

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO MECÂNICO PRELIMINAR DE UM EQUIPAMENTO PARA A REALIZAÇÃO DE  
ENSAIOS DE USINAGEM POR CORTE ORTOGONAL

por

Eduardo D'avila Peixoto

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Junho de 2018

PROJETO MECÂNICO PRELIMINAR DE UM EQUIPAMENTO PARA A REALIZAÇÃO DE  
ENSAIOS DE USINAGEM POR CORTE ORTOGONAL

por

Eduardo D'ávila Peixoto

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Thamy Cristina Hayashi  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Projeto e Fabricação

Orientador: Prof. Heraldo José de Amorim

Comissão de Avaliação:

Prof. André João de Souza

Prof. Patric Daniel Neis

Prof. Heraldo José de Amorim

Porto Alegre, 28, Junho de 2018.

Peixoto, E. D. **Projeto mecânico preliminar de um equipamento para a realização de ensaios de usinagem por corte ortogonal**. 2018. 23 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2018

## **RESUMO**

O presente trabalho apresenta o desenvolvimento do projeto mecânico de um equipamento para a realização de ensaios por corte ortogonal, com o objetivo de estudar os mecanismos de formação de cavaco em diferentes materiais, incluindo os de alta resistência mecânica e difícil usinabilidade. O equipamento deve atender os requisitos de projeto, incluindo rigidez estrutural adequada e ser de fácil operação. O equipamento deve ainda ser capaz de operar em conjunto com os sistemas de instrumentação necessários ao estudo da formação do cavaco, incluindo uma câmera de filmagem de alta velocidade e um dinamômetro piezoelétrico. A análise estrutural do equipamento foi realizada pelo método da rigidez, incluindo o uso de dados fornecidos por fabricantes e simulações numéricas através do método dos elementos finitos. Visando reduzir a interferência de eventuais deslocamentos sobre os resultados obtidos, o dimensionamento foi feito com o objetivo atingir valores de rigidez compatíveis com os descritos na literatura para máquinas operatrizes. Propôs-se para o movimento relativo entre a ferramenta e a peça um sistema pneumático dimensionado de acordo com a força máxima prevista. Os métodos descritos possibilitaram projetar um equipamento para a realização de ensaios de usinagem por corte ortogonal atendendo aos requisitos de projeto.

**PALAVRAS-CHAVE:** Máquina Operatriz, Rigidez, Corte Ortogonal.

Peixoto, E. D. **Machine-tool preliminary design of an orthogonal cutting test equipment.** 2018. 23 pages. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2018.

## **ABSTRACT**

This work presents the mechanical design of an orthogonal cutting machine for machining tests. The main goal of this machine is to study chip-forming mechanisms in different materials, including high resistance and low machinability materials. The developed equipment must have a suitable stiffness and allow the use of the desired instrumentation systems, that include a high speed camera and a piezoelectric dynamometer. Structural analysis was carried out through the stiffness approach, including data provided by manufacturers and by numerical simulations using the finite elements method. Aiming to reduce the interference of eventual displacements over the obtained results, dimensioning was carried out with the goal of achieving stiffness values compatible with those described in literature for machine tool. The relative movement between the tool and the part will be provided by a pneumatic system dimensioned according to the maximum predicted force. Through the described methodology made possible to design orthogonal cutting machine according the design requirements.

**KEYWORDS:** Machine Tools, Stiffness, Orthogonal Cutting

## ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO .....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	1
2.1 Mecanismos de formação do cavaco.....	1
2.2 Rigidez em máquinas-operatriz.....	2
3. PROJETO.....	2
3.1 Requisitos de Projeto.....	3
3.2 Projeto Conceitual.....	3
3.3 Instrumentação.....	6
4. DIMENSIONAMENTO E ANÁLISE.....	7
4.1 Patins e Guias.....	7
4.2 Estrutura.....	8
4.3 Acionamento.....	10
4.4 Sistema de Travamento.....	10
4.5 Equipamento Desenvolvido.....	11
5. CONCLUSÕES.....	11
6. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	12
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	12
Apêndice I .....	14
Apêndice II .....	15
Apêndice III .....	16
Apêndice IV.....	17
Apêndice V .....	18

## 1. INTRODUÇÃO

A usinagem tem fundamental importância na indústria contemporânea, tanto na construção de peças, quanto no acabamento superficial dessas. Grande parte dos componentes mecânicos produzidos depende, de forma direta ou indireta, de algum processo de usinagem. Objetivando a redução dos custos de fabricação e o aumento da produtividade nos processos de usinagem, grande esforço é despendido na busca de ajustes ótimos entre os parâmetros de usinagem [Diniz, 2008].

O conceito de usinagem é entendido como o procedimento pelo qual se retira material de uma peça em seu processo de fabricação, conferindo-lhe forma, dimensão ou acabamento. Esse processo tem por consequência a geração de um subproduto, com forma irregular, chamado cavaco. Os fenômenos envolvidos no processo de formação do cavaco influenciam fortemente os resultados obtidos nos processos de usinagem, afetando a vida da ferramenta, as características das peças fabricadas (dimensões e acabamento) e algumas grandezas metalúrgicas do material, como dureza e tensão superficial. Para que os mecanismos de formação do cavaco sejam estudados, é necessário o entendimento dos diversos parâmetros que interferem no processo. O seu estudo experimental é de grande importância, pois seu modelamento teórico segundo as teorias clássicas é dificultado, pois as velocidades e deformações envolvidas no processo de usinagem não são compatíveis com as aplicadas da teoria da plasticidade [Ferraresi, 1970].

Para o estudo dos mecanismos de formação do cavaco, o processo de usinagem por corte ortogonal se destaca pois, ao dar forma à peça com a aresta de corte perpendicular ao plano de trabalho, a formação do cavaco pode ser considerada um fenômeno bidimensional. Tal simplificação não altera as características do fenômeno, e por consequência, os resultados obtidos no plano de trabalho são válidos para o processo tridimensional reduzindo a quantidade de parâmetros que podem influenciar no corte [Diniz, 2008].

