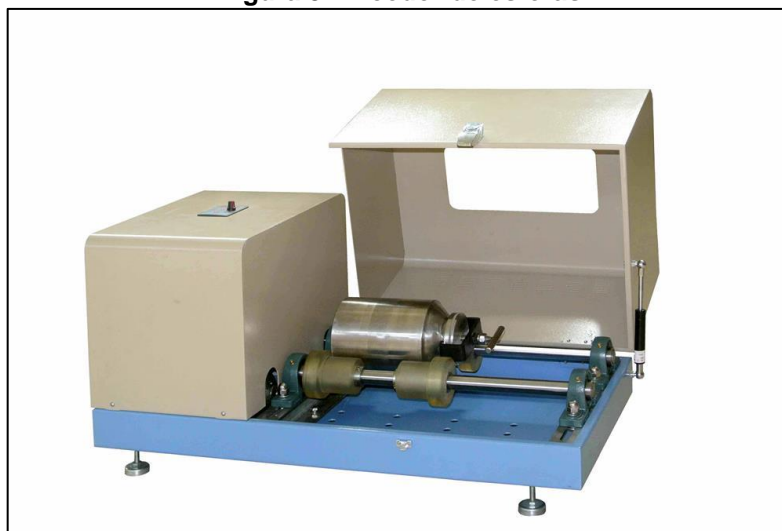
Visto a dificuldade da moagem e mistura dos materiais para a construção de estruturas de granito sintético, faz-se necessário a aquisição ou a construção de um equipamento para auxílio na produção dessas estruturas.

Os equipamentos que mais podem auxiliar nas tarefas de triturar e misturar os materiais são: um moedor e um misturador. Considerando que estas tarefas representam cerca de 70% do tempo de produção de uma bancada de granito sintético, torna-se muito interessante a automação dessas tarefas.

Diante da falta ou da dificuldade de aquisição de equipamentos apropriados, as instituições ou empresas interessadas na fabricação de granito sintético buscam produzir ou importar tais equipamentos.

O custo para importação desses equipamentos chega a ultrapassar os R\$10.000,00 (NOS, 2011), na figura 3 temos um exemplo de moedor de esferas laboratorial importado, o preço desse equipamento parte de USD\$1,998.00 (aproximadamente R\$7050,00) sem considerar taxas de importação e frete. Misturadores laboratoriais para este tipo de aplicação sofrem do mesmo problema, muitos são equipamentos adaptados e não possuem um desempenho considerável.

Figura 3 - Moedor de esferas



Fonte: MTI Corporation

Considerando, então, as dificuldades para aquisição de um equipamento, surge a motivação deste trabalho.

2 OBJETIVOS

O objetivo principal deste trabalho baseia-se em conceber o projeto de um equipamento de moagem e mistura para o Laboratório Tecnológico de Vibrações Mecânicas, para futuros trabalhos com granito sintético.

O projeto não deve se restringir apenas à operação com granito sintético, deve suprir também a necessidade de moagem e mistura de outros materiais, entretanto, antes de qualquer operação o usuário deve respeitar os limites de construção do equipamento.

2.1 OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Estudar das propriedades do granito natural;
- Analisar e selecionar do britador ou moedor e misturador com melhor custo benefício;
- Dimensionar numericamente dos componentes do equipamento;
- Modelar o projeto em CAD (SolidWorks®);
- Simular em elementos finitos;
- Avaliar os custos de produção.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo tem por interesse apresentar de forma sucinta todos os conceitos abordados para a elaboração deste projeto, englobando conceitos de cominuição, britadores, moedores e construção de misturadores.

3.1 COMINUIÇÃO

Segundo Carvalho (2012), a cominuição compõe um conjunto de processos de redução de tamanho de partículas minerais, realizados com rigoroso controle, de forma a adequar a distribuição granulométrica do material para seu uso posterior, sendo assim, o processo de cominuição do mineral começa na fragmentação da pedra bruta através de explosões e outros processos, até o ponto onde alcançamos a granulometria correta para a aplicação desejada.

Para a produção do granito sintético é necessário atingir as granulometrias de 2 mm, 1 mm e 0,6 mm, esses grãos são padronizados com o auxílio de peneiras com as classificações nº10, nº18 e nº30 respectivamente, de acordo com a norma ABNT/ASTM. O número de classificação das peneiras se refere a quantidade de aberturas da malha quadrada por polegada linear, na figura 4 temos alguns exemplos de peneiras granulométricas.

Figura 4 - Peneiras granulométricas em aço inox



Fonte: SPLabor – Equipamentos para laboratórios

Granito natural é normalmente retirado da natureza em forma de grandes blocos cortados por um fio diamantado, passando por diversos processos até ser comercializado. Contudo, como boa parte do uso do granito se atribui a grandes placas para a construção de bancadas, mesas e balcões, ele não atinge a característica de grãos. Dessa forma, para a utilização do mesmo em granulometrias tão pequenas é possível trabalhar com resíduos de granito que são descartados durante o corte dos blocos que são utilizados nas marmorarias.

3.2 BRITADORES E MOEDORES

Os processos de cominuição de minerais mais comuns utilizam da britagem e moagem para gerar granulometrias pequenas, como ocorre com a maioria das rochas, os processos de britagem e moagem tem o mesmo objetivo, entretanto, são aplicadas em diferentes fases.

A britagem é o primeiro processo de fragmentação dos minerais, e costumam ocorrer diversas vezes em diferentes equipamentos até que o minério

esteja em um tamanho adequado para o processo de moagem, os britadores mais comuns neste tipo de processo são os de mandíbula, giratórios e rolos dentados ou lisos.

O processo de moagem é mais minucioso pois nele espera-se obter diversas granulações diferentes muito menores do que as do processo de britagem chegando até mesmo a pó. É combinado diversos processos de fragmentação nos seus equipamentos, sendo os mais comuns os moedores de bolas para moagem mais finas e de barras para uma moagem mais grosseira. O processo de moagem acaba sendo considerado uma britagem fina (FAVERO 2016).

3.2.1 EQUIPAMENTOS DE BRITAGEM

A definição de um britador, além da trituração primária do mineral, é também dependente de particularidades técnicas como energia requerida para fragmentação do mineral, forças envolvidas, desgastes dos componentes, disponibilidade física e a taxa de produção máxima, em geral, para cada tipo de mineral existe um britador ou um conjunto deles para uma melhor eficácia de trituração. (CARVALHO 2012).

Os processos de britagem são subsequentes, portanto para a fragmentação de um material da jazida até o produto são necessárias várias etapas de britagem, na Tabela 1 é possível ver uma classificação de estágios de britagem e suas características.

Tabela 1 – Granulometria de alimentação e produto em cada estágio de britagem

Estágio de Britagem	Tamanho Máximo de Alimentação (mm)	Tamanho Máximo de Produção (mm)
Britagem Primária	1000	100,0
Britagem Secundária	100	10,0
Britagem Terciária	10	1,0
Britagem Quaternária	5	0,8

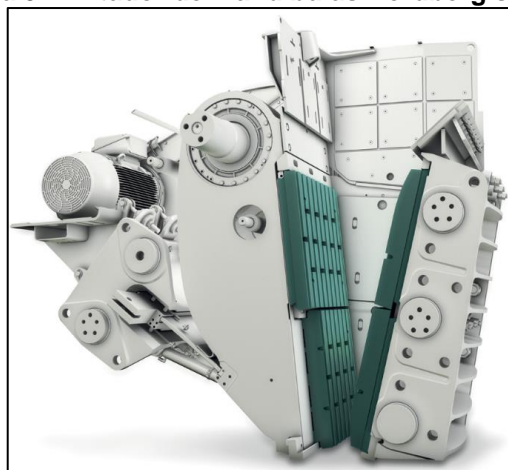
Fonte: Tratamento de Minérios

3.2.1.1 BRITADOR DE MANDIBULAS

Robustos e grandes, não possuem um bom controle da granulometria, mas são ótimos para britagem primária, onde o principal objetivo é produzir minérios que possam ser conduzidos por uma esteira transportadora para estágios posteriores (METSO, 2005).

Com uma relação de redução média 7:1 a trituração dos minérios acontece principalmente por compressão e cisalhamento, os mesmos entram dentro da câmara de britagem, representada pelo espaço entre as placas verdes da figura 5, onde são comprimidos com o movimento de uma das placas em relação a outra, ela se abre e fecha como um movimento de “mastigar”, por essa razão recebe o nome de britador de mandíbulas.

Figura 5 - Britador de mandíbulas Nordberg série C.



Fonte: Catalogo METSO 2017

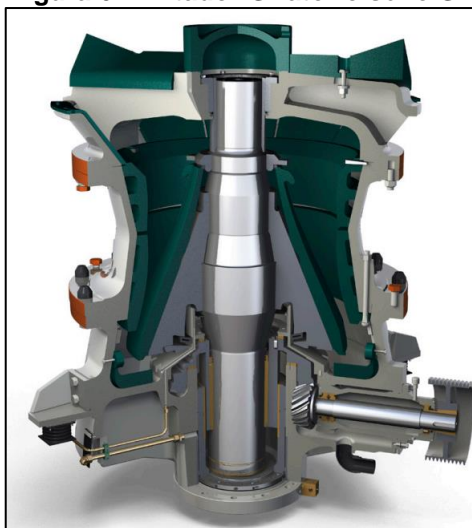
Britadores de mandíbulas são de fácil construção e trabalham com diversos tipos de materiais, desde minerais a metais reciclados e podem triturar materiais de grandes proporções por conta do tamanho da abertura de sua de alimentação, suas desvantagens estão em relação a sua pequena largura, que limita sua capacidade, e ao desgaste das mandíbulas, principalmente quando expostas a materiais muito abrasivos (METSO, 2005).

3.2.1.2 BRITADORES GIRATÓRIOS

São britadores de uso primário, com uma produção por hora maior do que os britadores de mandíbulas equivalentes, pois, possuem uma área de contato maior e uma produção mais contínua, sua produção pode variar de 700 a 7600 t/h (METSO, 2005).

A cominuição neste britador acontece por compressão, cisalhamento e abrasão, com uma produção de finos considerável, os materiais para alimentação são introduzidos na abertura acima do cone, e são britados na câmara de britagem localizada entre o cone giratório e as paredes, figura 6. O material só sai do britador após atingir o tamanho pré-determinado antes do início da britagem, seu movimento excêntrico do eixo permite que sua granulometria seja bem distribuída.

Figura 6 - Britador Giratório série GP



Fonte: Catálogo METSO 2017.

Estes britadores podem ter uma capacidade maior comparado a outros britadores primários, mas para tanto, ele precisa ser alimentado continuamente. Pode triturar materiais de alta dureza e abrasividade, mas possuem limitações com materiais coesivos (CARVALHO, 2012).

3.2.1.3 BRITADOR DE IMPACTO

Ainda compondo o quadro de britadores primários, o britador de impacto tem alta capacidade de processamento variando de 200 a 2500 t/h (VARELA, 2011).

Este britador possui um desempenho tão notável devido à alta rotação de seus martelos, diferente dos britadores apresentados anteriormente, os produtos deste britador não dependem da gravidade para atravessar a câmara de britagem.

Este britador, como o próprio nome indica, trabalha essencialmente com a fragmentação através do impacto, o mesmo possui martelos ou barras que se movimentam a uma velocidade altíssima, onde, quando entram em contato com o mineral transferem energia cinética e os lançam contra as chapas de aço presas a carcaça, na figura 7 é mostrado a instalação das chapas.

Figura 7 - Britador de impacto Nordberg série NP



Fonte: Catálogo METSO 2017

Apesar de sua ótima capacidade de produção, o desgaste das peças é alto e este britador leva desvantagem em seu elevado custo de manutenção, não sendo recomendado para o uso de minérios muito abrasivos.

3.2.1.4 BRITADOR DE ROLOS DENTADOS

O britador de rolos dentados consiste em um cilindro com dentes, que gira contra uma parede fixa ou contra outro cilindro dentado, o sentido de rotação é sempre central, e a fragmentação ocorre principalmente por compressão e cisalhamento.

Possuem um bom rendimento, chegando a 14000 t/h (VARELA, 2011), mas seu tamanho de alimentação é limitado, sendo aconselhado para o uso em estágios secundários ou terciários de um circuito de britagem. Na figura 8 é possível ver um

britador de rolos dentados comercial, diferente dos anteriores, o mesmo pode ser móvel, o que facilita seu uso em determinadas áreas.

Figura 8 - Britador de rolos dentados de duplo eixo



Fonte: Haarslev Processing Technology

Suas desvantagens são ligadas ao desgaste de seus componentes, principalmente os dentes, e a relação de redução que é pequena devido ao tamanho da alimentação, a mesma fica entre 2:1 a 6:1 (CARVALHO, 2011).

3.2.1.5 BRITADOR DE ROLOS

É um equipamento que possui o mesmo sentido de trabalho do britador de rolos dentados, sendo os rolos lisos sua única singularidade, na figura 9 é possível identifica-los. Os rolos do britador giram com uma rotação central em uma mesma velocidade constante sentidos opostos, forçando assim a passagem do material entre os mesmos comprimindo-os até sua fragmentação.

Figura 9 – Britador de rolos ROLBRIT



Fonte: Brastorno – Tecnologia de Equipamentos para Mineração

Os britadores de rolos possuem uma grande limitação de alimentação, a mesma é dependente do diâmetro e do espaçamento entre os rolos, reduzindo seu desempenho e capacidade.

3.2.2 EQUIPAMENTOS DE MOAGEM

A partir de certa granulometria de alimentação e de produto, os britadores são substituídos por moinhos, equipamentos mais delicados e com um objetivo de atingir granulometrias de descarga específica para aplicações.

3.2.2.1 MOINHO ROTATIVO

O moinho rotativo, visto na figura 10, trata-se de um cilindro oco que gira apoiado por mancais, revestido internamente por placas de aço ou borracha e possui, livres no seu interior, corpos moedores, que podem ser bolas, barras ou cylpebs um formato semelhante ao de uma rolha (METSO, 2005).

Figura 10 - Moinho de bolas



Fonte: Catalogo METSO 2016

Seu funcionamento é simples, o cilindro gira em torno do próprio eixo em uma rotação crítica, criando um movimento cascata ou catarata dos corpos moedores dentro do cilindro, onde, os mesmos comprimem, cisalham, e impactam os materiais a serem fragmentados.

Possui um desempenho considerável por utilizar diversos modos de fragmentação, contudo sua capacidade está ligada ao seu tamanho, portanto, quanto maior a capacidade necessária de produção maior o tamanho do moedor.

3.2.2.2 HPGR

O *High Pressure Grinding Roller* (HPGR), figura 11, executa o mesmo trabalho do britador de rolos, ele possui um dos rolos fixos e outro móvel regulado por cilindros hidráulicos, ajustados para manter uma pressão constante entre os cilindros.

O HPGR se ajusta de acordo com os materiais que são inseridos e os cilindros hidráulicos o mantêm com uma alta compressão, portanto, quanto maior for material alimentado, maior será a pressão.

Figura 11 - HRC Britador de Rolos de Alta Pressão (HPGR).



Fonte: Catálogo METSO 2013

Por conta de sua alta compressão nos materiais de alimentação o HPGR é considerado um moedor, mas é muito utilizado como britadores terciários e quaternários, pois mantém uma boa relação de redução, melhorando a granulometria do produto final, sem um alto consumo de energia (VARELA, 2011).

3.2.2.3 MOINHO DE DISCOS

O moinho de discos, figura 12, possui dois discos concêntricos, sendo um móvel e outro fixo, o material entra através de uma abertura no centro do disco fixo e,

em razão do movimento do disco móvel, é direcionado as periferias, onde o mesmo sofre impacto do disco móvel e só sai da câmara de moagem após atingir a granulometria determinada pelo volante de ajuste de distância dos discos.

Figura 12 - Moinho de discos DM 200



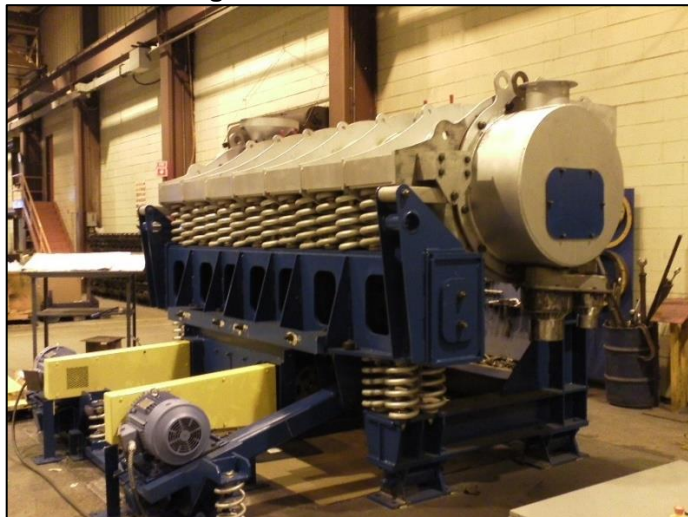
Fonte: Retsch

Este tipo de moinho fragmenta materiais frágeis e duros e tem uma ótima aplicação para obtenção de granulometrias muito pequenas e que a contaminação por ferro não prejudique a aplicação do material (LUZ, 2010).

3.2.2.4 MOINHO VIBRATÓRIO

São moinhos empregados em operações contínuas ou em bateladas, são constituídos de tubos com corpos moedores, na maioria das vezes esferas, no seu interior, este tubo está ligado a um eixo com um peso excêntrico que através de uma junta flexível transforma a rotação do motor em vibração (LUZ, 2010).

Em geral são constituídos de dois tubos, mas o modelo General Kinematics, representado na figura 13, possui apenas um tubo de grande diâmetro, ele é apoiado por molas e alimentado e descarregado através de juntas flexíveis. Este moinho é atrativo pelo seu pequeno tamanho e consumo de energia, mas seu maior diferencial é em relação a faixa granulométrica do produto, podendo atingir uma área superficial até 500 m²/g (LUZ, 2010).

Figura 13 - VIBRA-DRUM®

Fonte: General Kinematics.

3.2.3 CONSTRUÇÃO DE MISTURADORES

Existem diversos tipos de misturadores para laboratórios cada um com uma aplicação, muitos são feitos sob encomenda pois sua construção é relativamente simples. O mais comum de se encontrar em laboratórios são misturadores do tipo V ou Y, figura 14, eles dispõem de um pequeno porte e conseguem processar e homogeneizar diversos tipos de materiais.

Figura 14 - Misturador em Y para laboratório

Fonte: Rodrinnox

Estes misturadores possuem um funcionamento simples, sua câmara misturadora possui 2 ou 3 cilindros interligados, em V e Y respectivamente, onde um motor é unido aos cilindros através de um eixo.

Misturadores podem poupar muito tempo e esforço, as premissas para a construção dos mesmos dependem dos materiais que serão processados, volume, espaço físico, alimentação, homogeneização da matéria, entre outros aspectos. A partir da determinação destas características é possível encontrar o melhor tipo de misturador.

4 METODOLOGIA

Neste tópico será apresentado toda a concepção do projeto, tendo em vista o trabalho de Jonathan Corrêa *Projeto de uma Base de Granito Sintético Para Máquina Didática de Vibração* de onde será retirado as premissas para construção do equipamento, fundamentando a seleção dos moedores e misturadores, dimensionamento das máquinas, levantamento de informações de materiais disponíveis na universidade e levantamento de orçamentos.

4.1 SELEÇÃO DO MOEDOR

As variáveis que determinam o moedor com melhor eficiência envolvem tanto o material a ser moído como a produção e capacidade do sistema, a seguir as mesmas serão descritas de forma detalhada já considerando as fronteiras do projeto.

- Estudo do minério
- Índice de Abrasão
- Densidade
- Capacidade

4.1.1 ESTUDO DO MINÉRIO

Para a produção da base de granito sintético presente na universidade, foram utilizados resíduos de granito de diversos tamanhos, que foram fragmentados manualmente até atingirem a granulometria de aplicação que foi descrita por Wrege (2000), portanto, não é possível determinar com clareza qual será o tamanho das partículas de granito da alimentação e propriedades mecânicas do granito natural sendo necessário a adoção de valores intermediários encontrados na literatura.

A seleção de um moedor começa com o estudo do material que irá ser fragmentado, é necessário a definição de algumas propriedades intrínsecas do material para que seja feita a escolha correta, como as descritas na tabela 2.

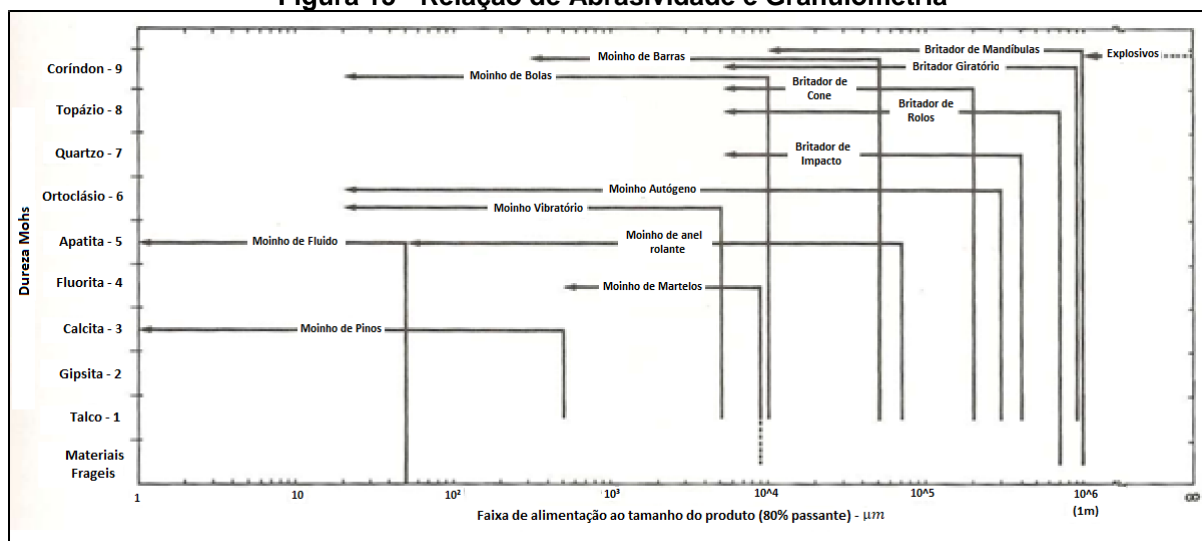
Tabela 2 - Propriedades Intrínsecas

Granito	Propriedades
Índice de Trabalho (Work Index)	9,9 KWh/t
Densidade	2,66 g/cm ³
Resistência a Compressão	177 MPa
Abrasividade	0,5

Fonte: Carvalho, 2012; Luz, 2010.

O granito é uma rocha ígnea, ou seja, é derivado do resfriamento de magma, composta por um aglomerado compactado de grãos heterogêneos de quartzo, feldspato, micas, anfibólios, piroxênios e olivina, mas, é essencialmente constituída de sílica, que corresponde a 75% (MAURO, 2011). Essa composição faz com que sua dureza seja alta, estabelecendo-se entorno de 6 a 7 Mohs, Kelly e Spottiswood determinaram uma relação entre a abrasividade e granulometria de produto, figura 15, onde é possível identificar o regime de trabalho de diversos moedores e britadores.

Figura 15 - Relação de Abrasividade e Granulometria



Fonte: Kelly e Spottiswood, 1982

Através da interpretação da figura 15 é possível afunilar os equipamentos que podem ser dimensionados para o laboratório, neste caso, os equipamentos que se encaixam são os moinhos de barras e esferas, pois operam com materiais abrasivos e as granulometrias de aplicação estão dentro da faixa.

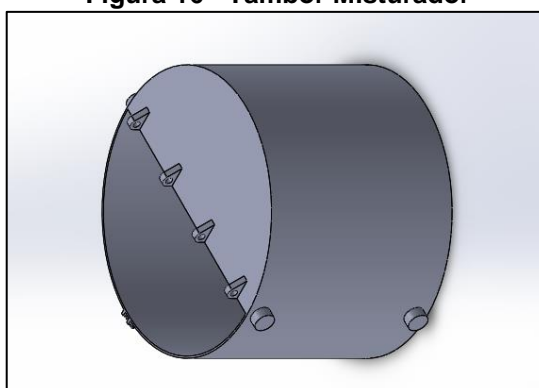
Os moinhos de barras e esferas possuem um mesmo conceito de fragmentação e construção, a diferença está apenas na carga moedora, que interfere exclusivamente na granulometria de alimentação e produto. Entre os moinhos, para aplicação em questão, o moinho de bolas trabalha em uma faixa granulométrica de produtos menor, como pode ser verificado na figura 15, se tornando mais atraente para futuras pesquisas não só com granito sintético, mas com qualquer material que precise ser fragmentado.

4.1.2 CAPACIDADE

A capacidade de um moedor de esferas está correlacionada a suas dimensões, portanto, quanto maior o moedor, maior a quantidade de material que pode ser moída. As fronteiras para dimensionamento do moedor e sua capacidade, foram traçadas de acordo com a quantidade de granito utilizada na bancada já presente na universidade, onde foram utilizados 25kg de granito natural.

Segundo Paula (2014), o melhor desempenho de um moedor de esferas é quando 50% de seu volume está ocupado, no qual, 20% são de esferas e 30% do material a ser fragmentado, desta maneira, fixando uma massa de 30kg de granito natural, podemos dimensionar a câmara de fragmentação com 300mm de comprimento por 400mm de diâmetro e 3mm de espessura com aço 1020. Na figura 16 têm-se a modelagem do mesmo.

Figura 16 - Tambor Misturador



Fonte: Autoria Própria

4.2 MOEDOR DE ESFERAS

Antes de utilizar um moedor para fragmentar materiais é necessário calcular o trabalho gasto pelo mesmo, ou seja, a quantidade de energia necessária que o moedor tem que transferir para o material para reduzir seu tamanho.

Já é um objeto de estudos antigo os mecanismos de fragmentação de rochas e determinação da energia de fragmentação, através dos anos este estudo vem sendo frequentemente atualizado e ainda não foi encontrada uma formulação geral satisfatória. Atualmente existem três leis da fragmentação que são utilizadas para a construção de moinhos.

Lei de Rittinger

Peter von Rittinger 1811-1872 era um austríaco pioneiro nos processos de mineração e definiu a fragmentação como “a área da nova superfície produzida por fragmentação é diretamente proporcional ao trabalho útil consumido” (LUZ 2010) Obtendo-se.

$$E = K (S_1 - S_0) \quad (1)$$

Sendo:

E = energia específica;

K = fator de proporcionalidade;

S_1 = área do produto;

S_0 = área inicial.

Lei de Kick

F. Kick definiu a energia como sendo “o trabalho requerido proporcional à redução em volume das partículas envolvidas” (LUZ 2010) obtendo-se.

$$E = C \log \left(\frac{D_0}{D_1} \right) \quad (2)$$

Sendo:

E = energia específica;

C = constante;

D_0 = diâmetro inicial;

D_1 = diâmetro final.

Estas duas leis foram arduamente usadas por pesquisadores, cada um utilizava-as de acordo com sua própria interpretação e experimentos, contudo elas eram controversas em um ponto, o material calculado teoricamente não tinha a mesma dureza do que os aplicados na prática causando uma grande discrepância entre a energia calculada e a aplicada ao processo.

