

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**FABRICAÇÃO DE UM ROBÔ DE CINEMÁTICA PARALELA
PARA USINAGEM 2D**

Rodrigo Yussuke Nojiri

**São Paulo
2010**

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**FABRICAÇÃO DE UM ROBÔ DE CINEMÁTICA PARALELA
PARA USINAGEM 2D**

**Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
Obtenção do título de Graduação em Engenharia**

Rodrigo Yussuke Nojiri

Orientador: Tarcisio Antonio Hess Coelho

**Área de Concentração:
Engenharia Mecânica**

**São Paulo
2010**

FICHA CATALOGRÁFICA

Nojiri, Rodrigo Yussuke

**Fabricação de um robô de cinemática paralela para usinagem
2D / R.Y. Nojiri. -- São Paulo, 2010.
47 p. + anexos**

**Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

**1. Usinagem 2. Robôs 3. Tecnologia mecânica 4. Cinemática
(Arquitetura) I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica.
Departamento de Engenharia Mecânica II. t.**

RESUMO

Costuma-se utilizar na indústria robôs com estrutura cinemática serial, ou seja, em que atuadores e peças movidas são dispostos em série, um após o outro, formando uma única cadeia cinemática aberta, com um efetuator que interage com o ambiente no último ligamento. Tem-se manifestado recentemente, no entanto, um interesse crescente pela utilização de robôs de estrutura cinemática paralela, nos quais várias cadeias cinemáticas independentes atuam de forma paralela e simultânea sobre o órgão terminal. Este tipo de arquitetura apresenta potencialmente algumas vantagens sobre as tradicionais estruturas cinemáticas seriais, entre as quais pode-se citar a leveza, rigidez, rapidez e alta capacidade de carga. Nesse contexto, objetivando-se a obtenção de um sistema que apresentasse maior rigidez quando comparado com robôs paralelos tradicionais, foi projetado em um trabalho anterior uma estrutura cinemática que ganharia rigidez pela introdução de uma barra de ancoragem ativa, obtendo-se uma estrutura redundante com mobilidade igual a 2 (dois), mas com 3 (três) atuadores operando em conjunto. Este trabalho é a continuação desse estudo anterior, e tem-se como objetivo a fabricação e montagem de um protótipo da estrutura projetada.

ABSTRACT

Commonly, in industrial applications robots whose architectures are serial prevail, meaning that its actuators and moving parts are serially connected, one after the other, building a unique open chain, with a manipulator that interacts with the environment in the terminal organ. Recently, however, growing interest on the use of parallel structure has been shown. In this architecture, various independent kinematic chains act parallelly and simultaneously over the terminal organ. This kind of architecture shows potentially some advantages over traditional kinematic structures, such as high rigidity, slightness, rapidity and high load capacity. In this context, pursuing the attainment of a system with more rigidity than traditional parallel robots, in a previous work has been projected a kinematic structure that would gain rigidity by the introduction of an active anchorage bar, attaining a redundant structure with mobility 2 (two), but with 3 (three) actuators operating together. This work is the continuation of this previous study and has the objective of manufacturing and assembling a prototype of the projected structure.

SUMÁRIO

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

1. INTRODUÇÃO	8
1.1 Motivação	8
1.2 Objetivos	8
2. REVISÃO DA LITERATURA	10
3. MATERIAIS E MÉTODOS	19
3.1. Histórico	19
3.2. A Máquina	19
3.3. Descrição das Etapas Desenvolvidas	28
4. ANÁLISES E RESULTADOS	30
4.1. O Modelo	30
4.2. Problemas Apresentados no Modelo e Correções Realizadas	33
4.3. O Protótipo	37
4.4. Problemas Apresentados no Protótipo e Correções Realizadas	42
5. CONCLUSÃO	44
6. REFERÊNCIAS	45
7. ANEXOS – Desenhos de Fabricação	47

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Diagrama cinemático de um mecanismo paralelo e suas partes.....	10
Figura 2– Cadeias cinemáticas: (a) aberta; (b) fechada.	11
Figura 3– Mecanismos: (a) paralelo; (b) serial.....	12
Figura 4– Máquinas-ferramenta: (a) "Variax"; (b) "Hexapod".....	14
Figura 5– (a) Esquema do protótipo com apenas dois atuadores (b) Detalhe do fresamento	17
Figura 6 – Diagrama cinemático da MCP com a barra de ancoragem.	18
Figura 7 – Exemplo de arquitetura com mesas deslizantes.....	20
Figura 8 – Exemplo de união do anel central e conexão de potência por juntas universais.	20
Figura 9 – Estrutura de suporte da máquina.	21
Figura 10 – Tubos de suporte: (a) Tubo vertical para sustentação do motor; (b) Tubo para fixação do motor; (c) Tubo para fixação externa das guias; (d) Tubo para fixação interna das guias; (e) Tubo de interconexão lateral.	22
Figura 11 – Guia linear: (a) Guia e fuso de acionamento; (b) Mesa deslizante.	22
Figura 12 – Motor e suporte: (a) Apoio para ajuste de altura com eixo da guia; (b) Suporte de sustentação do motor; (c) Motor de passo.	23
Figura 13 – Bloco e bucha: (a) Bloco de alumínio; (b) Bucha de cobre.....	23
Figura 14 – Obtenção de c.....	24
Figura 15 – Obtenção da rugosidade.	24
Figura 16 – Eixo de rotação do braço de acionamento.....	25
Figura 17 – Braço de acionamento: (a) tubo retangular; (b) prisma sólido.	25
Figura 18 – Garra do braço de acionamento.	26
Figura 19 – Garra da ferramenta: (a) Bucha; (b) Cilindro de fixação.	26
Figura 20 – Discos de fixação do motor: (a) Fixação; (b) Suporte.	27
Figura 21 – Disco de fixação da peça.	27
Figura 22 – Visão geral da máquina.	28
Figura 23 – Guia linear do modelo.	31
Figura 24 – Suporte do motor do modelo.	31
Figura 25 – Comparação entre braços: (a) Projeto original; (b) Modelo.....	32
Figura 26 – Foto do modelo.	33
Figura 27 – Esquema do conjunto.	35
Figura 28 – Detalhe do acoplamento.	37
Figura 29 – Comparação entre bases: (a) Base anterior; (b) Nova base.	38
Figura 30 – Comparação do suporte do motor e transmissão: (a) Projeto Inicial; (b) Projeto Atualizado.....	39
Figura 31 – Bloco de Fixação da Bucha: (a) Projeto Inicial; (b) Projeto Atualizado.....	39
Figura 32 – Bucha de Cobre: (a) Projeto Inicial; (b) Projeto Atualizado.	40
Figura 33 – Peça de união.	40
Figura 34 – Suportes dos mancais.	40
Figura 35 – Braço de acionamento, prisma e garra: (a) Projeto Inicial; (b) Projeto Atualizado.....	41
Figura 36 – Foto do Protótipo montado.	42

1. INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

Em geral, nas aplicações industriais predominam robôs cujas arquiteturas correspondem a estruturas cinemáticas seriais, ou seja, seus atuadores e peças movidas são dispostos em série, um após o outro, formando um único “membro” móvel, de modo a posicionar o órgão terminal, a parte do robô que comumente contém uma garra ou um eletrodo de solda. Segundo Broghard (2002), há uma tendência mundial no sentido de expandir as aplicações atuais dos robôs industriais para tarefas envolvendo corte e solda a laser, montagem de alta precisão, retificação, fresamento, etc. Entretanto, estes robôs apresentam desempenho insatisfatório para tais tarefas porque demandam elevada precisão, rigidez, alta frequência natural e baixo tempo de ciclo.

Devido a estes fatores, tanto a comunidade acadêmica como industrial têm manifestado um interesse crescente pela utilização de um outro tipo de estrutura cinemática, denominada paralela, que se caracteriza pela presença de vários “membros” ou “pernas”, atuando de forma paralela ou simultânea sobre o órgão terminal. Esta arquitetura não-convencional apresenta, potencialmente, uma série de vantagens se comparada à tradicional serial. Dentre elas podem ser citadas: alta rigidez, leveza, rapidez, precisão e alta capacidade de carga. No entanto, apesar dos avanços conseguidos nesta direção, existe uma série de problemas abertos que necessitam de uma investigação mais profunda, de modo a garantir que esta mudança de tendência venha a ser implementada com eficácia.

1.2 Objetivos

Este trabalho é um prosseguimento do estudo realizado na iniciação científica e trabalho de formatura “Desenvolvimento do Protótipo de um Robô de Cinemática Paralela para Usinagem 2D com uma Barra de Ancoragem” desenvolvidos pelo aluno Vitor Neves Hartmann orientado pelo Prof. Dr. Tarcisio Antonio Hess Coelho.

Nos trabalhos anteriores, foi estudada e projetada uma estrutura cinemática que visava a obtenção de uma maior rigidez que estruturas paralelas tradicionais pela introdução de uma barra de ancoragem ativa, de forma que a estrutura final apresentasse 3 (três) atuadores operando em conjunto. Sendo assim, seriam empregados três membros, todos ativos, formando uma estrutura cinemática redundante com mobilidade igual a 2 (dois).

Este trabalho procura dar sequência aos estudos anteriores, pela fabricação e construção de um protótipo da máquina já projetada. Inicialmente será fabricado um modelo da máquina proposta, de forma a se aprimorar o projeto, fabricação e comportamento do protótipo final, que será construído em seguida ao modelo, utilizando este como forma de aprendizado.

Paralelamente a este trabalho, está sendo desenvolvida e aprimorada a parte eletrônica do projeto em uma dissertação de mestrado. Assim, o escopo desse trabalho se restringe à parte mecânica, ficando o controle da máquina fora desse estudo.

2. REVISÃO DA LITERATURA

Uma *estrutura cinemática paralela* (Figura 1) pode ser definida como um mecanismo de cadeia fechada em que o órgão terminal (plataforma móvel) esteja conectado a uma base fixa por meio de pelo menos duas cadeias cinemáticas independentes (Merlet, 2000). Alguns autores costumam atribuir a estas cadeias cinemáticas a denominação de membros (“limbs”) como Tsai (1999) ou pernas (“legs”) como Di Gregorio & Parenti-Castelli (2001).

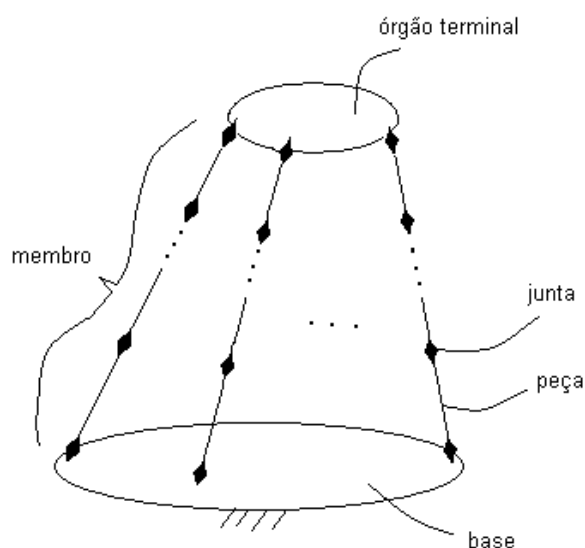


Figura 1 – Diagrama cinemático de um mecanismo paralelo e suas partes.

Diante da definição anterior, fazem-se necessários alguns esclarecimentos quanto aos termos empregados. Entende-se por *cadeia cinemática* o sistema mecânico composto de *peças* ou *segmentos* (“links”) conectados por *juntas* ou *pares cinemáticos*. Uma junta é responsável pela definição do movimento relativo entre duas peças por ela vinculadas. Desta forma, a caracterização de um determinado tipo de junta está intimamente associada ao número de graus de liberdade que ela permite ou restringe. Uma cadeia é dita *fechada* (Figura 2b) se as suas duas extremidades encontram-se unidas. Quando as duas extremidades da cadeia estão separadas, a cadeia é denominada *aberta* (Figura 2a). Duas cadeias são *dependentes* quando o movimento de uma cadeia é determinado pelo da outra. Por outro lado, consideram-

se duas cadeias como *independentes*, no caso em que o movimento de uma cadeia não é afetado pelo movimento da outra. O adjetivo *paralelo* refere-se à forma de atuação ou acionamento do mecanismo. Tal qualificativo existe em contraposição ao termo *serial*, que corresponde à arquitetura predominante de robôs e máquinas-ferramenta industriais.

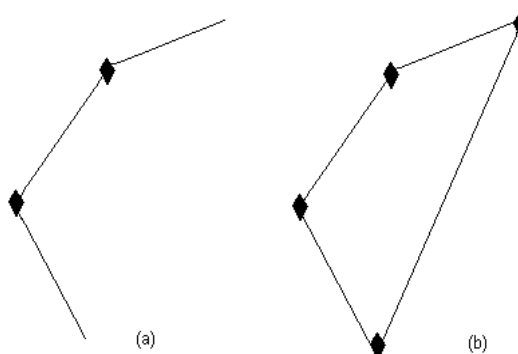


Figura 2– Cadeias cinemáticas: (a) aberta; (b) fechada.

Os mecanismos paralelos (Figura 3a) demonstram um desempenho superior aos seriais (Figura 3b) em uma comparação envolvendo vários requisitos importantes. Diferentemente dos mecanismos seriais em que suas partes móveis apóiam-se umas sobre as outras, os mecanismos paralelos são constituídos por membros que atuam sobre a plataforma móvel simultaneamente, proporcionando-lhes uma alta relação carga / peso (Merlet, 2000). Como seus atuadores localizam-se na base ou junto a esta, são muito mais leves, demonstrando também um melhor desempenho dinâmico. Além disto, os seus atuadores podem ser idênticos (Weck, Schumacher, 1998), o que resulta numa repetição de peças e também na diminuição de seu custo total. Devido à sua topologia típica, minimiza-se o acúmulo de erros dos atuadores, fator que contribui para sua alta precisão de posicionamento / orientação (Souza, 1997). Contudo, os mecanismos paralelos apresentam algumas desvantagens. Necessita-se de um controle complexo envolvendo até seis atuadores (no caso mais geral) mesmo para realizar uma simples trajetória retilínea. Existe ainda a possibilidade de colisão entre suas cadeias ativas. Além disto, apresentam uma relação desfavorável entre o seu espaço de trabalho e o volume ocupado pelo sistema. Outra desvantagem é a variação da rigidez do sistema conforme se afasta da

base onde estão alojados os atuadores. Devido ao aumento do braço de atuação, a rigidez tende a diminuir, assim como a frequência natural. Assim sendo, a introdução de um outro atuador de ancoragem visa reduzir essa variação, restringindo-a ao centro do sistema. Além disso, pode-se evitar que o sistema entre em posições de singularidades, já que o terceiro atuador pode mover o sistema mesmo que os outros dois estejam travados.



Figura 3– Mecanismos: (a) paralelo; (b) serial.

Tradicionalmente, os mecanismos ditos paralelos são empregados como simuladores de vôo para treinamento de pilotos ou entretenimento em centros de lazer. Contudo, recentemente estes sistemas mecânicos têm despertado um grande interesse das comunidades acadêmica e industrial devido às suas potenciais aplicações como manipuladores robóticos e máquinas-ferramenta.

Exemplo disso, é o manipulador *Delta* (Clavel, 1990), comercializado pela ABB com o nome de “flex picker” (ABB, 2003) e apresentado na Figura 3a, possui quatro graus de liberdade, sendo três de translação e um de rotação. Enquanto os movimentos de translação são obtidos através da movimentação de três cadeias ativas periféricas, orientadas a 120^0 uma da outra, a rotação do órgão terminal é obtida através de uma cadeia cinemática central. É empregado na seleção e

manipulação de pequenos objetos com massa de até 1 kg, podendo executar até 150 operações por minuto.

Com clara inspiração no robô *Delta*, Company & Pierrot (1999) propuseram uma família de estruturas cinemáticas alternativas, denominadas *H4*, em que os três graus de liberdade de translação e um de rotação fossem alcançados pela movimentação simultânea de quatro cadeias ativas periféricas.

Com relação à aplicação de mecanismos paralelos como máquinas-ferramenta, dois importantes exemplos são a *Variax* e a *Hexapod*. A máquina *Variax* (Khol, 1994), fabricada pela *Giddings & Lewis* e representada na Figura 4a, consiste de uma plataforma sustentada por 6 (seis) membros de comprimento variável que, por sua vez estão conectados a uma base fixa. A plataforma contém a ferramenta de corte acoplada ao seu próprio conjunto moto-redutor. Construtivamente, os seis membros são fusos de esferas recirculantes que se movimentam pela ação de seis atuadores independentes. A peça a ser usinada encontra-se fixa à base. A sua configuração geométrica não necessita de uma estrutura adicional que sustente e guie suas partes móveis como ocorre em máquinas convencionais. Diferentemente da *Variax*, a *Hexapod* da Ingersoll (Weck; Schumacher, 1998), representada na Figura 4b, apresenta uma estrutura invertida se comparada à sua antecessora. De fato, as extremidades inferiores de seus membros são conectadas à sua plataforma, enquanto as extremidades superiores vinculam-se à sua base. Devido a esta característica, a base necessita ser sustentada por uma estrutura adicional. Em ambas as arquiteturas, disponibilizam-se seis graus de liberdade para o órgão terminal - três translações e três rotações – onde se pode observar também a complexidade desta solução, caracterizada pelo alto acoplamento existente entre as coordenadas de posição e orientação do órgão terminal.

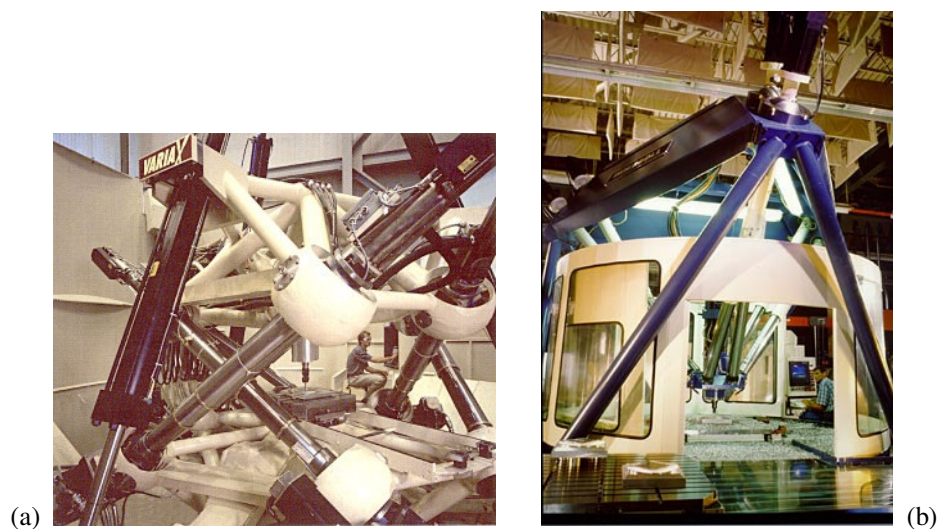


Figura 4– Máquinas-ferramenta: (a) "Variax"; (b) "Hexapod".

De maneira geral, o estudo de um mecanismo paralelo inicia-se com a definição de sua estrutura cinemática, ou seja, quantas peças e juntas a compõem e a seqüência que estes elementos se apresentam na sua arquitetura. Assim, pode-se imaginar a infinidade de estruturas cinemáticas possíveis resultantes da combinação de diferentes cadeias cinemáticas. De modo a se realizar a síntese topológica de uma dada arquitetura tendo em vista uma determinada aplicação, comumente emprega-se o critério de *Kutzbach-Gruebler* (Tsai, 1999). Hunt (1983) propôs um método para enumeração de arquiteturas possíveis frente ao um número de graus de liberdade especificado para o órgão terminal. Hervé (1999) empregou a teoria dos grupos de Lie para descrever conjuntos de deslocamentos de corpos rígidos e suas conexões, sendo que Karouia; Hervé (2002) aplicaram este método para sintetizar arquiteturas paralelas. Um outro método alternativo baseia-se na teoria das helicóides (Kong; Gosselin, 2004). Uma outra abordagem para a síntese consiste na adição de uma cadeia cinemática passiva (Zhang; Gosselin, 2001). Tal cadeia impõe uma restrição ao movimento do órgão terminal, permitindo que este execute apenas os movimentos independentes especificados.

Uma vez que o mecanismo esteja definido, procede-se à avaliação de seu espaço de trabalho, que é um indicador fundamental de desempenho do mecanismo e que corresponde à capacidade de movimentação do seu órgão terminal. De modo a avaliar este espaço, deve-se elaborar o modelo cinemático de posição, onde são relacionadas as coordenadas do órgão terminal com as coordenadas das juntas, em

função dos parâmetros do mecanismo. A seguir, procede-se ao levantamento das possíveis configurações singulares presentes no tipo de arquitetura considerada. Nos parágrafos a seguir, serão caracterizados em maior detalhe os tipos de cinemática de posição, as singularidades, além do próprio espaço de trabalho.

Costuma-se subdividir a cinemática de posição em dois tipos: inversa e direta. A cinemática inversa tem como objetivo encontrar os deslocamentos a serem impostos pelos atuadores, sejam eles lineares ou angulares, para uma dada posição / orientação (postura) da plataforma. A cinemática direta (Sreenivasan et al., 1994) tem por finalidade o problema contrário da cinemática inversa, ou seja, determinar qual a postura real da plataforma num dado momento, sendo conhecidos os deslocamentos dos atuadores. A dificuldade desta análise está em selecionar, dentre as inúmeras soluções matematicamente possíveis de posturas da plataforma, uma particular (real) obtida sem ambigüidade. Além disto, o processo de seleção desta solução deve ocorrer num tempo relativamente curto (Parenti-Castelli; Gregorio, 1999), de modo a facilitar a sua implementação em tempo real, tendo em vista o controle da máquina durante a sua operação ("on-line control"). De fato, quando os deslocamentos dos atuadores são conhecidos e invariáveis, o mecanismo torna-se uma estrutura que pode ser montada em diferentes configurações. Uma boa motivação para a determinação da configuração real do mecanismo, dentre todas as configurações possíveis, é a necessidade de se conhecer a localização real da plataforma tanto ao se ligar a máquina como durante a execução de um determinado movimento. Resolver a cinemática direta de posição para um mecanismo paralelo permite ainda avaliar os efeitos dos erros dos atuadores sobre a localização da plataforma.

Singularidades são configurações geométricas em que um mecanismo paralelo se encontra nas quais este perde completamente a sua inerente rigidez, e o órgão terminal passa a apresentar graus de liberdade adicionais, tornando-se incontrolável (Merlet, 2000). Por outro lado, quando o órgão terminal se aproxima dos limites de seu espaço de trabalho, o mecanismo pode perder um ou mais graus de liberdade, ocupando também uma configuração singular, porém de natureza distinta (Tsai, 1999).

Devido às conseqüências mencionadas, tornam-se evidentemente necessários tanto o levantamento das singularidades de um mecanismo paralelo, dentro e na

fronteira de seu espaço de trabalho, como a definição de estratégias para evitar que o mecanismo ocupe estas configurações. Para determinação das condições de ocorrência de singularidades, emprega-se um procedimento análogo ao adotado para os mecanismos seriais, ou seja, o cálculo do determinante da matriz jacobiana ou simplesmente jacobiano.

Com relação às estratégias para evitar que o mecanismo ocupe tais configurações, podem ser mencionadas: emprego de mecanismos redundantes (Kurtz; Rayward, 1992), aqueles que possuem um número maior de graus de liberdade em relação ao necessário para posicionamento e orientação do órgão terminal; diminuição do espaço de trabalho, ou seja, a movimentação do órgão terminal estará restrita a um espaço de trabalho inferior ao possível, porém isento de singularidades; seleção de trajetórias alternativas para o órgão terminal dentro do espaço de trabalho possível (Bhattacharya et al., 1998).