Estudos sobre corte ortogonal realizados na UFRGS [Trelha, 2017] se mostraram promissores. No entanto, a montagem e a calibração da câmera de alta velocidade e do dinamômetro piezoelétrico em torno mecânico rotativo permanecem sendo obstáculos ao desenvolvimento dessas pesquisas, uma vez que a estrutura do equipamento dificulta o correto posicionamento dos sistemas de instrumentação utilizados. Este trabalho objetiva o projeto mecânico preliminar de um equipamento que facilite a realização de estudos da usinagem por corte ortogonal em diversos materiais.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A base para um melhor entendimento de todos os processos de usinagem está no estudo científico da formação do cavaco [Machado, 2011]. A formação do cavaco influencia diversos fatores ligados a usinagem, tais como o desgaste da ferramenta, os esforços de corte, o calor gerado na usinagem, a penetração do fluido de corte, etc [Diniz, 2008].

No projeto da estrutura de máquinas-ferramentas o requisito rigidez é muito mais importante do que o requisito capacidade de carga, isto porque os esforços gerados durante a usinagem, e suas consequentes deformações são, em geral, bem inferiores aos limites admissíveis para vários materiais [Stoeterau, 2004].

### 2.1. Mecanismos de formação do cavaco

Entende-se como cavaco a porção do material que, ao ser retirado da peça, no processo que lhe confere forma, dimensão ou acabamento, possui formato irregular. Sua formação tem importância no processo, pois tem influência direta em parâmetros como desgaste da ferramenta, temperatura de corte e forças de corte. Tais parâmetros são de relevantes no aspecto econômico dos processos de fabricação [Diniz, 2008].

Conforme descrito por Ferraresi, 1970, a formação do cavaco, em geral, nas condições normais de usinagem com ferramentas de metal duro ou aço rápido, se processa da seguinte forma: inicialmente, devido à penetração da ferramenta, uma parte do material da peça é recalcada contra a superfície de saída da ferramenta. Com a progressão das deformações plásticas sofridas pelo material, as tensões de cisalhamento se tornam suficientemente grandes para que parte do material inicie o deslizamento entre o material recalcado e a peça. Com o objetivo de facilitar o modelamento matemático do processo, esta região é tratada como um plano, chamado plano de cisalhamento, cuja direção é definida pelo ângulo de cisalhamento  $\phi$  (Figura 2.1).

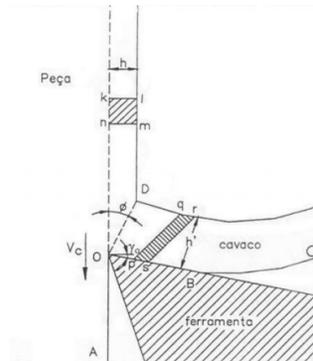


Figura 2.1 – Formação do Cavaco. [Machado, 2011].

Com a penetração da ferramenta na peça ocorre a ruptura por cisalhamento do material recalcado e a conseqüente formação do cavaco, seguindo o plano de cisalhamento. Por fim, devido ao movimento relativo entre peça e ferramenta, o cavaco inicia o escorregamento sobre a superfície de saída da ferramenta. Enquanto tal escorregamento ocorre, uma nova porção do material é formada, repetindo o processo.

## 2.2. Rigidez em máquinas operatrizes

Pode-se definir rigidez como a resistência do corpo a deformar-se em virtude da aplicação de uma força. Sendo aquelas provenientes de carregamentos flexivos e torcionais são as mais importantes em máquinas-ferramentas, pois geram desalinhamentos e deslocamentos dos elementos guia e em suas partes móveis, gerando imprecisão no equipamento [Joshi, 2007].

Para o projeto estrutural de um equipamento do tipo máquina operatriz, é de fundamental importância que sua estrutura e componentes sofram os menores deslocamentos possíveis durante sua operação, a fim de que os resultados obtidos tenham a maior precisão no que tange aos fenômenos envolvidos. O desenvolvimento da configuração interna da estrutura deve ser realizado tendo como base os conhecimentos integrados de mecânica dos sólidos e resistência dos materiais. Para isso, utiliza-se o método da rigidez, onde sua estrutura pode ser dividida em suas partes constituintes, onde cada uma delas possui sua rigidez equivalente, de acordo com suas vinculações, forma e material. Da associação da rigidez dos componentes do equipamento, resulta sua rigidez efetiva. [Koenigsberger, 1970].

## 3. PROJETO

O projeto mecânico do equipamento inicia com a definição dos requisitos de projeto para o equipamento será desenvolvido, em seguida o projeto conceitual define o seu formato, material de construção, movimentos relativos, seu método de travamento e por fim a instrumentação que será utilizada no equipamento.

### 3.1. Requisitos de projeto

Para a o procedimento a ser realizado, busca-se um equipamento que possua:

- Compatibilidade com instrumentação: Busca-se que o equipamento projetado tenha conexões e dimensões tais que torne possível o seu trabalho em conjunto com a instrumentação disponível.
- Campo de visão: Espera-se obter um bom campo de visão do ponto de interação entre a peça e a ferramenta, onde nenhum dos componentes do equipamento interfira no enquadramento da filmagem ou no posicionamento da câmera de alta velocidade.
- Rigidez: A estrutura frente aos esforços do processo de usinagem deve possuir a maior rigidez estrutural possível, isto é, os deslocamentos devem estar dentro dos limites aceitáveis. Para tal, procura-se chegar a um equipamento com valores de rigidez efetiva próximos aos descritos em literatura para máquinas operatrizes de alta precisão.
- Potência: O desenvolvimento deste equipamento visa estudos com diferentes metais, incluindo os de alta resistência mecânica, usualmente utilizados na indústria naval ou espacial, como os aços Duplex, Super Duplex e Inconel. Busca-se um equipamento que tenha potência de acionamento suficiente para a realização de ensaios com tais materiais.
- Intercambialidade: O equipamento deve ser capaz de realizar ensaios equipado com ferramentas de corte com insertos intercambiáveis de diferentes classes.
- Facilidade de operação: O equipamento deve ter seu procedimento de ensaio simples, rápido e de fácil repetição. Tais características se dão pela correta seleção de seu formato e de seus componentes.