F.C. Bond propôs então a terceira lei da fragmentação “a energia consumida para reduzir o tamanho de um material é inversamente proporcional à raiz quadrada do tamanho” (LUZ 2010) a expressão fica da seguinte forma:

$$E = 10WI \left[\frac{1}{\sqrt{P}} - \frac{1}{\sqrt{F}} \right] \quad (3)$$

Sendo:

E = energia específica;

P = dimensão da partícula de produto μm ;

F = dimensão da partícula de alimentação μm ;

WI = Índice de trabalho em kWh/t.

A lei de Bond é a mais utilizada pelas indústrias pois ela se adapta ao tipo de material a ser fragmentado oferecendo mais exatidão aos cálculos. O índice de trabalho é definido para cada material, para defini-lo é necessário a aplicação de uma amostra do material em um moinho padrão proposto pela NBR 11376 ABNT onde será encontrado o índice de moabilidade e posteriormente o índice de trabalho, na tabela 3 é possível verificar alguns materiais com índices de trabalho já determinados por pesquisas.

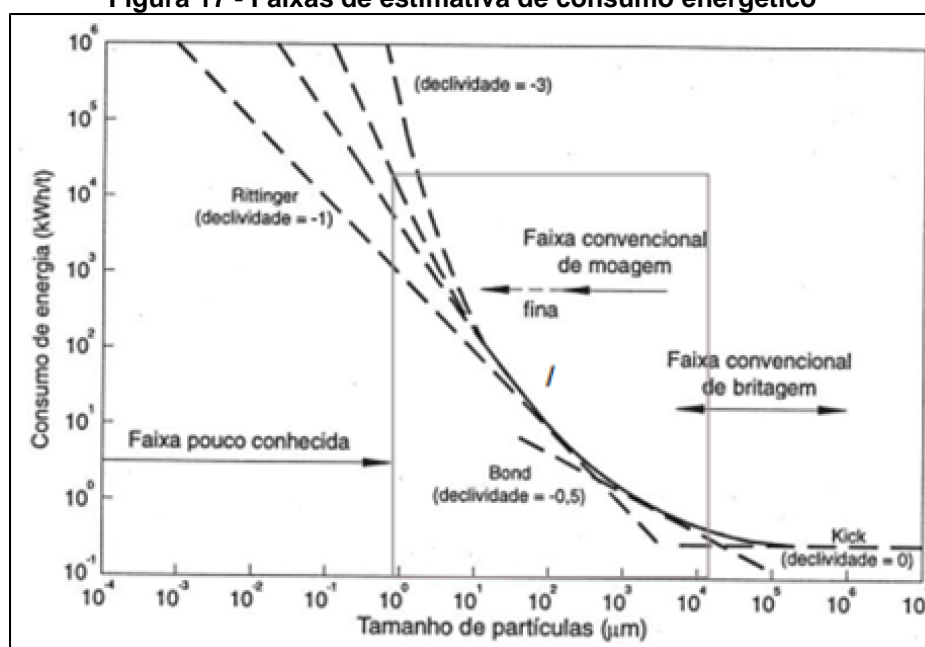
Tabela 3 - Índice de trabalho em kWh/t

	Moinho de barras			Moinho de bolas		
	Nº de testes	Média	Intervalo de resultados	Nº de testes	Média	Intervalo de resultados
Bauxita	33	10,8	2-20	29	14,5	1-31
Carvão	4	9,8	8-12	6	15,4	13-18
Ferro-silício	3	7,1	4-11	8	17,9	6-51
Granito	10	16,3	8-36	8	9,9	10-11
Argila	4	12,5	6-18	11	10,8	4-23

Fonte: Rowland Jr. - Teste para seleção de circuitos de cominuição

Foi adotado a Lei de Bond para o cálculo da estimativa de consumo de energia, essa adoção vem faixa granulométrica abrangente por Bond que inclui os particulados aplicados ao granito sintético, figura 17. Assim, através do índice médio de trabalho encontrado por Rowland Jr. (1982) temos todas as premissas para a resolução da expressão (3), mesmo antes de dimensionar o moedor, pois, a mesma não depende destes parâmetros, apenas da granulometria de alimentação e produto.

Figura 17 - Faixas de estimativa de consumo energético



Fonte: Luz 2010 (adaptado)

Assim, o consumo energético proposto por Bond para as granulometrias de aplicação definidas por Wrege é:

$$P = 2 \text{ mm (2000 } \mu\text{m)}$$

$$\text{Consumo Energético (E)} = 10 * 9,9 * \left[\frac{1}{\sqrt{2000}} - \frac{1}{\sqrt{10000}} \right] \quad (4)$$

$$\text{Consumo Energético (E)} = 1,22 \text{ [kWh/t]} \quad (5)$$

$$P = 1 \text{ mm (1000 } \mu\text{m)}$$

$$\text{Consumo Energético (E)} = 10 * 9,9 * \left[\frac{1}{\sqrt{1000}} - \frac{1}{\sqrt{10000}} \right] \quad (6)$$

$$\text{Consumo Energético (E)} = 2,14 \text{ [kWh/t]} \quad (7)$$

$$P = 0,6 \text{ mm (600 } \mu\text{m)}$$

$$\text{Consumo Energético (E)} = 10 * 9,9 * \left[\frac{1}{\sqrt{600}} - \frac{1}{\sqrt{10000}} \right] \quad (8)$$

$$\text{Consumo Energético (E)} = 3,05 \text{ [kWh/t]} \quad (9)$$

Estas estimativas de consumo ainda estão longe do consumo real, isto acontece porque o moinho de testes de Bond tem condições que nem sempre serão as mesmas do moinho dimensionado, por isso existem fatores de correção a serem aplicados para que essa estimativa se torne mais próxima da realidade.

Os consumos energéticos encontrados se aplicam a um moinho de bolas de 2,44 metros de diâmetro interno, com regime a úmido de circuito fechado com classificador espiral e carga circulante de 50%. Para o moinho que está em desenvolvimento serão aplicados 5 dos 8 fatores de correção descritos por Luz (2010).

Fatores de Correção

Fator de correção 1: A moagem a seco é 30% menos eficiente, portanto é necessário a aplicação de um $EF_1 = 1,3$.

Fator de correção 2: Moagem em circuitos abertos requer uma energia extra quando comparado a circuitos fechados. Na tabela 4 pode-se observar o fator de ineficiência relacionado com a porcentagem passante da malha.

Tabela 4 - Fator de correção em circuito aberto

% Passante na Malha de Controle	50	60	70	80	90	92	95	98
Fator	1,035	1,05	1,10	1,20	1,40	1,46	4,57	1,70

Fonte: Tratamento de Minérios, Luz - 2010

Para o moinho em questão, espera-se uma passagem de 80% de produto com a granulometria de aplicação, assim será aplicado um fator de correção $EF_2 = 1,2$.

Fator de correção 3: Este fator de correção está relacionado ao diâmetro interno da carcaça e revestimento diferentes de 2,44 m, para adoção deste fator é necessária a escolha prévia das dimensões do moinho e aplica-las na equação 10.

$$EF_3 = \left(\frac{2,44}{D}\right)^{0,2} = \left(\frac{2,44}{0,4}\right)^{0,2} = 1,52 \quad (10)$$

Fator de correção 4: Bond determinou que existe uma relação de redução ótima para diferentes índices de trabalho (WI), existindo então um tamanho de alimentação ótimo determinado pela equação (11).

$$F_0 = 4000 \sqrt{\frac{13}{WI}} = 4000 \sqrt{\frac{13}{9,9}} = 4583,68 [\mu m] \quad (11)$$

Este fator é aplicado se caso " F " (tamanho da alimentação) for maior do que " F_0 " (tamanho de alimentação ótimo), no presente caso, o tamanho médio da alimentação foi determinado como sendo 10000 μm , portanto é aplicado a equação 12

$$EF_4 = \frac{R_r + (WI - 7) \left(\frac{F - F_0}{F_0}\right)}{R_r} \quad (12)$$

Sendo a razão de redução “ R_r ” representada pela equação (13), a mesma foi aplicada para cada produto final e suas respectivas razões são descritas na tabela 5.

$$R_r = \frac{F}{P} \quad (13)$$

Sendo

F = Granulometria de alimentação

P = Granulometria de produto

Tabela 5 - Relações de redução	
Tamanho da alimentação (μm)	Razões de Redução
2000	5
1000	10
600	16,67

Fonte: Autoria Própria

Assim, os fatores de correção 4 são respectivamente.

$$EF_{4(2000)} = 1,685$$

$$EF_{4(1000)} = 1,342$$

$$EF_{4(600)} = 1,206$$

Fator de correção 5: Este fator de correção é utilizado quando a moagem é extremamente fina, com granulometrias menores que 0,074mm. Para esta granulometria são necessários corpos moedores menores que os fabricados industrialmente, por isso, acabam sendo utilizados corpos moedores maiores com detrimento da eficiência. Para o equipamento projetado não será necessária a aplicação deste fator, adotando uma constante de valor 1.

Fator de correção 6: Este fator de correção é utilizado apenas quando o moinho de barras não apresenta uma relação de redução ótima descrita por $R_{R0} - 2 < R_R < R_{R0} + 2$, não sendo então aplicado a moinho de bolas. A relação de redução ótima de um moinho de barras é descrita pela equação.

$$R_{R0} = 8 + \frac{5L}{D} \quad (14)$$

Sendo:

L = Comprimento das barras

D = Diâmetro interno do moinho

Tem-se então:

$$EF_6 = 1 + \frac{(R_R - R_{R0})^2}{150} \quad (15)$$

Fator de correção 7: Para o moinho de bolas quando o a razão de redução é menor que 6 é necessário a aplicação deste fator, sendo descrito pela formula (16).

$$EF_7 = \frac{R_R - 1,22}{R_R - 1,35} \quad (16)$$

O fator será aplicado apenas para redução da granulometria de 2mm pois é a única que se encaixa nos requisitos, sendo o $EF_7 = 1,036$.

Fator de correção 8: Este fator é correlacionado a eficiência do moinho de barras, não é aplicado a moinho de bolas. Sendo em circuito aberto $EF_8 = 1,4$ e circuito fechado $EF_8 = 1,2$. Para o equipamento projetado não será necessária a aplicação deste fator, adotando uma constante de valor 1.

Após determinado todos os fatores, o consumo energético de cada granulometria do produto pode ser corrigido e se aproximar do real pela equação (17).

$$E_C = E * EF_1 * EF_2 * EF_3 * EF_4 * EF_5 * EF_6 * EF_7 * EF_8 \quad (17)$$

$P = 2 \text{ mm (2000 } \mu\text{m)}$

$$E_C = 1,22 * 1,3 * 1,2 * 1,52 * 1,69 * 1 * 1 * 1,04 * 1 \quad (18)$$

$$E_C = 5,09 \text{ [kWh/t]} \text{ ou } 0,00509 \text{ [kWh/kg]} \quad (19)$$

$$P = 1 \text{ mm (1000 } \mu\text{m)}$$

$$E_C = 2,14 * 1,3 * 1,2 * 1,52 * 1,69 * 1 * 1 * 1 * 1 \quad (20)$$

$$E_C = 8,56 \text{ [kWh/t]} \text{ ou } 0,00856 \text{ [kWh/kg]} \quad (21)$$

$$P = 0,6 \text{ mm (600 } \mu\text{m)}$$

$$E_C = 3,05 * 1,3 * 1,2 * 1,52 * 1,69 * 1 * 1 * 1 * 1 \quad (22)$$

$$E_C = 12,20 \text{ [kWh/t]} \text{ ou } 0,01220 \text{ [kWh/kg]} \quad (23)$$

Após determinado as correções em cada uma das granulometrias de produto os consumos energéticos só dependem da quantidade de material que será processado, assim sendo, os consumos energéticos esperados são explícitos na tabela 6.

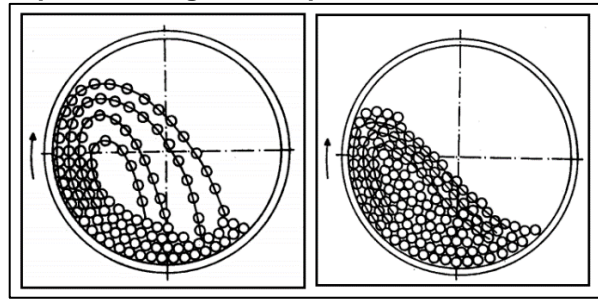
Tabela 6 - Consumo Energético Previsto	
P = 2000 μm	E = 153,07 Wh
P = 1000 μm	E = 257,48 Wh
P = 600 μm	E = 367,05 Wh

Fonte: Autoria Própria.

A energia empregada no moinho de bolas gera um trabalho de fragmentação através dos corpos moedores que giram livremente dentro do tambor e utilizam dos mecanismos de impacto, compressão e cisalhamento para fragmentar o material.

Para que este trabalho ocorra, os corpos moedores devem percorrer uma trajetória parabólica, onde os mesmos formam uma espécie de cascata ou catarata demonstrada pela figura 18. Este movimento ocorre, pois, o moinho de bolas gira em uma velocidade crítica que faz com que as esferas se desprendam do tambor do moinho em uma certa posição e caiam em cima do material.

Figura 18 - Tipos de Moagem a esquerda: Catarata a direita: Cascata.



Fonte: Luz (2010)

A fim de que as bolas percorram esta trajetória é necessário um balanço de forças entre a força centrífuga e a força peso, assim obtém-se a equação (24). No momento ao qual a força peso for maior do que a força centrípeta a bola abandonará a trajetória circular imposta e realizará uma trajetória parabólica.

$$F_C = F_p \cos \alpha \quad (24)$$

$$\frac{mv^2}{r} = mg \cos \alpha \quad (25)$$

Sendo $v = 2\pi r n$, onde "n" é o número de rotações, temos:

$$n = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{g \cos \alpha}{r}} \quad (26)$$

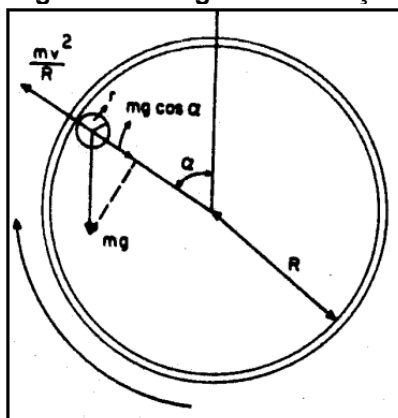
Esta equação pode ser melhor visualizada quando representadas as forças e o movimento no moinho como na figura 19. Enquanto a força centrípeta for maior do que a força peso as bolas continuaram na trajetória circular predominante não realizando trabalho, assim, aplicando as propriedades adotando o angula $\alpha = 0$ tem-se.

$$n_c = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{9,81}{0,2}} = 66,88 \text{ [rpm]} \quad (27)$$

De tal modo, encontra-se a rotação crítica do trabalho do moinho $n_c = 66,88$ rpm, a rotação do moinho deve permanecer em uma faixa de 70 a 90% da rotação

crítica onde o trabalho do moinho é mais efetivo. A escolha da faixa de rotação no moinho dimensionado partirá do motor escolhido e da relação de redução, correlacionado com adoção de um valor intermediário de 80% ($n = 53,50$ rpm) da velocidade crítica.

Figura 19 - Diagrama de forças



Fonte: Luz (2010)

Após encontrada a velocidade crítica, é necessário o dimensionamento da carga moedora. No moinho em questão é utilizado esferas como meio moedor e para seu dimensionamento existe uma aproximação aceita em toda a literatura, onde o peso das esferas deve ser dez vezes o peso médio das pedras de alimentação.

Como apontado anteriormente, as pedras de alimentação possuem diversos tamanhos e conseqüentemente pesos, foi então adotado uma pedra de alimentação com o volume de 1 cm^3 que produz um peso de 2,66g, logo, as esferas moedoras devem dispor de 27g o que gera, considerando a densidade do aço em $7,68 \text{ g/cm}^3$, um diâmetro de aproximadamente 20 mm.

Em que pese a aproximação aceita em toda a literatura seja de dez vezes, existe um cálculo proposto por Bond (1958) que relaciona o tamanho das esferas ao tamanho das partículas de alimentação apresentado na equação (25).

$$B = \sqrt{\frac{F}{K}} * \sqrt[3]{\frac{WI * S_g}{\%V_c \sqrt{3,28D}}} \quad (28)$$

Sendo:

B = diâmetro das bolas (mm)

F = Tamanho da alimentação (mm)

WI = Índice de Trabalho em kWh/t

S_g = Massa específica (g/cm³)

$\%V_c$ = Porcentagem da velocidade crítica

D = diâmetro interno (mm)

K = fator variável com o tipo de moagem

O fator K para um moinho com trabalho a seco segundo Luz (2010) é $K = 335$. Aplicando as demais variáveis já descritas anteriormente devidamente ajustadas em relação a unidade, o diâmetro das bolas é encontrado pela equação (26).

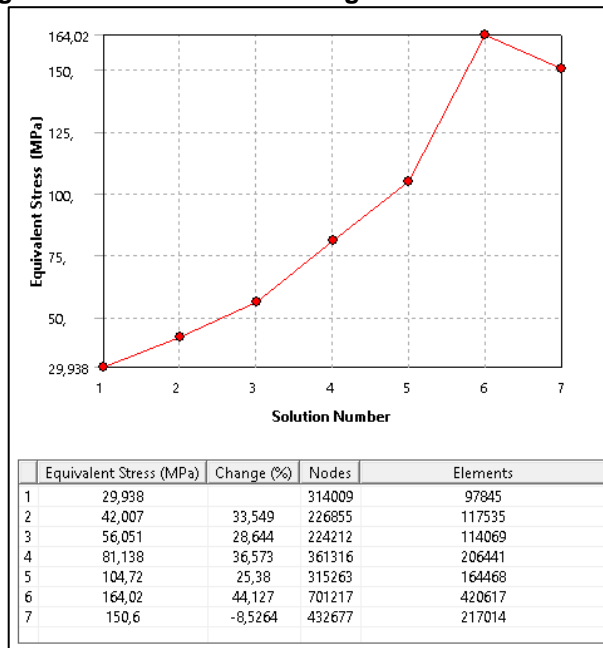
$$B = \sqrt{\frac{10}{335}} * \sqrt[3]{\frac{2,66e^{-6} * (9,9e^9 * 3600)}{0,8\sqrt{3,28 * 400}}} = 15,56 [mm] \quad (29)$$

Encontra-se valores distintos adotando-se a aproximação da literatura e a equação de Bond (1958), contanto, é possível notar certa semelhança nos resultados, principalmente observando que a aproximação da literatura tende a nos mostrar valores com um certo “coeficiente de segurança. Portanto, é plausível que ambos os resultados estejam corretos, sendo assim, fica a critério do projetista escolher qual método lhe fornece maior segurança.

Trabalhando com tamanhos comerciais, a melhor escolha é a esfera de 20mm de diâmetro pois pode-se encontra-la facilmente em diversos estabelecimentos. Sabendo-se que 20% do volume do moedor é completo por esferas, serão necessárias 1800 esferas ou aproximadamente 60kg das mesmas, o material das esferas depende da aplicação e da influência de impurezas no produto, como a aplicação para o granito sintético não exige um alto grau de pureza na granulometria de produto, o material das esferas poderá ser um aço baixo carbono sem tratamento superficial.

Devido as altas cargas que a câmara moedora trabalha é necessária uma avaliação mais completa do dimensionamento da mesma, para tanto, foi realizado uma simulação estática estrutural, onde foi avaliado os pontos críticos do equipamento, na figura 20 verifica-se a convergência da malha com o critério de 10%.

Figura 20 - Critério de convergência de 10% da malha

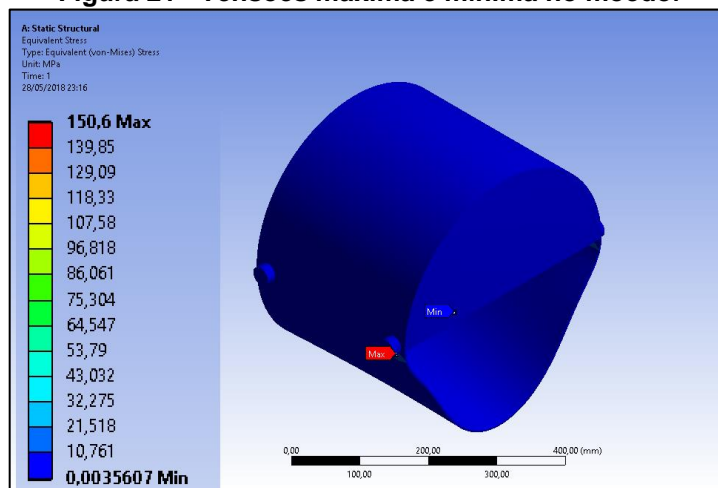


Fonte: Autoria Própria.

Percebe-se uma convergência relativa no gráfico entre os estágios 6 e 7, a partir da primeira malha o software de elementos finitos refina a malha em pontos críticos para forçar a convergência do resultado, o software repete esta etapa de forma iterativa até que o resultado se estabilize em um intervalo especificado antes da simulação.

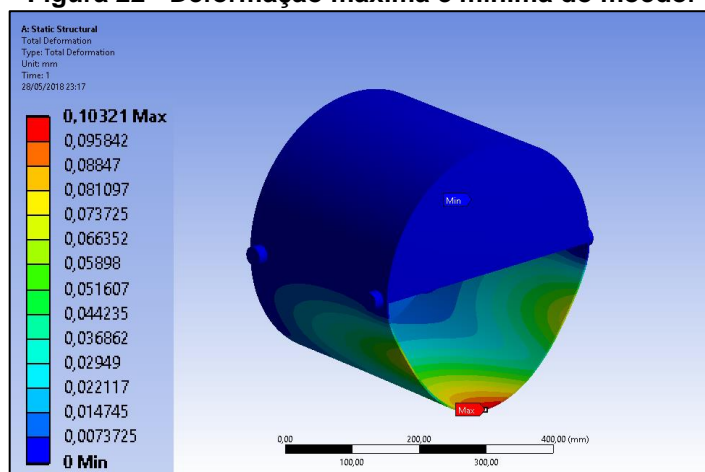
O software forneceu se estabilizou em uma malha de 217014 nós fornecendo uma tensão máxima 150MPa, nas figuras 21 e 22 encontra-se os pontos críticos de tensão e deformação, sendo a deformação de apenas 0,1 mm.

Figura 21 - Tensões máxima e mínima no moedor



Fonte: Autoria Própria.

Figura 22 - Deformação máxima e mínima do moedor



Fonte: Autoria Própria.

4.3 MISTURADOR

Existem diversos misturadores para as mais variadas aplicações, cada um com sua particularidade. Assim, deve-se determinar as fronteiras para o projeto atender as necessidades.

Como a bancada de granito sintético já produzida utilizou 25kg espera-se que o misturador suporte a mesma capacidade, incluindo também os insumos de resina epóxi e endurecedor. Utilizando como referência o trabalho de Jonathan Corrêa, tem-se que, a melhor proporção entre granito natural e endurecedor/resina é de 70% e 30% do volume da mistura respectivamente, logo, os volumes e massas que ocuparam o misturador são descritos na tabela 7.

Tabela 7 - Volume e massas para mistura

	Volume Ocupado [m ³]	Massa [Kg]
Granito Natural	0,00935408	25
Resina Epóxi	0,00254028	3
Endurecedor	0,001468604	1,5
Total	0,013362964	29,5

Fonte: Corrêa (2017)

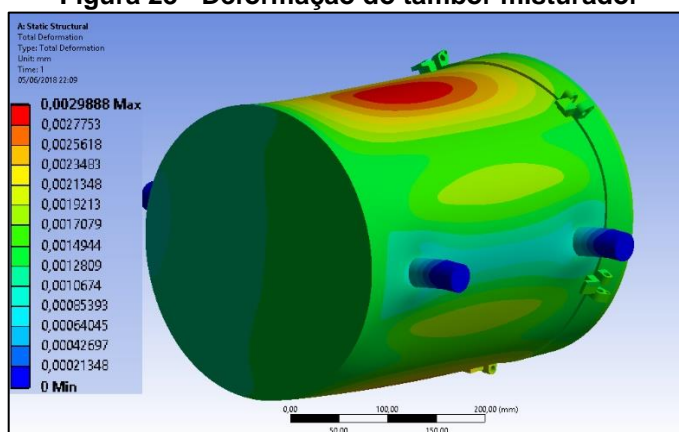
O misturador então terá que processar um volume de 0,0134 m³ de mistura, essa mistura deve ser homogênea para que as propriedades mecânicas em toda a bancada sejam as mesmas. Com a definição destes parâmetros foi possível

dimensionar o tambor de mistura, ainda, foi levado em conta possíveis ampliações da aplicação do granito sintético onde seria necessários volumes maiores de mistura.

Na busca de minimizar custos e atender as necessidades, foi dimensionado um misturador com dimensões próximas ao do moedor, assim, os mesmos possuem um volume próximo e podem ser fabricados de uma mesma chapa de aço. O misturador possui 300mm de diâmetro e 400mm de comprimento com uma espessura de 3mm podendo ser produzido em aço 1020.

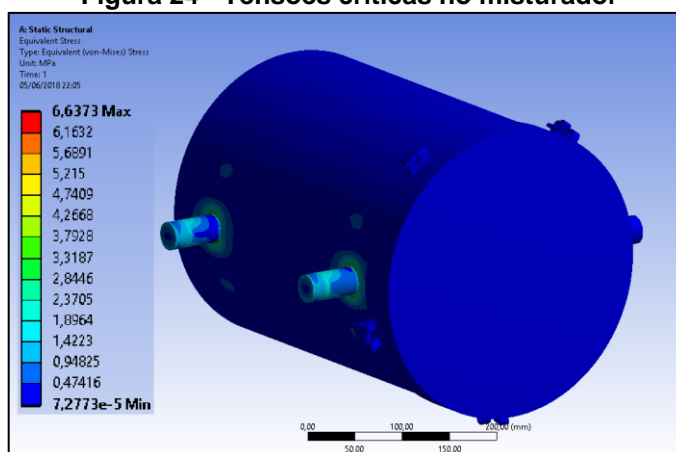
Para uma melhor análise do dimensionamento do misturador o mesmo foi analisado em simulação estrutural de elementos finitos, nas figuras 23 e 24 tem-se as deformações e tensões máximas e mínimas presente no elemento.