O espaço de trabalho *de orientação constante* ou *de translação* refere-se ao conjunto de posições que o órgão terminal pode ocupar quando sua orientação for fixa. Define-se o espaço de trabalho *de orientação* (Bonev; Ryu, 2001b) como o conjunto de possíveis rotações do órgão terminal em torno de um ponto de referência fixo pertencente a este órgão.

Sob um ponto de vista prático, a avaliação do espaço de trabalho de um mecanismo paralelo deve considerar que os seus movimentos estão sujeitos a restrições devidas basicamente a três fatores: limites mecânicos em suas juntas passivas, interferência entre seus membros e limitações de curso inerentes aos atuadores (Merlet, 2000).

Há três tipos de abordagens seguidas para avaliação do espaço de trabalho: a geométrica, a baseada na discretização, e a baseada na otimização. A abordagem geométrica (Bonev; Ryu, 2001a), normalmente empregada em estruturas cinemáticas planas ou tridimensionais simples, consiste no emprego de operações booleanas sobre volumes de entidades primitivas (cilindros, esferas, etc). Por outro lado, o método de discretização considera que o espaço de trabalho seja determinado a partir de um reticulado (“grid”) regular, seja cartesiano ou polar, de nós. Verifica-se para cada um dos nós do reticulado a sua relação de pertinência ao espaço de trabalho. A fronteira do espaço de trabalho é constituída por um conjunto de nós que tenham pelo menos um vizinho que não pertença a este espaço. A abordagem baseada no

emprego de métodos de otimização compreende a definição de funções que devam ser maximizadas ou minimizadas, além da satisfação de restrições de igualdade e / ou desigualdade. Ainda dentro desta abordagem, pode-se mencionar o procedimento sugerido por Boudreau; Gosselin (2001) que se baseia na seleção dos parâmetros de um mecanismo paralelo de modo a este se movimentar dentro de um espaço de trabalho especificado, utilizando algoritmo genético.

O conceito da **barra de ancoragem** nasce com uma modificação estrutural do protótipo com dois atuadores; ou seja, a introdução da barra de comprimento variável que se opõe ao movimento acompanhando a ferramenta sem alterar a trajetória desejada do mecanismo. A **barra de ancoragem** de comprimento variável tem dupla função passiva intencional alterando a característica de rigidez local para complementar uma rigidez global desejada do sistema, de modo a assegurar melhoria na qualidade dimensional e de acabamento superficial quando da fabricação de um produto.

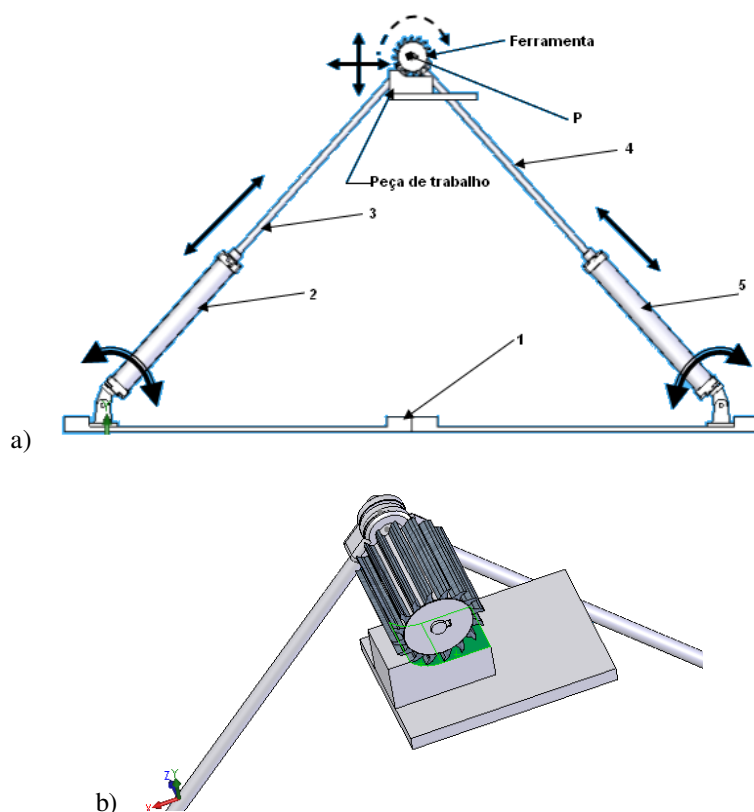


Figura 5– (a) Esquema do protótipo com apenas dois atuadores (b) Detalhe do fresamento

Na Figura 5 está representado um protótipo de uma máquina de usinagem com um detalhe do fresamento. Na Figura 6 tem-se um digrama cinemático desse mesmo sistema, só que com a adição de uma barra de ancoragem.

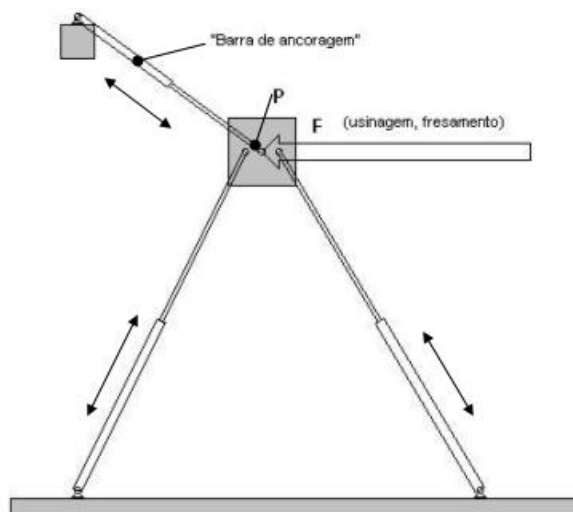


Figura 6 – Diagrama cinemático da MCP com a barra de ancoragem.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

3.1. Histórico

A idéia de se montar na Escola Politécnica uma estrutura cinemática paralela redundante para usinagem 2D já existia antes do início desse trabalho. A idéia começou a ser efetivamente estudada e foi dado início ao projeto pelo desenvolvimento do trabalho de formatura e iniciação científica de Vitor Neves Hartmann orientado pelo Prof. Dr. Tarcisio Antonio Hess Coelho. Em seu trabalho, Vitor H. Neves definiu a configuração da estrutura, realizou um estudo do espaço de trabalho, projetou a máquina e deu início ao desenvolvimento do controle da máquina, o qual continua a aprimorar agora em uma dissertação de mestrado. Contudo, embora tenha sido projetada a estrutura, o protótipo não foi construído.

3.2. A Máquina

A máquina a ser construída possui 3 pernas com 3 graus de liberdade cada, resultando em uma estrutura $3\underline{P}RR$, ou seja, uma estrutura de mesas deslizantes (Figura 7) com 3 pernas idênticas contendo um junta prismática, onde está o motor, seguida de duas juntas de rotação cada.

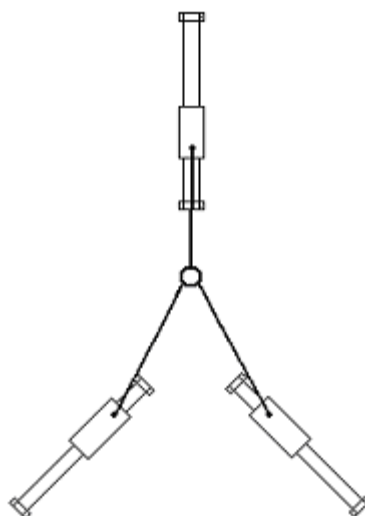


Figura 7 – Exemplo de arquitetura com mesas deslizantes.

Observa-se que o órgão terminal possui 2 graus de liberdade, embora existam 3 motores. A estrutura foi projetada dessa maneira de modo a aumentar a rigidez, justamente por essa redundância causada pela adição de uma barra de ancoragem ativa. É importante observar, porém, que para que apresente esse número de graus de liberdade não pode haver conexões entre os braços e uma plataforma central, ou seja, as conexões dos braços devem ser feitas diretamente na ferramenta, como exemplifica a Figura 8:

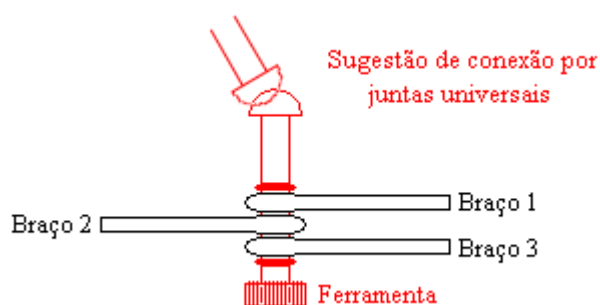


Figura 8 – Exemplo de união do anel central e conexão de potência por juntas universais.

A base de sustentação da máquina foi determinada como está representada na Figura 9. Chegou-se a essa estrutura levando em consideração a facilidade de construção, posicionamento e fixação das guias, rigidez, peso e simetria (para evitar que diferentes frequências de ressonância ocorram em lugares diferentes da máquina, o que dificultaria as análises de comportamentos e propriedades da máquina).

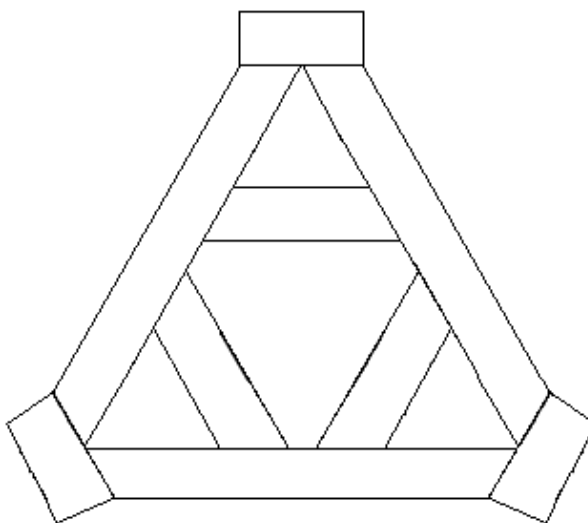
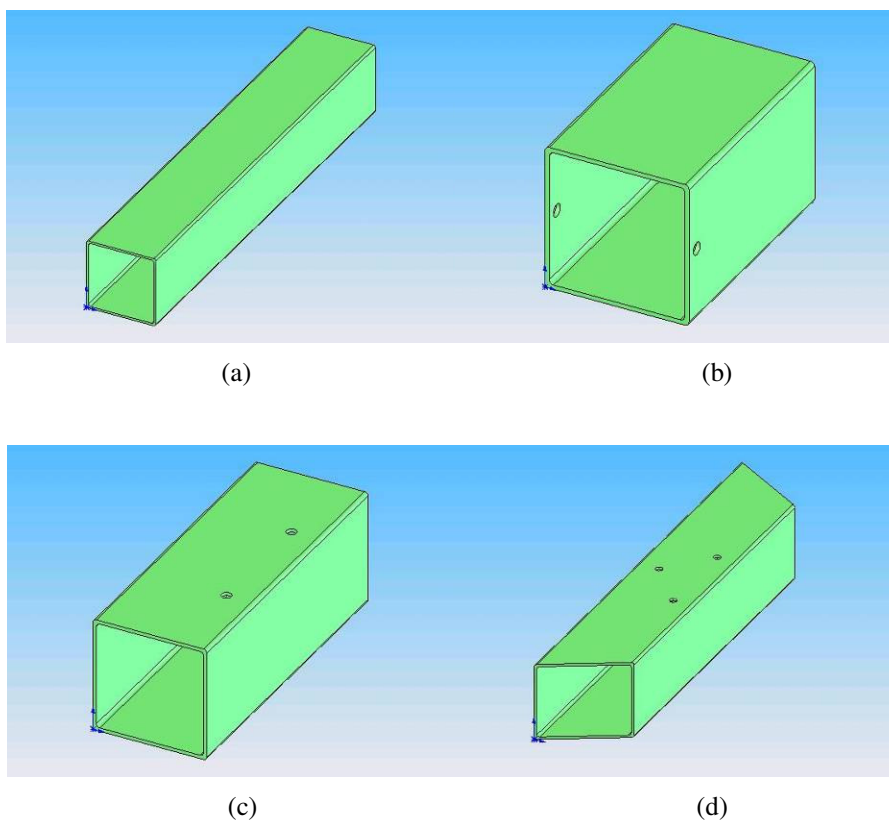
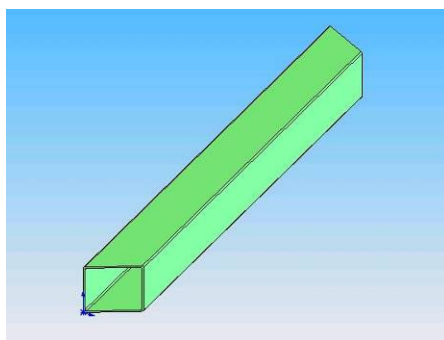


Figura 9 – Estrutura de suporte da máquina.

A base será composta por tubos de aço de seção quadrada com lado 100mm, soldados entre si. Os tubos foram separados e classificados de acordo com sua forma e função exercida, existindo cinco tipos diferentes, listados na Figura 10.

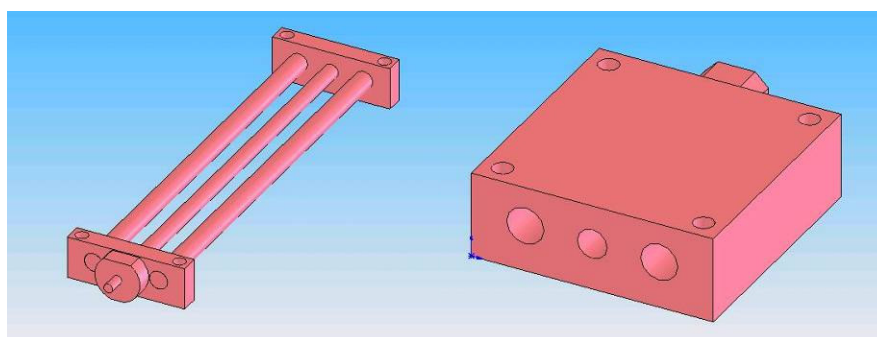




(e)

Figura 10 – Tubos de suporte: (a) Tubo vertical para sustentação do motor; (b) Tubo para fixação do motor; (c) Tubo para fixação externa das guias; (d) Tubo para fixação interna das guias; (e) Tubo de interconexão lateral.

Sobre a base, serão fixadas três guias lineares (Figura 11), que devem ser de fusos de esferas recirculantes de alta precisão, sendo isso fator determinante para bom desempenho da máquina. Devido ao alto custo que apresentam, procurou-se ajuda e incentivo acadêmico junto a empresas fabricantes, sendo que conseguiu-se realizar um acordo com a empresa NSK, que doará as guias.



(a)

(b)

Figura 11 – Guia linear: (a) Guia e fuso de acionamento; (b) Mesa deslizante.

Para atuação, serão utilizados motores de passo (Figura 12c). Para fixação nas guias, deverão ser confeccionados suportes, como mostrados nas Figuras 12a e 12b, que serão de alumínio.

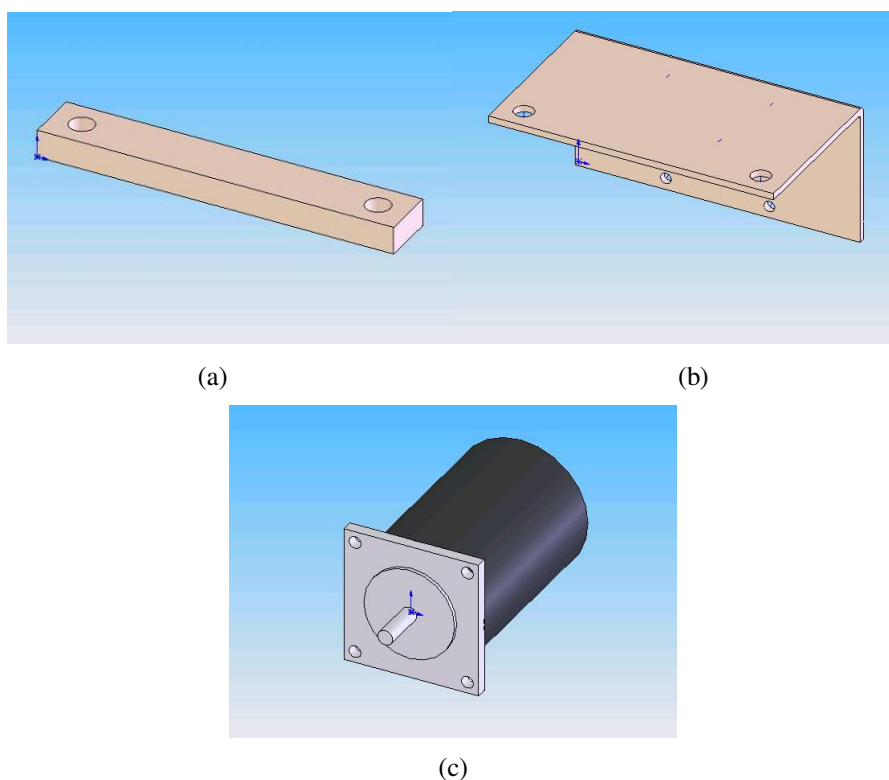


Figura 12 – Motor e suporte: (a) Apoio para ajuste de altura com eixo da guia; (b) Suporte de sustentação do motor; (c) Motor de passo.

O bloco de fixação da bucha (Figura 13a) possui as mesmas dimensões laterais da mesa deslizante, alterando somente sua altura. A união da bucha (Figura 13b) com o bloco será por interferência. Os materiais utilizados serão alumínio para o bloco e cobre para a bucha.

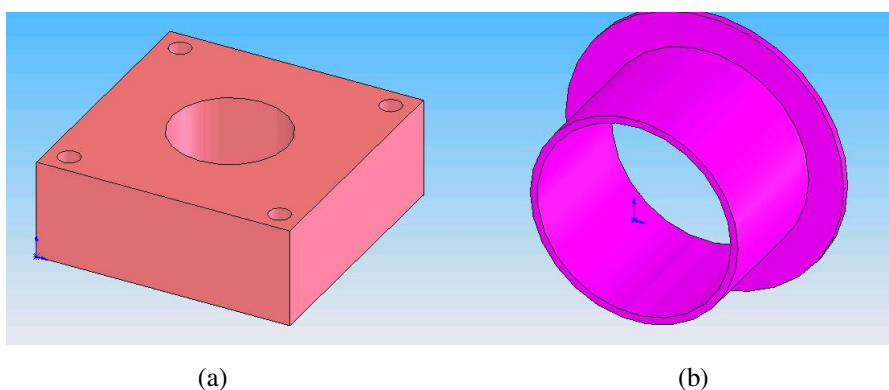


Figura 13 – Bloco e bucha: (a) Bloco de alumínio; (b) Bucha de cobre.

A fabricação da parte externa da bucha deverá ser com tolerância n8, assim como a parte interna do bloco com N8. Isso garante ajuste com interferência e a

fixação da bucha no bloco. Sua parte interna, de qualidade H8, terá rugosidade calculada por: $\frac{c}{R} = 0,001$, onde c é a máxima distância entre o eixo e a bucha (Figura 14), e R é o raio nominal. O valor da rugosidade é obtido dividindo-se o número c por 4, pois é referente à centralização do eixo na bucha (Figura 15). Dessa forma:

$$\frac{c}{R} = \frac{8 \cdot Rug}{D} = 0,001 \Rightarrow Rug = \frac{0,001 \cdot D}{8} = 6,875 \mu m$$

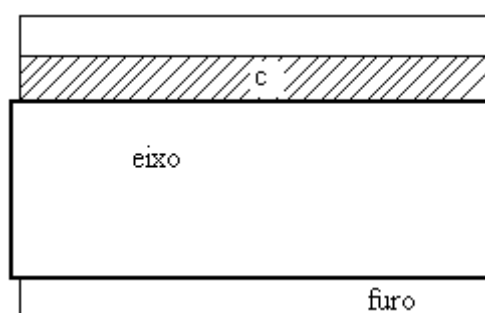


Figura 14 – Obtenção de c .

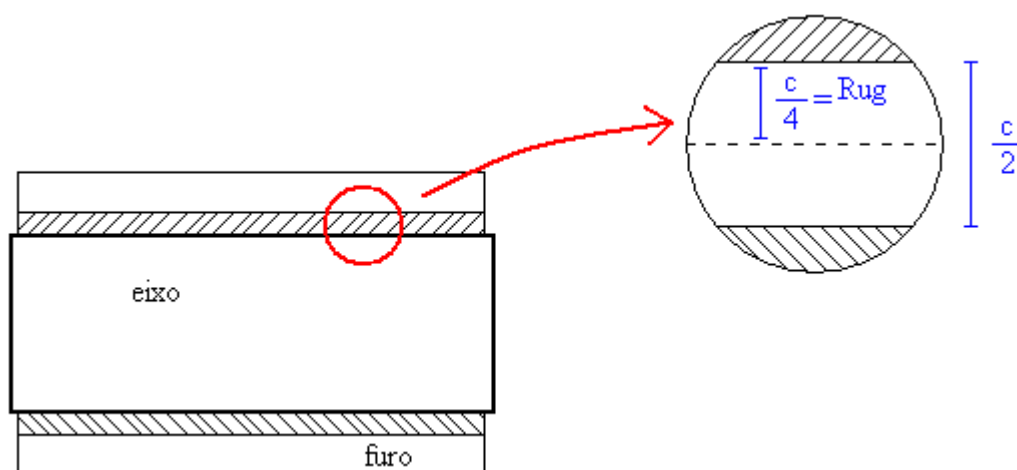


Figura 15 – Obtenção da rugosidade.

O eixo de rotação de acionamento possui três cilindros de dimensões crescentes, cada qual com sua finalidade, conforme representado na Figura 16.

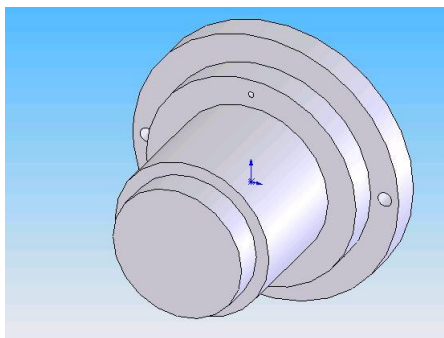


Figura 16 – Eixo de rotação do braço de acionamento.

Denota-se de 1 a 4 as superfícies cilíndricas, da menor para a maior. A superfície 1 deve passar por filetagem para a criação da rosca para a fixação da porca que irá impedir o braço de subir. Isso aumenta a rigidez do sistema na medida em que elimina mais um grau de liberdade do eixo. A superfície 2, seguida do anel que contem o furo de lubrificação, é para a rotação, devendo ter qualidade h8; H8 na bucha (tratada no item anterior). Como foi mencionado anteriormente, a rugosidade no eixo também deverá ser $6,875\mu\text{m}$. De uma forma geral, a rugosidade das superfícies do cilindro e da bucha podem ser alteradas de acordo com a facilidade de fabricação, desde que respeitado o valor da soma igual a $2 \cdot \text{Rug} = 13,75\mu\text{m}$. Os demais furos e superfícies, incluindo o furo de lubrificação, não terão nenhum tratamento especial, salvo a tradicional eliminação de rebarbas.

O braço de acionamento (Figura 17) possuirá três componentes principais: um tubo de seção retangular, um prisma retangular sólido e uma garra sólida na extremidade. Todos eles serão feitos de alumínio.