### 3.2. Projeto conceitual

Ao se analisar o processo de usinagem por corte ortogonal, verifica-se que esse possui movimentos e parâmetros compatíveis com os observados no aplainamento horizontal. Ao ser selecionado esse tipo de usinagem, são eliminados os efeitos dinâmicos da rotação, transmissibilidade do sistema e desbalanceamento rotativo presentes no torneamento cilíndrico.

De acordo com Koenigsberger, 1964, existem diversos arranjos de estruturas de máquinas operatrizes descritos na literatura. No desenvolvimento do projeto do equipamento, destacam-se dois arranjos que são usualmente utilizados em plainas horizontais, e atenderiam os requisitos de projeto, são eles: o tipo cubo vazado e o tipo C (Figura 3.1).

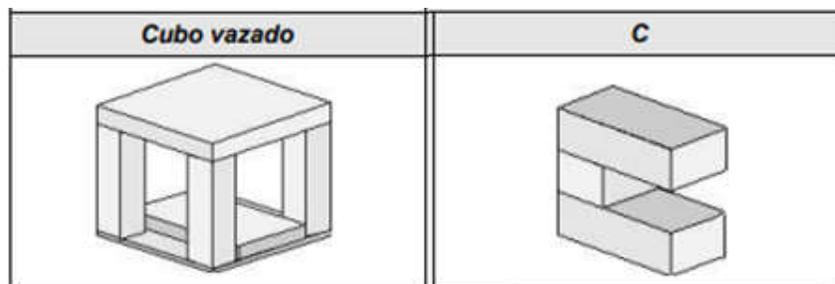


Figura 3.1 – Arranjos possíveis para máquina ferramenta do tipo plaina horizontal. Adaptado de Koenigsberger, 1964.

Do ponto de vista estrutural, o arranjo do tipo cubo vazado possui maior rigidez. Por outro lado, o arranjo C possui maior simplicidade em sua construção e facilidade de operação, devido a sua maior acessibilidade para o posicionamento e troca da ferramenta de corte. Segundo

Bamberg, 2000, valores de rigidez adequados para máquinas operatrizes de alta qualidade estão entre 10 e 25 N/ $\mu$ m.

Na seleção de um material para a estrutura do equipamento, levou-se em consideração a função do equipamento, os esforços a que ele será submetido durante sua operação, e o seu custo. Para tal seleção, foi considerado que o equipamento deverá ser construído no Laboratório de Automação em Usinagem da UFRGS (LAUS), e que seja confeccionado de material de usinabilidade adequada.

Para o movimento relativo entre o corpo de prova e a ferramenta, responsável pela formação do cavaco, optou-se por movimentar a peça enquanto a ferramenta de corte é mantida fixa. Tal escolha se deu para facilitar o posicionamento e controle de foco da câmera. Para o movimento do corpo de prova e do dinamômetro, optou-se pelo uso de sistemas compostos por guias lineares e patins com esferas (Figura 2), que permitem a obtenção de uma estrutura com alta precisão, boa rigidez e suavidade de deslocamento. Optou-se por utilizar duas guias lineares e quatro patins, que serão unidos a uma base onde será posicionado o dinamômetro.

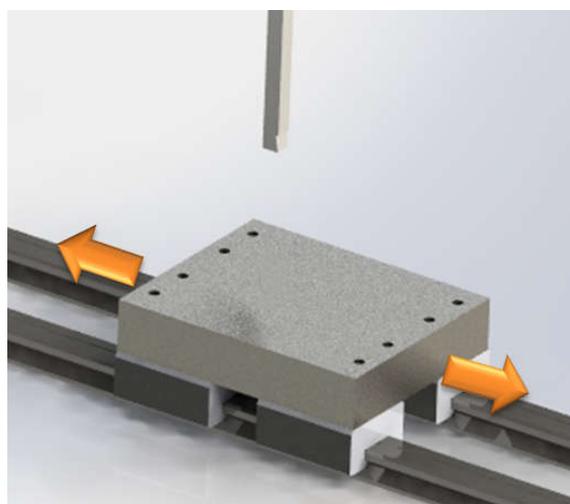


Figura 3.2 – Movimento relativo entre ferramenta e peça.

Como uma das premissas de projeto é que o equipamento seja capaz de realizar ensaios com ferramentas de insertos intercambiáveis, foram projetados dois componentes intercambiáveis em que se pudessem acoplar as ferramentas de corte ao seu suporte, e este no equipamento, sem perda significativa de rigidez estrutural. Sua conexão com o equipamento é feita por um perfil quadrado, o que garante a ortogonalidade entre a ferramenta de corte e o equipamento e o alinhamento da aresta de corte com a direção desejada. A fixação da ferramenta de corte a esse componente será realizado por 4 parafusos de travamento Allen M6.

Com a demanda de se realizar diversos ensaios em um mesmo corpo de prova montado no equipamento, identificou-se a necessidade de movimentos vertical e transversal da ferramenta de corte. A Figura 3.3 ilustra o movimento de ajuste vertical (eixo z), realizado através da fixação do suporte da ferramenta. O movimento transversal (eixo y) é realizado pelo deslocamento, sobre um barramento, do carro móvel (Figura 3.4).

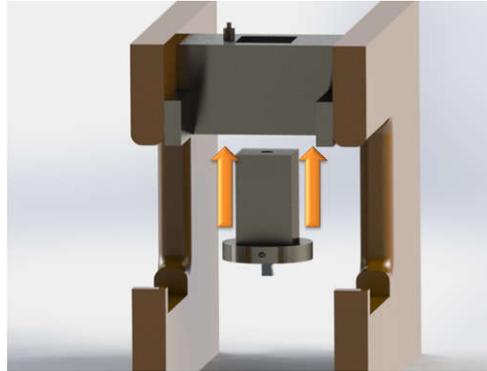


Figura 3.3 – Encaixe do porta ferramenta no equipamento.