Figura 23 - Deformação do tambor misturador



Fonte: Autoria Própria

Figura 24 - Tensões críticas no misturador

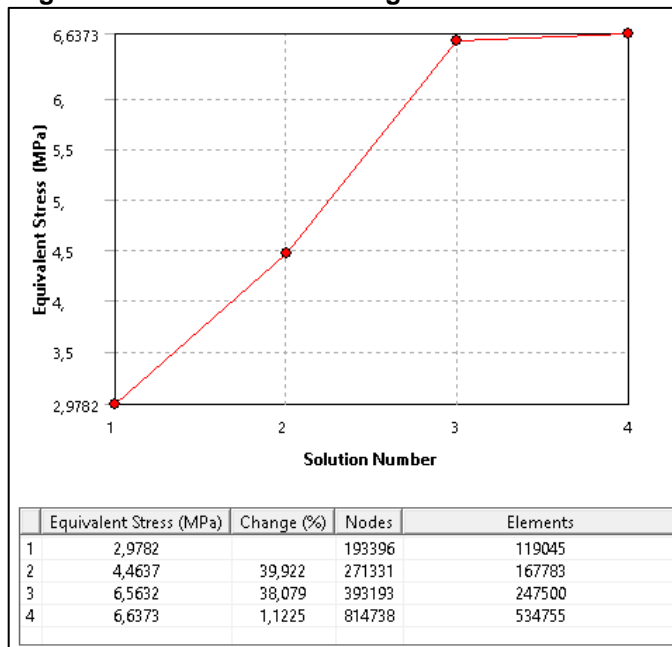


Fonte: Autoria Própria

O tambor misturador foi submetido a uma simulação de elementos finitos com um grau de variação muito baixo fornecendo assim uma confiabilidade de 98%

dos resultados encontrados, na figura 25 é verificado que o grau de variação chegou próximo a 1%.

Figura 25 - Critério de convergência de 2% da malha



Fonte: Autoria Própria

4.4 ESTRUTURA DO EQUIPAMENTO

Após dimensionadas as câmaras de moagem e mistura é necessário o dimensionamento da estrutura do equipamento e seleção dos diversos componentes, como motor, polias, correias, chavetas, parafusos e a suporte.

4.4.1 MOTOR E SISTEMA DE TRANSMISSÃO

O motor que deve ser adquirido para o equipamento depende de duas variáveis principais, visto o trabalho que o equipamento realizará, são elas: o torque e a velocidade.

O torque, ou conjugado, necessário para o trabalho do equipamento depende de quais são os elementos que estarão sujeitos a esse movimento e seus respectivos momentos de inércia. Após os tambores serem modelados no software *SOLIDWORKS* o próprio software informou quais eram os momentos de inércia para os dois sistemas, valores explícitos na tabela 8.

Tabela 8 - Momentos de inércia

Componente	J [kg.m ²]
Tambor do Triturador + Tampa Triturador	0,476 + 0,0543
Granito + Esferas de aço	14,4
Total Moedor	14,9303
Tambor do Misturador + Tampa Misturador	0,27 + 0,047
Granito + Resina + Endurecedor	5,4
Total Misturador	5,717

Fonte: Autoria Própria

O moedor e o misturador irão consistir em apenas um equipamento, que se adapta para cada tipo de trabalho, então, é plausível o dimensionamento do torque para o trabalho com maior carga, sendo esta a do moedor.

A velocidade de rotação do equipamento irá variar dependendo do trabalho que será necessário, para o moedor a velocidade do equipamento deve estar próxima a 80% da velocidade crítica, entorno de 53 rpm, ao mesmo que, a velocidade para o misturador já deve ultrapassar em partes a velocidade crítica, logo, toma-se a velocidade crítica como referência para o dimensionamento do sistema de transição.

Para cada motor encontra-se um torque e uma rotação diferente, portanto é necessário adotar um ponto de partida, foi escolhido um motor cujo a potência equivale a 0,55 kW, torque de 3,11Nm e velocidade de 1690 rpm.

Analisando o motor selecionado, para que o equipamento possa usufruir do trabalho, é necessário a produção de um sistema de transmissão, o objetivo é reduzir a velocidade angular e aumentar o torque. Uma redução da velocidade 1690 RPM para as velocidades do moedor e misturador estabelece uma relação de redução (RR) descrita pela equação (30) e (31).

$$RR_1 = \frac{V_m}{V_{moedor}} = \frac{1690}{53} = 31,88 \quad (30)$$

$$RR_2 = \frac{V_m}{V_{misturador}} = \frac{1690}{67} = 25,22 \quad (31)$$

As relações de redução encontradas não são comercializadas, portanto exige uma adaptação, a RR_1 pode ser aproximada para 30 e a RR_2 para 25, assim as velocidades do moedor e do misturador são 56,33 e 67,6 rpm e o momento de inércia

0,1 e 0,05 Kg.m² respectivamente. É preciso dividir a relação de redução em dois momentos, pois sendo tão grande impossibilita a produção de apenas um passe de redução, principalmente quando trabalhamos com polias.

A escolha do sistema de polias vem do fato da fácil produção ou aquisição das mesmas, por ser um equipamento laboratorial, o custo para a produção do mesmo não deve ser alto. As etapas de transmissão e o dimensionamento das correias estarão nos próximos tópicos.

Com a definição dos componentes principais de transmissão de força e velocidade é possível encontrar então o motor que deve ser colocado no equipamento. Para dimensionar motores que tem um sistema de transmissão como o equipamento em questão, faz-se necessário converter o conjugado da carga em um conjugado equivalente ao conjugado que chega até o motor. Essa operação se dá pelo uso da equação (32).

$$J_{c-m} = J_c \cdot \left(\frac{n_c}{n_m} \right)^2 \quad (32)$$

$$J_{c-m} = (14,4 + 0,476 + 0,0543 + 0,1 + 0,05) \left(\frac{56}{1690} \right)^2 \quad (33)$$

$$J_{c-m} = 0,017 \text{ kg.m}^2 \quad (34)$$

Sendo:

J_{c-m} = Conjugado da carga equivalente ao eixo do motor [kg.m²];

J_c = Conjugado da carga [kg.m²];

n_c = Rotação da carga [RPM];

n_m = Rotação comercial do motor [RPM];

Segundo Mamede, o conjugado máximo da carga que o motor suporta é descrito pela equação (35). O número de polos de um motor influencia diretamente na velocidade de rotação do mesmo, quanto menos polos maior a velocidade.

$$J_{cmáx} = 0,04 \cdot Pot_{nm}^{0,9} \cdot N_{polos}^{2,5} \quad (35)$$

$$\sqrt[10]{\left(\frac{J_{cm\acute{a}x}}{0,04 \cdot N_{\text{polos}}^{2,5}}\right)^9} = Pot_{nm} \quad (36)$$

$$Pot_{nm} = \sqrt[10]{\left(\frac{0,017}{0,04 \cdot 4^{2,5}}\right)^9} = 0,0205kW \quad (37)$$

Sendo:

$J_{cm\acute{a}x}$ = conjugado da carga máximo suportado pelo motor [kg.m²];

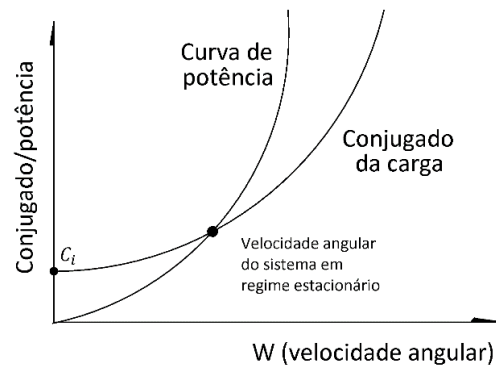
Pot_{nm} = Potência do motor [kW]

N_{polos} = número de pares de polos do motor;

Um aspecto muito específico de cada projeto para equipamentos é o cálculo do conjugado da carga em função da velocidade angular dos eixos, existem vários tipos de conjugado, conforme o tipo de equipamento é possível que ocorra uma variação da distribuição de massa ao redor do centro de rotação dos eixos que estão acoplados ao motor ou a algum sistema de transmissão. Tem-se os conjugados constantes para máquinas que não sofrem variação do conjugado durante a sua operação, máquinas cujo conjugado aumentam de forma linear, máquinas que apresentam conjugado do tipo parabólico conforme ocorre o aumento da velocidade angular e máquinas que tem uma diminuição desse conjugado. Misturadores e britadores apresentam um conjugado do tipo parabólico, ou seja, o momento de inércia aumenta exponencialmente com o aumento da velocidade angular como pode ser ilustrado na figura 26. Isso faz com que a potência exigida do motor seja muito maior quando comparada a potência necessária para os outros tipos de conjugado de carga.

A equação que melhor descreve a curva do conjugado da carga em função da velocidade angular do equipamento em questão representa uma curva parabólica com $\beta = 2$. Para o caso aplicado do triturador, o C_i é a condição de partida do tambor, com todas as esferas e todo o granito no fundo do tambor.

Figura 26 - Curva de potência



Fonte: Autoria Própria

Portanto temos que:

$$C_c = C_i + \alpha \cdot W_{nm}^\beta \quad (38)$$

Admitindo que:

$$C_i = J_{c-m} = 0,017 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (39)$$

Substituindo os valores temos:

$$C_c = 0,017 + \alpha \cdot W_{nm}^2$$

Onde:

C_c = Conjugado da carga em função da velocidade angular [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$];

C_i = Conjugado inicial de partida, equipamento em repouso [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$];

W_{nm} = Velocidade angular instantâneo do motor [rps];

α = Constante que depende das características da carga;

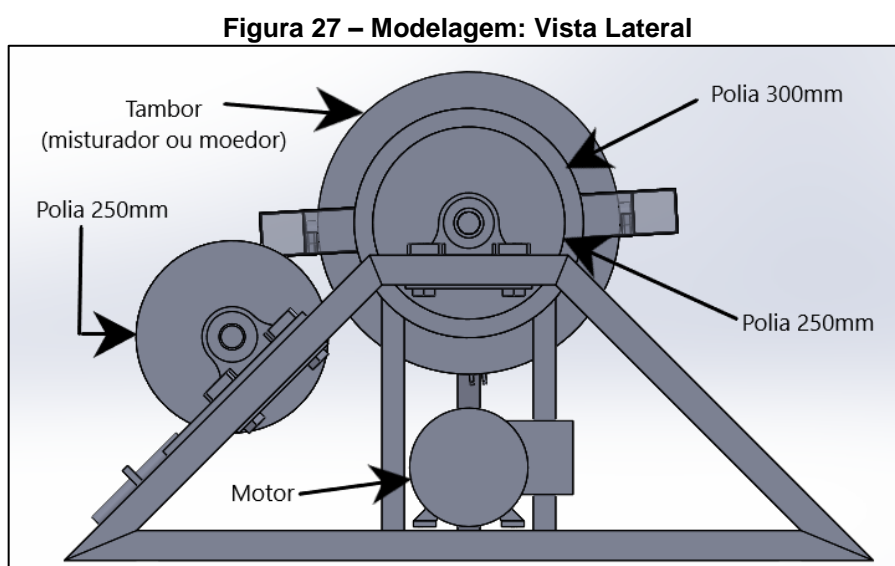
β = Constante que depende da natureza da carga, tipo de equipamento.

Para fins de dimensionamento, decidiu-se utilizar um motor do tipo H, motores desse tipo são recomendados quando o equipamento tem um elevado conjugado de partida com corrente de partida normal e baixo escorregamento, para garantir um bom

desempenho e eficiência, o motor escolhido deve superar com folga a potência nominal de 0,0205 kW, apresentar um conjugado nominal maior que o conjugado inicial de 0,017 kg.m² e que tenha uma rotação nominal de aproximadamente 1700 RPM. Com base nos catálogos da WEG motores elétricos, o motor adequado para o equipamento é o modelo W22 IR3 Premium 1/3 CV 4P 63 3F 220/380 V 60 Hz IC411 - TFVE - B3D. O modelo em questão deve satisfazer com folga os pré-requisitos de projeto visto que o conjugado da carga não está bem definido (não é conhecido o valor de α), mas supõe-se que seu aumento acompanha o quadrado da velocidade angular.

4.4.2 MODELAGEM

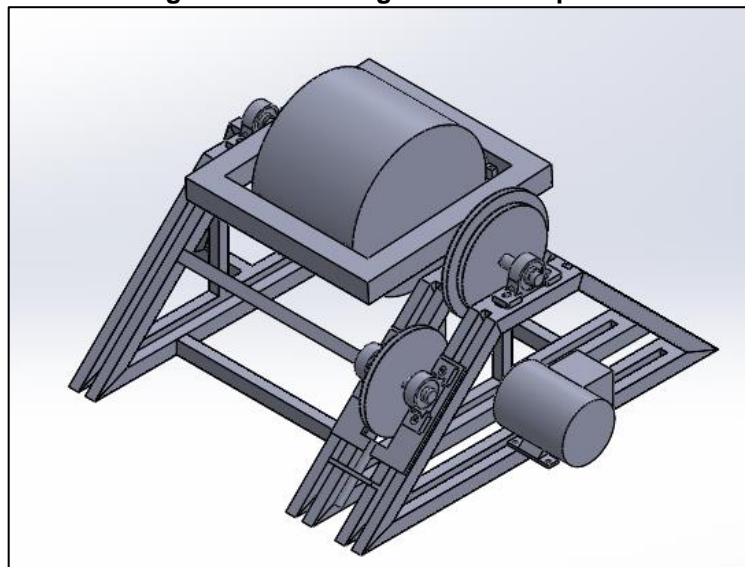
Após definido as principais variáveis do que foi esboçado uma modelagem de todo o equipamento, a mesma tem o objetivo de delimitar as demais fronteiras do projeto para que haja um refinamento e ajuste posterior. Nas figuras 27 e 28 é possível observar esta pré-modelagem já com os componentes dimensionados.



Fonte: Autoria Própria.

Na estrutura proposta os tambores serão moveis, permitindo assim o trabalho com o misturador e moedor, desta maneira, os custos para a produção do equipamento são cortados ao menos a metade e sem a perda de eficiência.

Figura 28 - Modelagem: Vista de perfil



Fonte: Autoria Própria

4.4.3 DIMENSIONAMENTO DAS CORREIAS

Para a transmissão de potência do motor até o eixo principal escolheu-se a transmissão por polias devido a facilidade de aquisição e a variedade de opções de reposição no caso de manutenção do equipamento. O dimensionamento a seguir segue a sequência apresentada no livro do Sarkis Melconian.

Tabela 9 - Dados do projeto

Tipo de motor	Trifásico assíncrono
Potência do motor	0,33CV
Rotação do motor	1710 RPM
Tipo de equipamento	Triturador / Misturador
Rotação do tambor	67 & 53 RPM
Distância entre centros	0,350m
Tempo de trabalho diário	Ocasionalmente

Fonte: Autoria Própria

A potência projetada para o equipamento é definida pela equação (40)

$$P_p = P_{motor} \cdot f_s \quad (40)$$

Sendo:

P_p = Potência projetada

P_{motor} = Potência do motor

f_s = Fator de serviço

Da tabela de fator de serviço, tem-se a coluna de Motores AC, trifásico assíncrono, sob a condição de Serviço intermitente, para linha de Britadores e misturadores um fator de serviço de 1,6, sendo assim:

$$P_p = 0,533CV = 0,392W \quad (41)$$

O perfil escolhido para a correia é o Perfil A, pelo fato de satisfazer, segundo a literatura, as condições de potência e a velocidade de rotação da polia menor. O diâmetro *pitch* mínimo mais usual e comercializado para polias motoras tem cerca de 50mm.

Dando continuidade ao dimensionamento, o sistema de transmissão já tem a relação de transmissão bem definida, as polias motoras apresentam um diâmetro de 50mm e as movidas variam entre 250 e 300mm, a polia de 250mm interliga a polia de 50mm do eixo intermediário ao eixo principal quando for operar o misturador, de forma semelhante, a polia de 300mm é utilizada junto com o triturador. Com base nos diâmetros e a distância entre centros, obtém-se o comprimento que seria o mais apropriado a partir da equação:

$$L = 2 \cdot C + 1,57 \cdot (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4 \cdot C} \quad (42)$$

$$L = 2 \cdot 350 + 1,57 \cdot (250 + 50) + \frac{(300 - 50)^2}{4 \cdot 350} = 1230\text{mm} \quad (43)$$

Adequando o comprimento da correia ideal para um comprimento que seja normalizado nos catálogos dos fabricantes, temos o comprimento de 1220mm (Fonte: Catálogo Multibelt). Utilizando-se o fator h para correção da distância entre centros dos dois arranjos, segundo a tabela disponível no livro supracitado, correlacionando $(D - d/L_c)$, os fatores h para os arranjos das polias de 250 e 300mm respectivamente:

$$h_{250} = 0,08 \quad (44)$$

$$h_{300} = 0,10 \quad (45)$$

Comprimentos de ajuste da correia:

$$L_{a250} = 1220 - 1,57 \cdot (300 + 50) = 670,5mm \quad (46)$$

$$L_{a300} = 1220 - 1,57 \cdot (250 + 50) = 749mm \quad (47)$$

A distância entre centros corrigida é obtida a partir da equação (48).

$$C = \frac{L_c - h \cdot (D - d)}{2} \quad (48)$$

$$C_{250} = \frac{670,5 - 0,08 \cdot (250 - 50)}{2} = 327mm \quad (49)$$

$$C_{300} = \frac{749 - 0,10 \cdot (300 - 50)}{2} = 362mm \quad (50)$$

A distância entre centros que melhor se ajusta aos dois conjuntos de transmissão é a média entre C_{250} e C_{300} , 344,5mm.

4.4.4 DIMENSIONAMENTO DAS CHAVETAS

O dimensionamento das chavetas, com base no livro do Sarkis (1949), primeiramente, faz-se o cálculo do torque no eixo a partir da equação (51).

$$M_t = \frac{30000}{\pi} \cdot \frac{P}{n} \quad (51)$$

Sendo:

M_t = Momento do eixo [N.mm]

P = Potência do motor [kW]

n = Rotação do eixo [RPM]

De posse do torque, calcula-se a força tangencial a qual será submetida a chaveta com a equação (52).

$$F_t = \frac{M_t}{r} \quad (52)$$

Sendo:

F_t = Força tangencial sobre a chaveta [N]

r = Raio do eixo [mm]

A partir da força tangencial que o eixo imprime sobre a chaveta, estima-se o comprimento mínimo da chaveta para resistir a tensão de cisalhamento, o material escolhido para a chaveta leva em consideração a norma DIN6885, que indica os materiais St50 (ABNT 1050) ou St60 (ABNT 1060) para chavetas em geral. Segundo o critério de cisalhamento, o comprimento mínimo da chaveta é dado pela equação (53).

$$L_C = \frac{F_t}{b \cdot \tau} \quad (53)$$

Sendo:

L_C = Comprimento mínimo da chaveta (cisalhamento) [mm]

b = Base da chaveta [mm]

τ = Tensão de cisalhamento do St60 [MPa]

Além do critério de cisalhamento, deve-se analisar o comprimento mínimo necessário para que a chaveta resista ao efeito de esmagamento. Segundo o critério de pressão de contato ou esmagamento, o comprimento mínimo da chaveta é dado pela equação (54).

$$L_e = \frac{F_t}{\sigma \cdot (h - t1)} \quad (54)$$

Sendo:

L_e = Comprimento mínimo da chaveta (esmagamento) [mm]

σ = Tensão de escoamento do St60 [MPa]

h = Altura da chaveta [mm]

t_1 = Altura do contato lateral da chaveta com o rasgo do eixo [mm]

Os valores obtidos pelos critérios supracitados estão detalhados na tabela 10 para os eixos principal e intermediário:

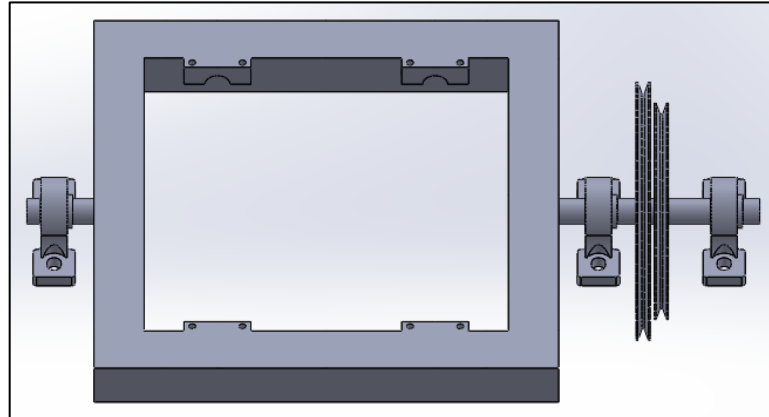
Tabela 10 - Chavetas do equipamento			
DADOS	EIXO PRINCIPAL	EIXO INTERMEDIÁRIO	EIXO MOTOR
Potência do motor	0,2427kW	0,2427kW	0,2427kW
Material Chaveta	st60	st60	st60
Resistência tração	100MPa	100MPa	100MPa
Resistência cisalhamento	60MPa	60MPa	60MPa
Rotação do eixo	70 RPM	300 RPM	1710 RPM
Diâmetro do eixo	30 mm	25 mm	11 mm
Torque	134400 N.mm	22400 N.mm	5000 N.mm
Força tangencial	8960N	8960N	815N
Base chaveta	8mm	4mm	4mm
Altura chaveta	7 mm	4 mm	4 mm
Interface chaveta com o eixo (t_1)	3 mm	2 mm	1,2 mm
Comprimento chaveta (cisalhamento)	19mm	8mm	4mm
Comprimento chaveta (esmagamento)	26mm	11mm	5mm

Fonte: Autoria Própria

4.4.5 DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS

O primeiro passo para o dimensionamento do eixo que vai suportar os tambores é identificar os esforços que devem ser suportados, o eixo principal estará sujeito a cargas de torção por parte da transmissão de potência que vem do eixo intermediário pelo sistema de transmissão por polias e também estará sujeito a flexão entre os mancais, seja pelo peso dos tambores ou pelo tensionamento das correias da transmissão, na figura 29 vê-se a modelagem do eixo principal e os elementos ligados ao mesmo.

Figura 29 - Eixo de suporte as câmaras de moagem e mistura



Fonte: Autoria Própria

Com base no momento de inércia de massa estimado para o triturador em sua capacidade máxima, chegou-se ao valor de 15,08 Kg.m², segundo o fabricante do motor, o torque máximo do motor é de 320% sobre o torque nominal que é de 0,142kgf.m (1,4N.m), portanto, o torque máximo a ser suportado pelo eixo do motor é de 0,457kgf.m (4,48N.m). Ao ser repassado ao eixo principal pelo sistema de transmissão, o torque vai aumentar à medida que a velocidade angular diminui de uma polia para a outra em função da diferença dos diâmetros. Por fim, tem-se o torque do eixo principal pela equação (55).

$$T_{ep} = T_{mm} \cdot \left(\frac{R1}{Rm}\right) \cdot \left(\frac{R3}{R2}\right) \quad (55)$$

$$T_{ep} = 4,48 \cdot \left(\frac{0,125}{0,025}\right) \cdot \left(\frac{0,150}{0,025}\right) = 134,4N.m \quad (56)$$

Sendo:

T_{ep} = Torque máximo no eixo principal [N.m]

T_{mm} = Torque máximo do motor [N.m]

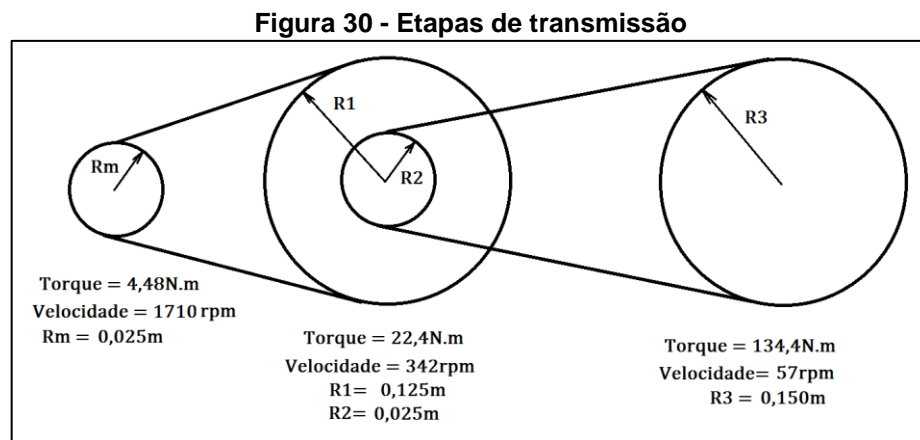
Rm = Raio da polia do motor [m]

$R1$ = Raio da polia movida do eixo intermediário [m]

$R2$ = Raio da polia motora do eixo intermediário [m]

$R3$ = Raio da polia movida do eixo principal [m]

A figura 30 representa o sistema de transmissão de potencia



Fonte: Autoria Própria

Calculo da aceleração centrípeta do conteúdo do triturador em sua capacidade máxima.

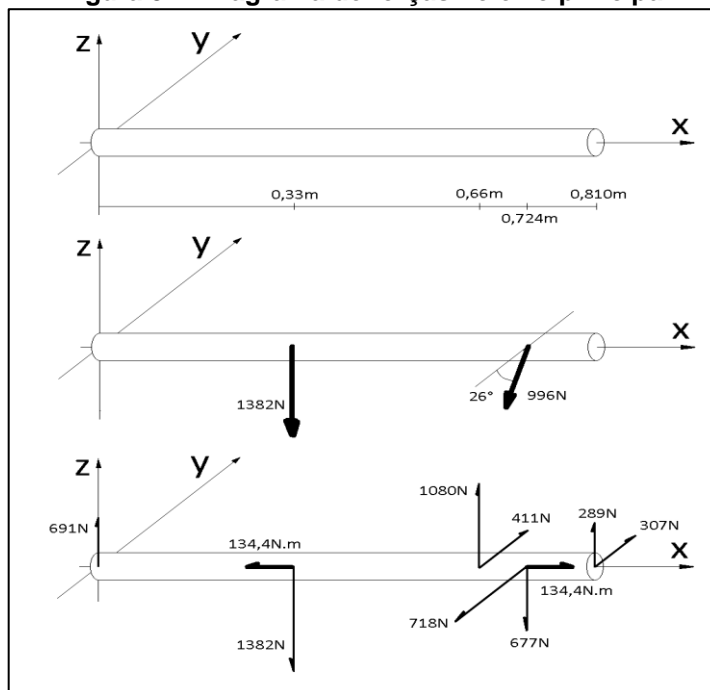
$$F_{cp} = m \cdot \omega \cdot R3 \quad (57)$$

$$F_{cp} = 90 \cdot 5,97^2 \cdot 0,15 = 481,15N \quad (58)$$

Com base em um diagrama de corpo livre do eixo principal, gera-se os diagramas de torção, força cortante e momento fletor, os diagramas estão representados nas figuras 31 e 32.