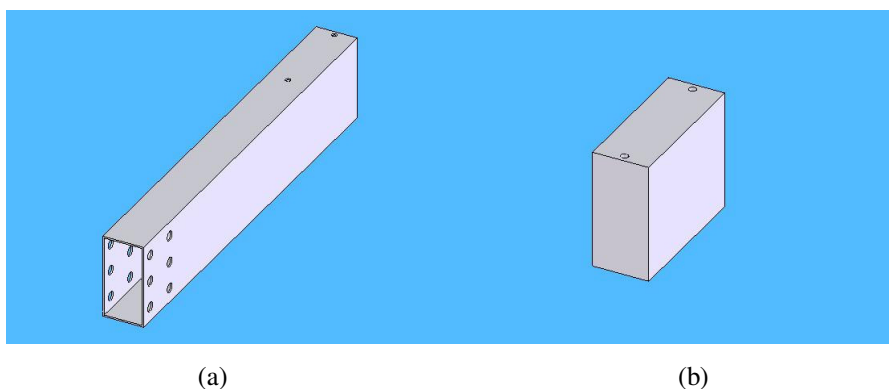


Figura 17 – Braço de acionamento: (a) tubo retangular; (b) prisma sólido.

A garra (Figura 18) possui, em uma de suas extremidades, um furo de lubrificação. Esse furo serve para facilitar o escorregamento existente entre a garra e a bucha da ferramenta. A superfície interna que contém a bucha deve ser fabricada com qualidade H8, e, da mesma maneira que anteriormente, a rugosidade calculada é $Rug = 2,5\mu m$.

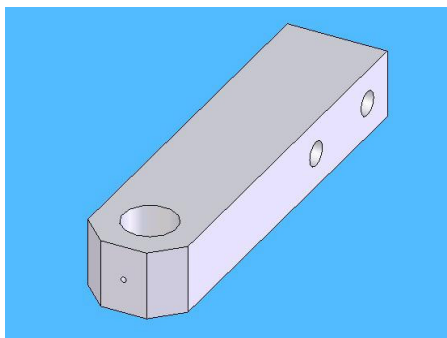


Figura 18 – Garra do braço de acionamento.

A bucha da ferramenta (Figura 19a) será feita de cobre, inteiriça, com qualidade externa h8 e rugosidade já calculada anteriormente $Rug = 2,5\mu m$. Sua parte interna também possui rotação e, portanto, fabricação H8. Analogamente, $Rug = 1,25\mu m$.

O cilindro de fixação (Figura 19b), em sua parte externa, tem fabricação análoga à bucha, h8, e rugosidade $Rug = 1,25\mu m$. No entanto, a parte para fixação da ferramenta deve ter maior flexibilidade, dado que não se sabe ao certo como está a ferramenta e, além disso, a própria fixação será com braçadeiras. Portanto, foi considerado F8, sem controle da rugosidade.

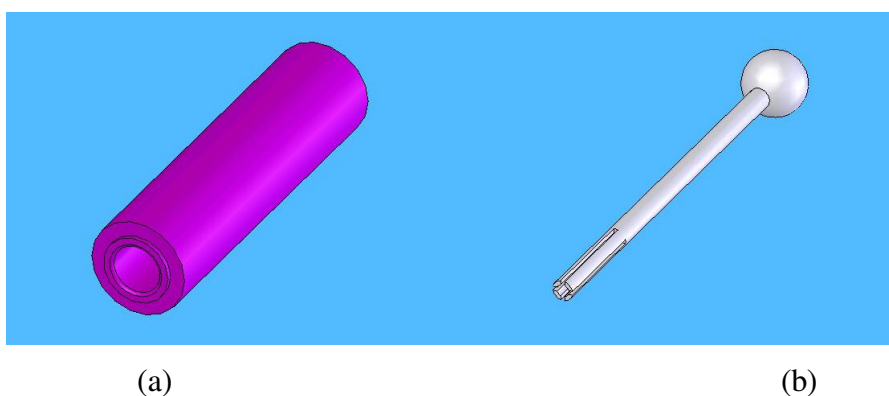


Figura 19 – Garra da ferramenta: (a) Bucha; (b) Cilindro de fixação.

Os discos de fixação e usinagem serão feitos de alumínio e estão representados nas Figuras 20 e 21.

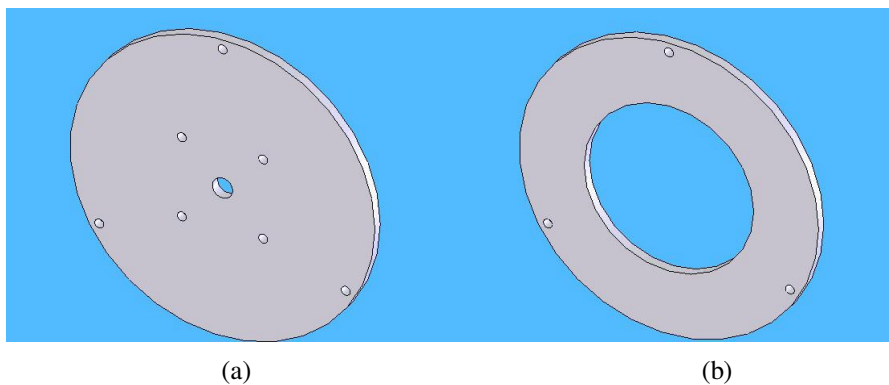


Figura 20 – Discos de fixação do motor: (a) Fixação; (b) Suporte.

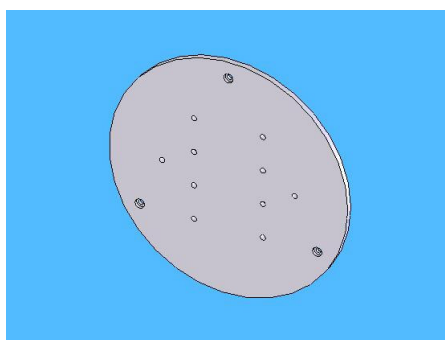


Figura 21 – Disco de fixação da peça.

A montagem final e disposição de todos os elementos estão representados na Figura 22:

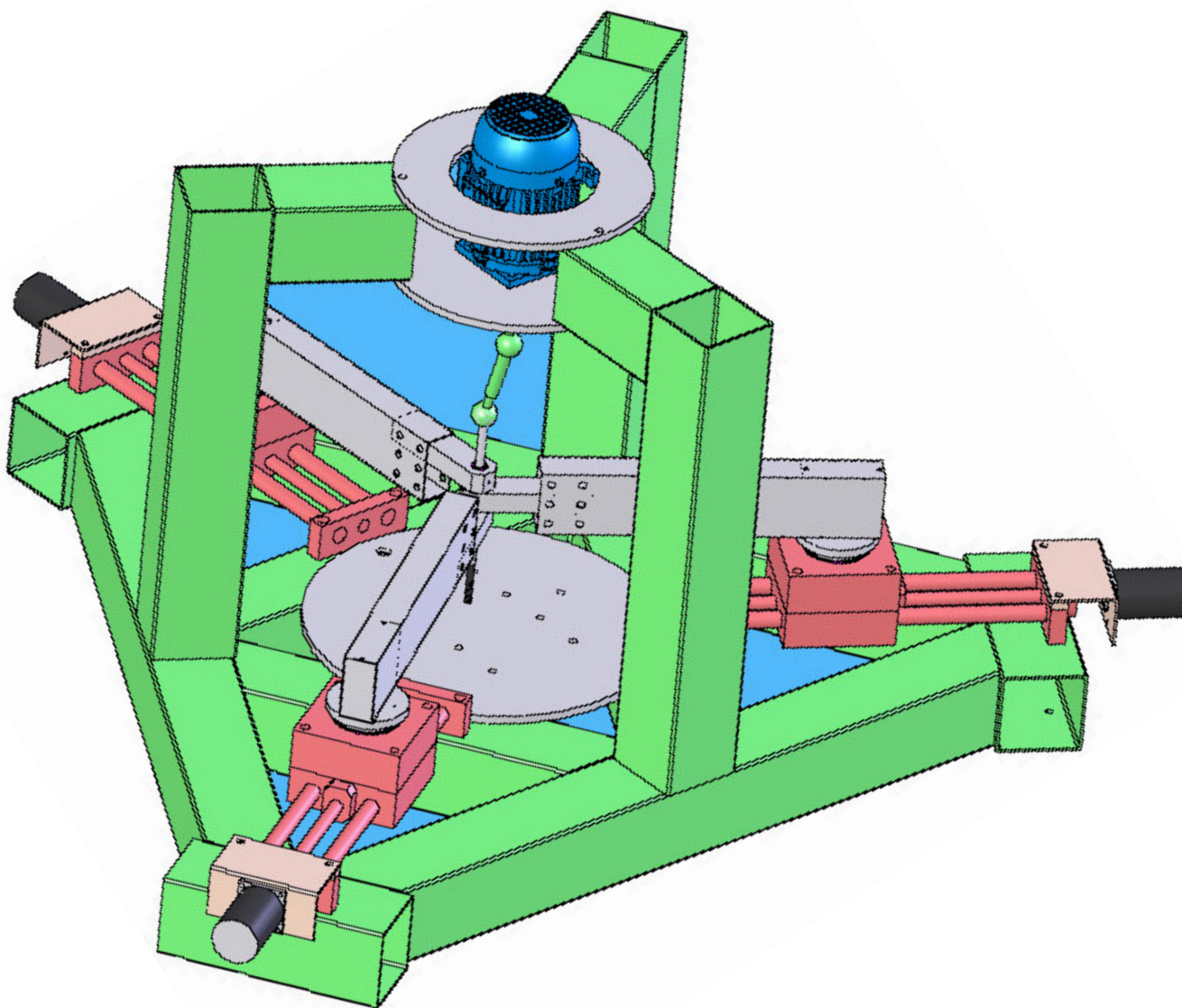


Figura 22 – Visão geral da máquina.

3.3. Descrição das Etapas Desenvolvidas

Definida a máquina e seu projeto, teoricamente poder-se-ia partir para sua construção. Antes da construção do protótipo final, no entanto, decidiu-se pela construção de um modelo. Pela construção do modelo objetiva-se um maior conhecimento da estrutura projetada. É esperado, desse modo, a identificação de erros e acertos, problemas e pontos críticos, assim como um melhor conhecimento da máquina pela realização de testes. Com essas informações espera-se ser possível uma

melhora do projeto inicial e a construção de um protótipo com melhor comportamento e características operacionais.

Para a construção do modelo será necessário realizar adaptações no projeto, uma vez que não se dispõe das guias lineares de fusos de esferas recirculantes, e essas terão que ser fabricadas. Inclui-se nessas adaptações o desenho das novas peças em um software de CAD.

Após a fabricação e montagem do modelo e realização de ajustes e testes, partir-se-á para uma análise de todo esse processo, identificando todos os pontos passíveis de modificação de forma a melhorar o projeto e comportamento do sistema, além do levantamento de todos os pontos críticos aos quais deve ser dada especial atenção na fabricação do protótipo.

Em seguida, serão realizadas as modificações necessárias no projeto original, baseadas nas dimensões das guias lineares que serão recebidas por doação da empresa NSK e baseadas nas observações realizadas pelo estudo do modelo. Depois, deverão ser feitos os desenhos de fabricação do novo sistema.

Após essa fase, finalmente dar-se-á início à construção do protótipo final, que utilizará peças de melhor qualidade e fabricadas com maior precisão que as do modelo.

Por último, serão feitos os ajustes necessários, de forma a possibilitar a realização de uma análise da máquina.

É importante citar que paralelamente a esse trabalho de formatura, está sendo feita uma dissertação de mestrado e uma de doutorado na mesma máquina. Enquanto no presente estudo está sendo dado enfoque à fabricação, montagem, ajustes e operacionalização da máquina, neste está sendo dado maior enfoque à análise de precisão da máquina e otimização paramétrica e naquele ao controle da máquina.

4. ANÁLISES E RESULTADOS

4.1. O Modelo

Decidiu-se pela construção do modelo em escala 1:2. Além disso, algumas outras modificações tiveram que ser realizadas, por facilidade de fabricação ou pelas características dos materiais disponíveis.

Iniciando pela base, decidiu-se, ao invés de aço, pela utilização de madeira, uma vez que no modelo não será realizada a usinagem de peças, e dessa maneira, não é necessário ter uma rigidez tão grande como a do aço. Isso facilitou a fabricação da base, já que desse modo não foi necessário realizar operações de soldagem.

Outra modificação que teve que ser realizada foi com relação às guias lineares. Por se tratar de um modelo, não foram utilizadas guias lineares de esferas recirculantes devido ao seu altíssimo custo, ao contrário do protótipo, no qual serão utilizadas. Assim, foi necessário o projeto e construção de guias para o modelo. Cada guia consiste de uma barra roscada suportada por mancais de rolamento, que, acoplada ao motor, gira, movimentando translacionalmente uma bucha também roscada, como um parafuso de potência. Cada bucha está ligada a um carro, este orientado por uma guia e ligado ao braço que fará a movimentação do órgão terminal. Uma visão do conjunto se encontra na Figura 23.

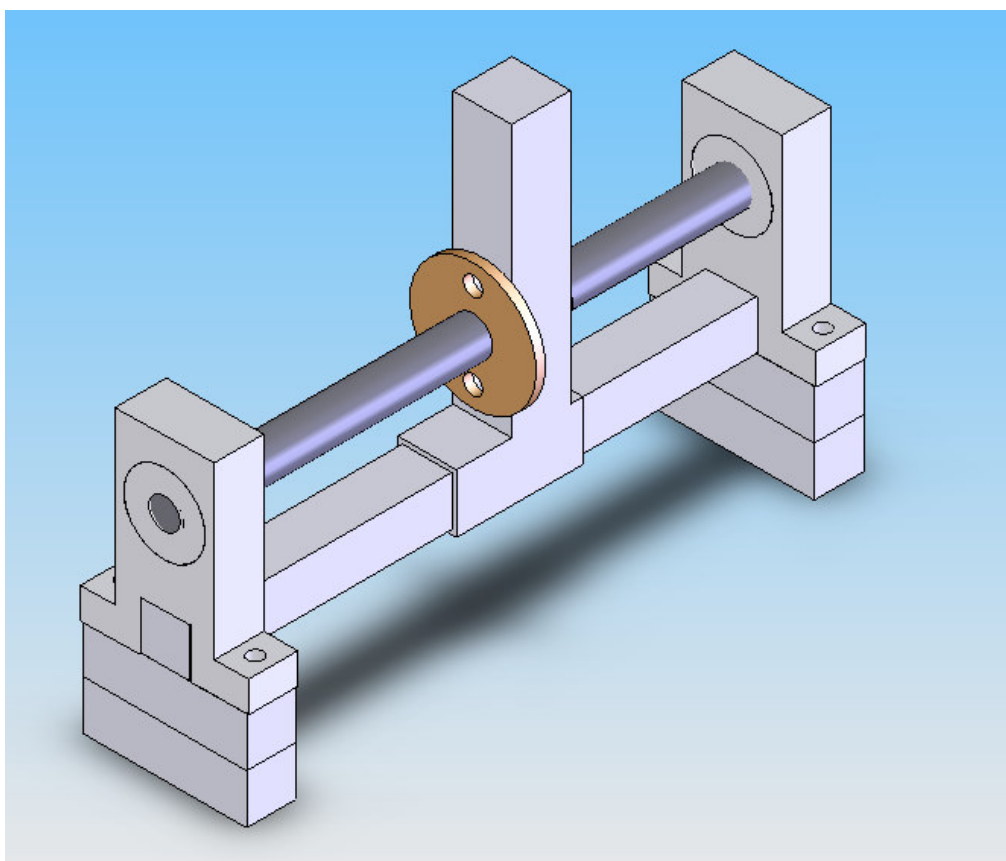


Figura 23 – Guia linear do modelo.

Com a modificação das guias lineares, também foi necessária a modificação do suporte de sustentação do motor, que está representado na figura 24.

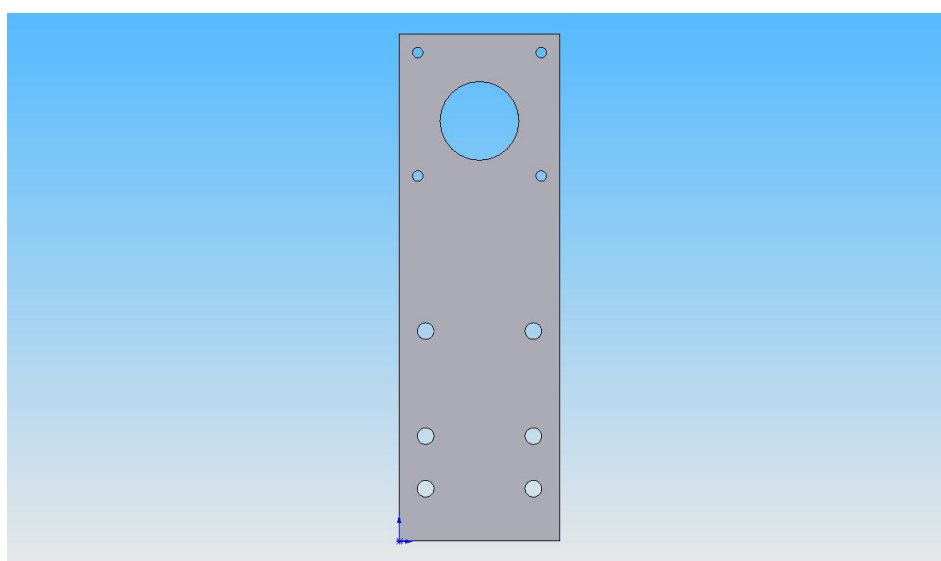


Figura 24 – Suporte do motor do modelo.

Outra simplificação realizada foi nos braços. Ao invés de ser formado por 3 peças cada, por facilidade de fabricação e pela disponibilidade de materiais, fez-se cada braço formado por uma única peça, sendo diretamente ligado ao carro e à ferramenta. Da mesma forma, ao invés do ajuste de altura do braço ser realizado pela fixação da garra no tubo, o ajuste foi feito pela fabricação dos carros com alturas diferentes. É possível a comparação dos braços no projeto original e no modelo pela Figura 25.

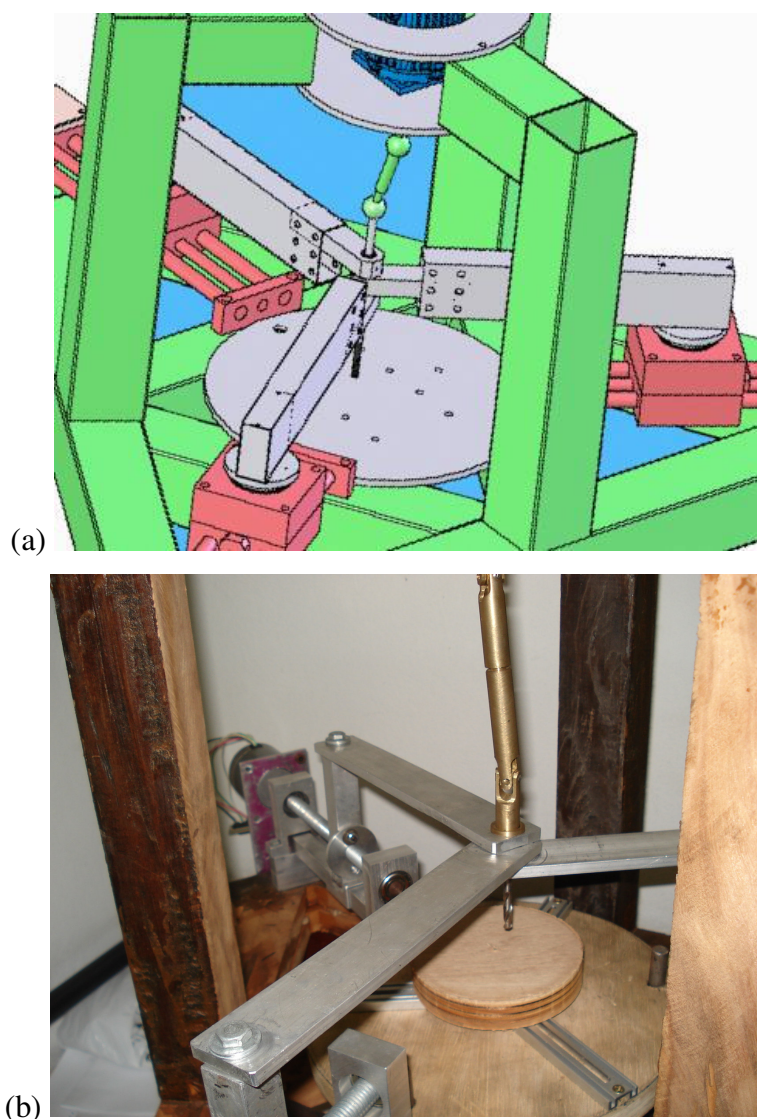


Figura 25 – Comparação entre braços: (a) Projeto original; (b) Modelo.

Finalmente, ao invés de alumínio, foi utilizado madeira para a fabricação dos discos.

Uma foto do modelo montado pode ser vista na Figura 26.



Figura 26 – Foto do modelo.

4.2. Problemas Apresentados no Modelo e Correções Realizadas

Vários foram os problemas apresentados, sendo que a falta de precisão na usinagem das peças do modelo se mostrou o maior problema para o funcionamento

adequado da máquina, uma vez que a precisão é crítica para o bom funcionamento das guias lineares, que travavam facilmente. Além disso, mostrou-se essencial a necessidade de um controle bem calibrado para evitar travamentos, uma vez que a máquina é redundante, devendo os três motores e braços trabalharem muito sincronizadamente.

Uma das guias lineares foi construída primeiro, servindo como experiência para a construção das outras duas. Após a montagem do conjunto percebeu-se que o sistema travava facilmente e que ajustes seriam necessários para um fácil deslizamento do carro sobre a guia. Percebeu-se por meio de medições com paquímetro que esse problema poderia ser causado pela falta de paralelismo entre a barra roscada, a guia e o furo no carro onde é encaixada a bucha. Para corrigir esse problema, foi preciso aumentar os furos de fixação dos mancais à base e o furo do carro, de modo a possibilitar um melhor ajuste. Além disso, foi preciso retirar material também da região de encaixe do mancal na guia, uma vez que era muito justo e não permitia um deslocamento relativo de forma que pudessem se alinhar. Após essas modificações a guia linear passou a funcionar e se partiu à fabricação das outras duas. Uma foto com o esquema do conjunto segue na Figura 27.

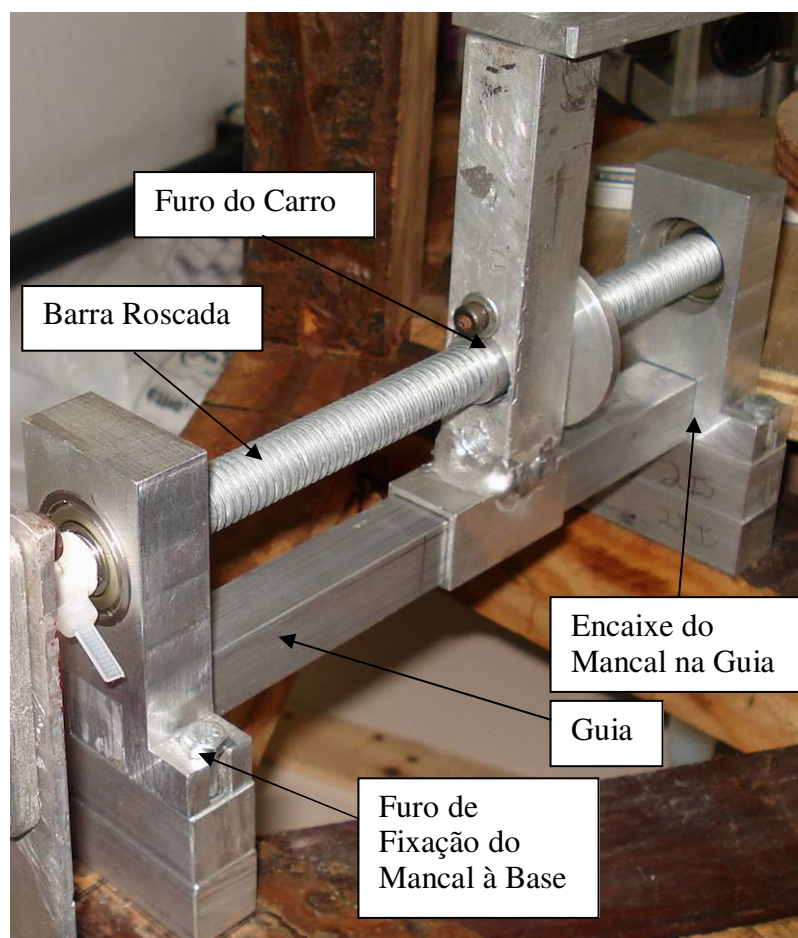


Figura 27 – Esquema do conjunto.