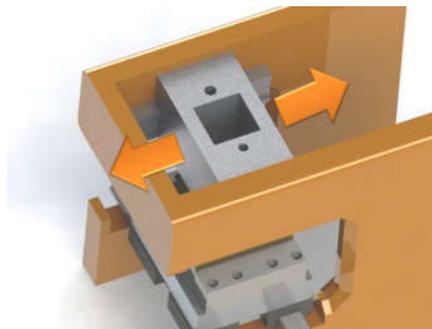


Figura 3.4 – Movimento da ferramenta em relação à estrutura.

Devido ao fato de o carro possuir movimento relativo, este deverá ser fixado na estrutura por meio de um sistema hidráulico constituído por dois pistões. Ao ser acionado, através de um sistema de manípulo e rosca, o êmbolo de diâmetro menor (e que apresenta maior curso) pressiona o fluido de trabalho que, por sua vez, movimentará o êmbolo de maior diâmetro, travando o carro na estrutura do equipamento. Destaca-se que os êmbolos que irão realizar o travamento serão encaixados em um rebaixo na estrutura do equipamento (Figura 3.5), o que limitará desvios em seu posicionamento vertical. Tal sistema torna o procedimento de movimentação do carro mais rápido e prático.

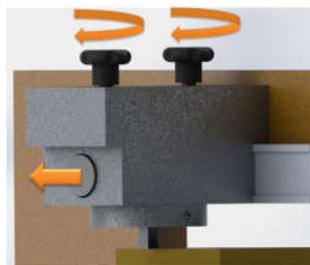


Figura 3.5 – Sistema de travamento hidráulico do carro móvel.

No dimensionamento do sistema de acionamento do equipamento foi utilizada como parâmetro de entrada do problema a força proveniente da usinagem do material. Para a movimentação do material em relação à ferramenta foi selecionado o acionamento pneumático, já que as condições necessárias para a operação do equipamento são incompatíveis com os acionamentos por fuso ou hidráulico.

Devido a um dos requisitos de projeto determinar que o equipamento a ser construído seja capaz de receber a instrumentação disponível, foi projetado um suporte para a câmera de vídeo de alta velocidade. O suporte deverá apresentar dimensões e conexões que possibilitem a realização de filmagens com segurança e que as tomadas de vídeo a partir do ponto de interface ferramenta peça não sejam obstruídas por outros componentes do equipamento.

Para um correto posicionamento da câmera, o seu suporte possuirá regulagem de distância (eixo y) do ponto de contato ferramenta/peça.

### 3.3. Instrumentação

Para a caracterização da força durante os ensaios, foi selecionado o dinamômetro Kistler Modelo 9129AA (Figura 3.6), pertencente ao LAUS-UFRGS, com faixa de medição de  $\pm 10$  kN nas 3 direções. Sua fixação no conjunto movimentado é feito por oito parafusos Allen de  $\frac{1}{4}$  de polegada, conforme descrito pelo fabricante. O equipamento possui uma área de fixação do corpo de prova de 170 x 90 mm e 16 furos rosqueados M6, o que possibilita a utilização de diversos formatos de corpos de prova.



Figura 3.6 – Dinamômetro Kistler modelo 9129AA.

Com objetivo de registrar o fenômeno de formação do cavaco, será utilizada uma câmera de alta velocidade do modelo Phantom V411 (Figura 3.7). Este equipamento possui capacidade de filmagem de até 600.000 frames por segundo a uma resolução de 128x8 pixels, característica fundamental para a captura de imagens que possibilitem a análise do processo de formação do cavaco. No pós-processamento, via software, é possível rastrear pontos em movimento na filmagem e realizar medição de distância, aceleração, velocidade, ângulos e velocidade angular.

Para que ocorra um avanço exato da ferramenta sobre o material a ser ensaiado, será posicionado sobre o suporte da ferramenta de corte um relógio comparador com resolução de 0,01 mm. Este sistema é necessário porque o posicionamento e travamento da ferramenta de corte serão realizados de forma manual.

Com o objetivo de proporcionar o movimento do carro, e por consequência a realização de diversos ensaios sequenciais, foi selecionado um posicionador do tipo fuso (Figura 3.8)



Figura 3.7 – Câmera de alta velocidade Phantom V411.

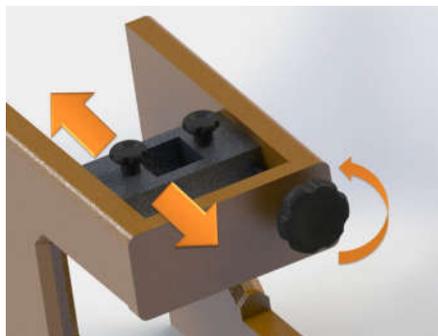


Figura 3.8 – Sistema de posicionamento do carro móvel.

#### 4. DIMENSIONAMENTO E ANÁLISE

O dimensionamento de componentes levou em consideração um coeficiente de segurança de 1,5 para os esforços provenientes da interação entre peça e ferramenta, tomando como base as forças de corte de 1200 N, obtidas por Kadam, 2017, no torneamento de aço inoxidável super duplex SAF2507, com ferramenta de metal duro revestida com TiAlSiN. Os parâmetros utilizados foram avanço de 0,35 mm, e profundidade de corte de 2 mm.

O material selecionado para a construção da estrutura e componentes internos do equipamento é o aço SAE 1040, com módulo de elasticidade de 190 GPa, limite de escoamento de 415 MPa e coeficiente de Poisson de 0,3. Este material foi selecionado devido à facilidade de obtenção junto às distribuidoras de aço, aliada à sua boa usinabilidade e propriedades mecânicas adequadas ao objetivo.