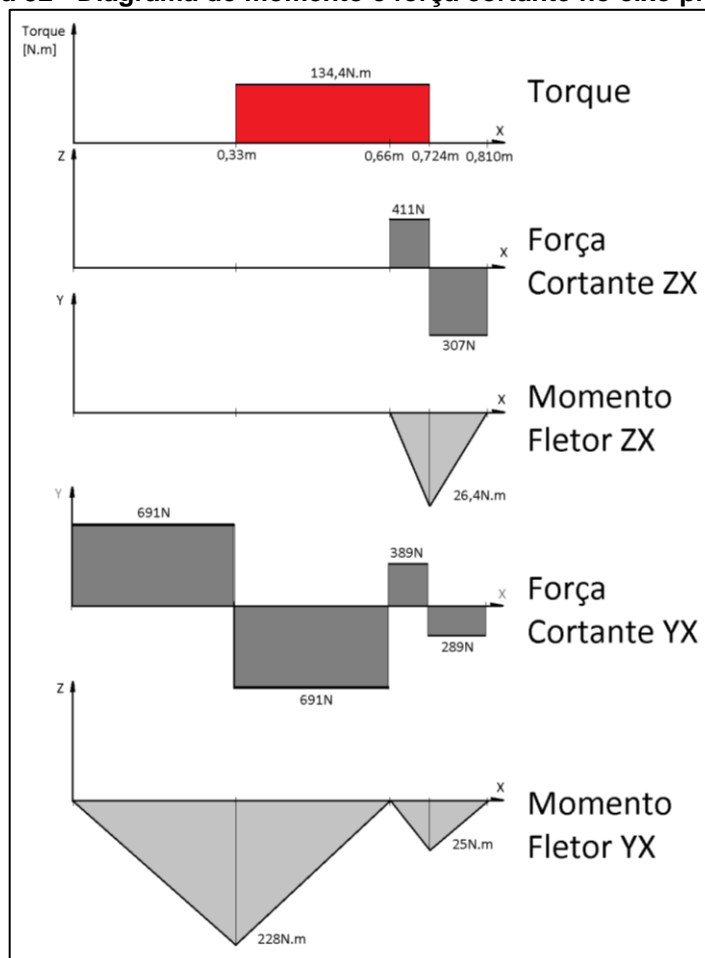
De posse dos valores máximos e mínimos dos diagramas, pode-se aplicar a teoria de dimensionamento de eixos, segundo o livro *Elementos de Maquinas de Shigley*, deve-se avaliar os valores e levar em consideração os aspectos geométricos do projeto, identificar pontos onde pode ocorrer concentração de tensão. No projeto do eixo em questão, o ponto onde ocorre concentração é na junção entre o quatro do garfo e o eixo, esse ponto está sob os esforços de torção e flexão.

Figura 31 - Diagrama de forças no eixo principal



Fonte: Autoria Própria

Figura 32 - Diagrama de momento e força cortante no eixo principal



Fonte: Autoria Própria

A teoria de dimensionamento de eixos baseada nos critérios de fadiga, apresenta várias equações para obter o diâmetro mínimo do eixo. Segundo o critério DE-Goodman, pode-se dimensionar o eixo a partir da equação (63) em conjunto com a equação (59). As propriedades mecânicas utilizadas nas equações têm como base os valores para o aço 1008, visto que os eixos disponíveis para fabricação não possuem nenhum tipo de certificação. O aço 1008 tem tensão de escoamento de aproximadamente 170MPa e tensão última de tração de 300MPa, dados retirados do banco de dados *MatWeb* (2018).

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_{ut} \quad (59)$$

$$S_e = a S_{ut}^b k_b k_c k_d k_e k_f S_{ut} \quad (60)$$

$$S_e = 0,955 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 300 \quad (61)$$

$$S_e = 134,33 \text{MPa} \quad (62)$$

$$d = \left\{ \frac{16 \cdot n}{\pi} \cdot \left(\frac{2 \cdot (K_f \cdot Ma)}{S_e} + \frac{[3 \cdot (K_{fs} \cdot T_m)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right\}^{1/3} \quad (63)$$

$$d = \left\{ \frac{16 \cdot 1,5}{\pi} \cdot \left(\frac{2 \cdot (1,7 \cdot 36)}{134,3 \cdot 10^{-7}} + \frac{[3 \cdot (1,5 \cdot 134,4)^2]^{1/2}}{300 \cdot 10^{-6}} \right) \right\}^{1/3} \quad (64)$$

$$d = 25,16 \text{mm} \quad (65)$$

Sendo:

d = Diâmetro mínimo do eixo (mm)

a = Fator relacionado ao processo de usinagem

b = Expoente relacionado ao processo de usinagem

S_e = Tensão corrigida pelos coeficientes

S_{ut} = Tensão última de tração do material (Pa)

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

K_f = Fator de concentração de tensão de fadiga

M_a = Momento equivalente relativo ao ponto mais crítico do eixo (onde ocorre torção junto a flexão, mudanças de geometria, entre outros concentradores de tensão ou picos de sollicitação mecânica)

K_{fs} = Fator de concentração de tensão de fadiga por cisalhamento

T_m = Torque no eixo (Nm)

Para dimensionar o eixo intermediário, utilizaram-se as mesmas equações e propriedades mecânicas, obtendo-se um momento fletor equivalente de 43,16Nm e um torque de 22,4Nm. Segundo o critério DE-Goodman o diâmetro do eixo intermediário deve ser de no mínimo 21,5mm, conforme demonstra a equação (66).

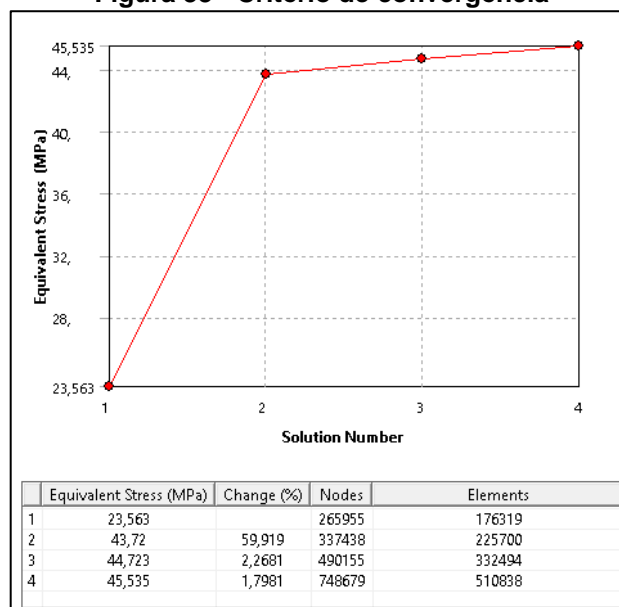
$$d = \left\{ \frac{16 \cdot 1,5}{\pi} \cdot \left(\frac{2 \cdot (1,7 \cdot 43,16)}{134,3 \cdot 10^{-7}} + \frac{[3 \cdot (1,5 \cdot 22,4)^2]^{1/2}}{300 \cdot 10^{-6}} \right) \right\}^{1/3} \quad (66)$$

$$d = 21,42mm \quad (67)$$

Pela disponibilidade dos tarugos de diâmetro de 40mm na própria universidade, os diâmetros escolhidos para o eixo principal e o eixo intermediário são, respectivamente, 30 e 25mm, visto que esses devem comportar rasgos para a instalação das chavetas.

Para comprovação dos resultados obtidos numericamente foi realizado uma simulação estática estrutural dos elementos com maior carga de esforços, para o eixo principal foi utilizada um critério de 2% gerando assim uma convergência muito precisa principalmente se analisado a malha de 510838 nós visto na figura 33.

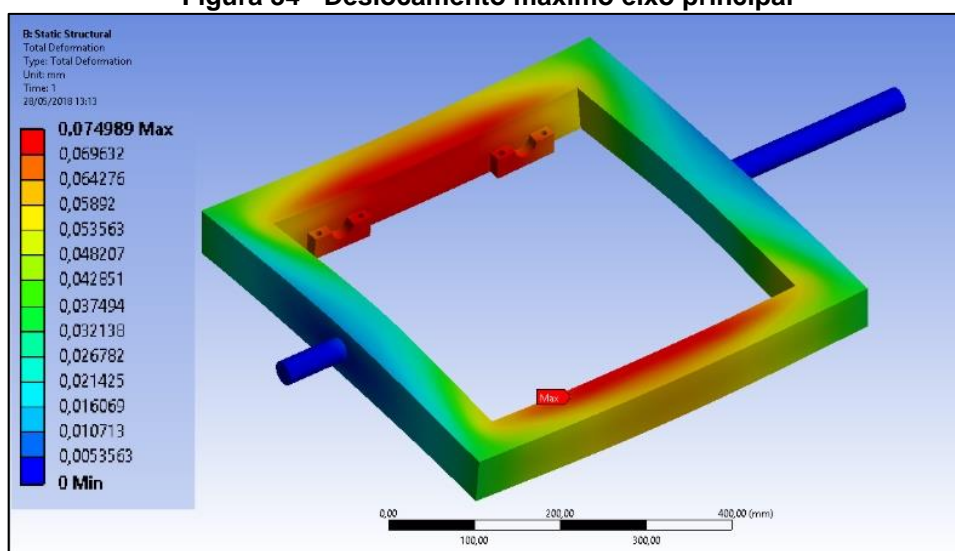
Figura 33 - Critério de convergência



Fonte: Autoria Própria

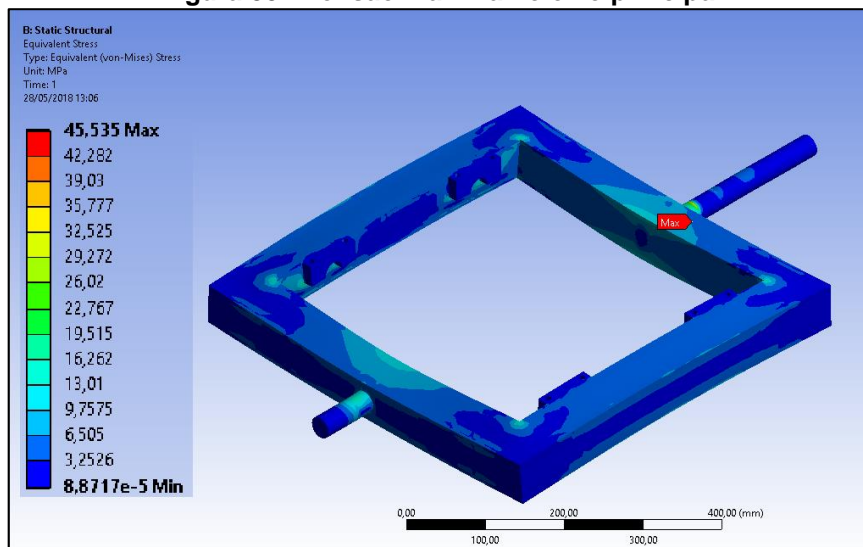
Esta simulação forneceu valores tensões e deslocamentos máximos, com eles é possível verificar o quanto foi preciso os cálculos numéricos e se o eixo dimensionado suporta o trabalho requisitado. O componente ensaiado alcançou um deslocamento máximo de 0,075mm e tensão de 45,53 MPa, nas figuras 34 e 35 é possível ver as informações mais relevantes.

Figura 34 - Deslocamento máximo eixo principal



Fonte: Autoria Própria

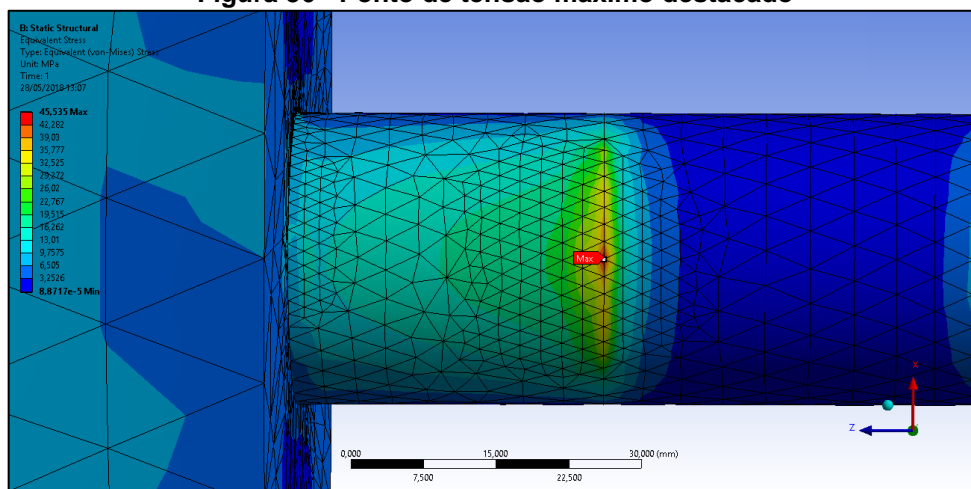
Figura 35 - Tensão máxima no eixo principal



Fonte: Autoria Própria

Na figura 35 é notado que a tensão máxima se concentra entre a acomodação do tambor e o primeiro mancal, este ponto já era esperado visto que é onde ocorre a maior tensão de cisalhamento e torção do sistema, na figura 36 este ponto é destacado.

Figura 36 - Ponto de tensão máximo destacado



Fonte: Autoria Própria

4.4.6 DIMENSIONAMENTO DOS ROLAMENTOS E MANCAIS

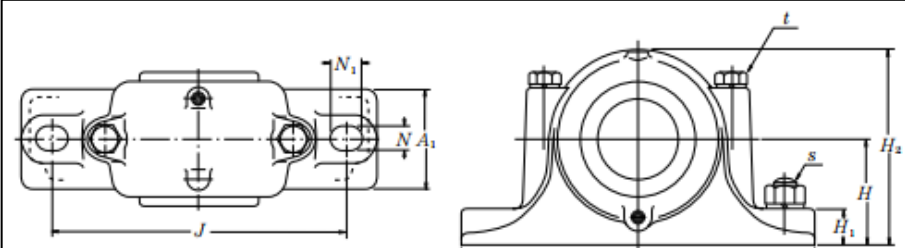
Para o dimensionamento de rolamentos, primeiramente define-se o tipo de solicitação a qual o rolamento será submetido, como critério, na decisão entre carga do tipo estática e dinâmica. Segundo Sarkis, tem-se como parâmetro a rotação, para

eixos com rotação menor que 10 rotações por minuto, considera-se carga estática sobre os rolamentos, se não, carga dinâmica. Para os dois eixos do equipamento desse trabalho, todos os rolamentos serão dimensionados para carga dinâmica.

Ainda no âmbito desse projeto, os esforços sobre os rolamentos são todos predominantemente radiais, cargas axiais surgem conforme as deflexões nos eixos, essas solicitações serão desprezadas visto que os eixos são bi apoiados e apresentam pouco comprimento.

As cargas obtidas de acordo com os diagramas de corpo livre do eixo principal e intermediário são, respectivamente, 1156N e 576N, e o diâmetro para o eixo principal é de 30mm e intermediário de 25mm, na figura 37 é representado os rolamentos padronizados pela NSK.

Figura 37 - Dimensões e capacidades dos rolamentos comerciais



Diâmetro do Eixo (mm) d_1	Número da Caixa (°)	Dimensões (mm)													Massa (kg) aprox.
		D_{H6}	H_{h15}	J	N	N_1	A	L	A_1	H_1	H_2	g_{H15}	$t_{nominal}$	$s_{nominal}$	
25	SN 506	62	50	150	15	20	77	185	52	22	90	30	M 8	M 12	1,7
	SN 606	72	50	150	15	20	82	185	52	22	95	37	M 10	M 12	1,8
30	SN 507	72	50	150	15	20	82	185	52	22	95	33	M 10	M 12	1,9
	SN 607	80	60	170	15	20	90	205	60	25	110	41	M 10	M 12	2,6

Fonte: Catalogo NSK

Foi escolhida a caixa de rolamento bipartida, onde, na instalação do equipamento ela permite um ajuste confortável entre o suporte e o eixo, pois não é necessário que os mesmos estejam interligados, assim é então verificada a carga suportada por ambas as caixas. Para rolamentos sujeitos a cargas radiais, temos a equação (68).

$$P = XF_r + YF_a \quad (68)$$

Sendo:

P = Carga dinâmica equivalente (N);

F_r = Carga radial (N);

F_a = Carga axial (N);

X = Coeficiente de carga radial;

Y = Coeficiente de carga axial.

Para os casos onde a força axial é desprezada, restando só F_r . tem-se a partir dessa simplificação, os valores de carga dinâmica equivalente para os rolamentos do eixo principal (P_{ep}) e para os rolamentos do eixo intermediário (P_{ei}). Através do valor da carga dinâmica equivalente pode-se calcular a capacidade de carga dinâmica exigida no rolamento, para isto é necessário definir f_l e f_n que são fatores relacionados a esforços dinâmicos e rotação respectivamente. Segundo as tabelas do livro Elementos de Máquinas, o fator de esforço dinâmico do eixo principal pode se encaixar em moinho de bolas e pistas com um $f_l = 5$ e $f_n = 0,846$ e para o eixo intermediário como transmissão por correias em V com um $f_l = 2,5$ e $f_n = 0,8$ Conforme as equações (69) e (70) define-se as capacidades .

$$C_{ep} = \frac{f_L}{f_n} P_{ep} = \frac{5}{0,846} 1156 = 6832,15 \text{ [N]} \quad (69)$$

$$C_{ei} = \frac{f_L}{f_n} P_{ei} = \frac{2,5}{0,8} 576 = 1800 \text{ [N]} \quad (70)$$

Sendo:

C_{ep} = Capacidade rolamento eixo principal

C_{ei} = Capacidade rolamento eixo principal

Segundo o catalogo da NSK os rolamentos alocados dentro das caixas de rolamentos são do tipo autocompensadores de esferas com os códigos 1206K e 1207K e possuem uma capacidade de carga básica radial de $C_{r(25)} = 15800\text{N}$ e $C_{r(30)} = 15900\text{N}$, acomodando-se com folga para as cargas exigidas no equipamento. Então, para um melhor aproveitamento também é dimensionado a vida útil prevista dos elementos, seguindo a mesma linha de raciocínio onde o moedor é principal agente

de desgaste e esforço, a equação (71) é aplicada para se definir o coeficiente de velocidade (\mathcal{F}_n).

$$\mathcal{F}_n = \left(\frac{10^6}{500 \cdot 60 \cdot n} \right)^{1/3} \quad (71)$$

Sendo n o número de rotações

$$\mathcal{F}_n(\text{moedor}) = 0,84 \quad (72)$$

O coeficiente de vida nominal definido pela equação 73 será:

$$\mathcal{F}_h = \mathcal{F}_n \cdot \left(\frac{C_r}{P} \right) \quad (73)$$

$$\mathcal{F}_h = 0,84 \left(\frac{15900}{1156} \right) = 11,55 \quad (74)$$

Sendo

\mathcal{F}_h = Coeficiente de vida nominal

\mathcal{F}_n = Coeficiente de velocidade

C_r = Capacidade de carga radial dinâmica

P = Carga dinâmica aplicada

Assim, a vida nominal L_h em horas dos rolamentos é:

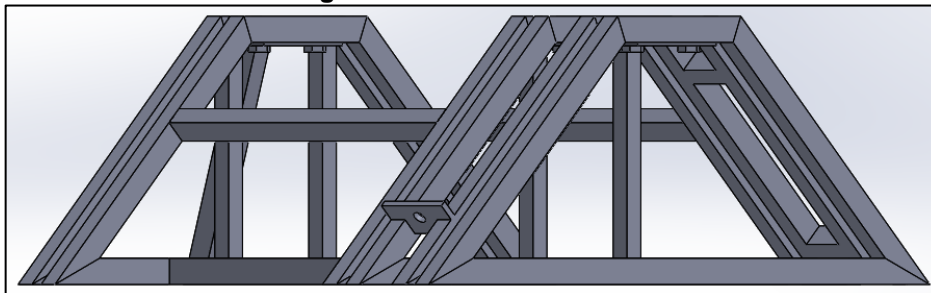
$$L_h = 500 \cdot \mathcal{F}_h^3 \quad (75)$$

$$L_h = 500 \cdot 11,55^3 \approx 771127 [h] \quad (76)$$

4.4.7 DIMENSIONAMENTO DO SUPORTE E REGULAGEM

Definido todos os elementos de trabalho é o momento então de se definir o suporte e elementos de regulagem, o mesmo tem como objetivo principal alocar cada um dos componentes e suportar a carga de trabalho do moedor e misturador.

Figura 38 - Estrutura tubular



Fonte: Autoria Própria

Foi escolhido um trapézio para compor a base do suporte, figura 38, esse formato possui uma boa distribuição de força e resistência além de acomodar perfeitamente os elementos. O perfil das barras foi adotado com base no que já se encontra na universidade, ele tem uma espessura de 2mm e por ser tão fino foi reforçado em vários pontos para aumentar a resistência mecânica.

O lado esquerdo do equipamento possui a metade do suporte mostrado do lado direito da figura 38, isto se deve pelo fato que o lado esquerdo tem apenas a função de sustentação de equilíbrio do equipamento, não alocando componentes como motor, eixos e polias.

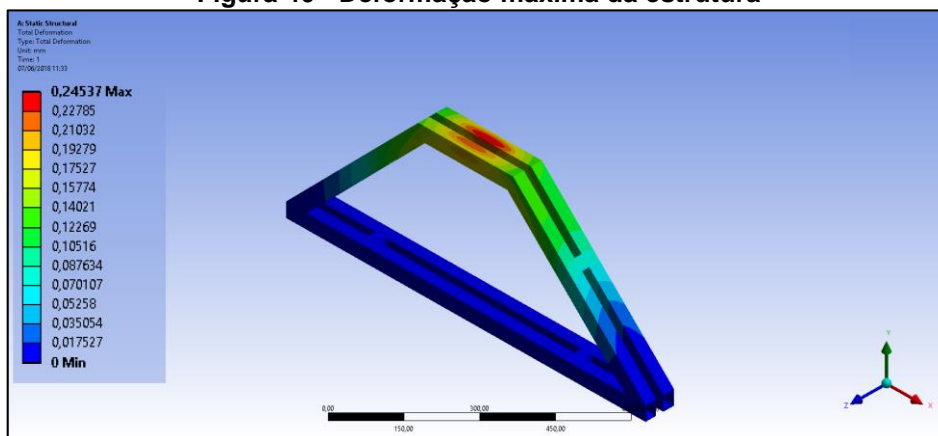
Assim como os outros componentes a estrutura foi submetida a uma análise estrutural para verificação e confiabilidade no dimensionamento da mesma. Utilizando um critério de falha de 5% chegou-se a tensão máxima de 110,82 MPa com um deslocamento menor que 0,5 mm como é verificado nas figuras 39 e 40. Neste estudo foi verificado também um ponto de singularidade, muito comum em análise estruturais mas difícil de se reconhecer.

Esta singularidade fez com que as simulações não convergissem e sempre tendessem ao infinito, este fato ocorria, pois, a área de um canto vivo tende a zero e o cálculo da tensão utiliza força sobre a área fazendo com que a tensão vá para o infinito, assim foi necessário a aplicação de um pequeno raio de 1mm para que o software de simulação oferecesse um resultado plausível.

Figura 39 - Critério de falha de 5% para a estrutura

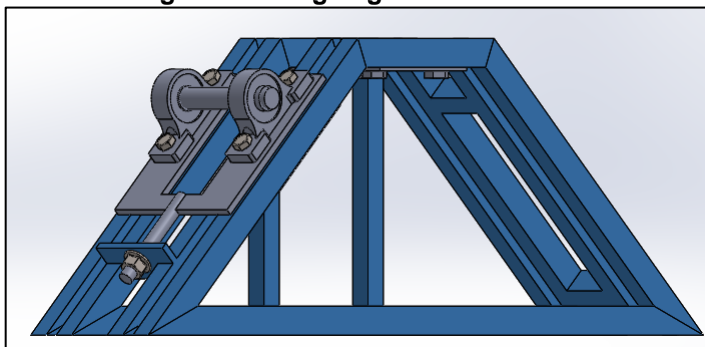
	Equivalent Stress (MPa)	Change (%)	Nodes	Elements
1	46,441		34422	17411
2	87,631	61,445	54612	29649
3	109,2	21,92	95548	56643
4	110,82	1,47	325255	212748

Fonte: Autoria Própria

Figura 40 - Deformação máxima da estrutura

Fonte: Autoria Própria

Transmissões por correias com tempo perdem eficiência e até mesmo param de funcionar se não houver uma manutenção periódica, isto ocorre, pois, a correia está sujeita a esforços, muitas vezes cíclicos se considerado os regimes intermitentes de funcionamento da máquina, causando um afrouxamento da correia, para corrigir esse afrouxamento faz-se necessário a regulagem da distância entre eixos da polia motora e movida. Para este ajuste foi desenvolvido um onde é possível ter um ajuste fino da distância entre centros, o sistema pode ser observado na figura 41.

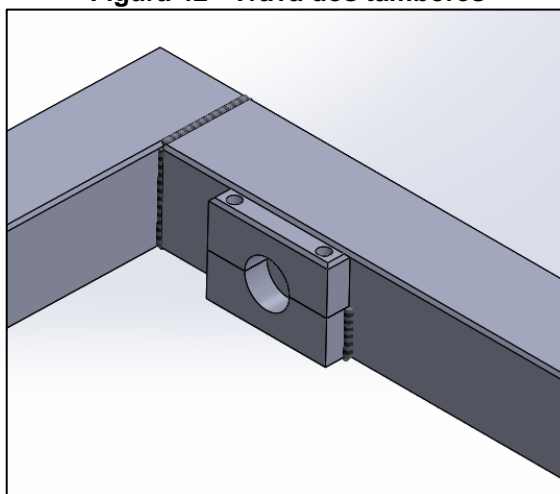
Figura 41 - Regulagem das correias

Fonte: Autoria Própria

Este sistema consiste em um eixo rosqueado com duas porcas ligado em uma placa que apoia os mancais do eixo intermediário, o eixo de 20mm com rosca métrica grossa de passo 2,5 tem um comprimento útil de 130mm e foi ajustado para que quando o eixo intermediário esteja próximo do meio dos entre centros de ajuste da correia, especificamente em 344,5mm, exista uma folga de ajuste para mais ou para menos de 50mm, assim, o sistema de regulação poderá ser ajustado pelo operador para a moagem ou mistura e também incluindo futuros afrouxamentos da correia.

Outro sistema dimensionado para suporte foi a trava dos tambores, como foi dito os tambores poderão ser alternados para que o equipamento realize diferentes trabalhos, assim, na figura 42 vê-se com será possível a troca dos tambores.

Figura 42 - Trava dos tambores



Fonte: Autoria Própria

Esta trava trabalha como um dispositivo de pressão, onde, sua base é soldada a parede interna do eixo principal e lado oposto é livre para que possa ser ajustada. No total são 4 travas cada uma com dois parafusos, sendo o parafuso o elemento que sofre a maior parte dos esforços do peso e do torque, na equação (78) foi dimensionado o parafuso em tração.

$$d = \sqrt{\frac{4 F}{\pi \sigma}} \quad (77)$$

Sendo:

F = Força de tração aplicada ao parafuso (N)

σ = Tensão de escoamento no parafuso (N/mm²)

Para o cálculo foi considerado o torque de 134,4Nm do motor e o peso do triturador de 90kg para o caso crítico de trabalho do equipamento, assim, a força de tração no parafuso é:

$$F = \frac{(134,4/4)}{20e^{-3}} + \frac{900}{8} = 1793,75 [N] \quad (78)$$

A tensão no parafuso neste momento está oscilando pois com o movimento da carga a força no parafuso se altera com o tempo, assim é necessário a multiplicação de um fator de correção de 0,3 para a tensão no parafuso.

$$d = \sqrt{\frac{4}{\pi} * \frac{1793,75}{0,3 * 900}} = 2,91 [mm] \quad (79)$$

Assim, o diâmetro mínimo do núcleo deve ser de 2,91mm, porém, por uma questão construtiva foi adotado um parafuso M8 pois com um diâmetro maior a construção e solda das travas no eixo principal se torna simples.