Baseado na experiência com a primeira guia linear, decidiu-se modificar o projeto dos mancais de forma a facilitar seu ajuste. Ao invés de ter furos para a passagem do parafuso, fez-se rasgos. Além disso, fez-se as partes de encaixe nas guias já com folga. Essa modificação permitiram um ajuste mais fácil. Porém, após a montagem das guias lineares, isso mostrou-se não ser suficiente para o funcionamento adequado dos sistemas, que travavam. Observou-se que ainda faltava o paralelismo das buchas, e para isso os furos onde essas se encaixavam tiveram que ser alargados, assim como ocorreu na primeira guia linear. Ainda sem uma melhora significativa na facilidade de movimentação do sistema, percebeu-se então, que embora a falta de paralelismo lateral tivesse sido resolvida, nada tinha sido feito com relação ao paralelismo vertical. Essa desconfiança se comprovou por meio de medidas realizadas por paquímetro, e para corrigir isso foram colocadas sob os mancais, nas posições adequadas, arruelas de espessuras adequadas. Barras e guias

agora estavam paralelas, mas ainda assim existia travamento em uma das guias. Várias hipóteses foram levantadas, como falta de cilindridade ou excentricidade da barra roscada. Contudo, a real identificação do problema se mostrou muito difícil. Decidiu-se então pela identificação do problema por eliminação. Se desmontou a guia com problemas e substituiu-se as peças uma a uma em uma guia linear que funcionava adequadamente. Identificou-se que o problema estava no carro. Após observação e análise, percebeu-se que faltava perpendicularismo entre as duas partes que tinham sido soldadas. Assim, quando se fixava a bucha no carro esta ficava inclinada, o que causava os travamentos. Colocando uma arruela de espessura adequada entre o carro e a bucha na fixação da parte superior, conseguiu-se finalmente que a guia deslizesse sem travar.

Embora as guias estivessem finalmente livres de travamentos, uma das guias ainda estava um pouco dura para girar. O motivo desse problema foi identificado como sendo a falta de alinhamento entre o eixo do motor e o da barra roscada. Para resolver isso, os furos de fixação do suporte do motor à base foram alargados, de forma a se obter um melhor posicionamento do motor.

Outro problema a ser atacado foi o acoplamento com o motor. Inicialmente, iria ser feito um acoplamento de alumínio. Porém, percebeu-se que desse modo o acoplamento seria excessivamente rígido e não teria a flexibilidade necessária, até por imprecisões de montagem e alinhamento com o eixo do motor. Para resolver esse problema acabou-se decidindo pela utilização de algum material flexível, como a borracha. Acabou-se utilizando, então, pedaços de mangueira de chuveiro presos por abraçadeiras de nylon. Um detalhe do acoplamento pode ser visto na Figura 28.

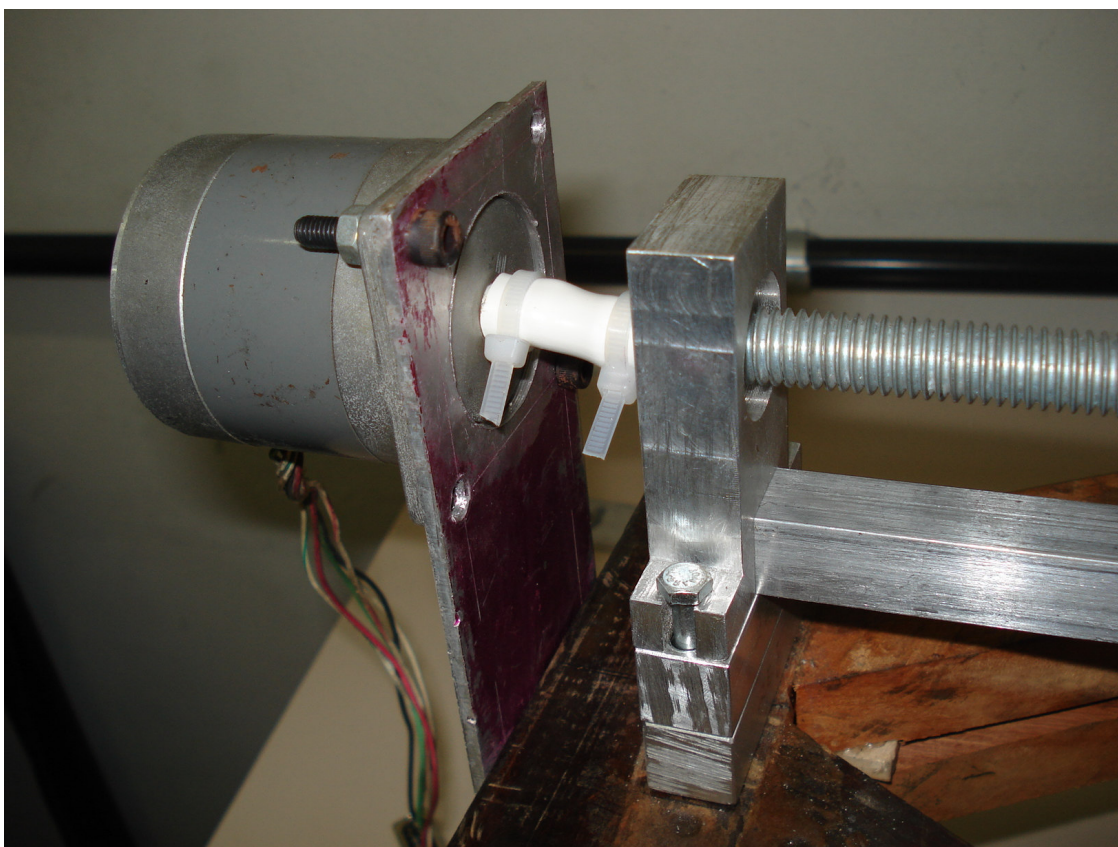


Figura 28 – Detalhe do acoplamento.

Com todas as pernas funcionando independentemente e sem travamentos, a máquina ainda travava quando eram ligados os motores simultaneamente e aplicado o controle. Percebeu-se então que as medidas acabaram ficando ligeiramente diferentes das do projeto e usadas no controle. Assim, foram tiradas medidas das dimensões da máquina e distância entre peças de forma a atualizar o controle da máquina do ideal para o real, assim como tiradas novas medidas do passo do motor.

4.3. O Protótipo

Com o modelo construído, partiu-se finalmente para o estudo do protótipo, realizando as modificações necessárias no projeto e partindo para sua construção em seguida.

Inicialmente, com o intuito de se poder estudar melhor os efeitos de deformação na máquina, optou-se por dobrar o comprimento dos braços, e logo, da estrutura como um todo.

Em seguida, viu-se necessária a realização de diversas modificações no projeto pelo fato de a guia linear oferecida pela NSK ser diferente da preterida inicialmente.

A primeira mudança foi uma modificação na configuração da base para permitir uma melhor fixação da guia linear, evitando a possibilidade de que, por imprecisões de montagem, a guia não se apoiasse corretamente nos extremos da estrutura. Na figura 29 é possível ver as alterações entre a base anterior e a modificada.

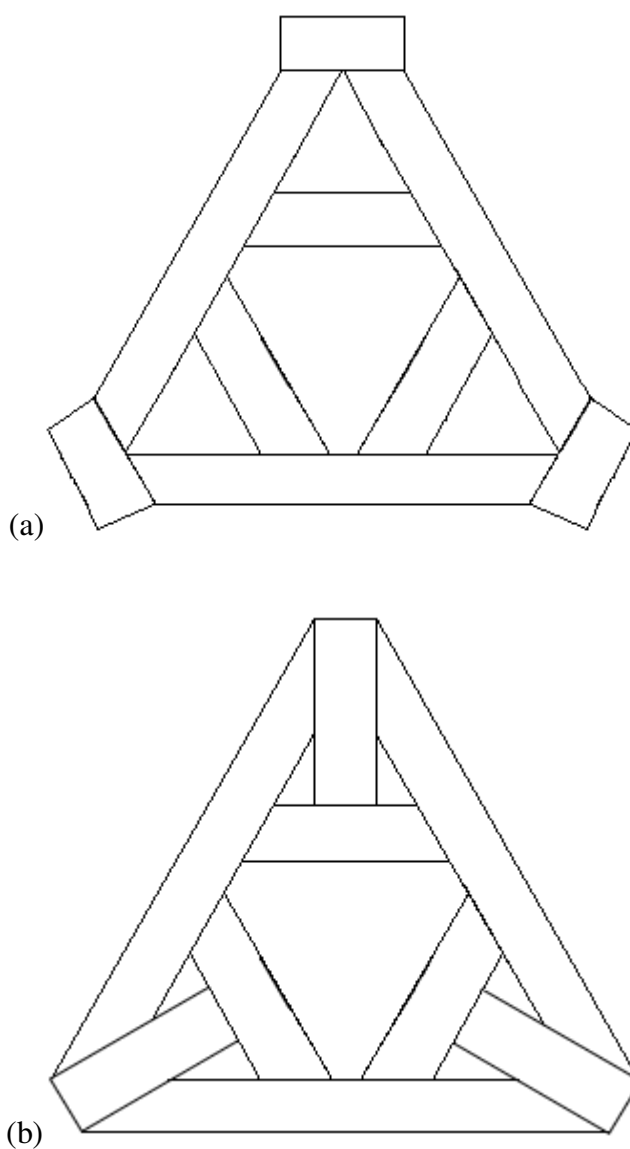


Figura 29 – Comparação entre bases: (a) Base anterior; (b) Nova base.

Com essas alterações o suporte do motor e acoplamento da haste do fuso ao motor precisaram também ser modificados. Ao invés do acoplamento direto do motor à haste, utilizaram-se polias sincronizadoras. Essas mudanças estão ilustradas na figura 30:

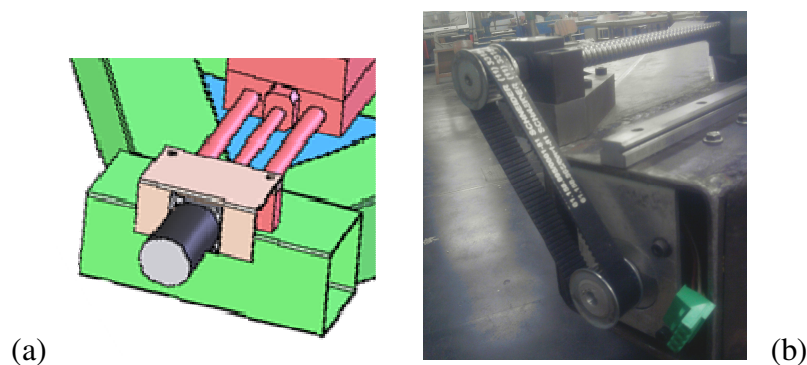


Figura 30 – Comparação do suporte do motor e transmissão: (a) Projeto Inicial; (b) Projeto Atualizado.

A próxima mudança, conforme figura 31, foi no bloco de fixação da bucha: a furação teve que ser alterada de forma a possibilitar a fixação no carro deslizante e na porca do fuso de esferas, agora peças separadas ao invés da peça única (mesa deslizante) do projeto inicial. Também, decidiu-se substituir a bucha do projeto inicial por uma bucha menor mais um rolamento, o que também modificou o bloco de fixação da bucha por ser necessário adicionar um encosto.

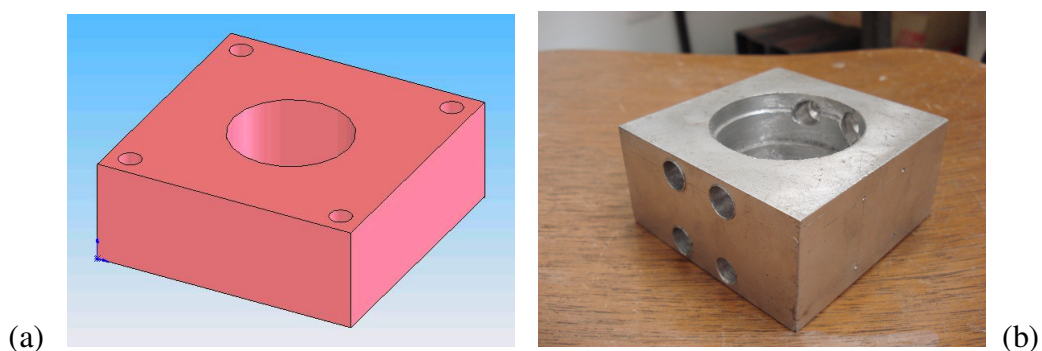


Figura 31 – Bloco de Fixação da Bucha: (a) Projeto Inicial; (b) Projeto Atualizado.

Na Figura 32 pode-se ver a alteração da bucha.

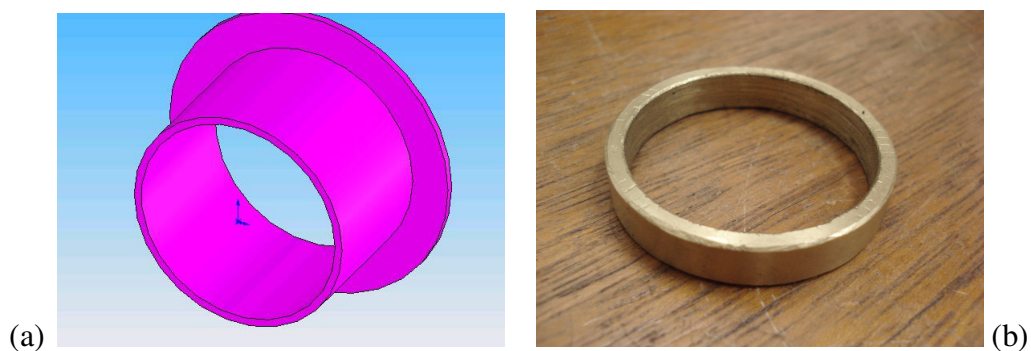


Figura 32 – Bucha de Cobre: (a) Projeto Inicial; (b) Projeto Atualizado.

Foi necessário também o projeto de uma peça para unir a porca do fuso de esferas ao bloco de fixação da bucha, conforme figura 33:

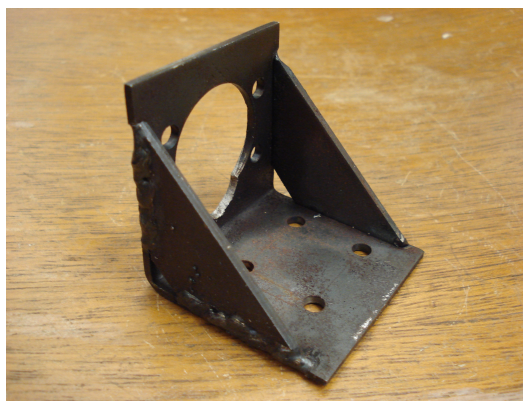


Figura 33 – Peça de união.

Para fixação na base e correto posicionamento vertical também foram projetados suportes para os mancais das hastes dos fusos de esferas. Fotos desses suportes são mostrados na figura 34.

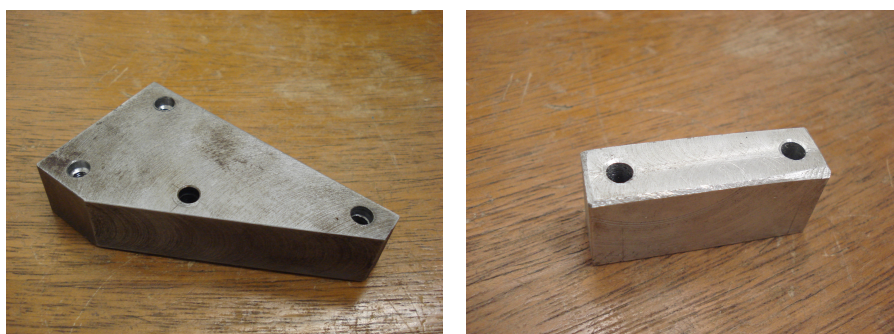


Figura 34 – Suportes dos mancais.

Finalmente, por disponibilidade de material, mudou-se o tubo do braço de acionamento para um perfil de seção quadrada, mudança essa que exigiu adaptação nas medidas da garra e prisma sólido (figura 35). Além disso, ao invés de bucha decidiu-se usar rolamento na garra.

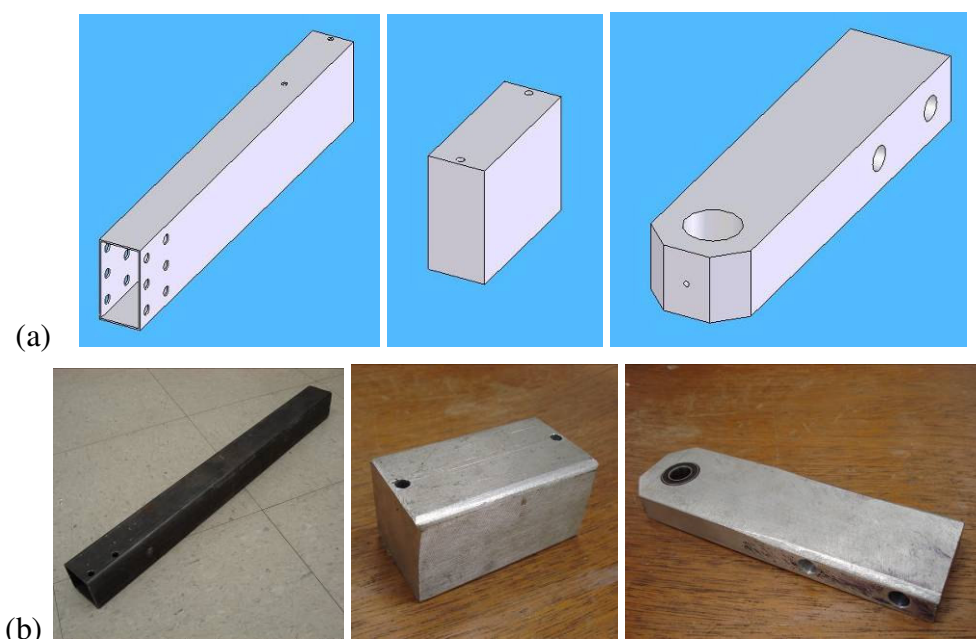


Figura 35 – Braço de acionamento, prisma e garra: (a) Projeto Inicial; (b) Projeto Atualizado.

Assim, com as modificações e desenhos feitos, pôde-se começar a fabricação das peças e montagem da máquina. Nesse processo, por questões de tempo, e embora os tubos de seção quadrada da parte 3D e discos de fixação do motor já tivessem sido fabricados, acabou-se reduzindo o escopo do projeto para a montagem da parte 2D da máquina. Na figura 36 pode-se ver uma fotografia do protótipo montado.

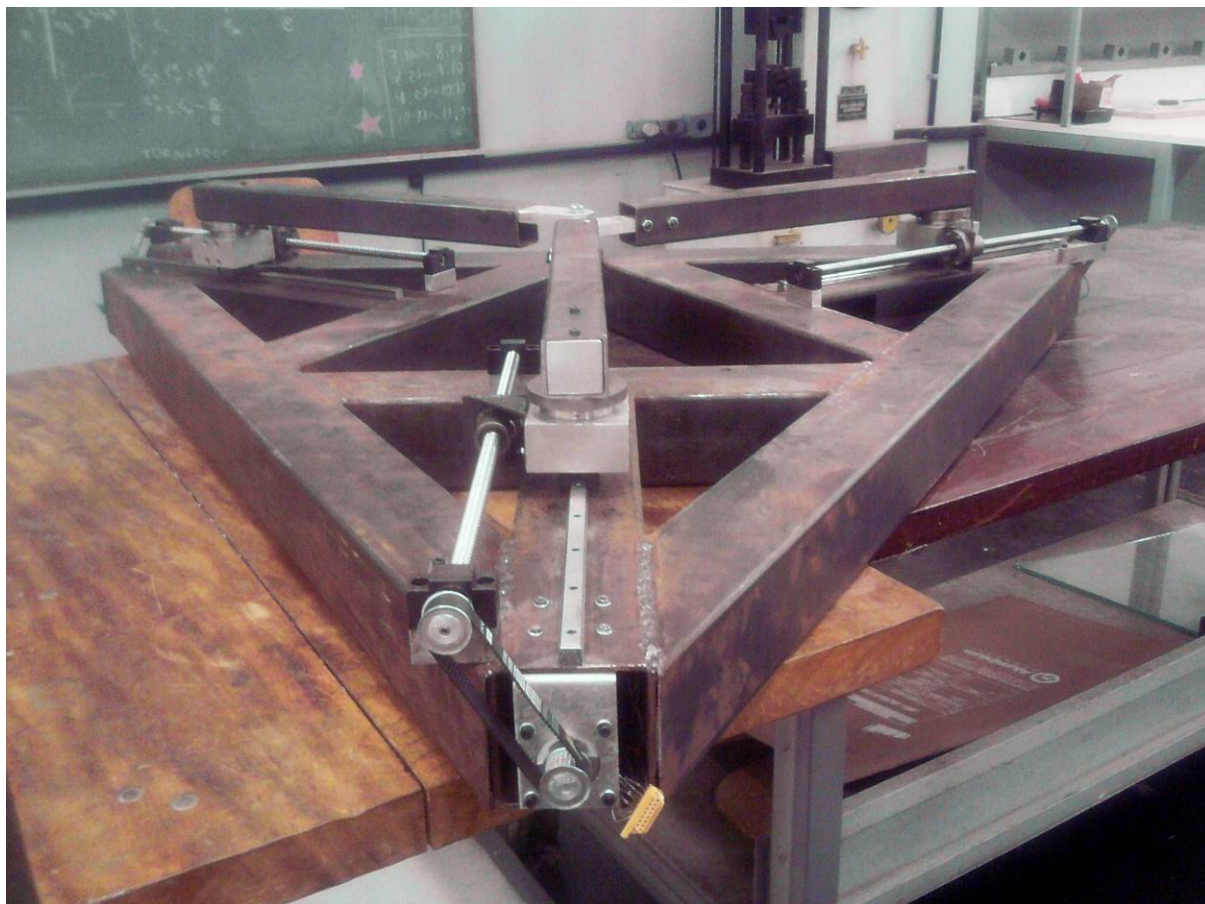


Figura 36 – Foto do Protótipo montado.

4.4. Problemas Apresentados no Protótipo e Correções Realizadas

Ao contrário do modelo em que a fabricação das peças foi mais fácil e a montagem e ajustes mais problemático, no protótipo ocorreu justamente a situação inversa.