##### 4.1 Patins e guias

Para o dimensionamento das guias lineares e dos patins com gaiolas de esferas, foram consideradas as forças máximas nas direções verticais e horizontais, seguindo o procedimento descrito pelo manual de seleção da fabricante de guias lineares THK. As situações em que os patins são submetidos ao máximo esforço são aquelas em que os braços de alavanca são máximos, resultando em um maior momento sobre eles. Tais situações ocorrem quando a ferramenta inicia ou finaliza o contato com o corpo de prova e no início ou final da zona de ensaio, conforme Figura 4.1

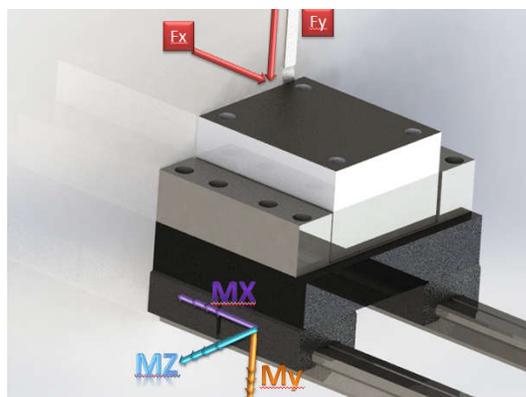


Figura 4.1 – Instante do ensaio de máximo momento sobre o conjunto de patins e guias.

Para a situação descrita, os momentos máximos aos quais os patins são submetidos são de 18 N·m no eixo Z, 216 N·m no eixo Y e 36 N·m no eixo X, conforme Apêndice III. Utilizou-se para o cálculo da carga estática um coeficiente de contato  $f_c$  de 0,8, pois haverá dois patins por guia e um coeficiente de segurança de 5,5, pois, durante a sua operação, os patins estarão submetidos a choques e vibrações conforme catálogo geral THK. Com esses fatores, chegou-se a uma carga estática de 3,05 kN, conforme Apêndice III. Seguindo o catálogo da THK, foi selecionado o modelo SSR 20XW (Figura 4.2)



Figura 4.2 – Patins THK SSR 20XW. Fonte: Catálogo THK

#### 4.2. Estrutura

Devido ao fato de o equipamento possuir componentes de geometrias complexas, o cálculo da sua rigidez de modo analítico é de difícil realização. Em vista disso, foi realizada uma investigação através de uma análise de elementos finitos com o software COMSOL. Para que fosse possível a realização de uma análise mais detalhada entre os componentes, foi utilizado o maior deslocamento ocorrido, não tendo sido levado em consideração a sua direção. Tal decisão se deu, pois, ao apresentar o maior deslocamento, o componente terá sua menor rigidez nessa direção, fazendo com que eventuais erros atuem em favor da segurança.

A aplicação de uma força no ponto de solicitação da peça resulta em um deslocamento equivalente [Stoeterau, 2004], relacionado à rigidez da peça pela Equação 4.1:

$$F = K \cdot u \quad (4.1)$$

onde  $F$  é a força aplicada,  $K$  é a rigidez do componente e  $u$  é o seu deslocamento. Se essa força for de módulo unitário, o deslocamento equivalente será o inverso da rigidez do componente, ou seja, sua flexibilidade.

Visando viabilizar a aplicação do método [Witte, 2008] e para que fosse possível acoplar os valores de rigidez tabelada de componentes selecionados e dos componentes fabricados, o dispositivo desenvolvido foi dividido em duas subestruturas, cada uma resultado da associação em série da rigidez de seus componentes (Figura 4.3)

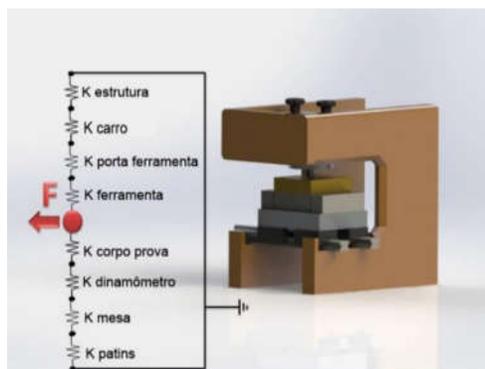


Figura 4.3 – Associação de rigidez da estrutura.

Ao ser analisada, a rigidez total da estrutura é resultado de uma associação em série da rigidez das subestruturas, conforme Equação 4.2:

$$\frac{1}{k_{estrutura}} = \frac{1}{k_{est.sup}} + \frac{1}{k_{est.inf}} \quad (4.2)$$

Sendo aplicado o método na porção superior, através de uma análise em elementos finitos com o software COMSOL, esta apresenta uma deformação de  $8,5 \times 10^{-8}$  m, resultando em uma rigidez de 11,76 N/ $\mu$ m. Ao analisar os deslocamentos da estrutura verificou-se que o componente de menor rigidez é a ferramenta de corte (Figura 4.4). Em vista disso, procurou-se reduzir o balanço da ferramenta de corte em relação ao porta-ferramenta, sem que houvesse prejuízo ao campo de visão da câmera de alta velocidade. Foi utilizado um comprimento de 15 mm.

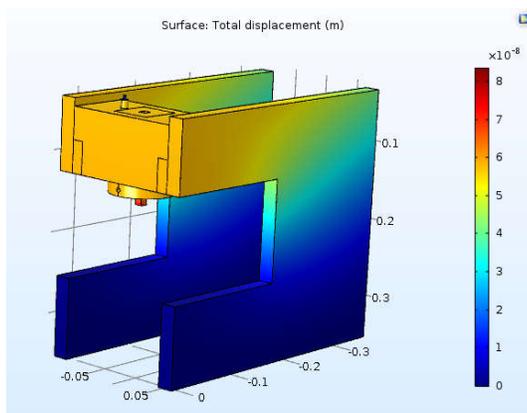


Figura 4.4 – Simulação numérica da porção superior do equipamento.

A parte inferior do laço estrutural é composta por elementos que possuem rigidez tabelada. O conjunto de patins e guias tem seus valores de rigidez para os eixos de trabalho fornecidos pelo fabricante, mas ao ser aplicado no equipamento é necessária a análise do conjunto composto pelos quatro patins e as duas guias selecionadas, conforme Apêndice I.

A análise levou em consideração a pior situação, ou seja, quando a ferramenta de corte está começando seu contato com a peça e no início ou final da zona de ensaio. Conforme já mencionado, levou-se em consideração a rigidez de menor valor, mesmo não sendo esta a direção de operação do equipamento, prezando pela confiabilidade do cálculo, sendo ela de 0,12 N/ $\mu$ m.

A rigidez do conjunto móvel é constituída pela associação em série dos valores de rigidez de cada componente. Assim, a Tabela 4.1 apresenta os valores de rigidez de cada componente que, somados, resultam na rigidez total da porção inferior do laço estrutural.