4.4.8 LIGAÇÃO ELÉTRICA

O equipamento projetado necessita de um motor elétrico descrito nos tópicos anteriores, para que este realize o trabalho exigido ele precisa de uma ligação a rede elétrica e também na placa do motor. Os motores trabalham com duas configurações principais, em estrela ou triangulo, estas ligações tem o objetivo de proporcionar regime de trabalhos para diferentes tensões elétricas, o motor dimensionado pode trabalhar em 220 ou 380V cada um com sua ligação específica determinada na placa do motor como descrita na figura 41. A ligação então depende da rede ao qual o equipamento será instalado.

Figura 43 - Placa de informações motor

MADE IN BRAZIL		Weg W22 Premium	
~	3 kW(HP-cv)	0.75(1.0)	CARC. FRAME: 80
MOTOR INDUCAO - GAIOLA INDUCT. MOTOR-SQUIRREL CAGE			
V	220/380	A	2.89/1.67
RPM min-1	1725	Hz	60
REND(%) NOM.EFF.	83.0	AMB.	40°C
CAT DES	N	IP55	REG. DUTY: S1
W2	U2	V2	W2
U1	V1	W1	U1
Δ L1	L2	L3	Y L1
380 V	U1	V1	W1
U1	V1	W1	U1
L1	L2	L3	L1
Kg		6204-ZZ	
Kg		6203-ZZ	
MOBIL POLYREX EM			
11417378	CE	RENDIMENTO E FATOR DE POTENCIA APROVADOS PELO INMETRO	INMETRO
PROCEL NBR - 17094-1			

Fonte: Catalogo Weg

O cabo de energia para o motor depende da corrente de operação, que já é descrita no catalogo dependo apenas do comprimento e potência do motor. Para uma tensão de rede de 220V e considerando uma distância menor que 30m para o quadro de força é possível encontrar o diâmetro de 2,5mm² dos fios através da tabela 11.

Tabela 11 - Bitolas de fios condutores de cobre

Tensão da rede (V)	Potência do motor (cv)	Distância do motor ao quadro geral de distribuição (m)		
		10	20	30
Bitola do fio condutor (mm ²)				
110	1/3, ½	2,5	2,5	4
220	1/3, ½	2,5	2,5	2,5
440	5	2,5	2,5	2,5

Fonte: Schneider Motobombas

5 RESULTADOS E DICUSSÕES

Através do domínio dos conhecimentos adquiridos durante o curso combinados com a pesquisa sobre as naturezas da ciência de cominuição foi possível a produção de tal trabalho, todos objetivos traçados previamente foram cumpridos exceto os custos de implantação que serão descritos em seguida.

A pedra de granito natural é utilizada comercialmente como bloco maciço, pouco moldado consistindo de pequenos processos de usinagem simples e tamanhos consideravelmente grandes, o desafio de processar resíduos dessas pedras começa quando não se tem parâmetro de quais são os tamanhos destes resíduos e qual será

a redução dos mesmos, assim, necessitou-se determinar limites e padronizar os possíveis tamanhos de resíduos a serem trabalhados.

A partir desta consideração foi possível a análise de qual equipamento de fragmentação deveria ser projetado para tal processo, visto que cada equipamento tem suas características de trabalho e é necessária uma avaliação de parâmetros como o material processado, a capacidade exigida e a abrasividade. Após levantadas estas informações o moedor de esferas se tornou a melhor opção para a moagem.

A mistura necessária para a produção do granito sintético inclui o granito natural, resina epóxi e endurecedor, onde os mesmos devem ser misturados até a homogeneização completa para que haja a melhor distribuição de propriedades mecânicas, sendo assim, o misturador precisa suportar todo o material e girar em uma velocidade apropriada.

Passado as etapas de delimitações e seleção das câmaras de moagem e mistura foi determinado os elementos de trabalho, como motor e sistema de transmissão, assim, os últimos componentes a serem introduzidos ao projeto se limitariam a suporte e regulação. Comprovado os resultados teóricos com os simulados foi possível validar todo o projeto, assim dando credibilidade a todo conhecimento empregado gerando confiança ao utiliza-lo para a produção do equipamento.

O fato de combinar dois processos em um equipamento agregou mais valor ao projeto e diminui custos, agora com apenas alguns ajustes do operador, pode sair da matéria prima bruta, ao granito sintético em poucas horas, utilizando seu tempo para um aprofundamento dentro da pesquisa.

Por conseguinte, elucida-se os custos de implantação do equipamento na figura 44 com base nos parâmetros definidos, materiais disponíveis na universidade e comércio regional. Sendo esta, uma pesquisa com teor referencial necessitando de um aprofundamento principalmente em materiais que podem ser encontrados em outros estados ou até mesmo importados.

Figura 44 - Orçamento do equipamento

Orçamento do equipamento								
Peças	Quantidade	Preço		Loja	Preço		Loja	
		R\$	R\$	Rolamentos Londrina	R\$	R\$	Rolamentos Londrina	R\$
Mancal 25 mm – SN 506	2	45,00	90,00	Rolamentos Londrina	50,00	100,00	Rolemaq	
Mancal 30mm - SN 507	3	48,00	144,00	Rolamentos Londrina	60,00	180,00	Rolemaq	
Cilindro 400x300	1	80,00	80,00	Central do aço	100,00	100,00	Perfilados Londrina	
Cilindro 300x400	1	80,00	80,00	Central do aço	75,00	75,00	Perfilados Londrina	
Esferas de 20mm	60	12,50	750,00	MultiEsferas	12,50	750,00	Só Esferas	
Polia A 1 50mm	3	9,20	27,60	Camax	7,50	22,50	HRR	
Polia A 1 250mm	1	68,48	68,48	Camax	62,00	62,00	HRR	
Polia A 1 300mm	1	88,64	88,64	Camax	69,00	69,00	HRR	
Motor W22 1/3CV	1	575,09	575,09	Americanas	547,00	547,00	Submarino	
Total			R\$ 1.903,81			R\$ 1.905,50		

Fonte: Autoria Própria

5.1 LISTA DE PEÇAS

Para uma futura implantação do equipamento é necessário a concepção de um esquema de montagem, assim, foi elaborada uma planilha, descrita no quadro 1, com todos os componentes do equipamento separados por unidades e classificados quanto a aquisição ou produção. Os desenhos técnicos dos mesmos se encontram no apêndice B.

Quadro 1 - Lista de componentes do equipamento

Nr.	Peça	Qtd.	Comprado / Produzido	Observação
MOEDOR DE BOLAS				
1	Tambor	1	Comprado	Devido a limitação de máquinas e materiais na universidade foi optado pela aquisição de um tambor pronto.
2	Tampa	1	Produzido	
3	Sistema de trava	1	Produzido	O sistema de trava da tampa do moedor foi subdividido, com seus componentes descritos a seguir com o número de referência da trava na frente: "3.X".
3.1	Fixação da tampa	1	Produzido	
3.2	Pinos trava	2	Produzido	Foi omitido os desenhos dos pinos pela simplicidade, os mesmos devem ter as mesmas dimensões da cavidade da trava com a tolerância padrão ¹ .
3.3	Fixação do tambor	1	Produzido	
3.4	Tramela	1	Produzido	
4	Haste da tampa	1	Produzido	
4.1	Pinos haste	2	Produzido	Idêntico ao N ^o 3.2
5	Eixo de suporte	4	Produzido	

MISTURADOR				
6	Sistema de trava	5	Comprado e Produzido	O misturador pode trabalhar com diversos tipos de materiais, inclusive líquidos o que exige uma boa vedação.
7	Eixo de suporte	4	Produzido	
8	Tambor	1	Comprado	Idêntico ao N° 1
9	Tampa	1	Produzido	
EIXO PRINCIPAL				
10	Eixo de apoio lado esquerdo	1	Produzido	Este eixo deve atravessar os perfis de suporte do tambor e ser soldado dos dois lados.
11	Eixo de apoio lado direito e polias	1	Produzido	Idêntico ao N° 10
12	Suporte eixo principal	2	Produzido	Utilizando os perfis de 60x60x2 encontrados na própria universidade
13	Suporte eixo tambores	2	Produzido	Idêntico ao N° 12, são soldados aos suportes do eixo principal formando um retângulo onde ficará alocado os tambores.
14	Suporte móveis tambores	4	Produzido	
15	Parafusos fenda M8x70mm	8	Comprado	
16	Porcas M8	8	Comprado	
17	Polia A1 250mm	1	Comprado	
18	Polia A1 300mm	1	Comprado	
19	Mancal SN507	3	Comprado	Idêntico ao N° 3
19.1	Parafuso M12x80mm	6	Comprado	
19.2	Parafuso M10	6	Comprado	
19.3	Contra chapa mancais	3	Produzido	
19.4	Porcas M12	6	Comprado	
20	Chaveta 8x7x40mm	1	Produzido	Idêntico ao N°3.2
ESTRUTURA				
21	Reforço Cpr. 580mm	4	Produzido	Para reforçar a estrutura foi utilizado um perfil encontrado na universidade de 30x40x2mm
22	Chapa "T" regulador	1	Produzido	
23	Reforço Cpr. 330mm	3	Produzido	Idêntico ao N° 21
24	Guia dos mancais	3	Produzido	Para um melhor ajuste foi dimensionado uma chapa guia para a instalação dos mancais
25	Base do motor	1	Produzido	
26	Reforço Cpr. 20mm	7	Produzido	Idêntico ao N° 21
27	Reforço Cpr. 70mm	1	Produzido	Idêntico ao N° 21
28	Montagem trapézio	1	Produzido	Com os perfis já nas dimensões do projeto é feita então a montagem da estrutura do equipamento.
28.1	Base Trapézio	6	Produzido	Utilizando o perfil de 30x40x2mm com um comprimento de 1006mm é montado a base do trapézio
28.2	Lateral Trapézio	12	Produzido	Dimensões especificadas no desenho.
28.3	Topo Trapézio	6	Produzido	Utilizando o perfil de 30x40x2mm com um comprimento de 266mm é montado o topo do trapézio

EIXO INTERMEDIÁRIO				
29	Regulador correias	1	Produzido	
30	Mancal SN506	2	Comprado	Idêntico ao N°3
30.1	Parafuso M12x90mm	4	Comprado	
30.2	Parafuso M8	4	Comprado	
30.3	Contra chapa mancais	2	Produzido	
30.4	Porcas M12	4	Comprado	
31	Polia A1 50mm	2	Comprado	
32	Polia A1 250mm	1	Comprado	
33	Eixo intermediário	1	Produzido	
34	Chaveta 4x4x11mm	1	Produzido	Idêntico ao N°3.2
35	Porca M20	2	Comprado	Utilizada para tensionar as correias
MOTOR				
36	W22 IR3 1/3CV 4P	1	Comprado	
37	Parafuso M6	4	Comprado	
38	Porcas M6	6	Comprado	Duas das porcas são para reg. do motor
39	Anel de regulagem	1	Produzido	
40	Polia A1 50mm	1	Comprado	Polia para o eixo do motor
41	Chaveta 4x4x5mm	1	Produzido	Idêntico ao N°3.2
42	Contra chapa traseira motor	1	Produzido	
43	Contra chapa diante. Motor	1	Produzido	
44	Placa de regulagem motor	1	Produzido	

Fonte: Autoria Própria

¹ Tolerância Padrão: H8 furos/cubos – f8 eixos/chavetas.

6 CONCLUSÃO

Após atingir os objetivos traçados foi possível a concepção da modelagem e seleção dos componentes do equipamento, concluindo assim o objetivo principal do trabalho.

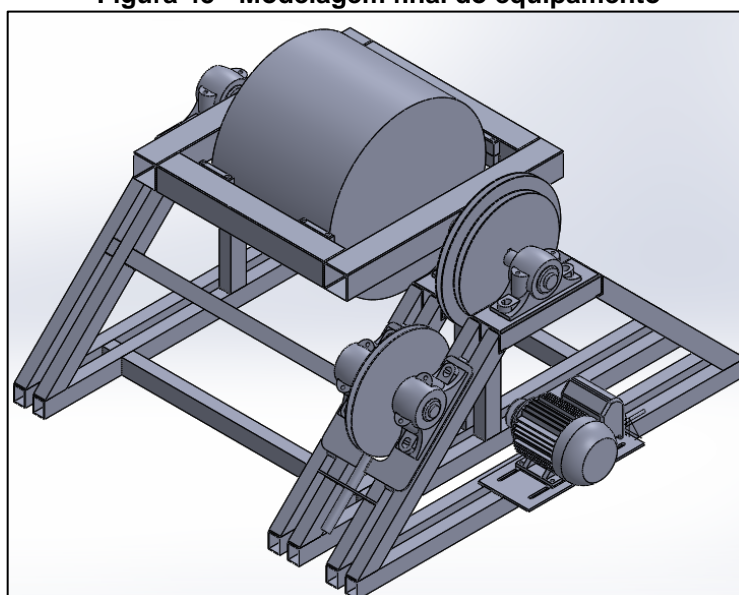
O estudo das propriedades do granito mostrou que este é um mineral ígneo e possui diversas características mecânicas excepcionais, sendo assim, seu uso ultrapassou a fronteira de pedra ornamental para decorações e passou a ter uma aplicação industrial com a produção do granito sintético.

Para a produção do granito sintético é necessária a fragmentação da pedra bruta de granito natural e a mistura com a resina epóxi, assim, um equipamento para auxílio nesta etapa é essencial. Entre diversos equipamentos a seleção do que melhor se encaixa na aplicação se deve ao fato da relação Dureza X Granulometria definida por Kelly e Spottiswood (1982) onde o moedor de bolas se mostrou o mais viável.

Após a etapa de estudo e seleção, iniciou-se então o dimensionamento do equipamento, dividido em partes como elementos de trabalho, transmissão, força, suporte e regulagem, sempre procurando atingir o melhor custo benefício. Dimensionado os elementos, os mesmos foram sujeitos a simulações estáticas estruturais para uma maior confiabilidade dos resultados.

E por fim, foi levantado os custos de produção do equipamento e aquisição de determinados materiais no comércio regional de Cornélio e Londrina.

Figura 45 - Modelagem final do equipamento



Fonte: Autoria Própria

6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- O estudo de aplicação de revestimento de polímeros para o moedor com o objetivo de servir como material de sacrifício;
- A análise da velocidade e o tempo de mistura em função da homogeneização do granito sintético;
- A análise de equipamentos e materiais alternativos para a construção do equipamento;
- A construção do equipamento.

7 REFERÊNCIAS

1. CHIOSSI, N. J. **Geologia de engenharia**. 3. ed. São Paulo: Oficina de Textos, 2013.
2. MTI CORPORATION. 2 Yrs Warranty-Heavy Duty Lab Roller Mill (25 kg Max. Load) w/ Variable Speed & Optional LN Tank - MSK-SFM-14. **Site da MTI Corporation**, 2013. Disponível em: <<http://www.mtixtl.com/MSK-SFM-14.aspx>>. Acesso em: 4 Maio 2018.
3. FILHO, A. P.; NETO, F. L. **Comportamento de vigas de compósitos granito-epóxi submetidas a vibrações mecânicas**. VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica (CONEM). Campina Grande: Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília. 2010.
4. MAURO, G. C. **Estudo do processo produtivo dos granitos no Estado do Espírito Santo objetivando a aplicação destes na construção civil**. UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS. Belo Horizonte, p. 55. 2011.
5. PURQUERIO, B. D. M.; GARCIA, L. G. **Tecnologia de projeto de cabeçote hidrostático de ultraprecisão utilizando cerâmica de alumina e granito sintético**. XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica (COBEM). Águas de Lindóia: LAMAFE-EESC-USP. 1999.
6. PURQUERIO, B. D. M.; RIBEIRO, F. D. M. M. **Granito sintético para estruturas de equipamentos de precisão de pequeno porte**. XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica (COBEM). Águas de Lindóia: LAMAFE-EESC-USP. 1999.
7. WREGE, P. A. S. **Metodologia para a obtenção de esferas de cerâmica para próteses de quadril**. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. São Carlos. 2000.
8. CORRÊA, J. B. C. **PROJETO DE UMA BASE DE GRANITO SINTÉTICO PARA MÁQUINA DIDÁTICA DE VIBRAÇÃO**. UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ. CORNÉLIO PROCÓPIO, p. 57. 2017.
9. NOS, G. **Projeto de produtos: moinho de bolas de baixo custo**. UNIVATES. Lajeado, p. 43. 2011.
10. CARVALHO, M. X. S. D. **Equipamentos de Fragmentação: Uma Revisão Avaliando Circuitos Alternativos para a Moagem de Finos**. Escola de

Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, p. 70. 2012.

11. FÁVERO, G. **Obtenção e avaliação de pó de osso liofizado bovino para uso em impressão tridimensional**. Universidade de Passo Fundo. Passo Fundo, p. 104. 2016.
12. METSO. Nordberg® C Series™ - Jaw Crushers. **Crushing and screening solutions**, Filândia, p. 51, 2017.
13. METSO. **Manual de Britagem Metso**. 6ª Edição. ed. [S.l.]: [s.n.], 2005. 501 p.
14. VARELA, J. **Critérios de seleção de britadores aplicados ao processamento mineral**. XXXIV ENTMME. Salvador: [s.n.]. 2011. p. 384 - 391.
15. METSO. Moinho de Bolas. **Catálogo Moinho de Bolas**, Sorocaba, v. 2102.01, p. 4, 2016.
16. LUZ, A. B.; SAMPAIO, J. A.; FRANÇA, S. C. A. **Tratamento de Minérios**. 5. ed. Rio de Janeiro: CETEM/MCT, 2010.
17. KELLY, E. G.; SPOTTISWOOD, D. J. **Introduction to mineral processing**. United States: [s.n.], 1982.
18. JR., R. **Testing for the selection of comminution circuits to prepare concentration feed**. Mill Operator's Conferen. [S.l.]: The Australasian Institute of. 1982.
19. BOND, F. C. **Confirmation of The Third Theory**. [S.l.]: AIME Trans., v. 217, 1958.
20. MAMEDE FILHO, J. **Instalações Elétricas Industriais**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2001.
21. BUDYNAS, R.; NISBETT, J. K. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 8ª. ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.
22. MATWEB, LLC. MatWeb, Material Property Data, 2018. Disponível em: <<http://www.matweb.com/>>. Acesso em: 2 Abril 2018.
23. MELCONIAN, S. **Elementos de máquinas**. 9ª. ed. São Paulo, SP: Érica, 2008.
24. PAULA, L. F. DIRETRIZES PARA A CONSTRUÇÃO DE UM MOINHO DE BOLAS PARA A MOAGEM DE SÓLIDOS EM LABORATÓRIOS. **Química Nova**, v. 37, n. 4, p. 4, fev. 2014.

APÊNDICE A - ORÇAMENTOS DO EQUIPAMENTO

Americanas - Motor



Motor Elétrico Trifásico 0,33cv 60Hz - 4 Polos Baixa Rotação

(Cód.36626334)

vendido e entregue por **olist**

R\$ 766,78 (25% de desconto)

R\$ 575,09

10x de R\$ 57,50 s/ juros [ver parcelas](#)

comprar

Corral! Temos apenas 5 no estoque

R\$ 575,09 com Ame e receba R\$ 57,51 de volta [saiba mais](#)

R\$ 575,09 no cartão americanas.com em até 10x de R\$ 57,50 s/ juros [ver parcelas](#)

calcular frete e prazo

ok

Submarino - Motor



Motor Elétrico Trifásico 0,33cv 60Hz - 4 Polos Baixa Rotação

(Cód.36591963)

vendido por **eletrishop** e entregue por **Submarino**

R\$ 547,70

10x de R\$ 54,77 s/ juros [ver parcelas](#)

Comprar

Corral! Temos apenas 3 no estoque

R\$ 547,70 no cartão Submarino em até 10x de R\$ 54,77 s/ juros [ver parcelas](#)

Central do Aço - Cilindros

Orçamento

Entrada x



Central do Aço Corte e Dobra <centraldoaco@hotmail.com>

para mim



inglês



português

[Traduzir mensagem](#)

Bom dia,

Cilindro = 400 (diâmetro) x 300 de comprimento. Chapa 3mm. 80 R\$

Cilindro = 300 (Diâmetro) x 400 de comprimento. Chapa 3mm. 80 R\$

Rolemaq – Mancais de rolamentos

C!

PEDIDO DE VENDA - PRE NOTA - Pag. 00001

Cotacao: 002625 Data: 05/06/2018 - 17:22:01
 Cliente: 0506 - CONSUMIDOR
 Cond.Pagto: 0
 Vendedor: 11 - RAFAEL
 N:
 Observacao:

Qtd.	Produto	Descricao	Marca	Unid.	Preco	Total
1,0	SN-506	MANCAL DE ROLAMENTO		PC	50,00	50,00
1,0	SN-507	MANCAIS DE ROLAMENTO TG	SNH50	PC	60,00	60,00
*** Total dos Produtos ***						110,00
*** Total Geral ***						110,00

CB

Rolamentos Londrina – Mancais de rolamentos



ORCAMENTO NR: 06062018

Cliente: SMARTMEC

A/C: Camilo

Segue resposta de cotação:

UN	PRODUTO	MARCA	R\$ (UNIT.)	R\$ (TOTAL)
02	MANCAL SN506	MDS	R\$45,00	R\$90,00
02	BUCHA H306	BGL	R\$22,00	R\$44,00
02	ROLAMENTO 1206K	FAG	R\$55,00	R\$110,00
03	MANCAL SN507	MDS	R\$48,00	R\$144,00
03	BUCHA H307	BGL	R\$25,00	R\$75,00
03	ROLAMENTO 1207K	FAG	R\$65,00	R\$195,00
			TOTAL→	R\$658,00

(43) 3322-5194

PRAZO DE ENTREGA: 01 DIA ÚTIL (FECHANDO ATÉ 11:30AM)

FATURAMENTO: À COMBINAR

FRETE: CIF

Qualquer dúvida estou à disposição. Desde já obrigada.

NATHÁLIA ROSA

Depart. Vendas

CNPJ: 24.605.810/0001-30

Camax – Polias



Com de Produtos Industriais de Borracha Ltda
 E-mail: contato@camaxdobrasil.com.br
 Fone/Fax: 43 - 3024 4602

FONE/FAX: 43 - 3024 4602		CEL: 9 9924 2800		
EMAIL: contato@camaxdobrasil.com.br		DEP		
SITE: www.camaxdobrasil.com.br		VENDAS : CASANOVA		
DATA: 02 Maio de 2018.				
CLIENTE : Smart Merck ... camiloribeiro21@gmail.com		IPI: INCLUSO		
A/C: Camilo		FRETE: Fob		
PRAZO DE ENTREGA: 10 à 15 dias		CIDADE:		
CONDIÇÃO DE PGTO: á vista no pedido para 1ª compra		VALIDADE: 05DD		
ORÇAMENTO				
QT.	UNL	DESCRIÇÃO	UNITARIO	TOTAL
01	pç	Polia FF 1 canal A 50mm	R\$ 9,20	
01	pç	Polia FF 1 canal A 250mm	R\$ 68,48	
01	pç	Polia FF 1 canal A 300mm	R\$ 88,64	
OBS: CAMILO, EM RELAÇÃO AS QUANTIDADES; COMO TEREMOS QUE PEDIR PARA A INDUSTRIA PRODUIZIR AS PEÇAS; O MÍNIMO QUE A INDUSTRIA ATENDE É DE 05 PEÇAS POR ITEM !!!				