A primeira dificuldade foi cortar os perfis de seção quadrada em ângulos de 30 e 60°, operação que poderia ser feita na fresa, mas a quantidade de material a ser retirada em cada peça seria muita e os cortes a serem feitos numerosos (doze), o que demandaria tempo e trabalho que poderiam ser economizados realizando esse corte diretamente na serra circular. Inicialmente, construíram-se duas peças com as inclinações corretas para serem colocadas entre o tubo a ser usinado e a prensa da serra. Essas peças tinham borracha na sua extremidade para garantir o atrito necessário para que o tubo não escorregasse. Embora a solução tenha funcionado, era muito difícil o posicionamento correto do tubo de forma que tivesse o comprimento

correto, pois quando se fechava a prensa, o tubo acabava se movendo um pouco da posição inicial desejada. Dessa forma, criou-se uma segunda solução, que permitiu um melhor posicionamento do tubo: ao invés de fixar as peças pelo dispositivo de prensa da serra, fixaram-se os tubos na posição adequada com o uso de um sargento.

Teve-se bastante dificuldade também na usinagem do bloco de fixação da bucha. Primeiramente, não havia broca com o comprimento necessário para fazer um furo passante na peça. Para resolver isso, bastou-se furar até metade da peça em cada lado, de forma que os furos se encontrassem. Porém, sobre esses furos era necessário realizar uma nova furação de diâmetro maior, e embora na teoria isso parecesse fácil, na prática se mostrou bastante complicado, já que devido à curvatura do furo do pino, a broca começava a se entortar, deslocando o furo e tendo chegado inclusive a quebrar uma broca. Ao mesmo tempo, não havia fresa de comprimento suficiente para realizar essa operação. Desse modo, a usinagem teve que ser realizada com a broca e muito lentamente. Assim, essa foi uma peça de difícil fabricação, mas que percebeu-se que o erro se encontrava no projeto, que não previu essas dificuldades.

Outras peças problemáticas de se fabricar foram os discos. Primeiramente, por seu diâmetro externo ser maior que o possível de se torner com as máquinas do laboratório, usou-se a guilhotina realizando diversos cortes até se aproximar de uma forma circular e depois se fez um acabamento com o rebolo. Depois, teve-se dificuldade também em realizar o diâmetro interior do disco de suporte do motor, pois a chapa era muito fina e vibrava ao torner. Tentou-se por broqueamento, mas o disco vibrava muito, tendo feito inclusive a ferramenta de corte quebrar. Conseguiu-se depois realizar a operação por faceamento.

Outra dificuldade foi a falta de ferramentas no laboratório de usinagem da mecatrônica. Fatores como fresas, serras e brocas já excessivamente desgastados ou com partes ou dentes quebrados contribuíram bastante com o aumento do tempo de fabricação e atraso do projeto como um todo. Muitas vezes não havia as ferramentas necessárias no laboratório, sendo necessário procurar outras fontes ou até mesmo improvisar alternativas.

Falta de disponibilidade dos técnicos em ajudar foi outro fator que contribuiu com o atraso.

Finalmente a falta de experiência no manejo das máquinas de usinagem e erros de execução foi outro fator que pesou no projeto como um todo.

5. CONCLUSÃO

O trabalho propunha a construção de um robô para usinagem com arquitetura paralela, buscando pela introdução de uma barra de ancoragem ativa um aumento da rigidez com relação às estruturas paralelas tradicionais. A análise experimental da máquina, no entanto, só será possível futuramente, primeiro porque ainda se falta montar a parte 3D do protótipo, e depois porque foge do escopo desse trabalho. A análise de precisão da máquina e otimização paramétrica são temas de uma tese de doutorado que está sendo realizada sobre a mesma máquina e a finalização do protótipo se dará em um futuro trabalho, provavelmente outro trabalho de formatura.

6. REFERÊNCIAS

- ABB (Asea Brown Boveri Ltd) In: Parallel arm robots: IRB 340, FlexPicker, 2003, disponível em <http://www.abb.com>
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NB 86**: Norma de Sistema de Tolerâncias e Ajustes. Porto Alegre, Globo, 1977.
- Bhattacharya, S.; Hatwal, H.; Gosh, A. Comparison of an exact and an approximate method of singularity avoidance in platform type parallel manipulators. *Mechanism and Machine Theory*, 33(7): 965-974, 1998.
- Bonev, I.; Ryu, J., A new approach to orientation workspace analysis of 6-DOF parallel manipulators. *Mechanism and Machine Theory*, 36: 15-28, 2001a.
- Bonev, I.; Ryu, J. A geometrical method for computing the constant-orientation workspace of 6-PRRS parallel manipulators. *Mechanism and Machine Theory*, 36: 1-13, 2001b.
- Boudreau, R.; Gosselin, C. L., La synthèse d'une plate-forme de Gough-Stewart pour un espace atteignable prescrit. *Mechanism and Machine Theory*, 36: 327-342, 2001.
- Broghard, T. PKM Research - Important Issues, as seen from a Product Development Perspective at ABB Robotics. In: Proceedings of the WORKSHOP on Fundamental Issues and Future Research Directions for Parallel Mechanisms and Manipulators, pp 68-82, Quebec, October 3-4, 2002.
- Clavel, R. Device for the Movement and Positioning of an Element in Space. US Patent No. 4,976,582, December 11, 1990.
- Company O. ; Pierrot F. A new 3T-1R parallel robot, ICAR '99, Tokyo, Japan, October 25-27, pp. 557-562, 1999.
- Di Gregorio, R.; Parenti-Castelli, V. Position analysis in analytical form of the 3-PSP mechanism. *Journal of Mechanical Design*, 123: 51-57, 2001
- Hartmann, V. N., Desenvolvimento do Protótipo de um Robô de Cinemática Paralela para Usinagem 2D com uma Barra de Ancoragem, Trabalho de Formatura, 2007.
- Hervé, J. M. The Lie group of rigid body displacements, a fundamental tool for mechanism design *Mechanism and Machine Theory*, 34: 719-730, 1999.
- Hess-Coelho, T. A. ; Branchini, D.; Malvezzi, F. A new family of 3-dof parallel robot manipulators for pick-and-place operations. In: Proc. of 18th International Congress of Mechanical Engineering, Nov 6-11, Ouro Preto, 2005.
- Hunt, K. H., Structural kinematics of in-parallel-actuated robot arms. *Journal of Mechanisms, Transmission and Automation in Design*, 105: 705-712, 1983.

- Karouia, M. ; Hervé, J. M. A Family of Novel Orientational 3-Dof Parallel Robots. In Proceedings of RomanSy'2002, Udine, Italy, July 1–4, pp. 359-368, 2002.
- Khol, R. A machine tool built from mathematics, *American Machinist*, pp 53-55, October 1994.
- Kong X. ; Gosselin, C. M. Type Synthesis of Three-Degree-of-Freedom Spherical Parallel Manipulators. *International Journal of Robotics Research*, 23(3): 237-245, 2004.
- Malvezzi, F. Avaliação do comportamento cinemático de um mecanismo paralelo tridimensional, Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2006.
- Merlet, J. P., *Parallel robots*, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 2000
- Parenti-Castelli, V. and Di Gregorio, R. Determination of the actual configuration of the general Stewart platform using only one additional sensor, *Journal of Mechanical Design*, 121: 21-25, 1999.
- Souza, C. H. J. Análise da Posição e orientação da Plataforma de Stewart tipo 3-3 em função de erros nos atuadores, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, 1997.
- Sreenivasan, S. V., Waldron, K. J., and, Nanua, P. Closed-form direct displacement analysis of a 6-6 Stewart platform, *Mechanism and machine theory*, 29(6): 855-864, 1994.
- Tsai, L.-W. , *Robot analysis: the mechanics of serial and parallel manipulators*, John Wiley & Sons, New York, 1999.
- Weck, M., Schumacher, A., "Machine tools for high speed machining", Laboratory for Machine tools and production engineering (WZL) at Aachen University of Technology, 1998.
- Zhang, D.; Gosselin, C. L. Kinetostatic modeling of n-dof parallel mechanisms with a passive constraining leg and prismatic actuators. *Journal of Mechanical Design*, 123: 375-381, 2001.

7. ANEXOS – Desenhos de Fabricação

1

2

3

4

A

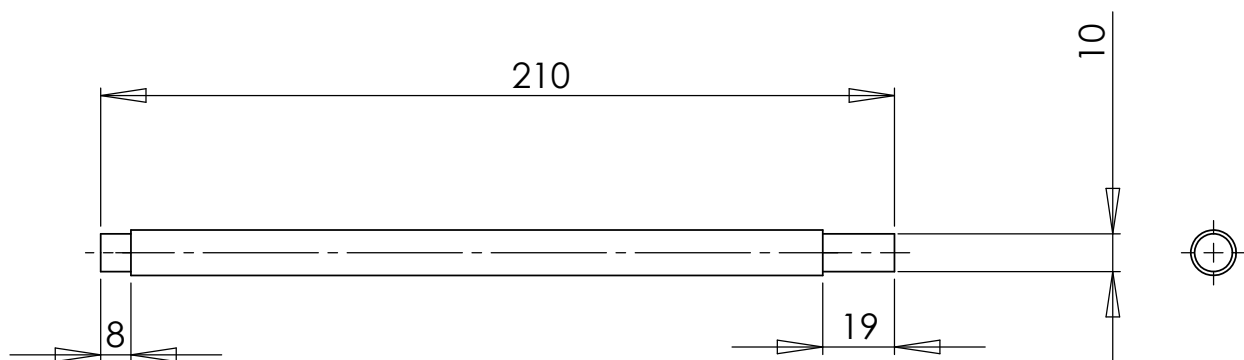
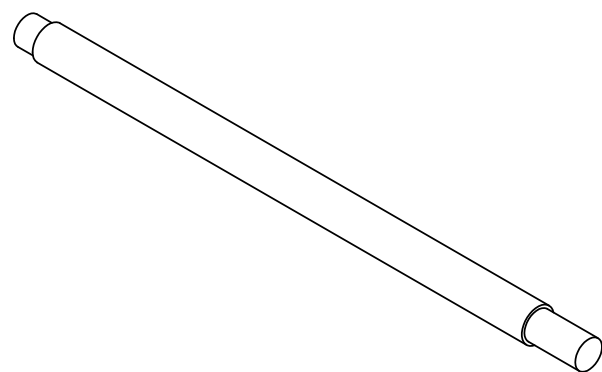
B

C

D

E

F



Barra

Material: Alumínio

Autor: Rodrigo Yussuke Nojiri

Data: 06/03/08

Medida: mm

Escala 1:1

1

2

3

4

A

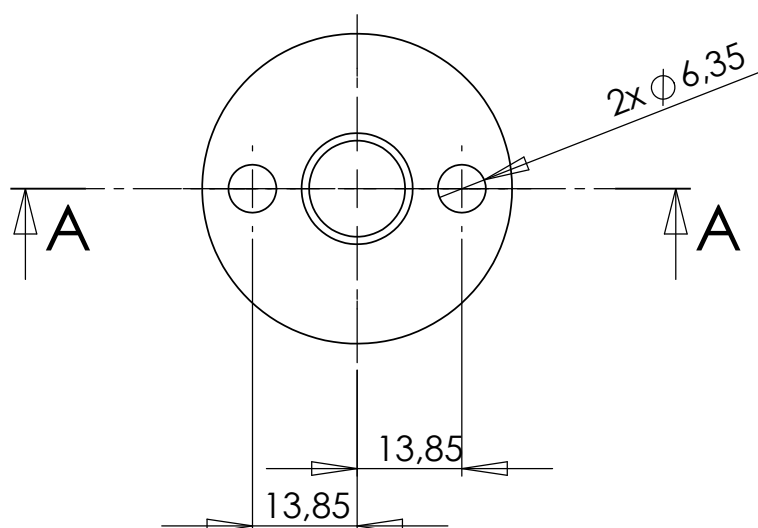
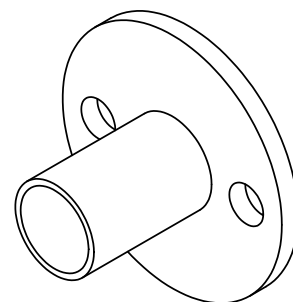
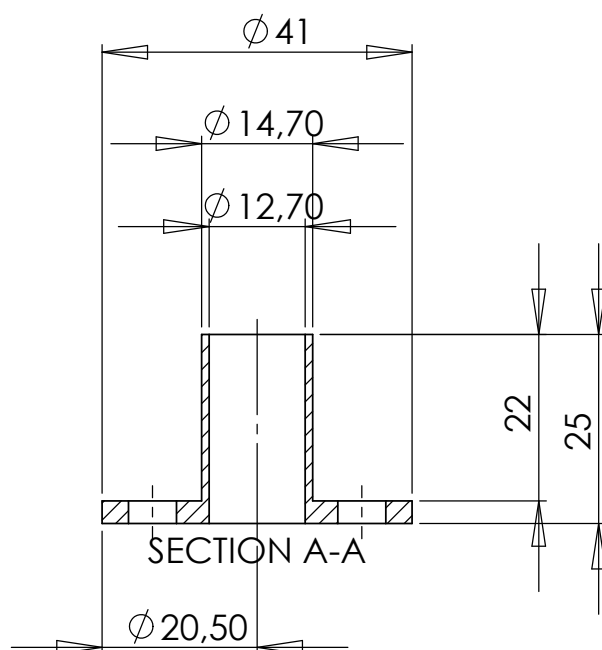
B

C

D

E

F



Bucha

Material: Alumínio

Autor: Rodrigo Yussuke Nojiri

Data: 06/03/08

Medida: mm

Escala 1:1

1

2

3

4

A

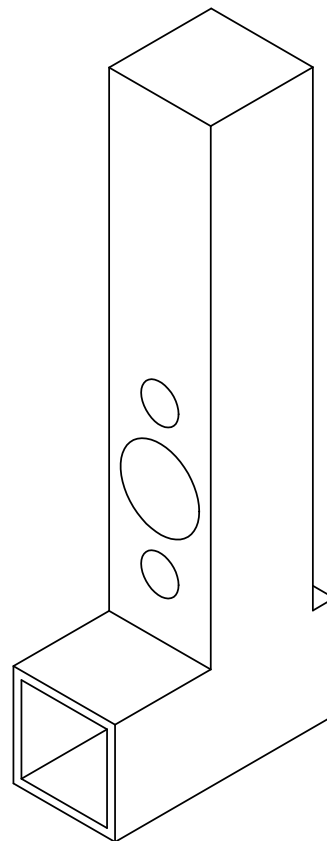
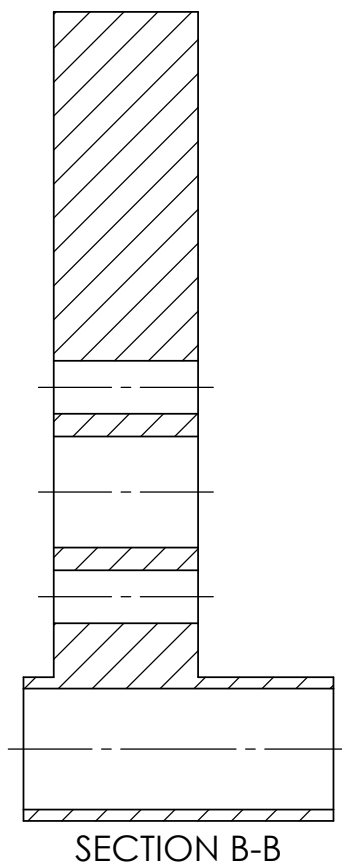
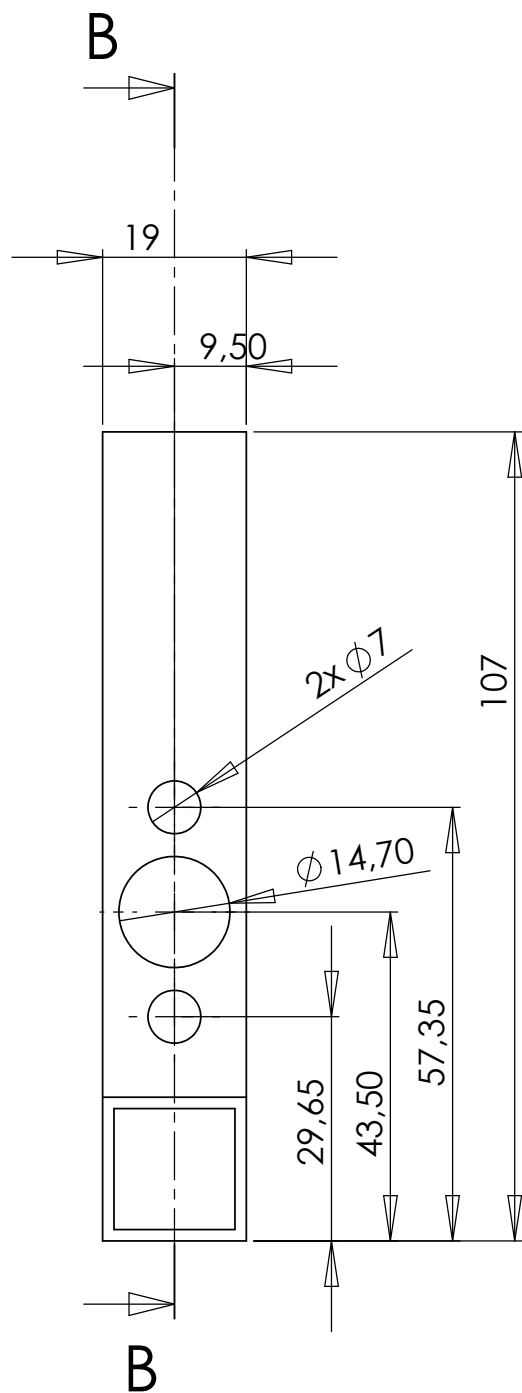
B

C

D

E

F



Carro

Material: Alumínio

Autor: Rodrigo Yussuke Nojiri

Data: 06/03/08

Medida: mm

Escala 1:1

1

2

3

4

A

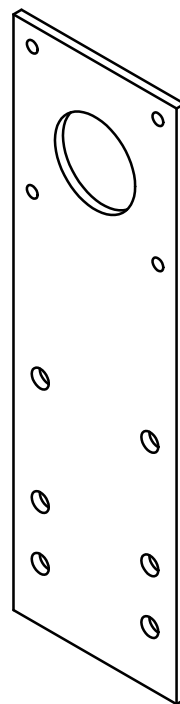
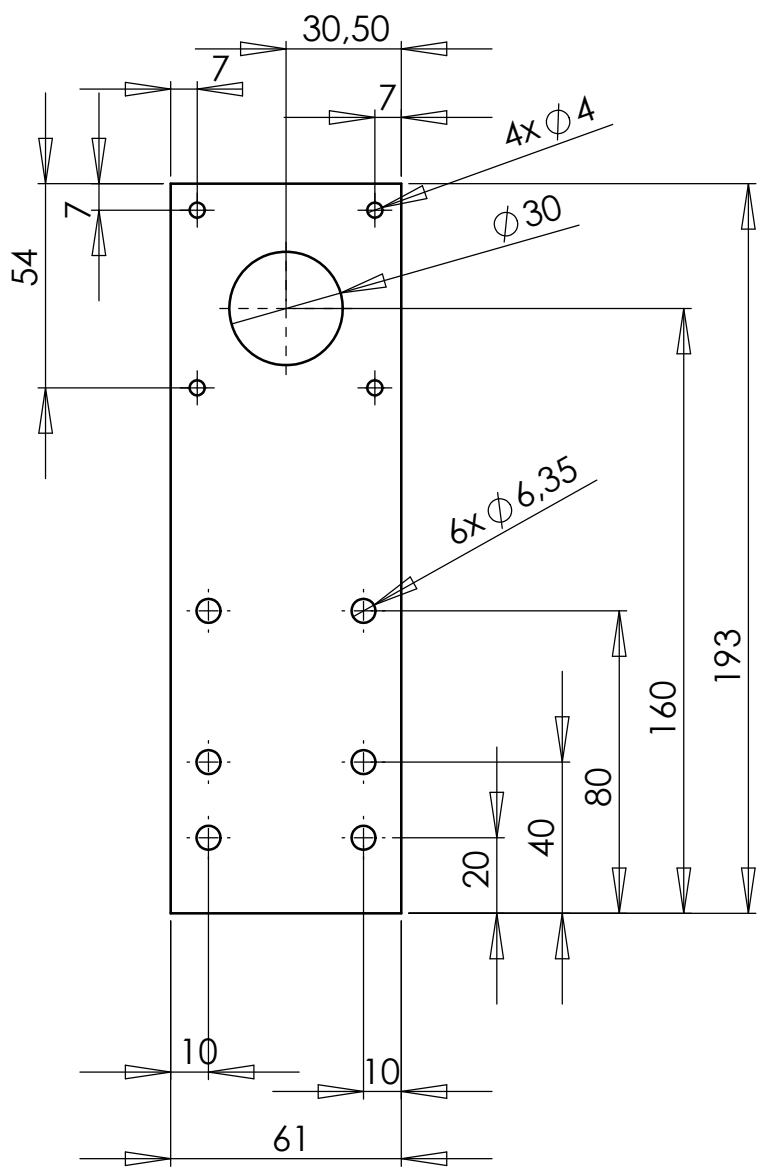
B