Tabela 4.1 – Valores de rigidez dos componentes da porção inferior.

Componente	Rigidez [ N/ $\mu$ m ]
Corpo de prova	40
Dinamômetro	1000
Mesa	50
Patins	0,12
<b>Total</b>	<b>0,125</b>

Conforme esperado, a rigidez dos componentes inferiores do equipamento, ou seja, sua parte móvel, é inferior em relação a parte superior, sendo que o componente de menor rigidez é o conjunto composto por patins e guias.

A associação em série dos valores de rigidez das componentes, superior e inferior do laço estrutural, resulta na rigidez total do equipamento conforme Equação 4.2, resultando em um valor de 0,123 N/ $\mu$ m, fora dos limites definidos em literatura.

#### 4.3. Acionamento

O dimensionamento do sistema pneumático para o equipamento foi realizado considerando a força de acionamento necessária para movimentar o conjunto inferior, composto por patins, mesa, dinamômetro e corpo de prova, contra a ferramenta de usinagem, nas condições de trabalho máximas. Como o equipamento possuirá seis cilindros atuando em conjunto, sendo três deles em seu curso de retorno, calcula-se a área total de trabalho. Portanto, tendo como referência uma pressão de 8 Bar, segundo Fialho, 2005, obtêm-se uma área de 0,00225 m<sup>2</sup>, conforme Apêndice II.

Existe a necessidade de que a ferramenta de corte esteja fora do corpo de prova, que possui 90mm de comprimento, no início e no final do ensaio por definição do dinamômetro, devendo o curso de acionamento do cilindro pneumático ser suficiente para isso. Portanto, o curso da haste deve ser de 150 mm, sendo o primeiro comprimento de haste comercial compatível.

Foi selecionado, conforme Apêndice B e disponibilidade do fabricante, um cilindro padrão ISO de dupla ação (Figura 4.5), com 25 mm de diâmetro, 150 mm de curso, haste de 10 mm de diâmetro e pressão máxima de trabalho de 10 Bar.



Figura 4.5 – Cilindro padrão ISO. Fonte: Catálogo Festo.

#### 4.4. Sistema de travamento

Para o travamento do carro, foi considerado que, para ser operado de maneira suave, o torque de aperto do manípulo deverá ser de aproximadamente 1,5 N·m. Para tal, dimensionou-se o sistema de modo que o êmbolo que irá realizar o travamento tenha curso de 2 mm conforme Apêndice V.

O sistema de travamento do suporte na estrutura é composto por um êmbolo de 30 mm de diâmetro com curso de 2 mm e outro de 6 mm e diâmetro de 28 mm de curso, ambos possuindo rebaiços e anéis de vedação. Na parte superior é rosqueado um parafuso prisioneiro de medida M10, vazado, com furo de 6 mm de diâmetro, para a entrada do pistão de menor diâmetro e conexão manípulo em sua rosca externa (Figura 4.6).



Figura 4.6 – Vista explodida do sistema de travamento.

#### 4.5. Equipamento desenvolvido

O equipamento desenvolvido, contendo todos os componentes dimensionados, é apresentado na Figura 4.7.

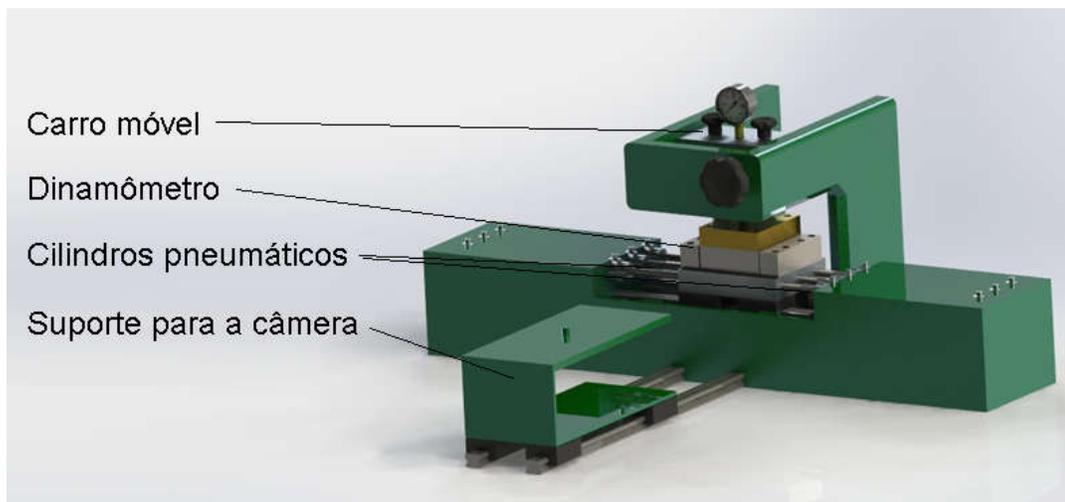


Figura 4.7 – Equipamento para ensaio de corte ortogonal

### 5. CONCLUSÕES

O objetivo de se projetar um equipamento do tipo plaina horizontal para realização de ensaios de usinagem por corte ortogonal foi atingido, com o equipamento desenvolvido sendo capaz de atender os requisitos de projeto.

Do ponto de vista estrutural, conseguiu-se chegar a uma configuração que apresenta valor de rigidez de  $0,123 \text{ N}/\mu\text{m}$ , valor fora da faixa encontrado em literatura para máquinas ferramenta de alta precisão que é de  $10 \text{ a } 25 \text{ N}/\mu\text{m}$  mas um valor aceitável para o equipamento proposto. A seleção, número e disposição do conjunto de patins e guias poderá ser usada caso se deseje um sistema mais rígido.

A análise de rigidez por elementos finitos se mostrou uma importante ferramenta de projeto, pois é possível analisar conjuntos de geometrias complexas. É de extrema importância para a aplicação do método que se conheçam as características reais do equipamento, como o material de seus componentes e suas condições de contorno, para que ele apresente resultados de forma confiável. Uma das limitações do método utilizado é que o mesmo considera as

vinculações entre os componentes como rígidas, o que não ocorre na realidade, não sendo um problema, caso os componentes forem fabricados e montados da maneira indicada.