ATT:
 CASANOVA
 DEPTO VENDAS

Multiesferas – Esferas 20mm

Cotação de Vendas



Entrada x



Wellington Leite - Multiesferas <wellington.leite@multiesferas.com.br>

para mim ▾

Camilo, bom dia
Segue abaixo cotação de vendas

Esferas Aço Carbono

Medida: 20mm
Quantidade: 60 Kg
Valor: R\$ 12,50 o kg

Prazo de Entrega: Imediato
Prazo de Pagamento: A Vista depósito
Frete FOB

BOLEX INDUSTRIAL TLDA ME
CNPJ: 23.019.927/0001-79

Grato


Wellington Leite

MULTIESFERAS



Rua Abílio Pedro Ramos, 598A
02279-000 – São Paulo – SP

Tel: 11 5627-0090

 11 98667-1013

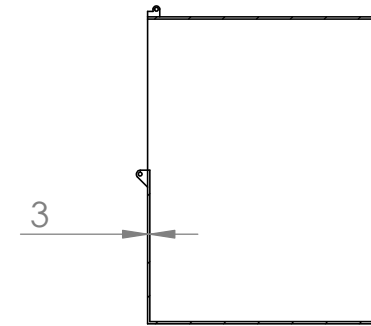
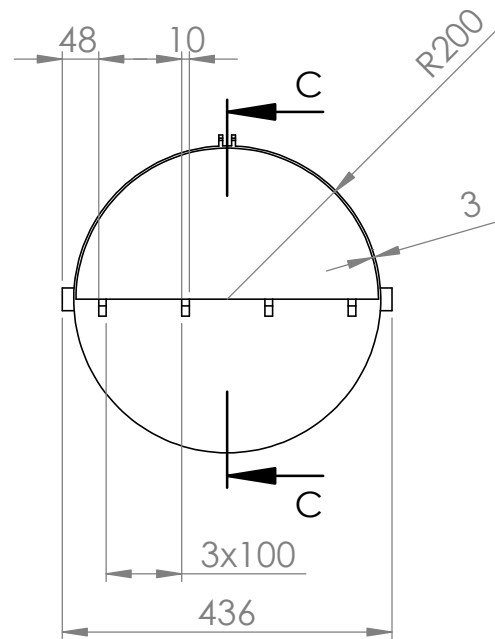
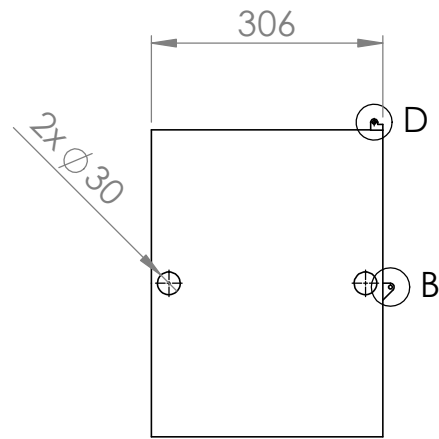
www.multiesferas.com.br

ISO 9001

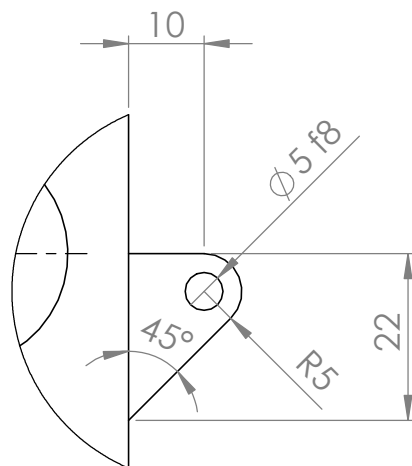
BUREAU VERITAS
Certification



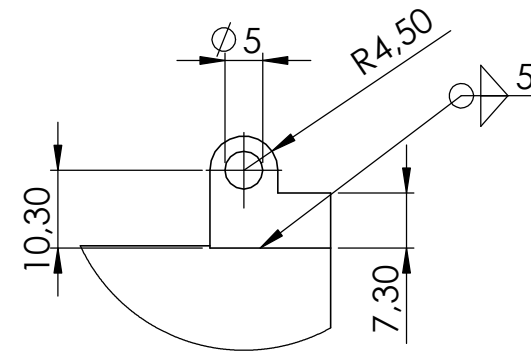
APÊNDICE B – DESENHOS TÉCNICOS DO PROJETO




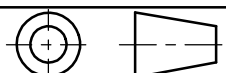
SEÇÃO C-C

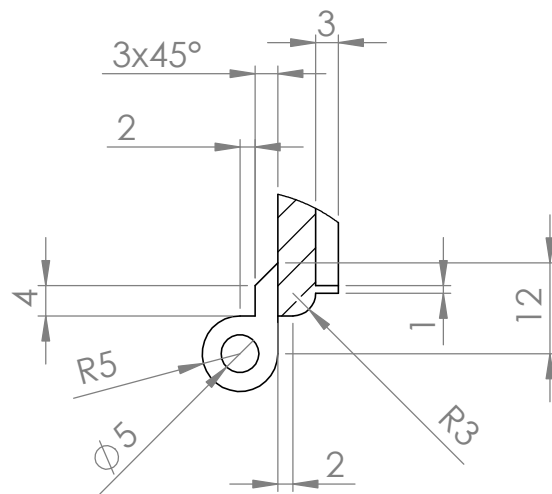
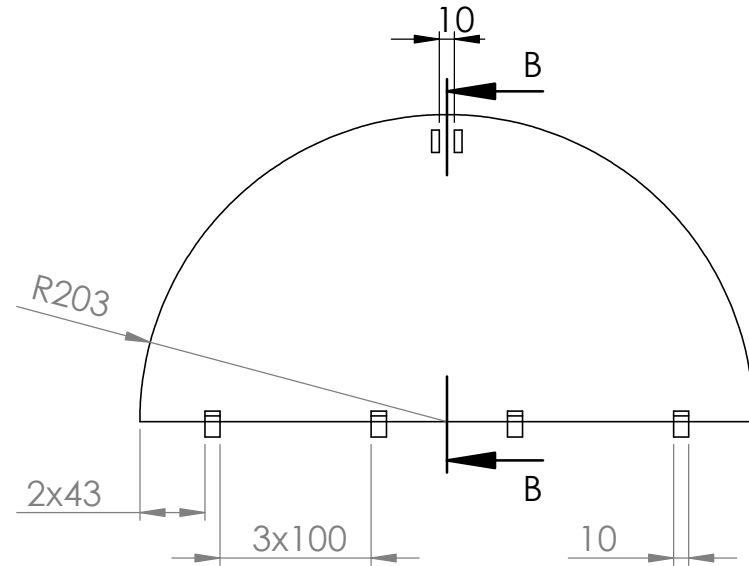
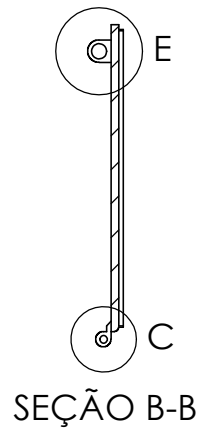


DETALHE B
ESCALA 1 : 1

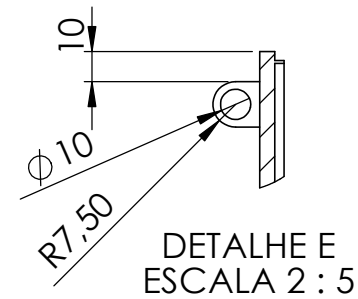


DETALHE D
ESCALA 1 : 1

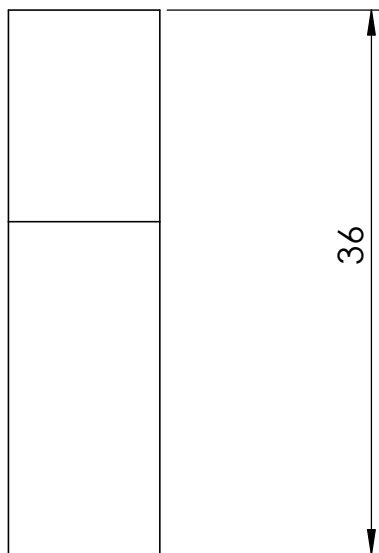
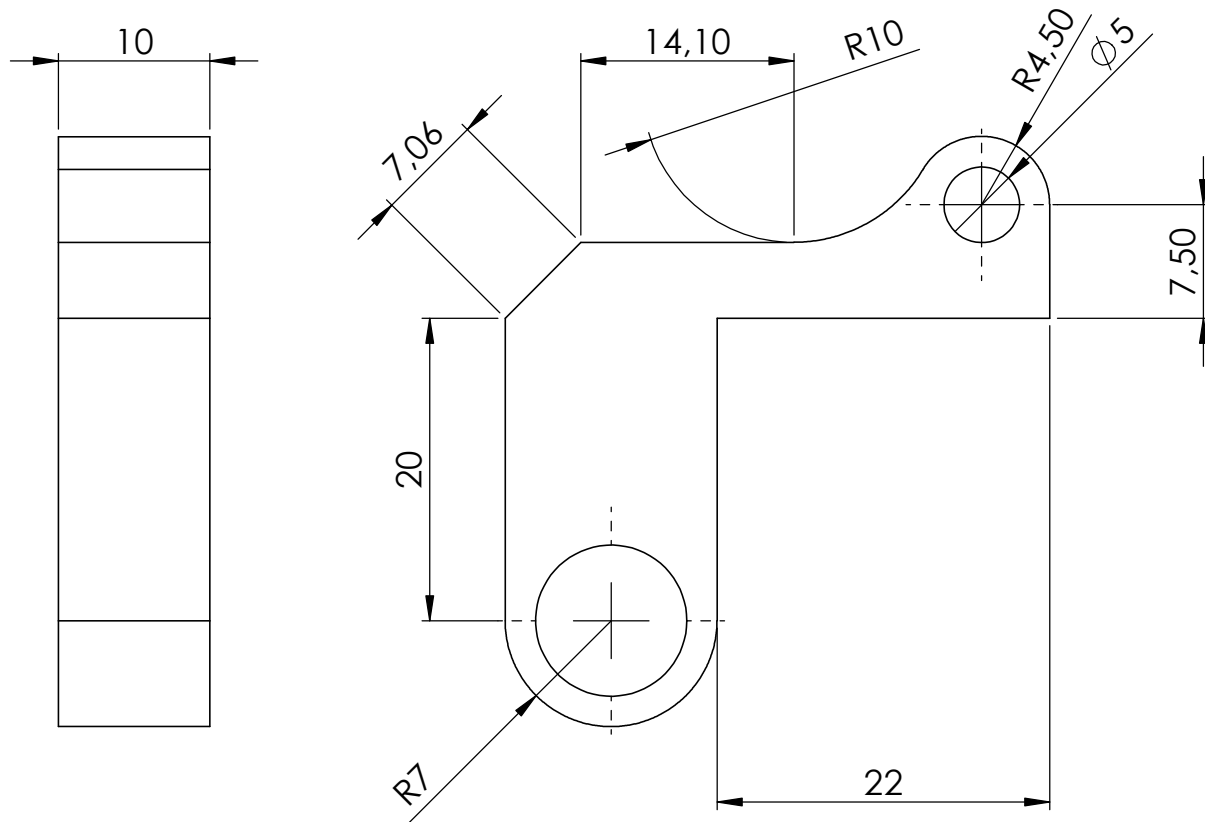
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  CAMPUS CORNÉLIO PROCÓPIO		QUANT.:	01 PEÇA	DESENHO:	Nº 3.3/5
		MATERIAL	AÇO 1020	DATA:	15/06/2018
CURSO: ENG. MECÂNICA ATIVIDADE: TCC 2		NOME:	TAMBOR MOEDOR		
		PROF:	ROGÉRIO	FOLHA 1 DE 1	
		ESCALA:	1:10	UNIDADE:	mm
					



DETALHE C
ESCALA 1:1



UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ 		QUANT.:	01 PEÇA	DESENHO:	Nº 2/3.1
		MATERIAL	AÇO 1020	DATA:	15/06/2018
	CURSO:	ENG. MECÂNICA		NOME:	TAMPA MISTURADOR
	ATIVIDADE:	TCC 2		PROF:	ROGÉRIO
	ESCALA:	1:5	UNIDADE:	mm	FOLHA 1 DE 1



UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

QUANT.:	01 PEÇA	DESENHO:	Nº 3.4
MATERIAL	AÇO 1008	DATA:	15/06/2018



CURSO: ENG. MECÂNICA

ATIVIDADE: TCC 2

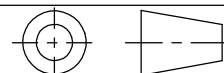
NOME: TRAVA TAMPA MOEDOR

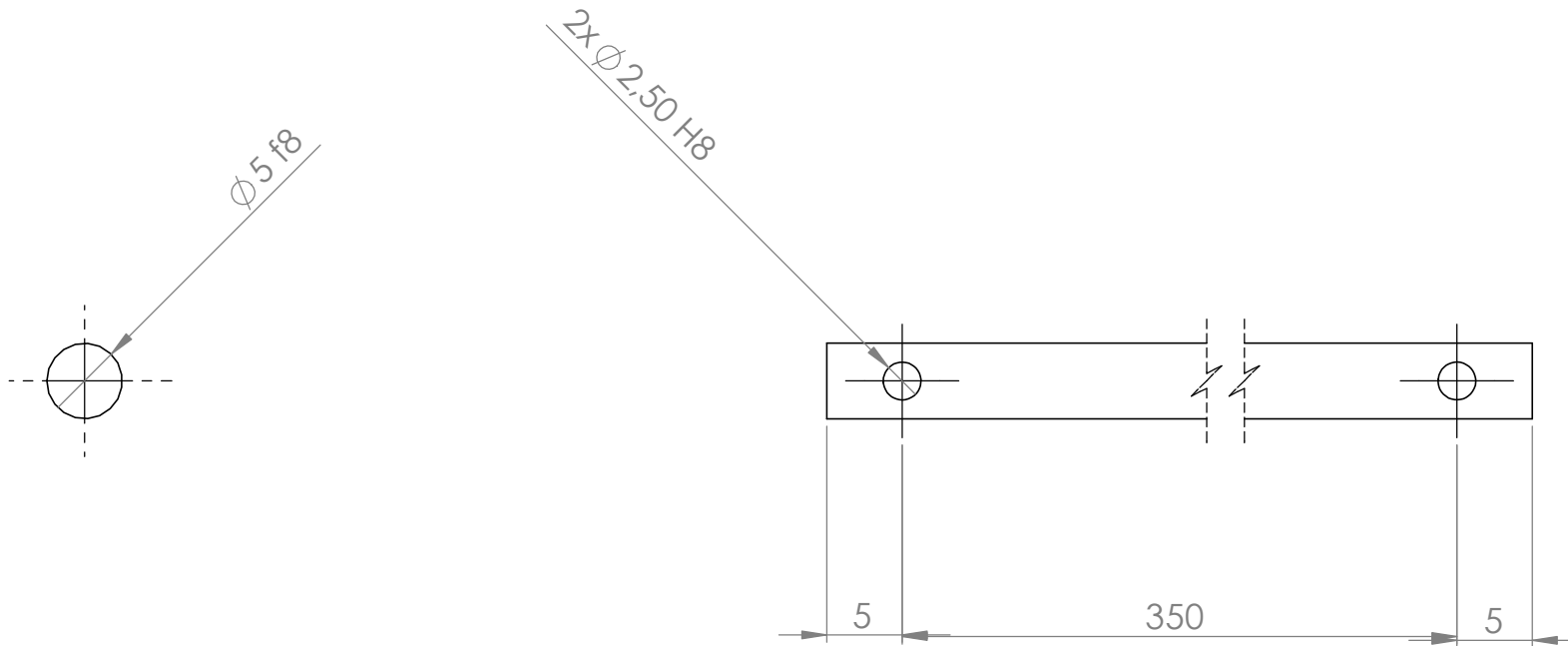
PROF: ROGÉRIO


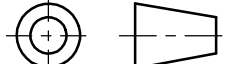
FOLHA 1 DE 1

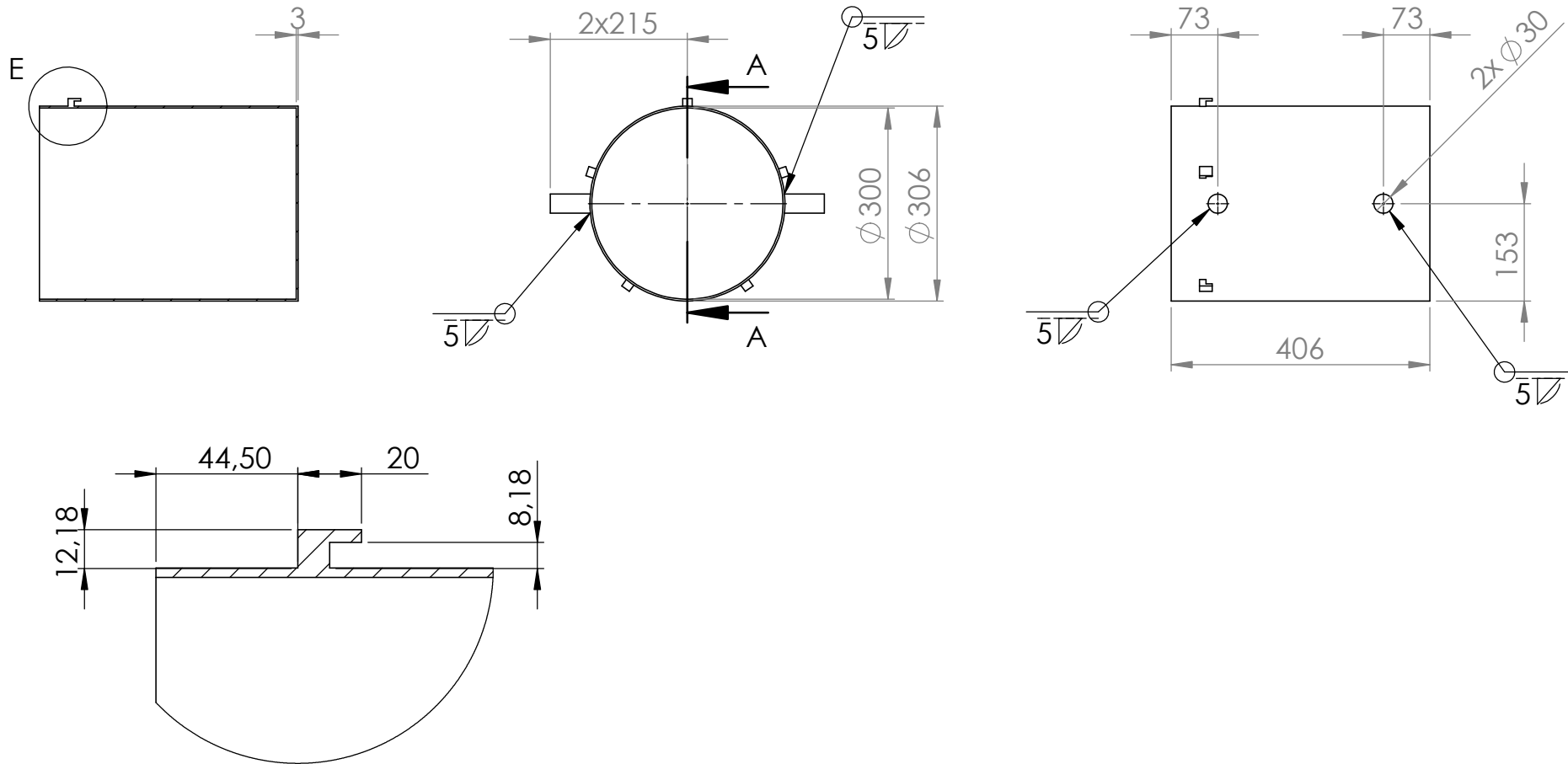
ESCALA:
2:1

UNIDADE:
mm


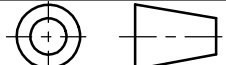


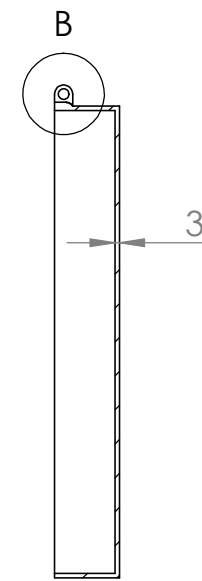
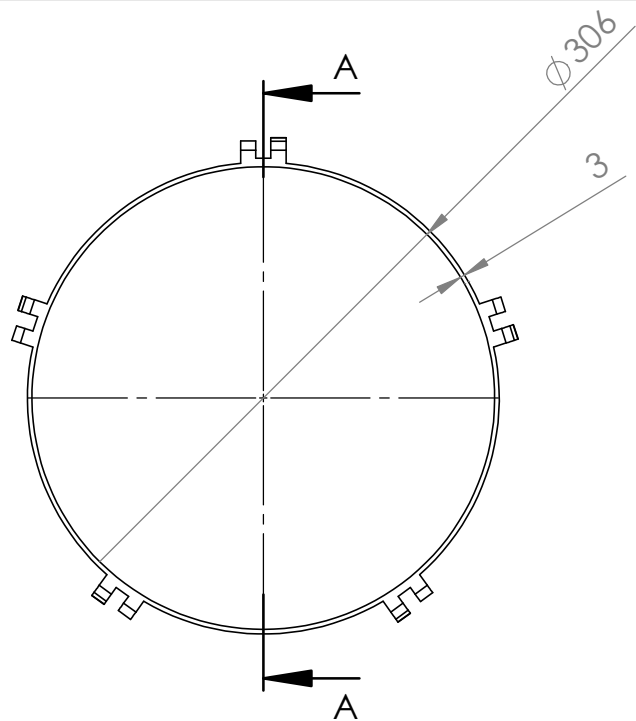


UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  <small>UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ CAMPUS CORNÉLIO PROCÓPIO</small>		QUANT.:	01 PEÇA	DESENHO:	Nº 4
		MATERIAL	AÇO 1008	DATA:	15/06/2018
CURSO: ENG. MECÂNICA ATIVIDADE: TCC 2		NOME:	HASTE TAMPA MOEDOR		
		PROF:	ROGÉRIO	FOLHA 1 DE 1	
		ESCALA:	2:1	UNIDADE:	mm
					

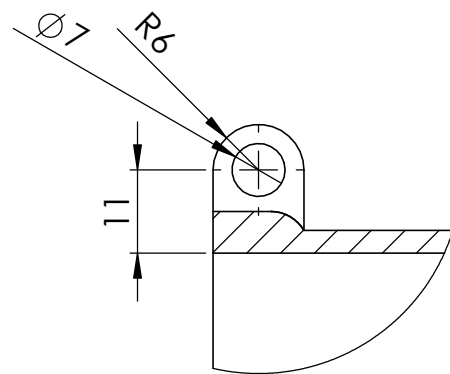


DETALHE E
ESCALA 1 : 2



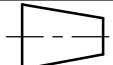
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ 		QUANT.:	01 PEÇA	DESENHO:	Nº 6/4/8
		MATERIAL	AÇO 1020	DATA:	15/06/2018
CURSO: ENG. MECÂNICA ATIVIDADE: TCC 2		NOME: TAMBOR MISTURADOR			
		PROF:	ROGÉRIO	FOLHA 1 DE 1	
		ESCALA:	1:10	UNIDADE:	mm
					

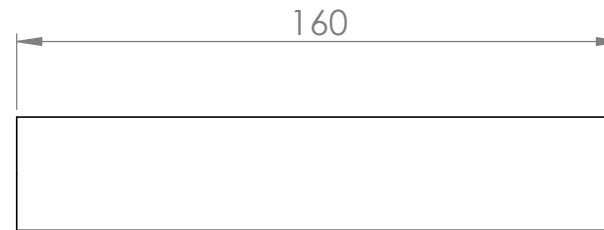
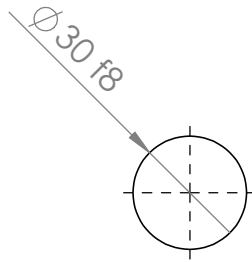


SEÇÃO A-A

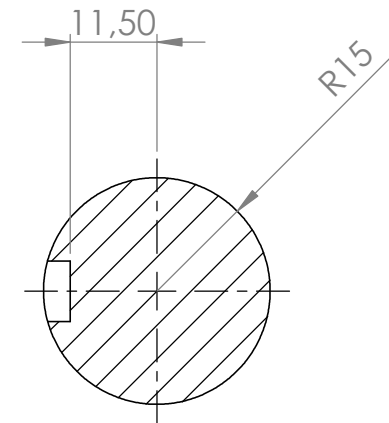
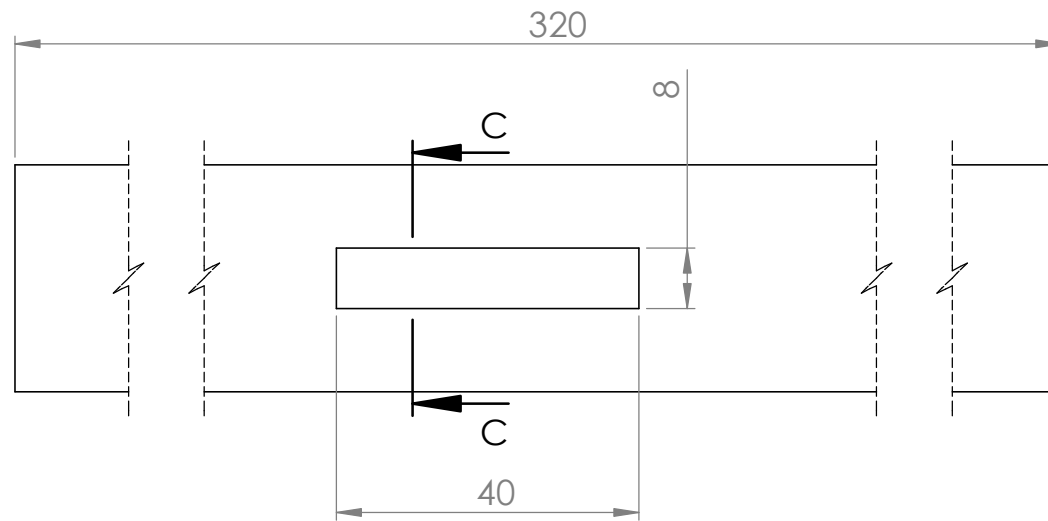


DETALHE B
ESCALA 1 : 1

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ CAMPUS CORNÉLIO PROCÓPIO		QUANT.:	01 PEÇA	DESENHO:	Nº 9
		MATERIAL	AÇO 1020	DATA:	15/06/2018
CURSO:		ENG. MECÂNICA		NOME:	
ATIVIDADE:		TCC 2		TAMPA DO MISTURADOR	
		PROF:	ROGÉRIO	FOLHA 1 DE 1	
		ESCALA:	1:5	UNIDADE:	mm
				 	



UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ 		QUANT.:	01 PEÇA	DESENHO:	Nº 10
		MATERIAL	AÇO 1008	DATA:	15/06/2018
	CURSO:	ENG. MECÂNICA		NOME:	EIXO PRINCIPAL APOIO ESQUERDO
	ATIVIDADE:	TCC 2		PROF:	ROGÉRIO
		ESCALA:	1:2	UNIDADE:	mm



SEÇÃO C-C

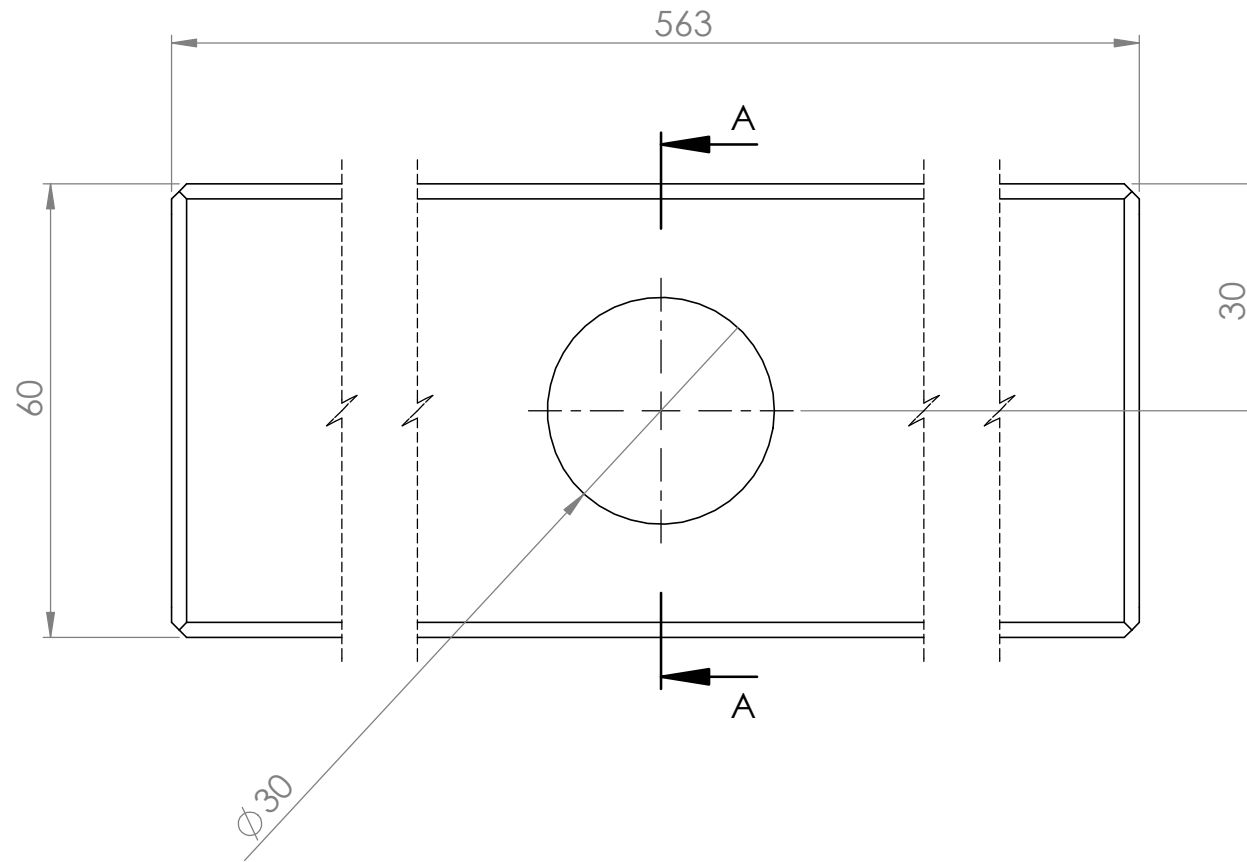
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ



CURSO: ENG. MECÂNICA

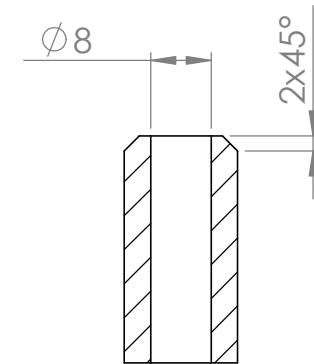
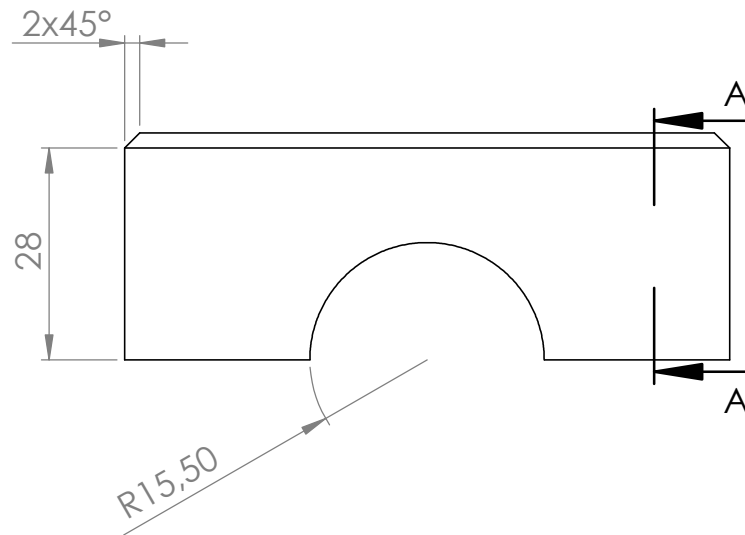
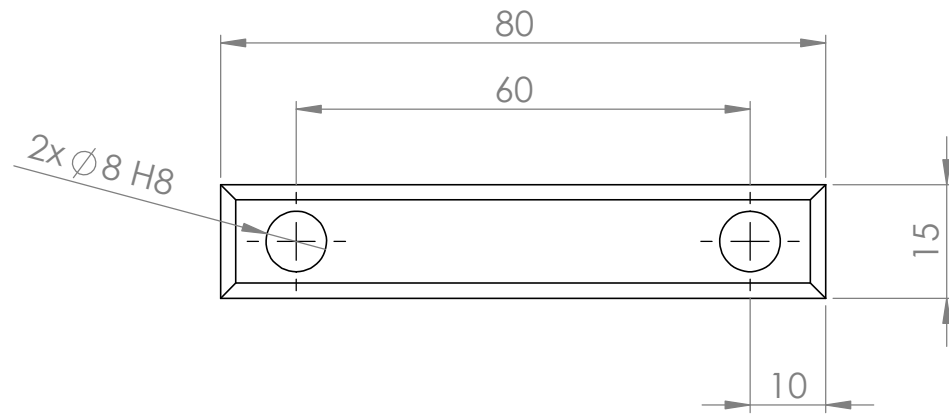
ATIVIDADE: TCC 2

QUANT.:	01 PEÇA	DESENHO:	Nº 11
MATERIAL	AÇO 1008	DATA:	15/06/2018
NOME:	EIXO APOIO POLIAS L. DIREITO		
PROF:	ROGÉRIO	FOLHA 1 DE 1	
ESCALA:	UNIDADE:		
1:1	mm		



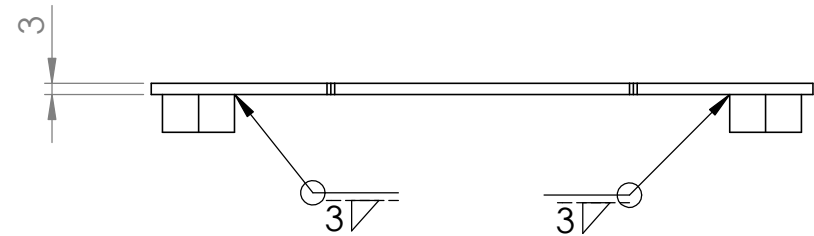
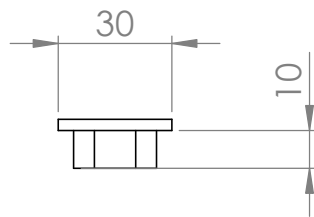
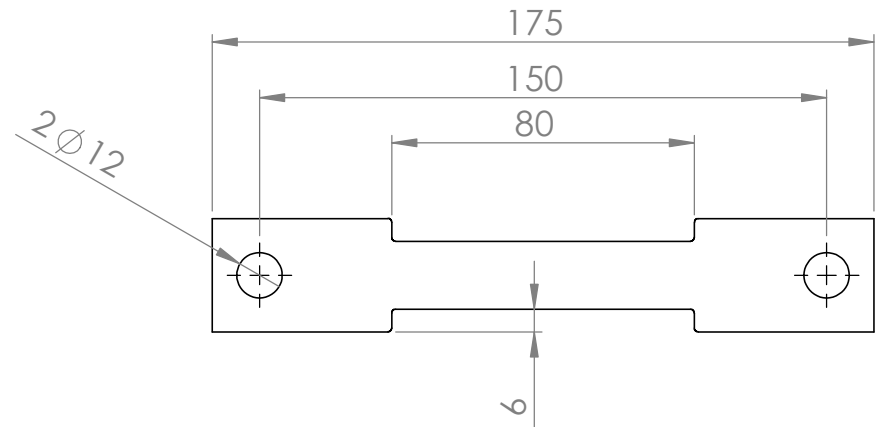
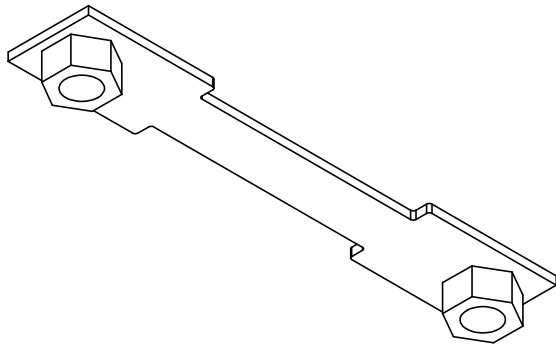
SEÇÃO A-A



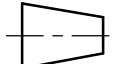
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ 		QUANT.:	02 PEÇAS	DESENHO:	Nº 12
		MATERIAL	METALON	DATA:	15/06/2018
CURSO: ENG. MECÂNICA ATIVIDADE: TCC 2		NOME: SUPORTE EIXO PRINCIPAL			
		PROF:	ROGÉRIO	FOLHA 1 DE 1	
		ESCALA:	1:1	UNIDADE:	mm

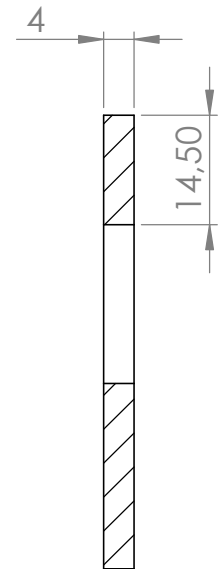
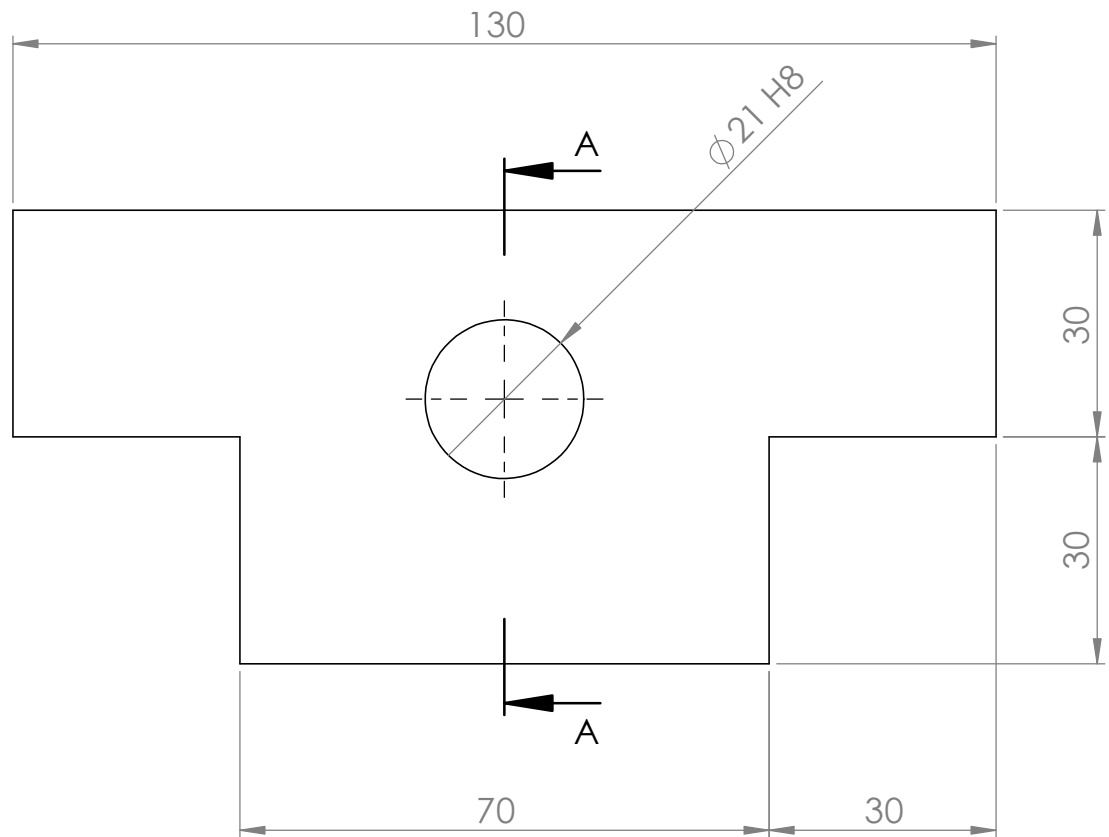


SEÇÃO A-A

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ CAMPUS CORNÉLIO PROCÓPIO		QUANT.:	04 PEÇAS	DESENHO:	Nº 14
		MATERIAL	AÇO 1008	DATA:	15/06/2018
CURSO:		ENG. MECÂNICA			
ATIVIDADE:		TCC 2			
		NOME:	SUPORTE MÓVEIS TAMBORES		
		PROF:	ROGÉRIO	FOLHA 1 DE 1	
		ESCALA:	1:1	UNIDADE:	mm

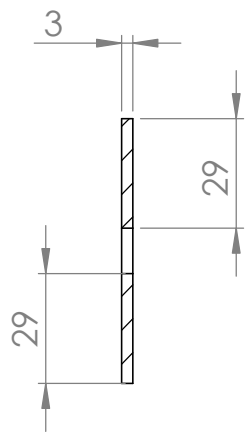


UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  <small>UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ CAMPUS CORNÉLIO PROCÓPIO</small>		QUANT.:	03 PEÇAS	DESENHO:	Nº 19.3/19.4
		MATERIAL	AÇO 1008	DATA:	15/06/2018
CURSO:		ENG. MECÂNICA		NOME:	CONTRA CHAPA MANCAIS EIX. PRINC.
ATIVIDADE:		TCC 2		PROF:	ROGÉRIO
		ESCALA:	1:2	UNIDADE:	mm
				 	
				FOLHA 1 DE 1	

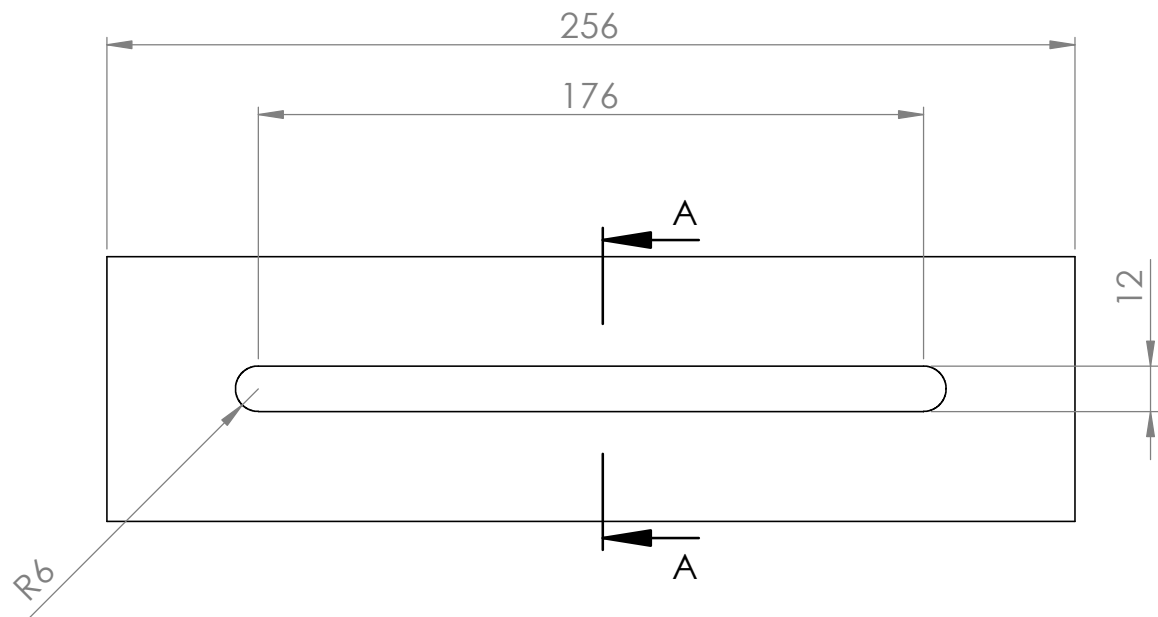


SEÇÃO A-A

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ 		QUANT.:	01 PEÇA	DESENHO:	Nº 22
		MATERIAL	AÇO 1008	DATA:	15/06/2018
	CURSO:	ENG. MECÂNICA		NOME:	CHAPA T REGULADOR DE CORREIAIS
	ATIVIDADE:	TCC 2		PROF:	ROGÉRIO
	ESCALA:	1:1	UNIDADE:	mm	FOLHA 1 DE 1



SEÇÃO A-A



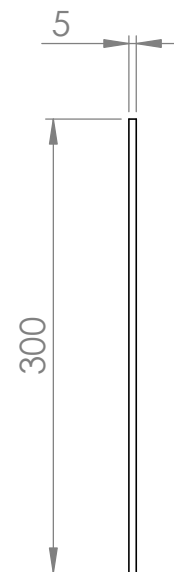
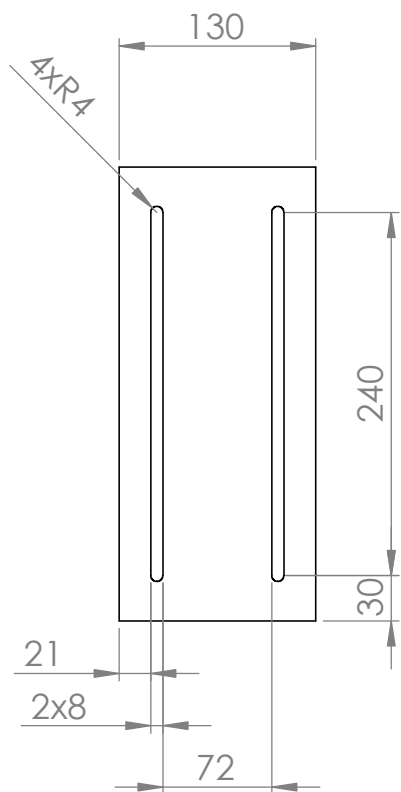
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ


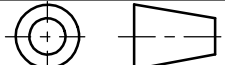


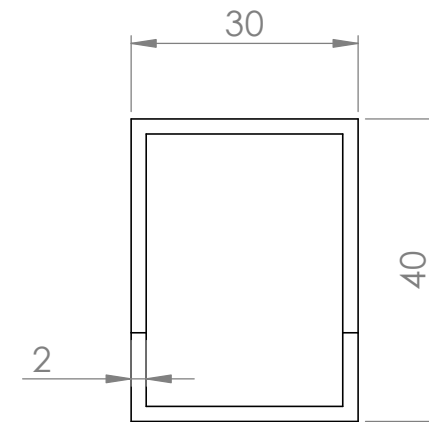
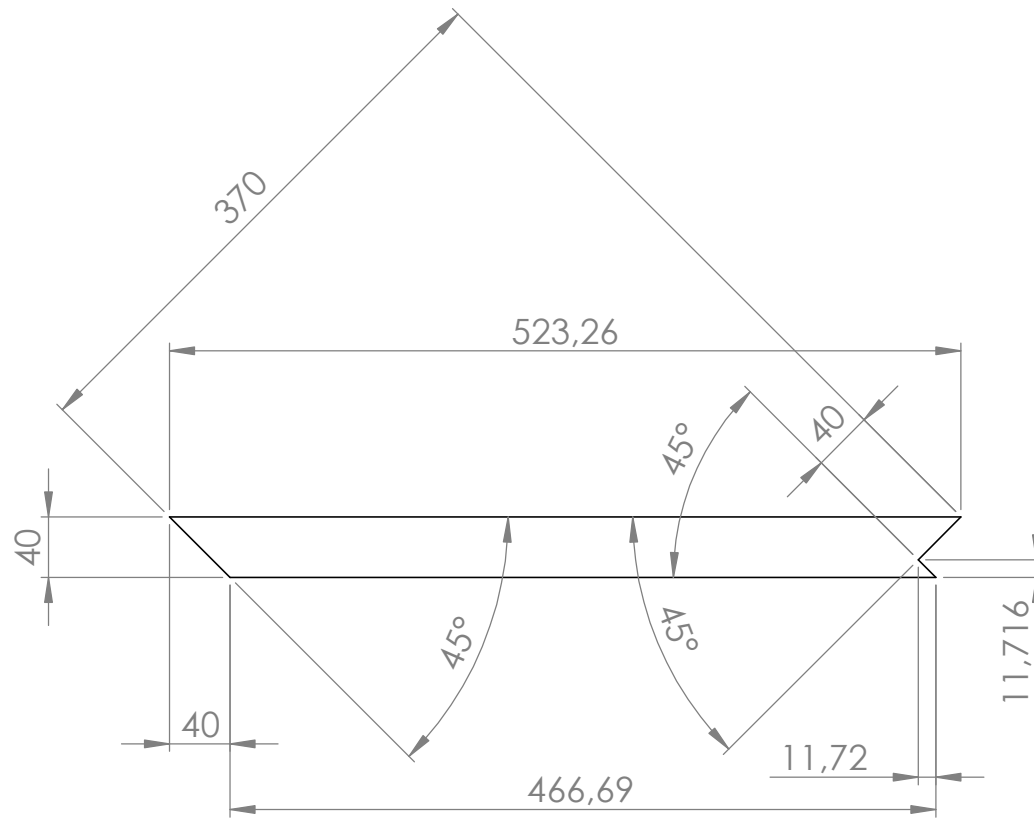
CURSO: Eng. Mecânica

ATIVIDADE: TCC 2

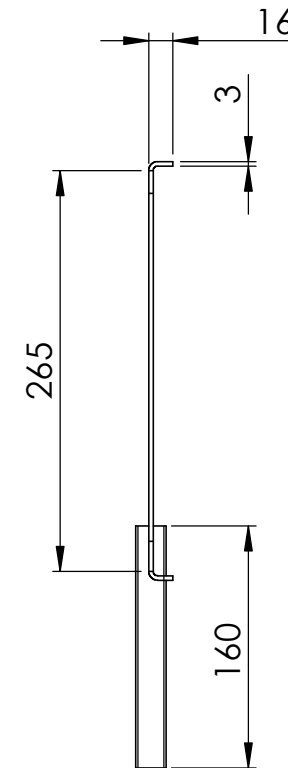
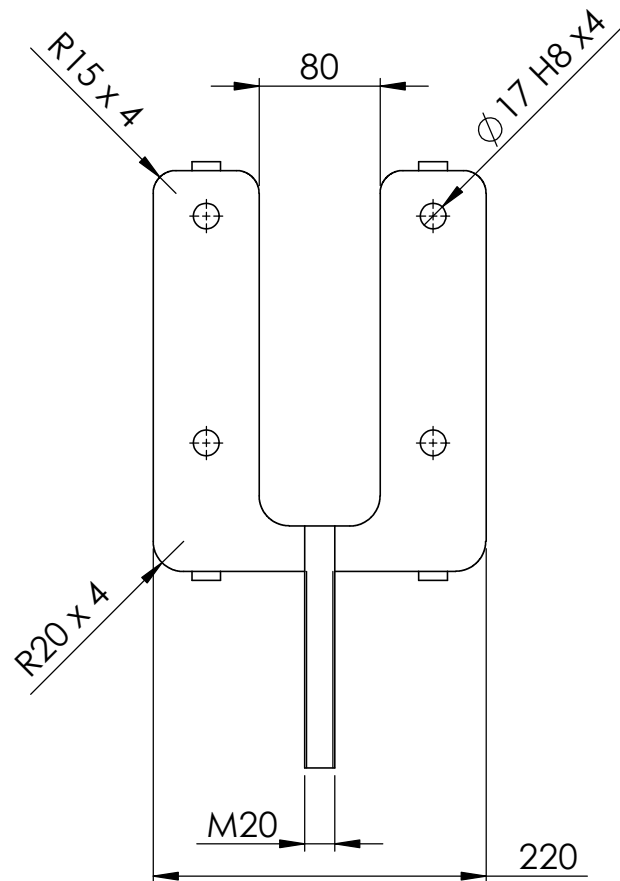
QUANTD.:	03 PEÇAS	DESENHO:	Nº 24
MATERIAL	AÇO 1008	DATA:	15/06/2018
NOME:	CHAPA GUIA MANCAIS EIXO PRINC.		
PROF:	ROGÉRIO	FOLHA 1 DE 1	
ESCALA:	1:2	UNIDADE	mm






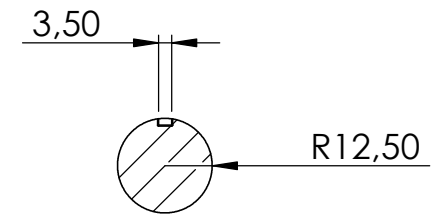
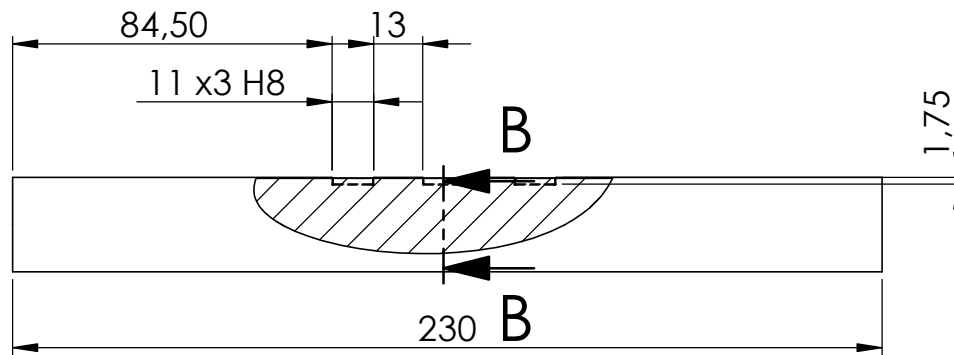
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ 		QUANT.:	01 PEÇA	DESENHO:	Nº 25
		MATERIAL	AÇO 1008	DATA:	15/06/2018
CURSO: ENG. MECÂNICA ATIVIDADE: TCC 2		NOME:	CHAPA BASE MOTOR		
		PROF:	ROGÉRIO	FOLHA 1 DE 1	
		ESCALA:	1:5	UNIDADE:	mm
					



UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ 		QUANT.:	12 PEÇAS	DESENHO:	Nº 28.2
		MATERIAL	METALON	DATA:	15/06/2018
	CURSO:	ENG. MECÂNICA		NOME:	PERFIL LATERAL DO TRAPÉZIO
	ATIVIDADE:	TCC 2		PROF:	ROGÉRIO
	ESCALA:	1:5	UNIDADE:	mm	
				FOLHA 1 DE 1	


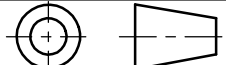


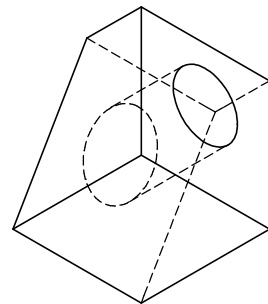
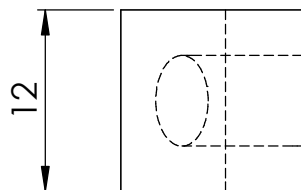
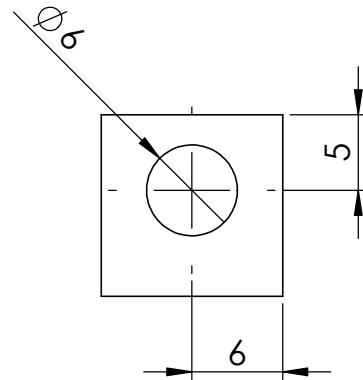
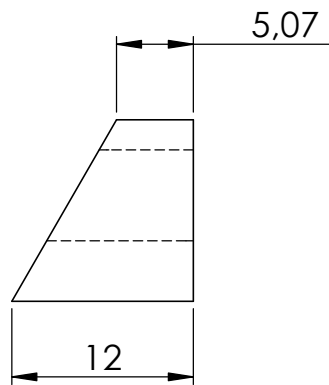
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ 		QUANT.:	01 PEÇA	DESENHO:	Nº 29
		MATERIAL	AÇO 1008	DATA:	15/06/2018
CURSO: ENG. MECÂNICA ATIVIDADE: TCC 2		NOME:	REGULADOR DAS CORREIAS		
		PROF:	ROGÉRIO	FOLHA 1 DE 1	
		ESCALA:	1:5	UNIDADE:	mm
				 	



SEÇÃO B-B

ESCALA 1 : 2

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ 		QUANT.:	01 PEÇA	DESENHO:	Nº 33
		MATERIAL	AÇO 1008	DATA:	15/06/2018
CURSO:		ENG. MECÂNICA		NOME:	
ATIVIDADE:		TCC 2		EIXO INTERMEDIÁRIO	
		PROF:	ROGÉRIO	FOLHA 1 DE 1	
		ESCALA:	1:2	UNIDADE:	mm
					



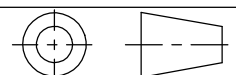
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

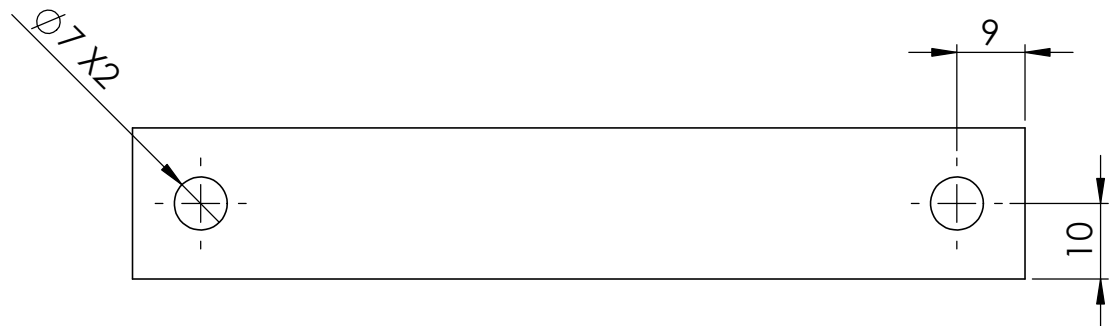
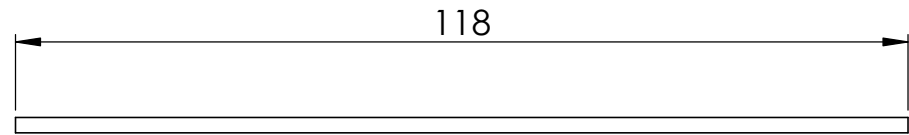
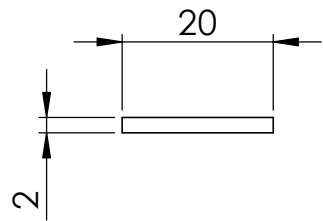
QUANT.:	01 PEÇA	DESENHO:	Nº 39
MATERIAL	AÇO 1008	DATA:	15/06/2018
NOME:	ANEL DE REGULAGEM		
PROF:	ROGÉRIO	FOLHA 1 DE 1	
ESCALA:	2:1	UNIDADE:	mm