C

D

E

F



Chapa

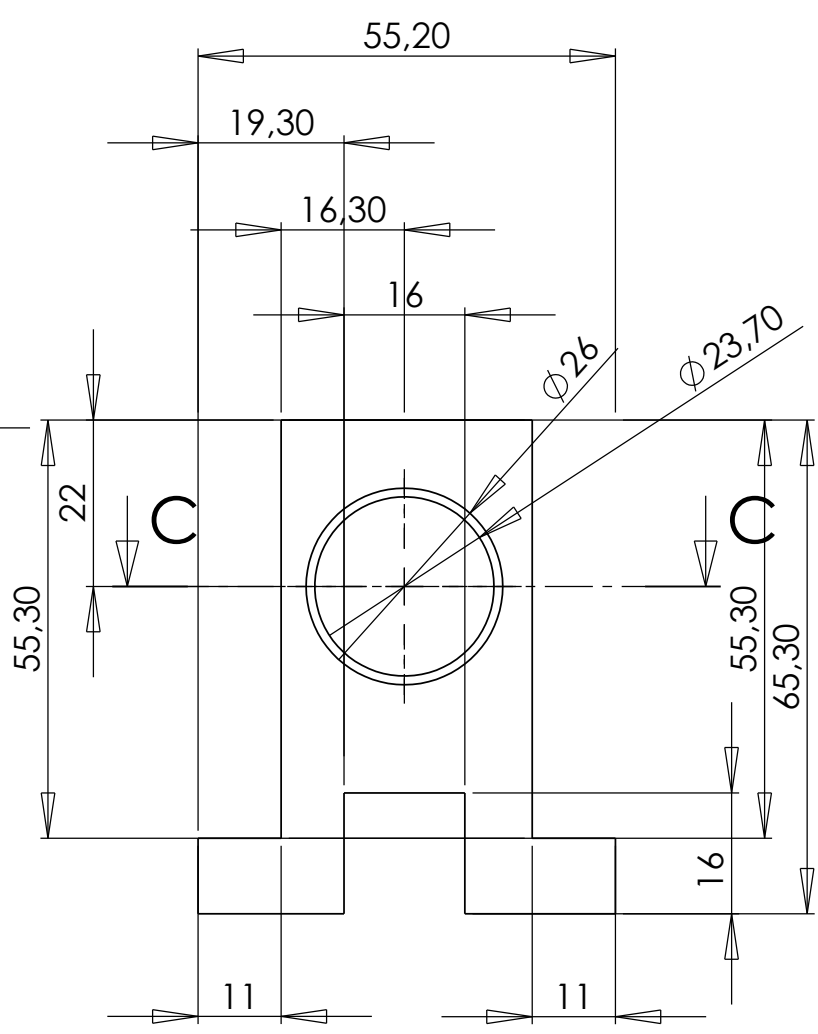
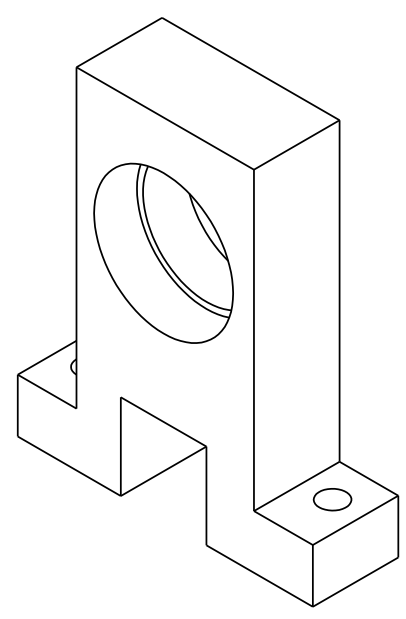
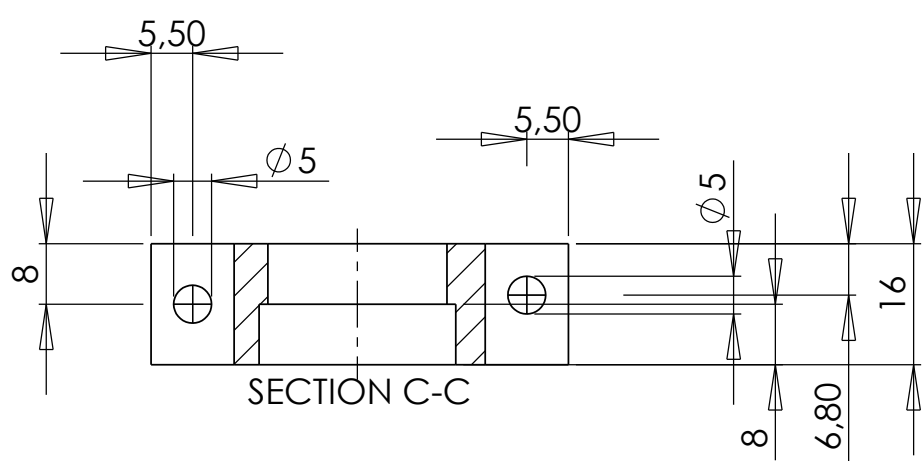
Material: Alumínio

Autor: Rodrigo Yussuke Nojiri

Data: 06/03/08

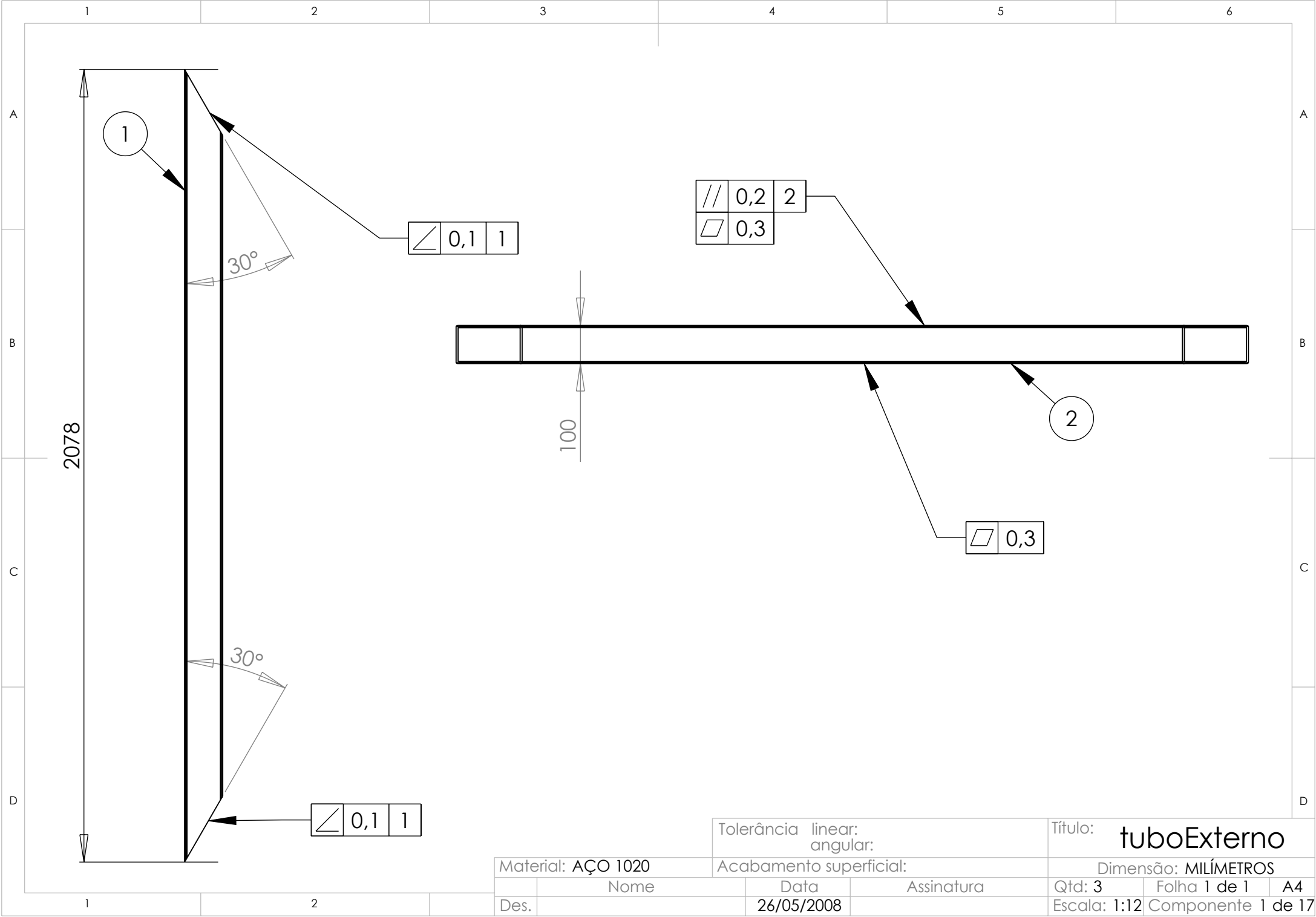
Medida: mm

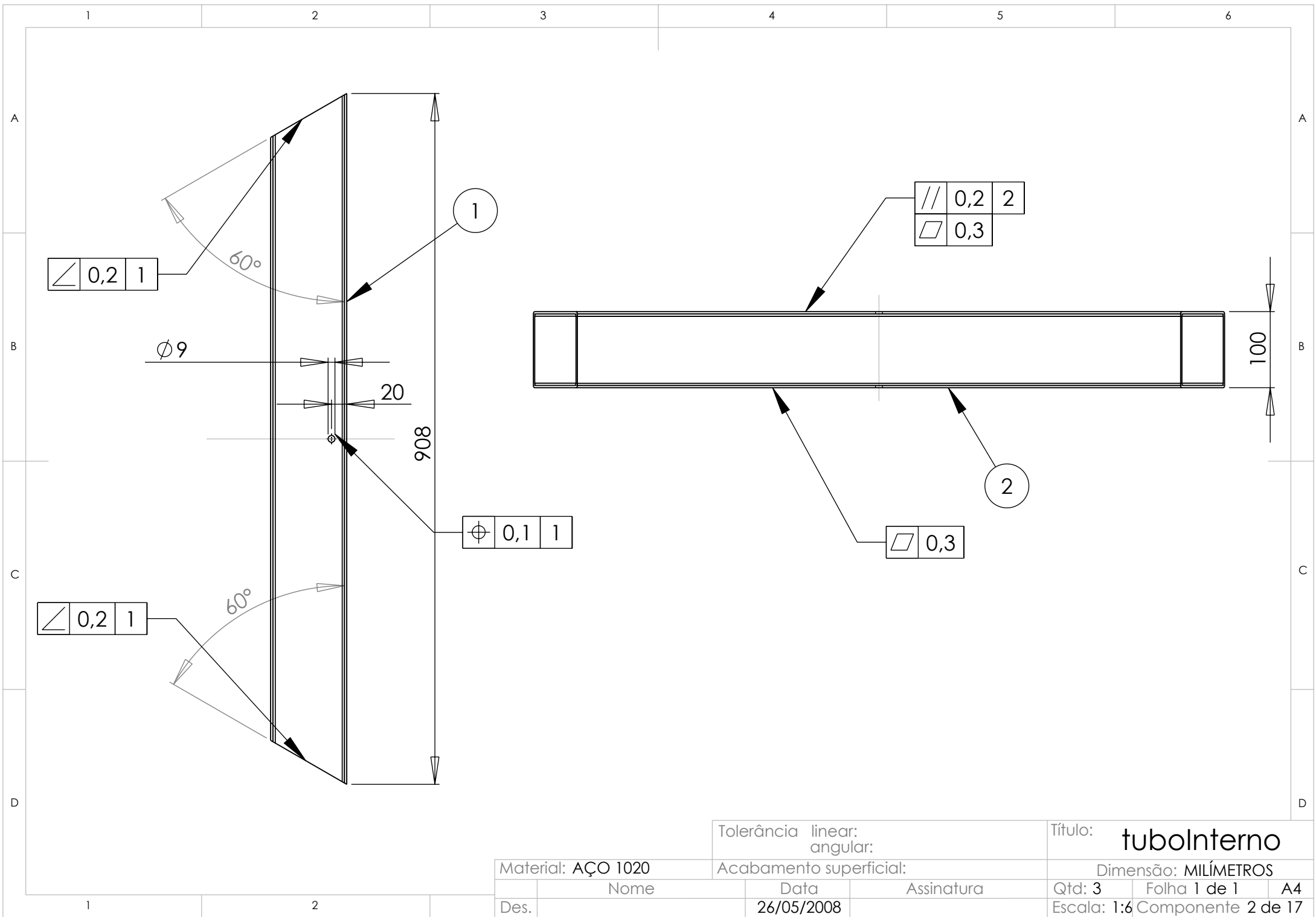
Escala 1:1



Mancal

Material: Alumínio	Autor: Rodrigo Yussuke Nojiri	
Data: 06/03/08	Medida: mm	Escala 1:1

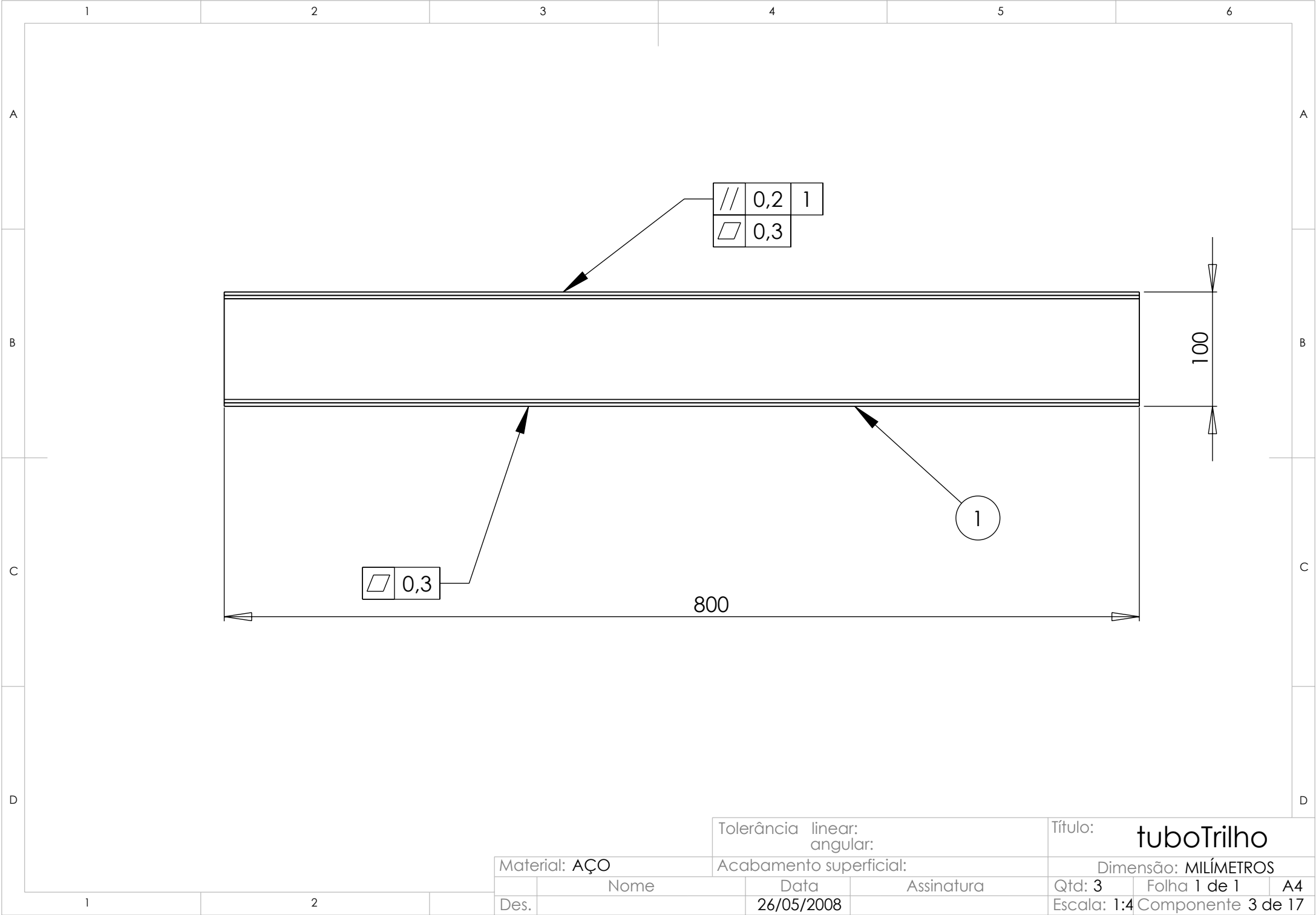




Material: AÇO 1020	
Des.	Nome

Tolerância linear:	
angular:	
Acabamento superficial:	
Data	Assinatura
26/05/2008	

Título: tuboInterno		
Dimensão: MILÍMETROS		
Qtd: 3	Folha 1 de 1	A4
Escala: 1:6 Componente 2 de 17		