## 6. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestão para trabalhos futuros e para que o projeto do equipamento esteja completo, sendo viável a construção de um protótipo, é necessário o dimensionamento dos acessórios e controles do sistema pneumáticos, a fim de controlar precisamente a velocidade do material em direção a ferramenta de corte . Outro ponto de interesse na etapa de melhoria está no aumento da rigidez da parte móvel da estrutura, seja pela troca dos componentes selecionados ou na alteração da configuração proposta, bem como sua análise frente a vibrações.

Para que não haja risco ao operador do equipamento é desejável uma análise seguindo normas técnicas de segurança sobre equipamentos e maquinas, onde será possível descrever procedimentos e parâmetros seguros, bem como equipamentos de proteção individual, para a operação do equipamento.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Bamberg, E.; **“Principles of Rapid Machine Design”**, Ph.D. Thesis, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, USA, 2000.

Diniz, E. A.; **“Tecnologia da usinagem dos materiais”**, Editora Blucher, 7° Edição, 2008.

Ferraresi, E.; **“Fundamentos de Usinagem dos Metais”**, Editora Blucher, Primeira Edição, 1970.

Fialho, A. . **“Automação pneumática: projetos, dimensionamento e análise de circuitos”**. 3. ed. São Paulo: Érica, 2005

Joshi, P.H.; **“Machine Tools Handbook – Design and Operation”**, McGraw-Hill, 1st edition, 2007.

Koenigsberger, F; **“Design Principles of Metal-Cutting Machine Tools”**, Pergamon Press, 1st edition, 1964.

Koenigsberger, F; Tlustý, J; **“Machine Tool Structure”**, Pergamon Press, 1st edition, 1970.

Kadam, S.; **“Experimental Investigation on Surface Roughness, Cutting Forces and Tool Wear in Turning of Super Duplex Stainless Steel With Coated”**, 2017

Machado, R. M., 2008. "Teoria da Usinagem dos Materiais", Apostila, 2ª edição  
Stoeterau, R. L.; **"Introdução ao Projeto de Máquinas-Ferramentas Modernas"**, Universidade Federal de Santa Catarina, 2004.

Trelha, B. D. N. **"Estudo do Torneamento Ortogonal das Ligas de Alumínio AISI 6262-T6 e AISI 6351-T6"** Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2000.

Witte, H.; **"Máquinas Ferramentas – Elementos Básicos de Máquinas e Técnicas de Construção"**, Hemus, 7ª edição, 1998.

**Apêndice I – Matriz de Rigidez do Conjunto de patins e guias**

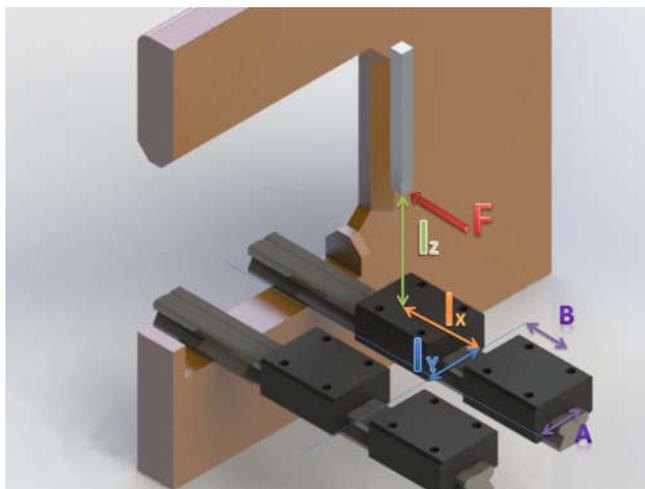


Figura A1 – Representação esquemática do conjunto composto por patins e guias.

$$\begin{aligned}
 k_{patins_x} &= \begin{bmatrix} k_{xx_{pX}} & k_{xy_{pX}} & k_{xz_{pX}} \\ k_{yy_{pX}} & k_{yz_{pX}} & k_{zz_{pX}} \\ sim. & & \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{b^2}{l_z^2 + l_y^2} & \frac{b^2}{l_y \cdot l_x} & -\frac{b^2}{l_z \cdot l_x} \\ \left(1 + \left(\frac{l_x}{b}\right)^2 + \left(\frac{l_z}{a}\right)^2\right)^{-1} & & \frac{a^2}{l_y \cdot l_z} \\ sim. & & \left(1 + \left(\frac{l_x}{b}\right)^2 + \left(\frac{l_y}{a}\right)^2\right)^{-1} \end{bmatrix} 4k_p \\
 &= \begin{bmatrix} 0,407 & 0,033 & -0,026 \\ & 0,04 & 0,265 \\ sim. & & 0,0196 \end{bmatrix} 4k_p \\
 &= \begin{bmatrix} 1,95 & 0,15 & -0,12 \\ & 0,19 & 1,275 \\ sim. & & 0,94 \end{bmatrix} [N/\mu m]
 \end{aligned}$$

**Apêndice II – Dimensionamento do sistema de acionamento Pneumático**

$$A = \frac{F}{P} = \frac{1800[N]}{80000[\frac{N}{m^2}]} = 0,00225 [m^2] \quad Acil = \frac{0,00225[m^2]}{6 [cilindros]} = 0,000375 [\frac{m^2}{cilindro}]$$

$$Dcilindro = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = 0,0194 [m]$$

$$Dcomercial = 0,0254 [m] \quad A = \frac{\pi \cdot 0,0254^2}{4} = 0,00049 [m^2]$$

$$Dhaste = 0,01 [m] \quad Ahaste = \frac{\pi \cdot 0,01^2}{4} = 0,000079 [m^2]$$

$$Ptrabalho = 800000 \left[ \frac{N}{m^2} \right]$$

$$Ft = \frac{P}{A} = 392,7 [N]$$

Perda por Atritos:

Em condições normais de trabalho (faixa de pressão de 400 a 800 KPa ou 4-8 bar), esta resistência pode absorver de 3% a 20% da força calculada [Fialho, 2005]

$$Fr = 0,15 \cdot Ft = 58,9 [N]$$

Força de Avanço:

$$Fa = (P \cdot A) - Fr = (800000 \cdot 0,00049) - 58,9 = 333,79 [N]$$

Força de retorno

$$Fr = (P \cdot (A - Ah)) - Fr = (800000 \cdot 0,000412) - 58,9 = 270,95 [N]$$

Força Total:

$$F = (3 \cdot Fa) + (3 \cdot Fr) = 1814 [N]$$

### Apêndice III – Dimensionamento do conjunto patins e guia

Número de blocos usados em contato próximo	Fator de contato $f_c$
2	0,81
3	0,72
4	0,66
5	0,61
6 ou maior	0,6
Uso normal	1

Figura A2 – Fator de contato

Condições cinéticas	Condições de carga	Limite inferior de $f_s$
Constantemente estacionário	O impacto é pequeno e a deflexão do trilho também é pequena	1,0 a 3,5
	Há impacto e uma carga de deformação é aplicada	2,0 a 5,0
Movimento normal	Uma carga normal é aplicada e a deflexão do trilho é pequena	1,0 a 4,0
	Há impacto e uma carga de deformação é aplicada	2,5 a 7,0

Figura A3 – Fator de segurança

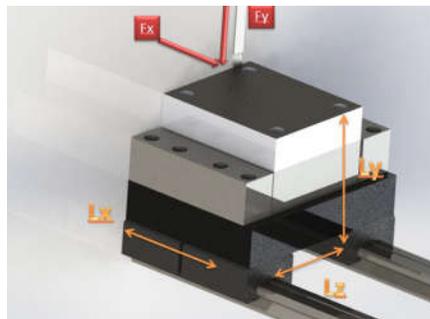


Figura A4 – Esquema de momentos

$$P_c = \frac{1800[N]}{4 [\text{Patins}]} = 450 \left[ \frac{N}{\text{Patins}} \right] \quad f_c = 0,81 \quad f_s = 5,5 \quad F_x = 1800 [N] \quad F_y = 1800 [N]$$

$$L_x = 0,075[m] \quad L_y = 0,1 [m] \quad L_z = 0,11 [m]$$

$$C_s = \frac{f_s \cdot P_c}{f_c} = 3,055 [kN]$$

$$M_x = L_z \cdot F_y = 16 [N \cdot m]$$

$$M_y = L_z \cdot F_x = 216 [N \cdot m]$$

$$M_z = L_z \cdot F_y - L_y \cdot F_x = 36 [N \cdot m]$$

## Apêndice IV – Dimensões do equipamento

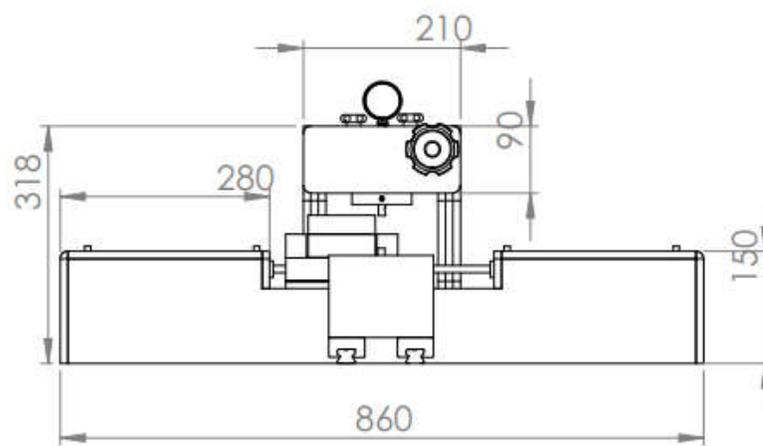


Figura A5 – Vista frontal

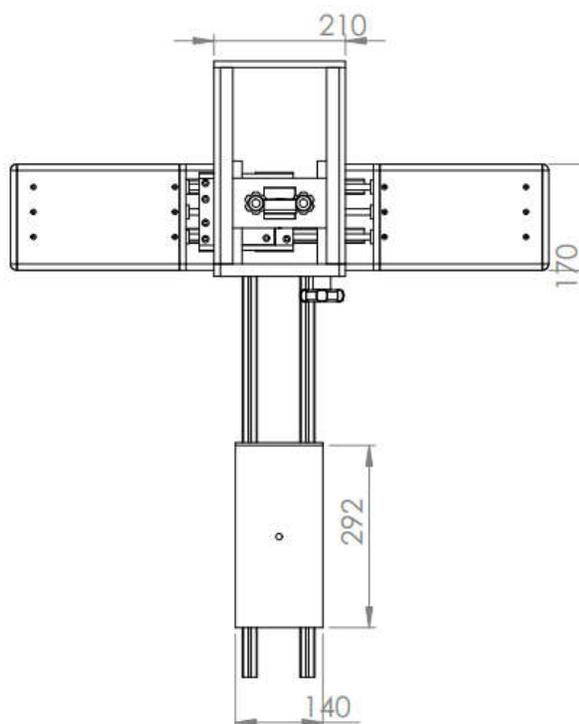


Figura A6 – Vista superior

**Apêndice V – Dimensionamento do sistema de travamento**

$$D1 = 0,006 [m] \quad D2 = 0,030[m] \quad L1 = 0,002 [m] \quad L2 = 0,023 [m]$$

$$A1 = \frac{\pi \cdot 0,003^2}{4} = 0,00005 [m^2] \quad A2 = \frac{\pi \cdot 0,015^2}{4} = 0,0007 [m^2]$$

$$F1 = \frac{T1}{L1} = 50 [N]$$

$$P = \frac{F}{A}$$

$$P1 = P2 \quad \frac{F1}{A1} = \frac{F2}{A2} \quad F2 = \frac{F1 \cdot A2}{A1} = \frac{50 \cdot 0,0007}{0,00005} = 703,1 [N]$$

$$A1 \cdot h1 = A2 \cdot h2 \quad h1 = \frac{A2 \cdot h2}{A1} = \frac{0,0007 \cdot 0,002}{0,00005} = 0,028 [m]$$