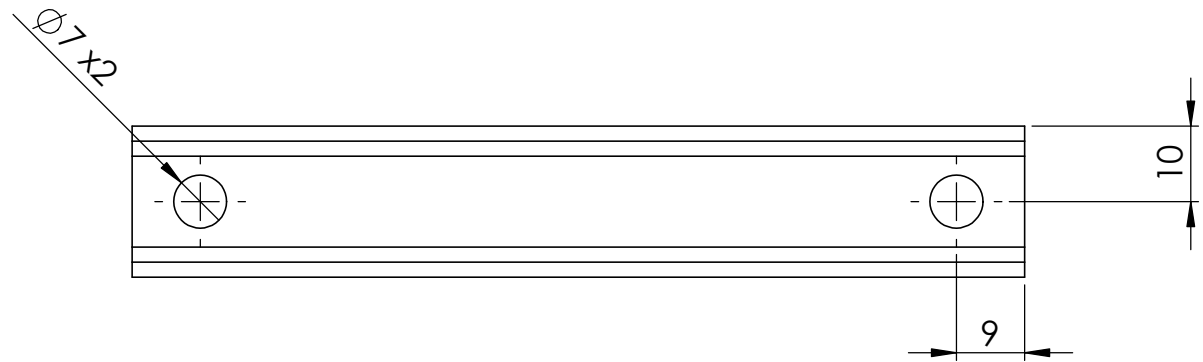
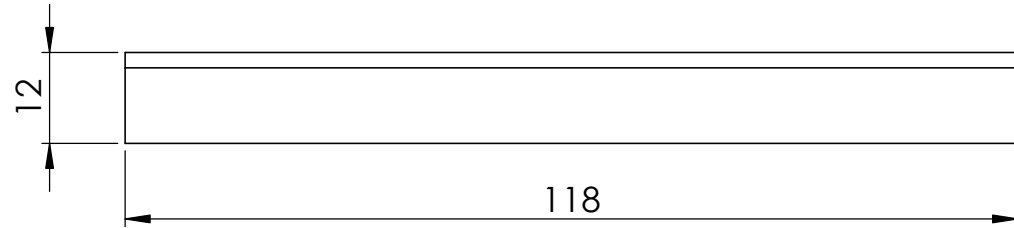
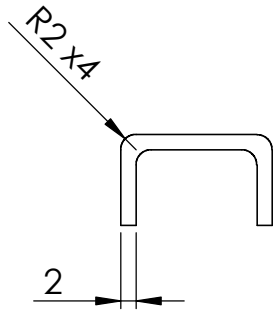
CURSO: ENG. MECÂNICA

ATIVIDADE: TCC 2

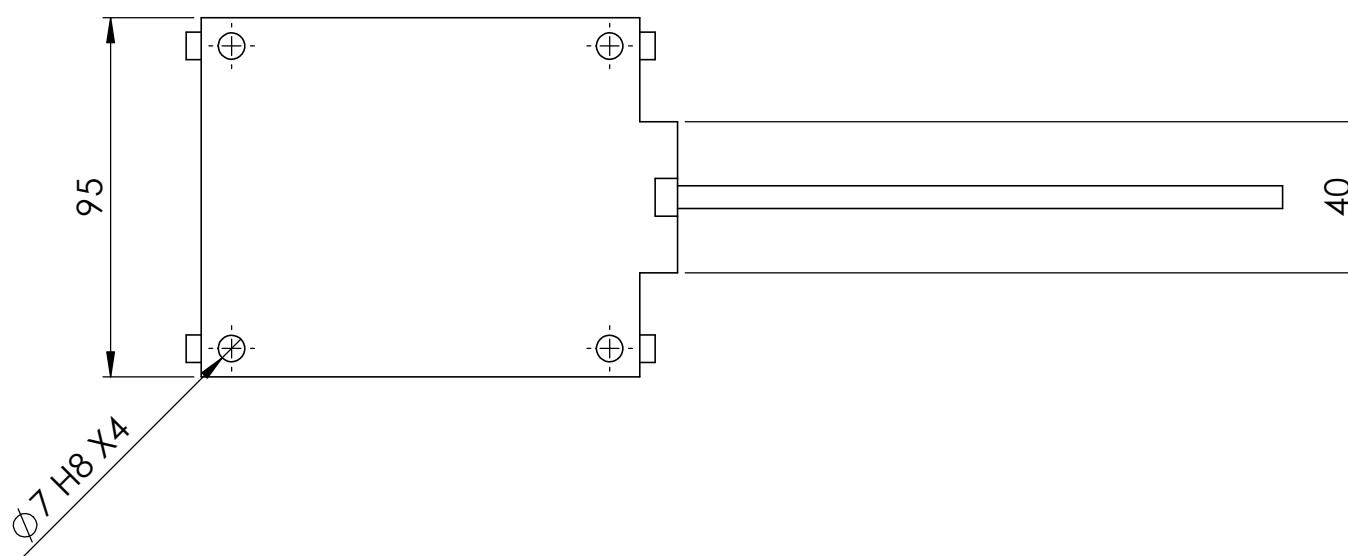




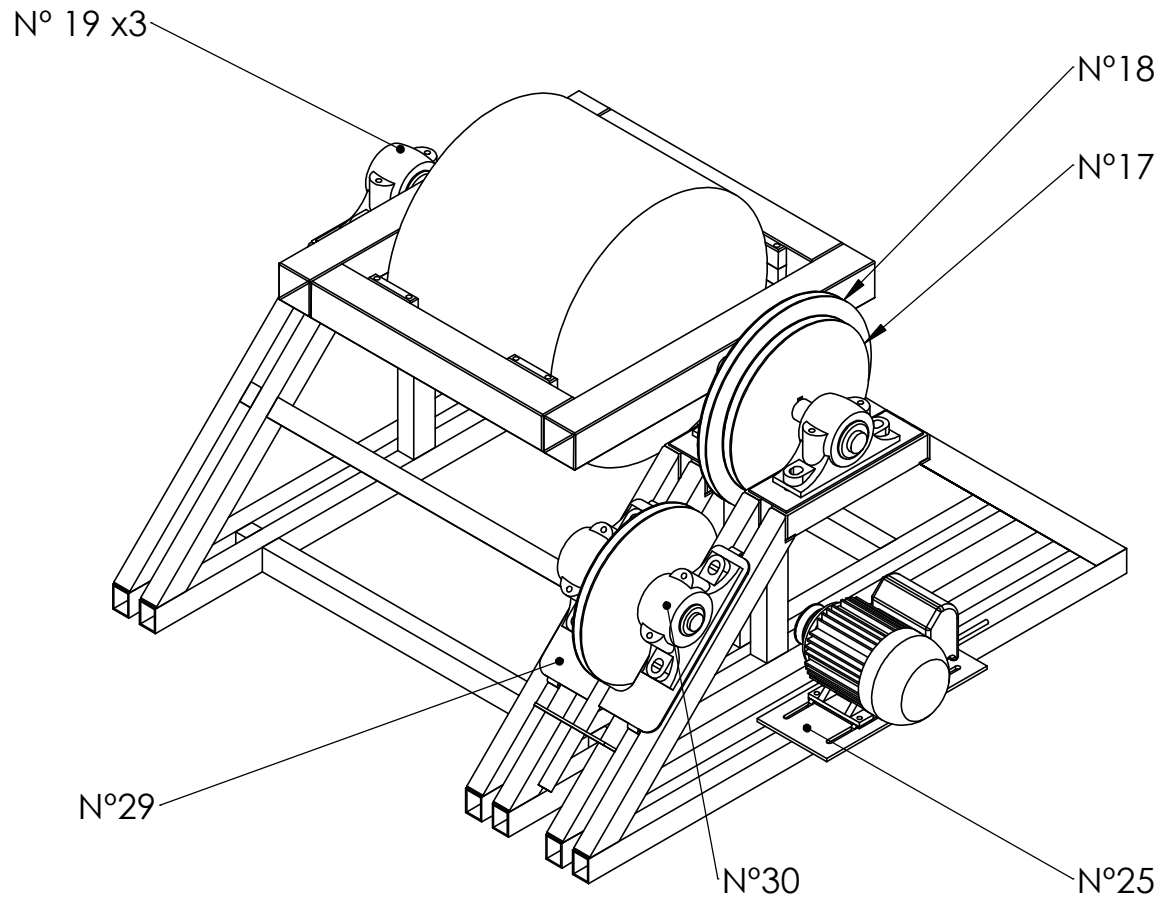
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  <small>UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ CAMPUS CORNÉLIO PROCÓPIO</small>		QUANT.:	01 PEÇA	DESENHO:	Nº 42
		MATERIAL	AÇO 1008	DATA:	15/06/2018
CURSO:		ENG. MECÂNICA		NOME:	CONTRACHAPA TRASEIRA MOTOR
ATIVIDADE:		TCC 2		PROF:	ROGÉRIO
		ESCALA:	1:1	UNIDADE:	mm
				 	
				FOLHA 1 DE 1	


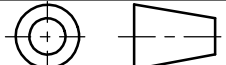


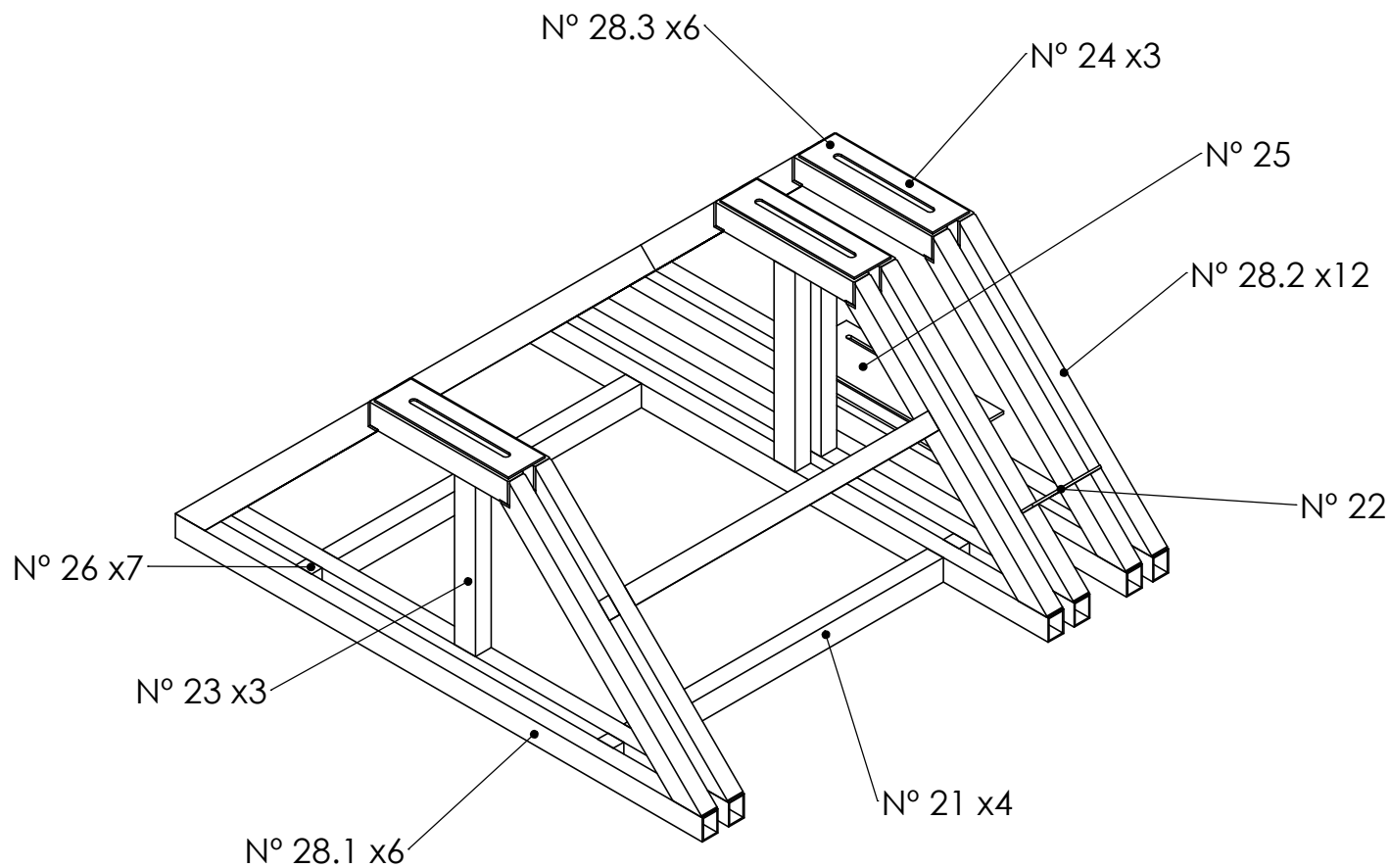
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ 		QUANT.:	01 PEÇA	DESENHO:	Nº 43
		MATERIAL	AÇO 1008	DATA:	15/06/2018
	CURSO:	ENG. MECÂNICA		NOME:	CONTRACHAPA DIANTEIRA MOTOR
	ATIVIDADE:	TCC 2		PROF:	ROGÉRIO
	ESCALA:	1:1	UNIDADE:	mm	FOLHA 1 DE 1


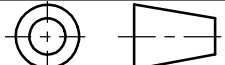


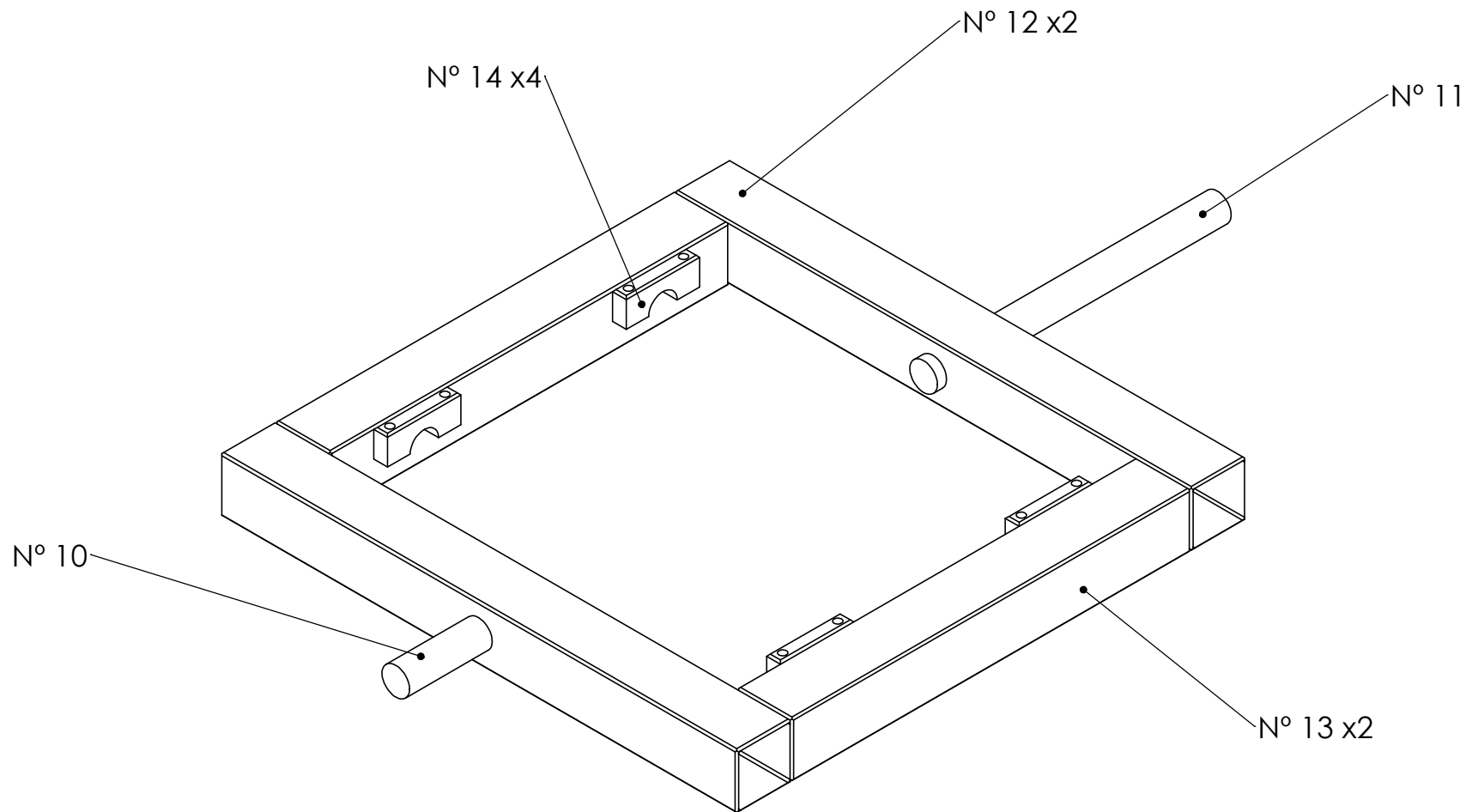
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ 		QUANT.:	01 PEÇA	DESENHO:	Nº 44
		MATERIAL	AÇO 1008	DATA:	15/06/2018
	CURSO:	ENG. MECÂNICA		NOME:	PLACA REGULAGEM MOTOR
	ATIVIDADE:	TCC 2		PROF:	ROGÉRIO
	ESCALA:	1:2	UNIDADE:	mm	FOLHA 1 DE 1


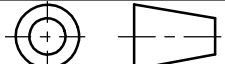


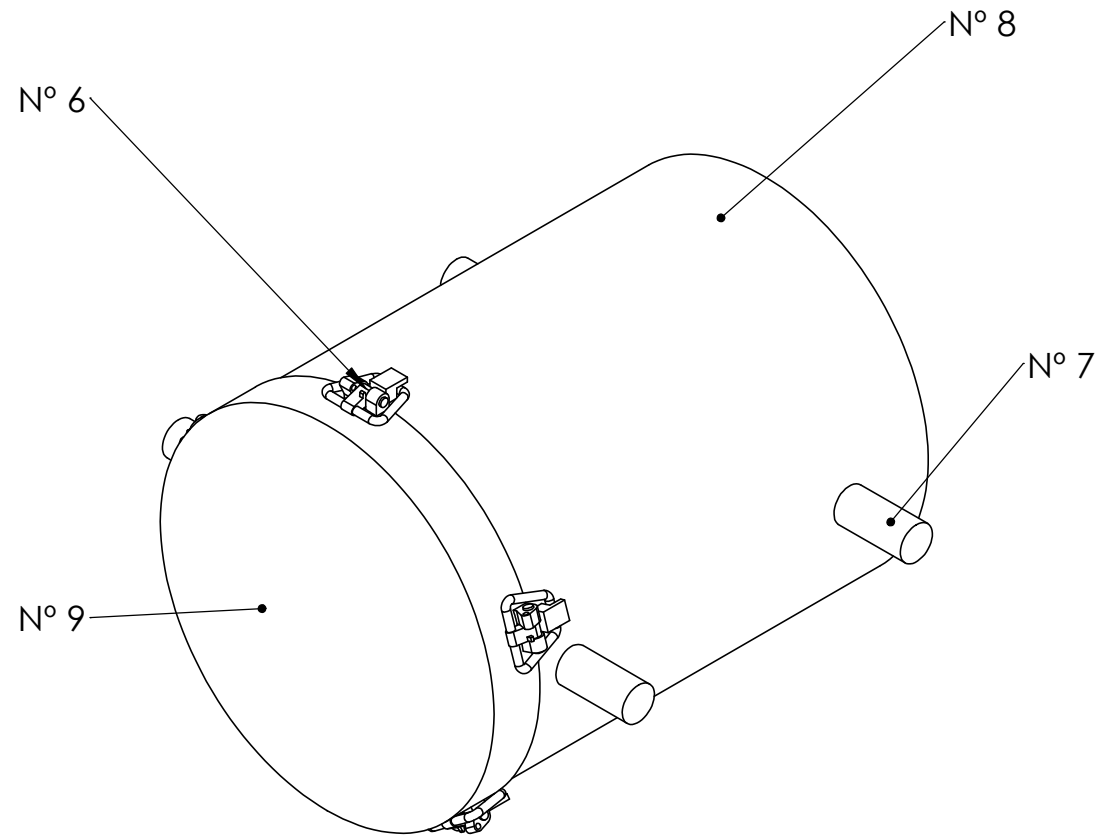
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  <small>UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ CAMPUS CORNÉLIO PROCÓPIO</small>		QUANT.:	01 PEÇA	DESENHO:	MT. COMPL.
		MATERIAL	DIVERSOS	DATA:	15/06/2018
CURSO:		ENG. MECÂNICA		NOME:	
ATIVIDADE:		TCC 2		MOEDOR / MISTURADOR	
		PROF:	ROGÉRIO	FOLHA 1 DE 1	
		ESCALA:	1:10	UNIDADE:	mm
					


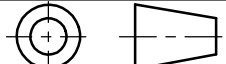


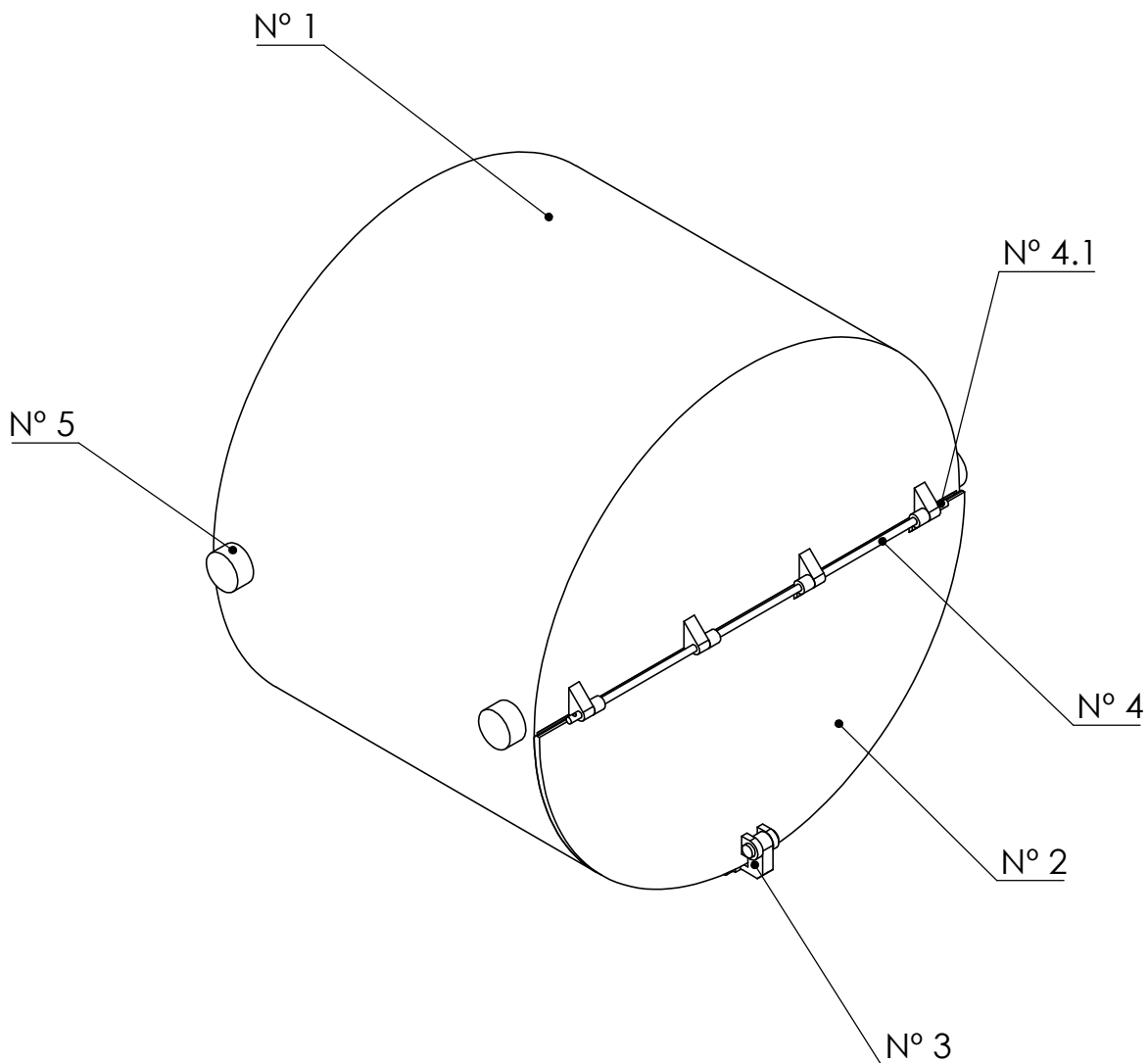
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ 		QUANT.:	01 PEÇA	DESENHO:	MONTAGEM
		MATERIAL	METALON	DATA:	15/06/2018
CURSO: ENG. MECÂNICA ATIVIDADE: TCC 2		NOME:	ESTRUTURA EQUIP. MONTADA		
		PROF:	ROGÉRIO	FOLHA 1 DE 1	
		ESCALA:	1:20	UNIDADE:	




UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ 		QUANT.:	01 PEÇA	DESENHO:	MONTAGEM
		MATERIAL	METALON	DATA:	15/06/2018
CURSO: ENG. MECÂNICA ATIVIDADE: TCC 2		NOME:	EIXO PRINCIPAL MONTADO		
		PROF:	ROGÉRIO	FOLHA 1 DE 1	
		ESCALA:	1:10	UNIDADE:	mm
					



UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  <small>UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ CAMPUS CORNÉLIO PROCÓPIO</small>		QUANT.:	01 PEÇA	DESENHO:	MONTAGEM
		MATERIAL	AÇO 1020	DATA:	15/06/2018
CURSO: ENG. MECÂNICA		NOME:	TAMBOR MISTURADOR MONTADO		
ATIVIDADE: TCC 2		PROF:	ROGÉRIO	FOLHA 1 DE 1	
		ESCALA: 1:10	UNIDADE:		



UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ		QUANT.:	01 PEÇA	DESENHO:	MONTAGEM
		MATERIAL	AÇO 1020	DATA:	15/06/2018
 CURSO: ENG. MECÂNICA	NOME:		TAMBOR MOEDOR		
	ATIVIDADE:	TCC 2	PROF:	ROGÉRIO	FOLHA 1 DE 1
		ESCALA:	1:5	UNIDADE:	mm
				