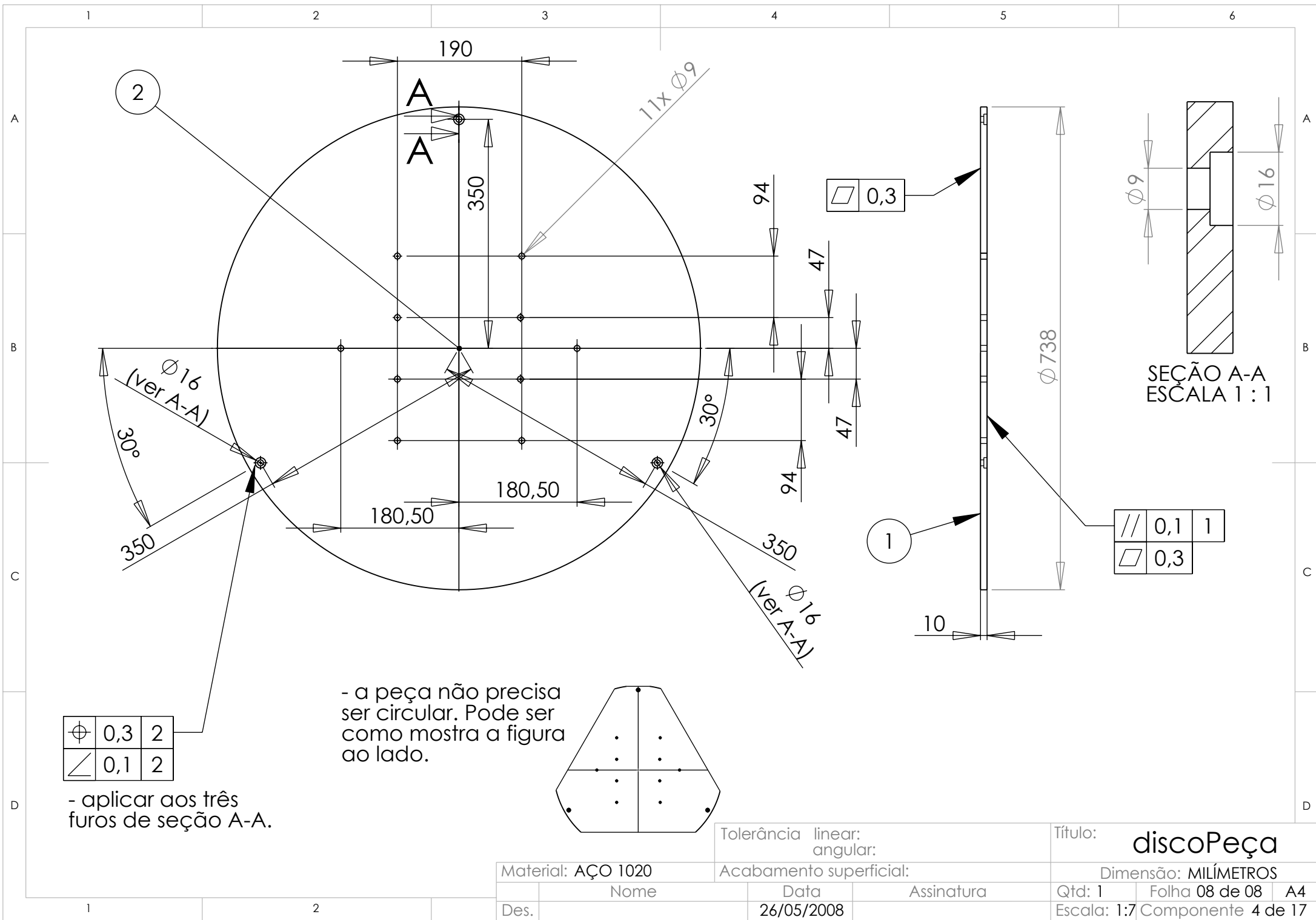
//	0,2	1
▱	0,3	

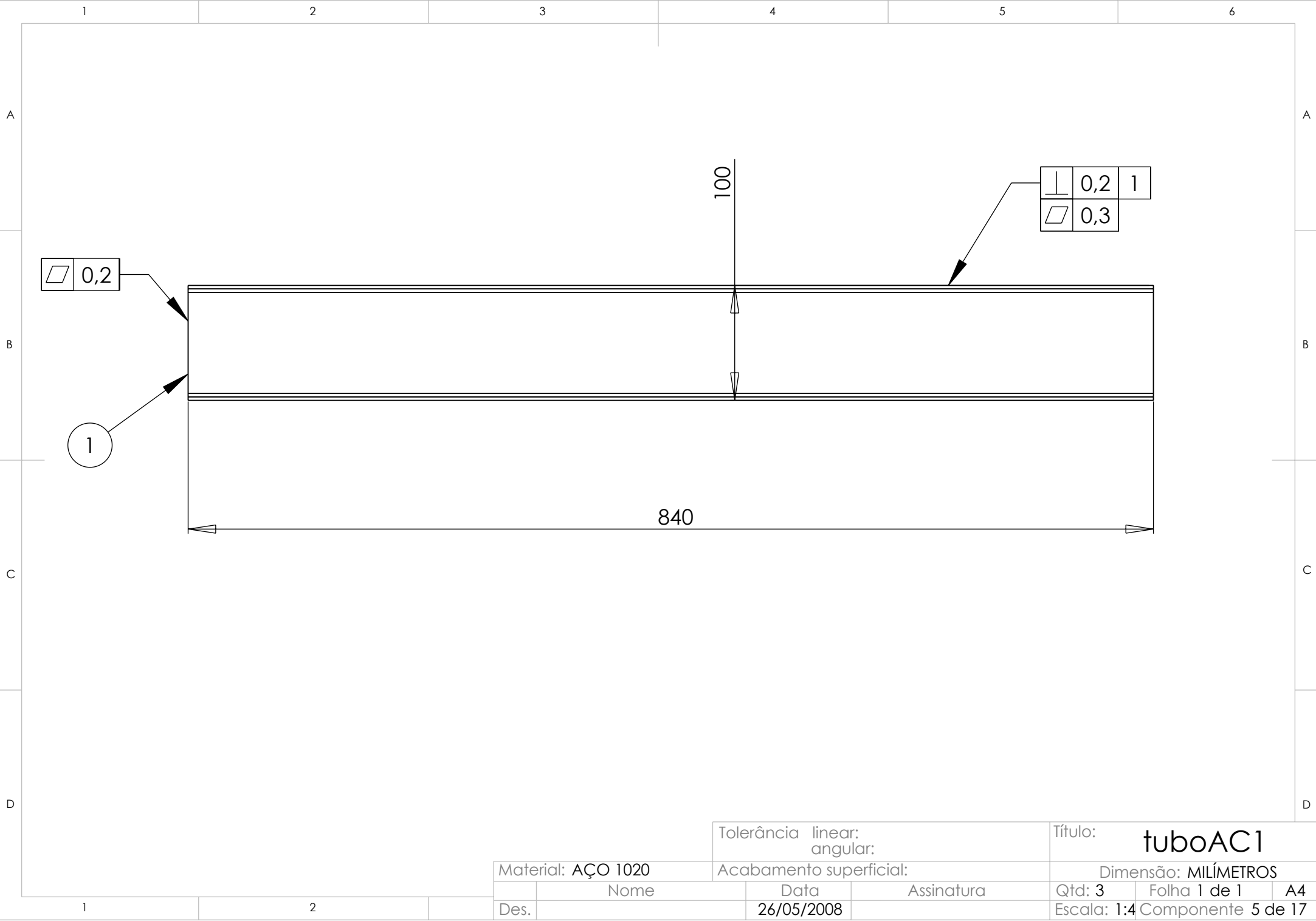
1

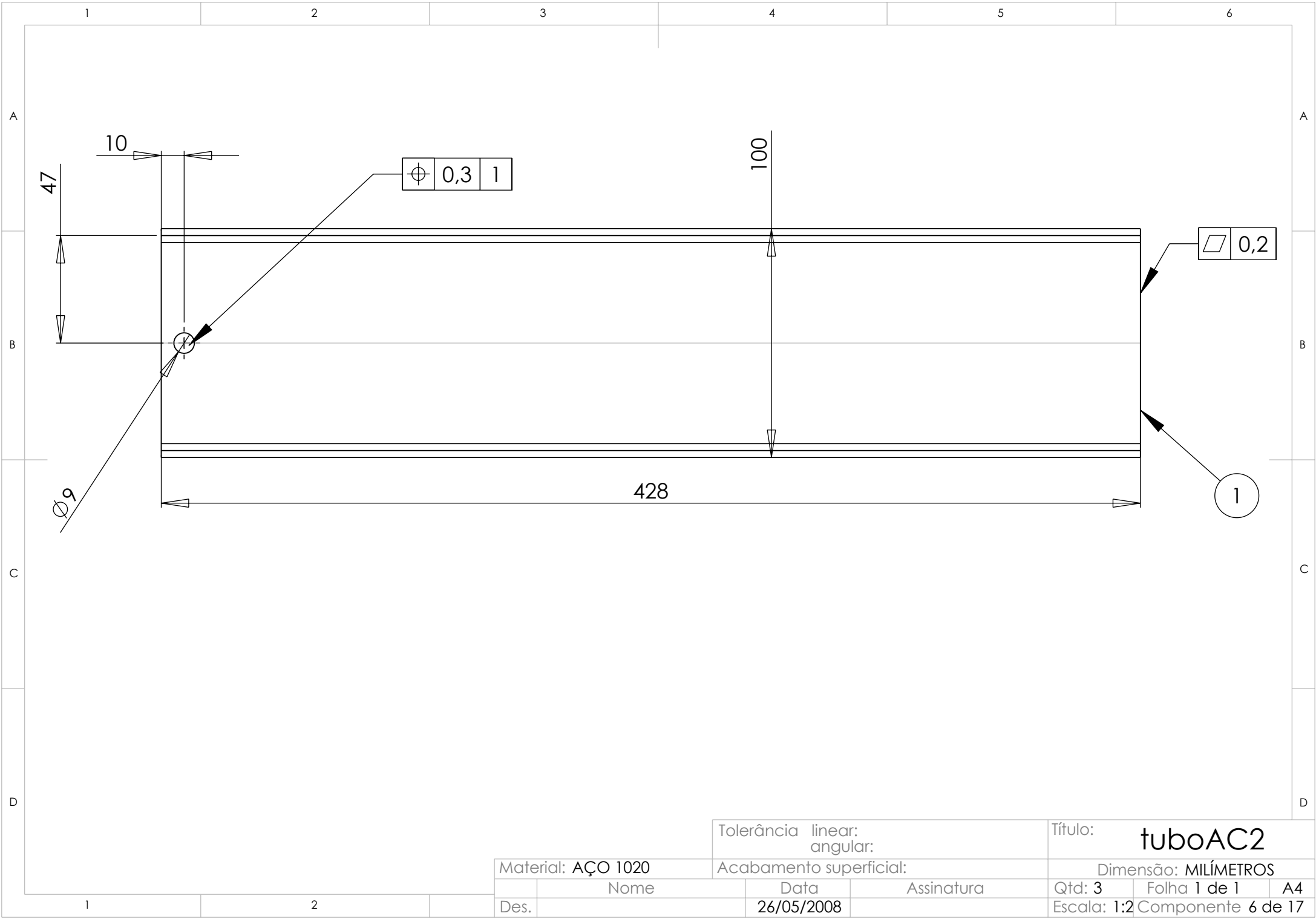
▱	0,3
---	-----

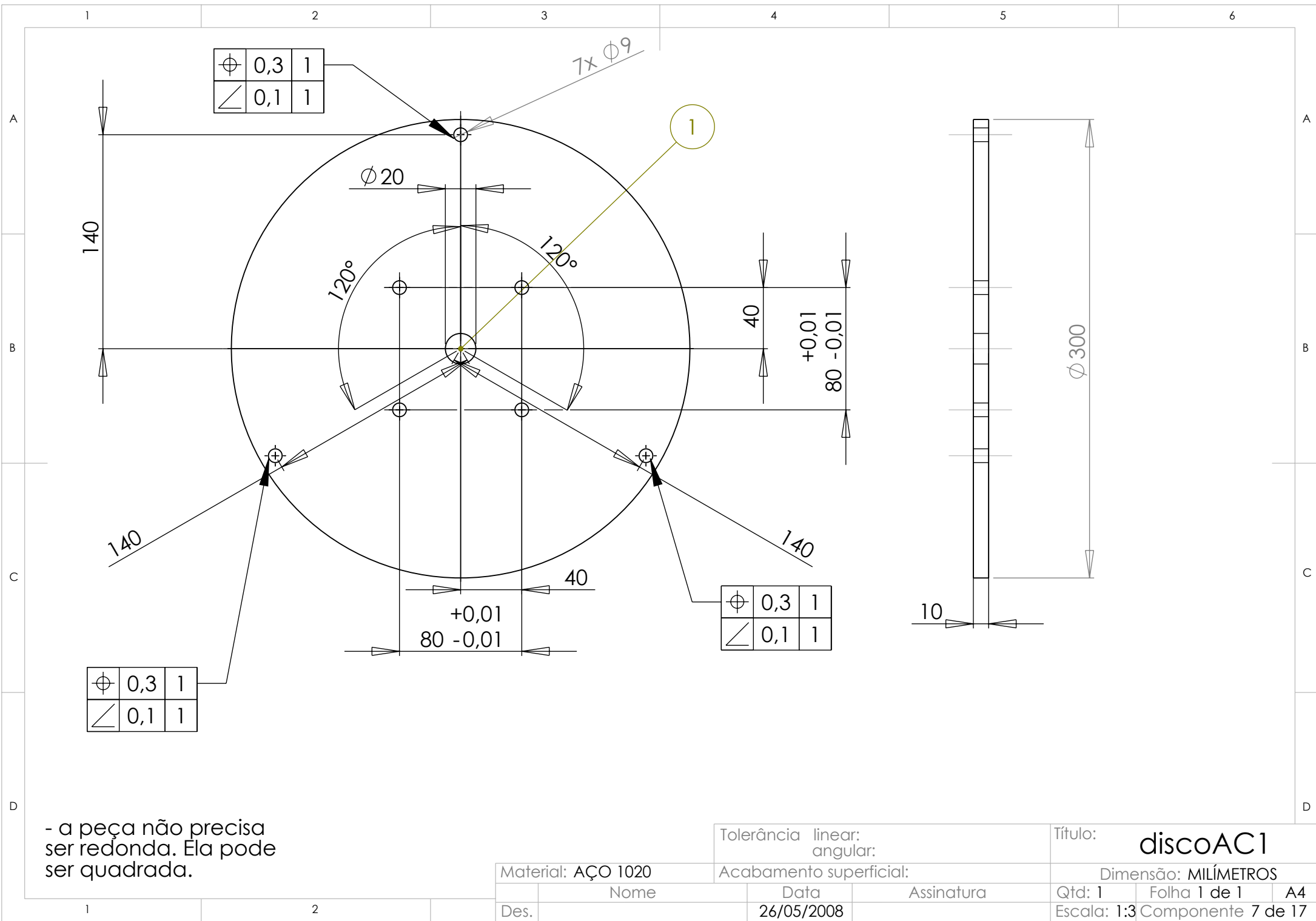
800

100









- a peça não precisa ser redonda. Ela pode ser quadrada.

Material: AÇO 1020

Tolerância linear:
angular:

Acabamento superficial:

Título:

discoAC1

Dimensão: MILÍMETROS

Des.

Nome

Data

26/05/2008

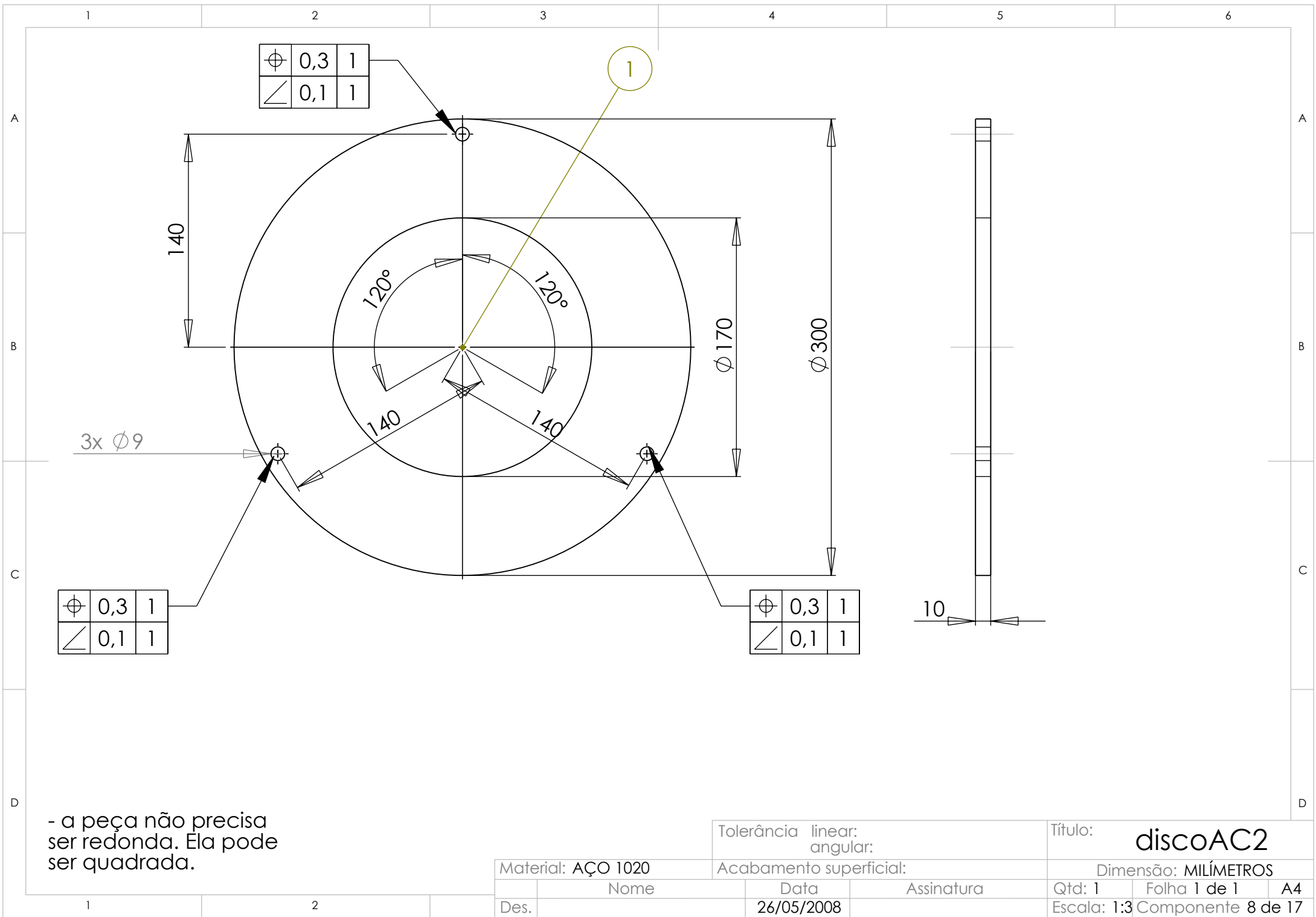
Assinatura

Qtd: 1

Folha 1 de 1

A4

Escala: 1:3 Componente 7 de 17



- a peça não precisa ser redonda. Ela pode ser quadrada.

Material: AÇO 1020

Tolerância linear:
angular:

Acabamento superficial:

Título:

discoAC2

Dimensão: MILÍMETROS

Des.

Nome

Data

26/05/2008

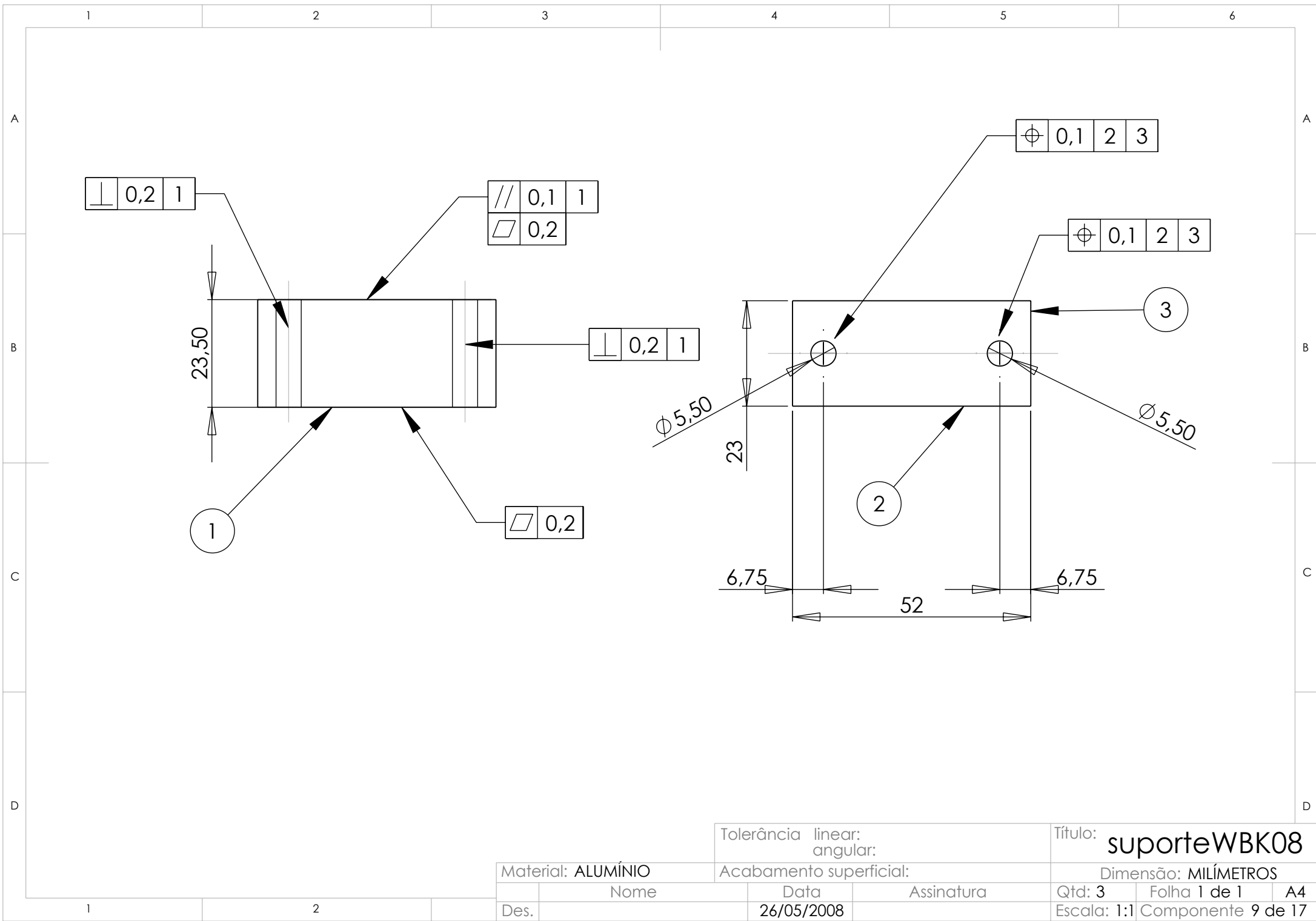
Assinatura

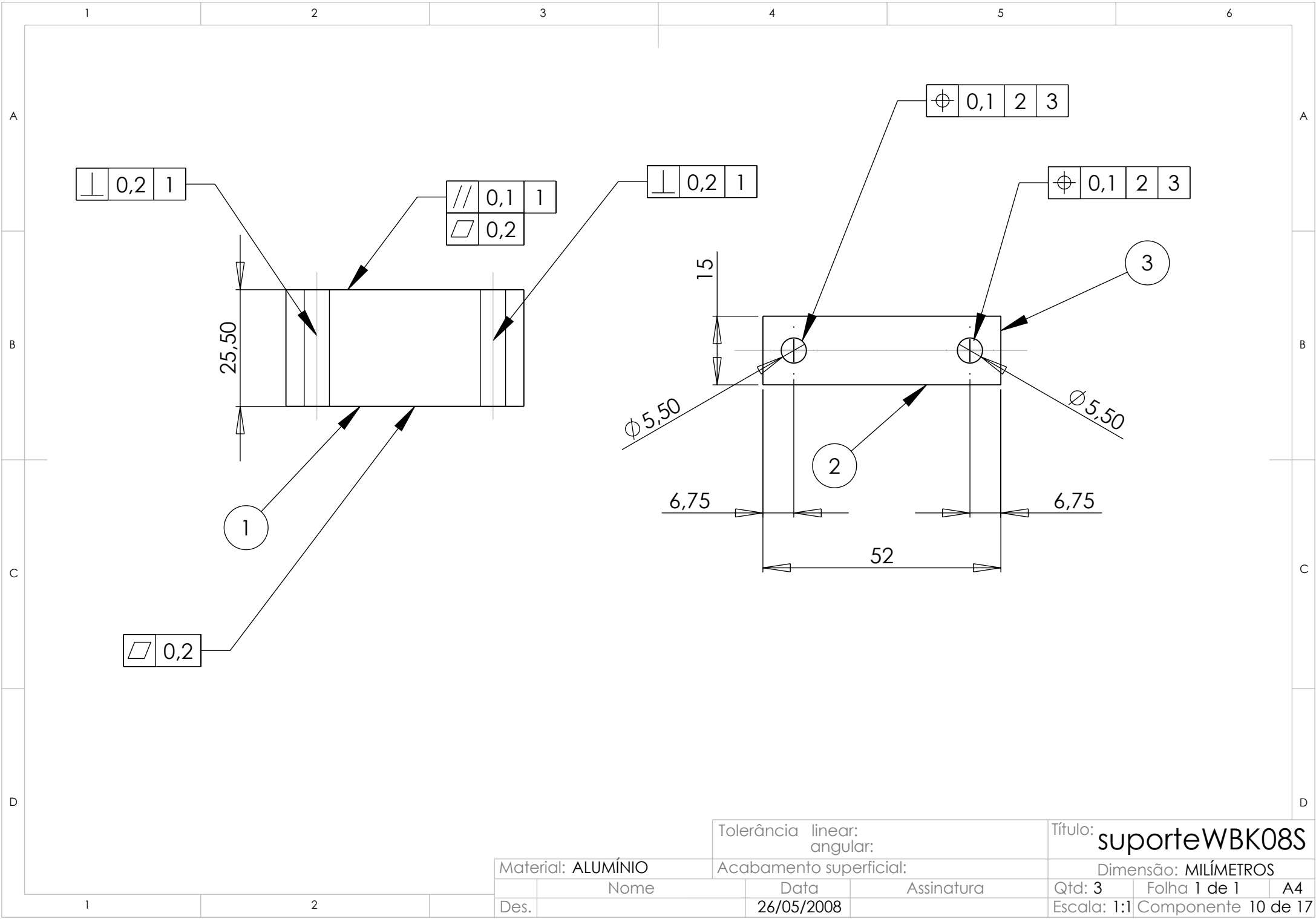
Qtd: 1

Folha 1 de 1

A4

Escala: 1:3 Componente 8 de 17





Tolerância linear:
angular:

Título: **suporteWBK08S**

Material: ALUMÍNIO

Acabamento superficial:

Dimensão: MILÍMETROS

Nome

Data

Assinatura

Qtd: 3

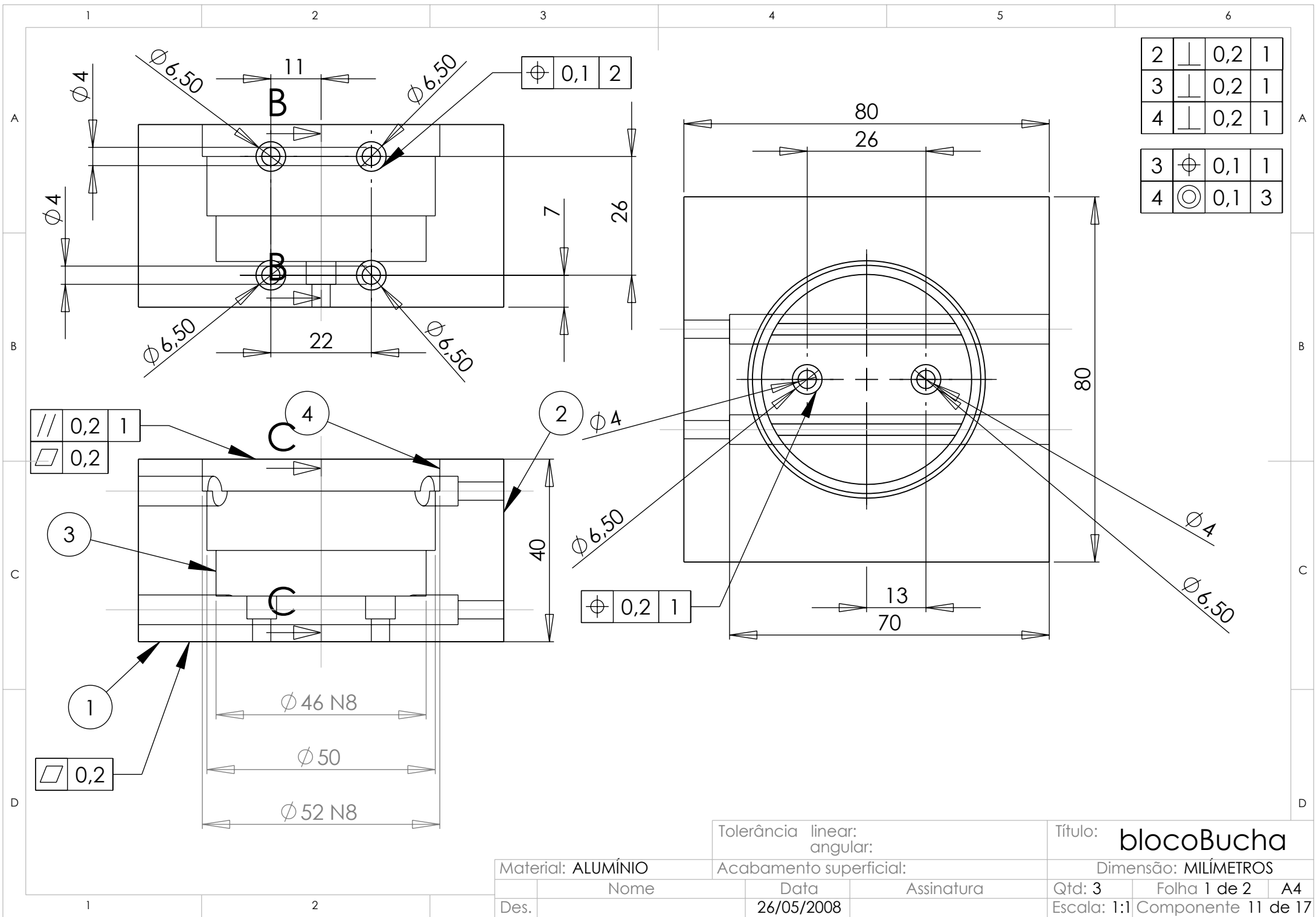
Folha 1 de 1

A4

Des.

26/05/2008

Escala: 1:1 Componente 10 de 17



Material: ALUMÍNIO

Tolerância linear:
angular:

Acabamento superficial:

Título: **blocoBucha**

Dimensão: MILÍMETROS

Nome

Data

Assinatura

Qtd: 3

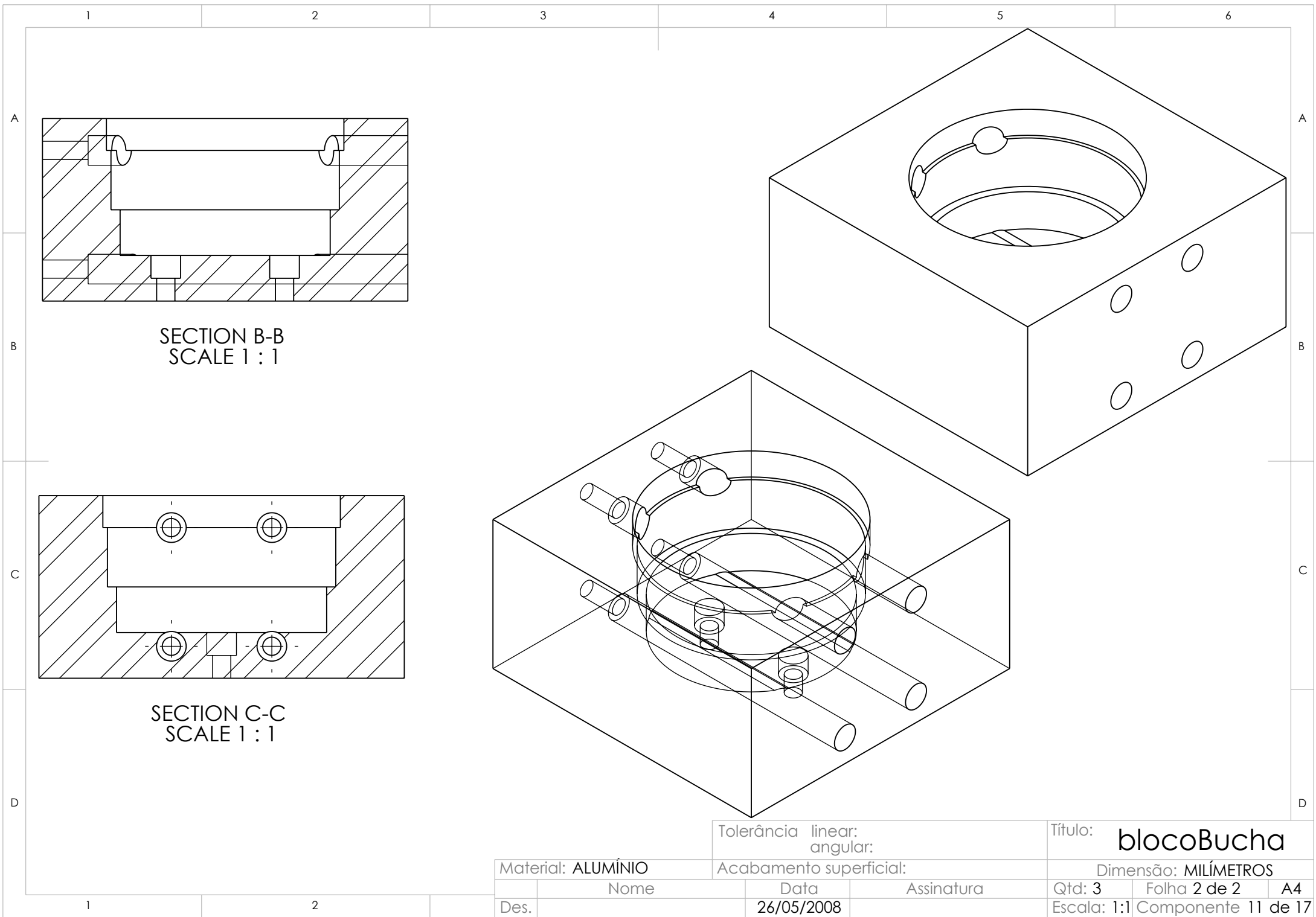
Folha 1 de 2

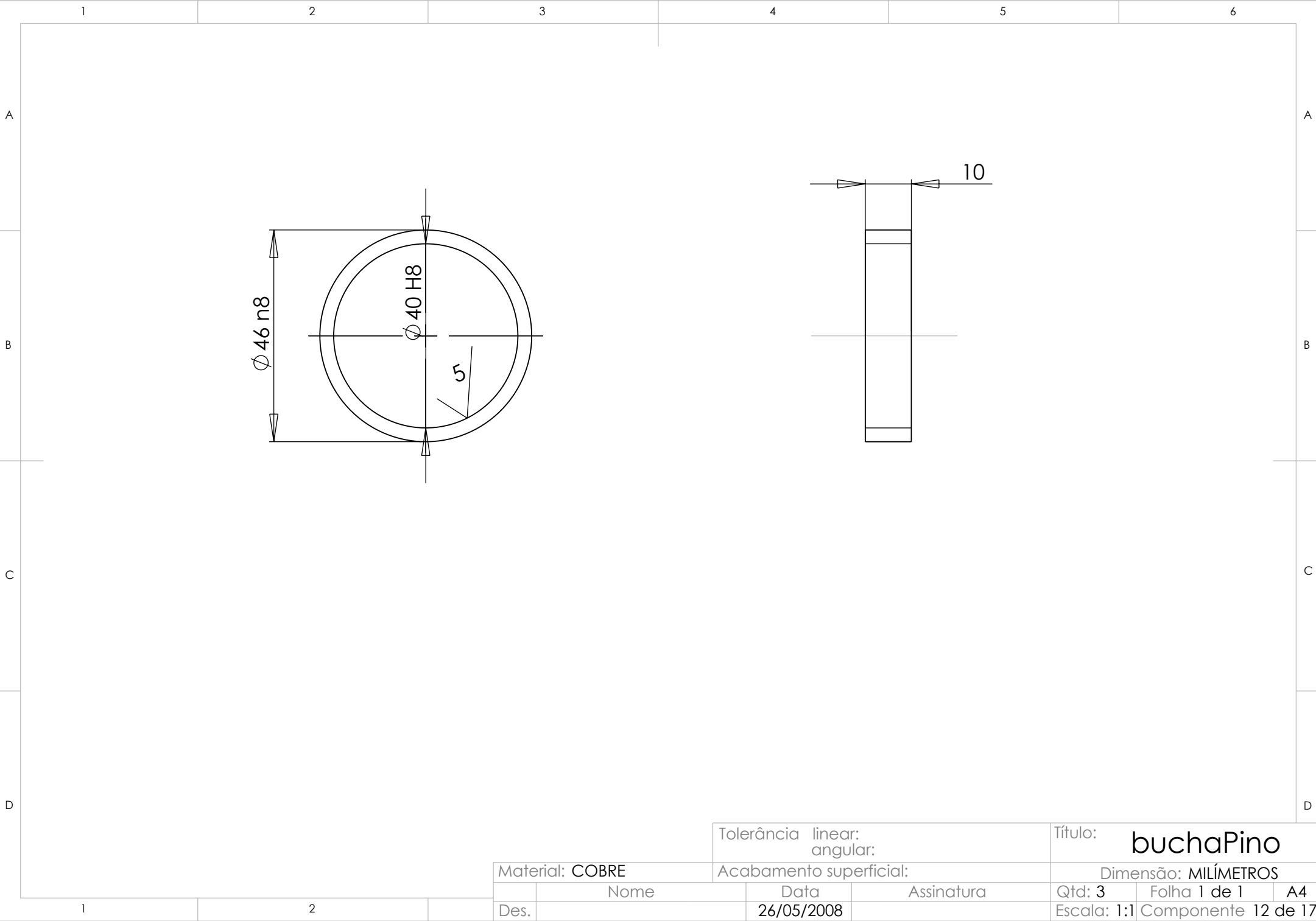
A4

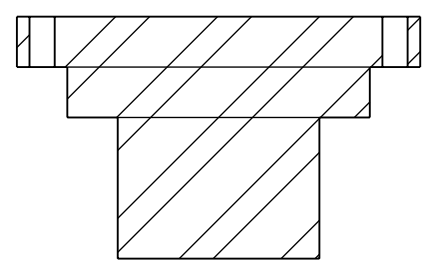
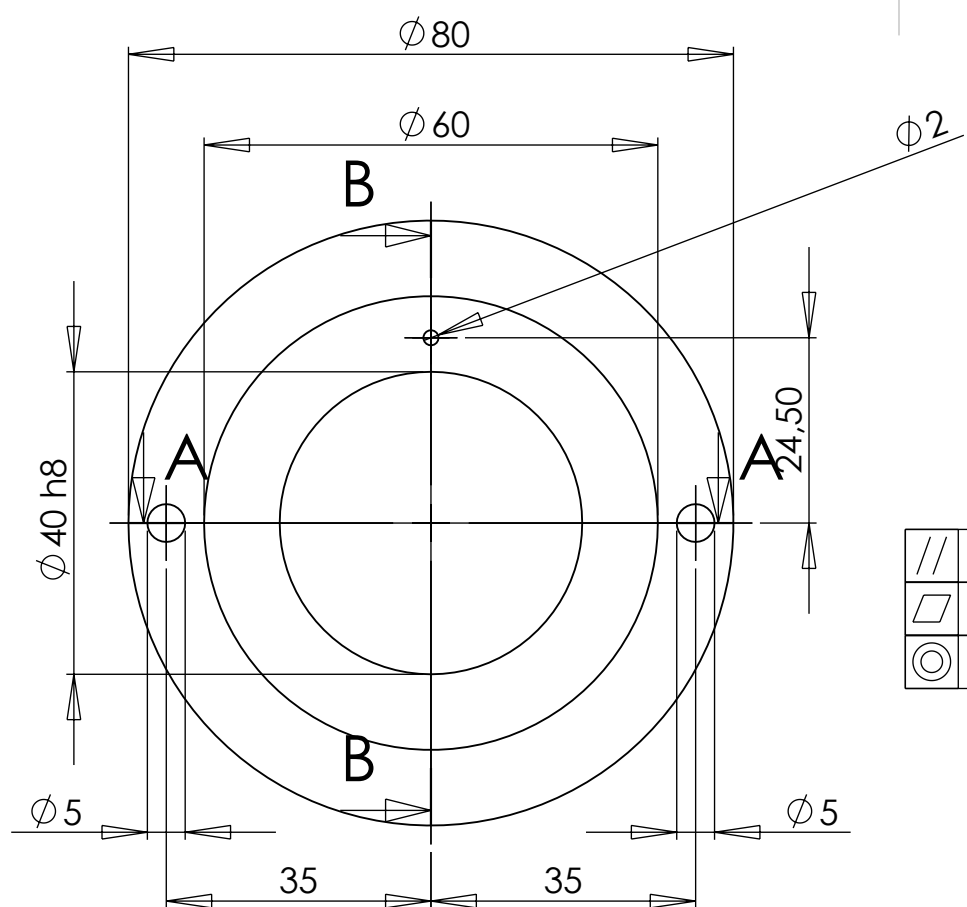
Des.

26/05/2008

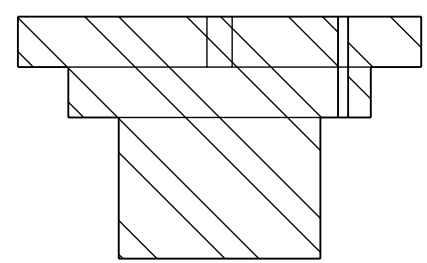
Escala: 1:1 Componente 11 de 17



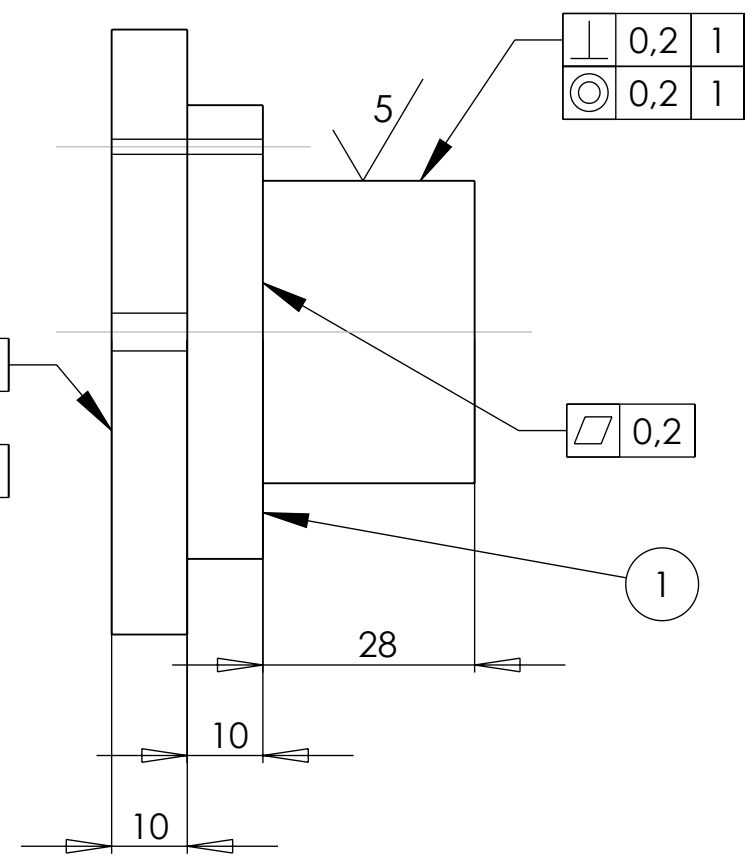




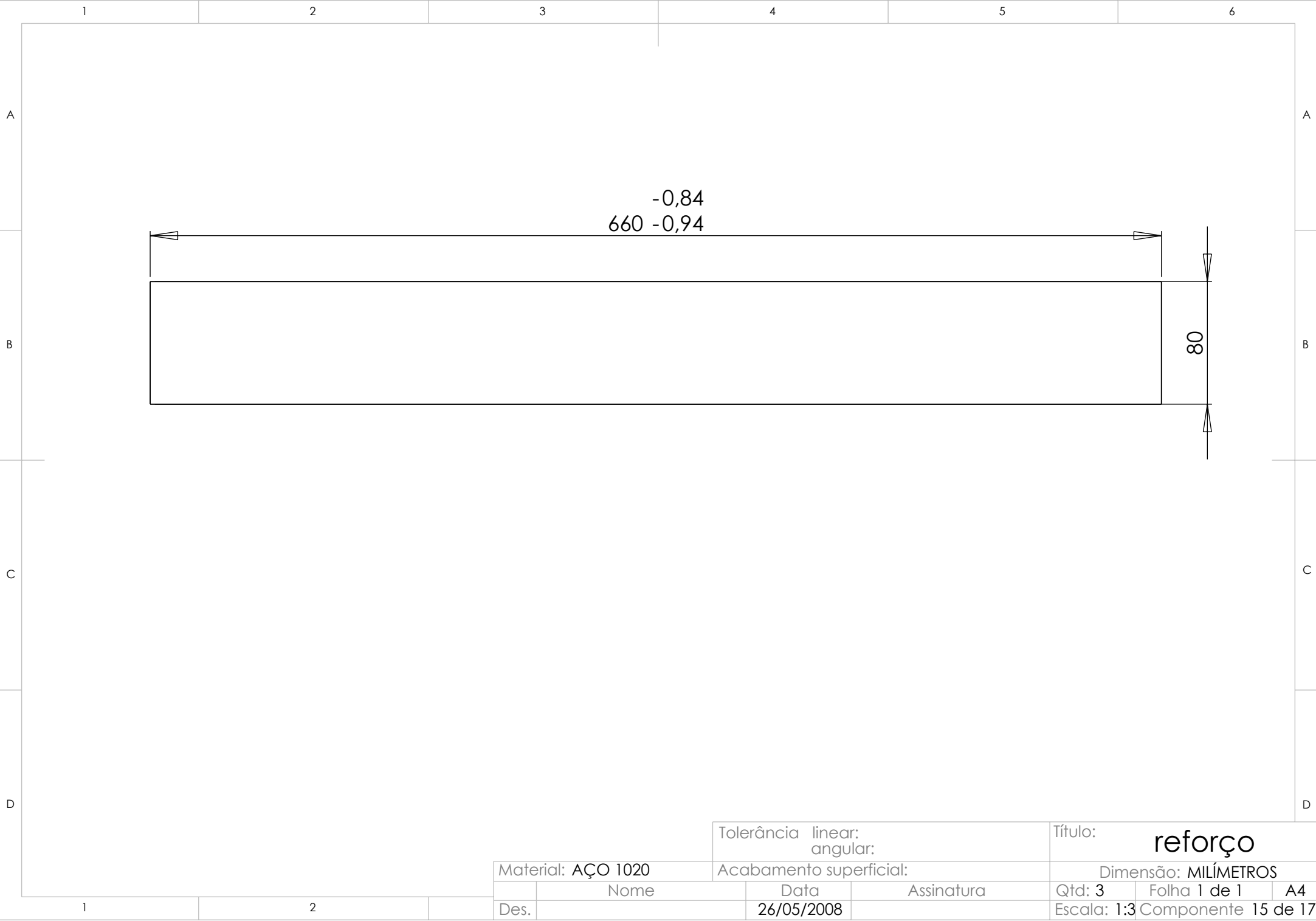
SECTION A-A
SCALE 1 : 1.5

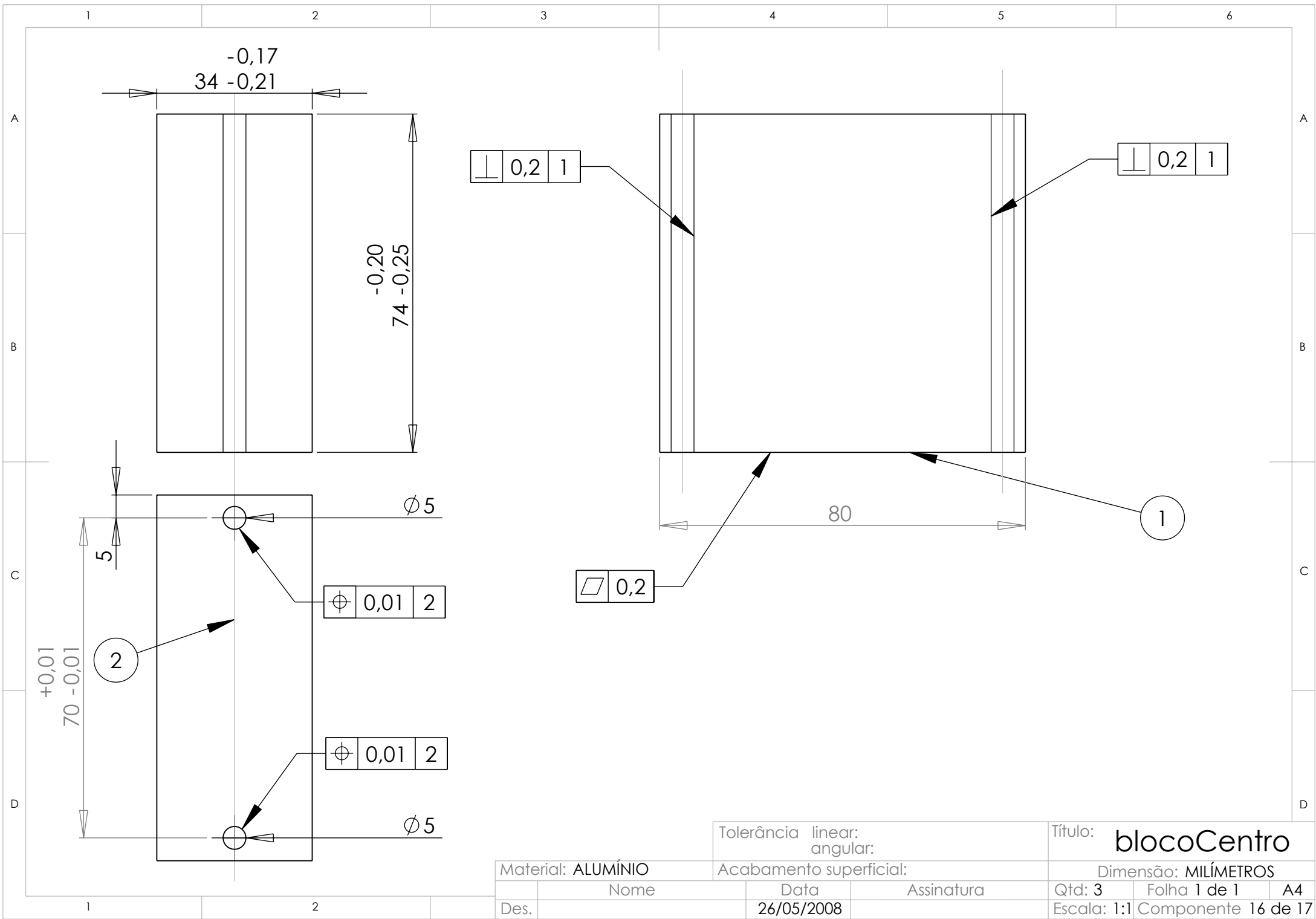


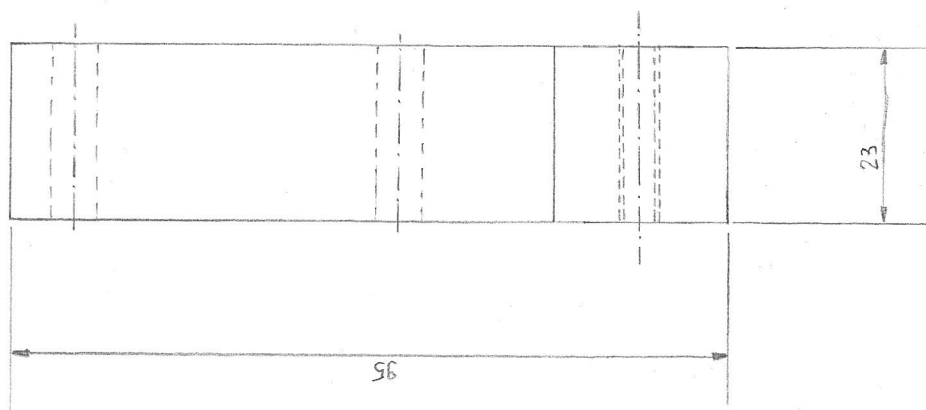
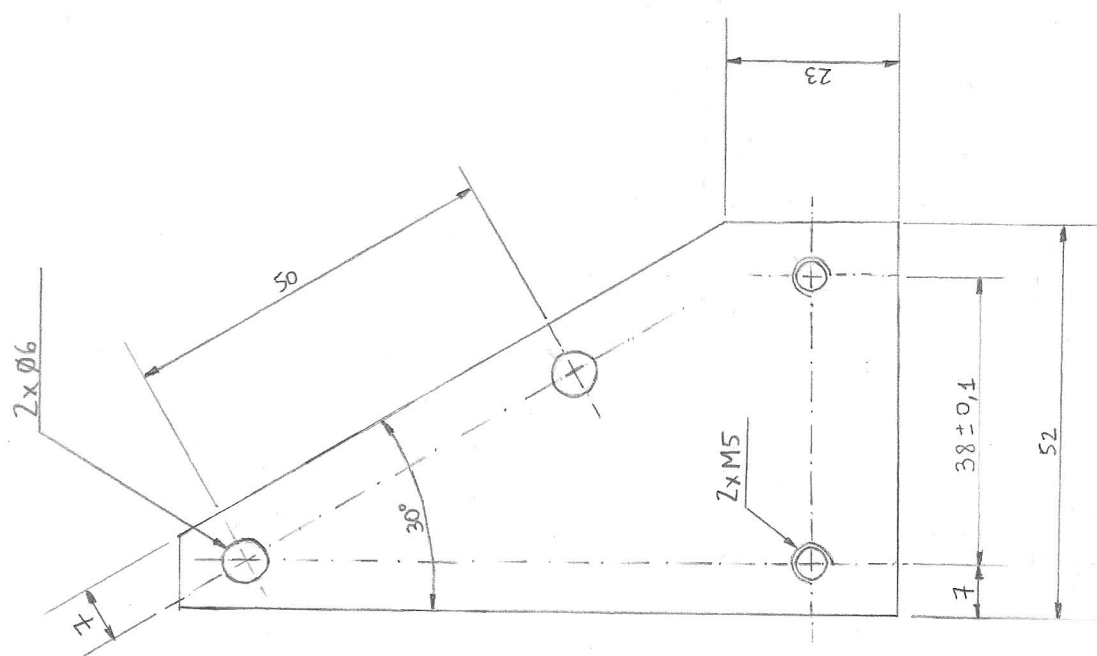
SECTION B-B
SCALE 1 : 1.5



Tolerância linear: angular:			Título: pino		
Acabamento superficial:			Dimensão: MILÍMETROS		
Material: AÇO 1020			Qtd: 3	Folha 1 de 1	A4
Des. Nome			Escala: 1:1 Componente 13 de 17		
Data			Assinatura		
26/05/2008					







Suporte do Manca

Escala: 1:1

Dimensão: milímetros

Quantidade: 3

Material: Aço

Des: Rodrigo Yussuke Nojiri

Data: 27/11/2009