

PROJETO E VALIDAÇÃO DE DISPOSITIVO DE FIXAÇÃO PARA DINAMÔMETRO PIEZELÉTRICO EM TORNO CNC DE TORRE ROTATIVA

Lucas Balduino Moda, Lmoda@ita.br
Rafael Borges Mundim, mundim@ita.br
Anderson Vicente Borille, borille@ita.br

ITA- Instituto Tecnológico de Aeronáutica. Pç. Marechal Eduardo Gomes, 50 – Vila das Acácias – São José dos Campos – SP. CEP: 12228-900 . IEM/CCM.

Resumo: Este trabalho teve como objetivo o desenvolvimento do projeto de um dispositivo de fixação para o dinamômetro piezoeletrico tipo 9265B Kistler, para ser utilizado em um centro de torneamento CNC ROMI E280. Testes em um dispositivo previamente utilizado na referida máquina permitiram detectar oportunidades de melhoria que foram incorporadas ao desenvolvimento deste projeto, como o aumento do número de pontos de fixação no torno e a determinação de uma geometria que aumentasse a rigidez estática e dinâmica do dispositivo. Foram desenvolvidas sete possíveis soluções que se diferenciavam na quantidade de pontos de fixação, no material e na geometria. Aplicou-se um método de análise de rigidez estática por elementos finitos (MEF) para a determinação de qual solução apresentaria o menor deslocamento máximo e uma análise de rigidez dinâmica sobre a solução com os melhores resultados, para um refinamento dos valores de máximo deslocamento e aplicação de melhorias na geometria do modelo. A solução selecionada para fabricação apresentou um peso de 7,2kg, oferecendo fácil manuseio ao operador. A validação do dispositivo se baseou no torneamento de uma barra cilíndrica de aço inox martensítico, com a variação de quatro profundidades de corte e a medição das forças para cada parâmetro. A avaliação dos resultados baseou-se na medição da rugosidade superficial das barras, na comparação de rigidez dinâmica de cada conjunto e na análise comparativa dos sinais de força medidos durante os testes. O dispositivo apresentou ganhos significativos em relação à estabilidade, quando analisado o acabamento superficial após torneamento. O ganho de rigidez ficou evidente com os resultados da análise modal experimental, onde o dispositivo novo apresentou modos de frequência de vibração em valores maiores quando comparado ao dispositivo antigo.

Palavras-chave: Projeto, usinagem, torneamento, rigidez, força de corte.

1. INTRODUÇÃO

No início do século XX, Taylor (1907), começou a questionar os métodos de trabalho em um ambiente de chão de fábrica. Segundo ele cada operador de máquina ferramenta deveria responder diariamente a duas questões: 1) Qual ferramenta é mais adequada para esse processo?; 2) Quais são os melhores parâmetros de corte para esse processo? Dessa forma ele enfatizava que era necessário entender o processo e enxergá-lo de uma perspectiva lógico-científica para assim poder melhorá-lo.

Uma maneira de responder a essas questões e obter dados fundamentados para uma alteração nos processos de usinagem é através da medição das forças de corte que atuam sobre a ferramenta e o material (Sant’Anna et al., 2011). Essa medição possibilita à otimização dos parâmetros de corte utilizados no processo de usinagem, acarretando para a empresa redução de custos, tanto com ferramentas, consumo de energia, vida útil da máquina-ferramenta, etc.

Machado et al. (2011), discorre que um equipamento muito utilizado para a aquisição de dados de força é o dinamômetro piezoeletrico, que utilizam de conjuntos de cristais piezoeletricos colocados entre partes metálicas e posicionados no caminho de atuação dos esforços, recebendo a carga e medindo a tensão elétrica gerada. A fixação ineficiente do dinamômetro na máquina-ferramenta pode resultar em valores errôneos dos dados de força e propiciar a formação do ruído nos sinais obtidos, além da má qualidade superficial do material usinado.

1.1. Motivação

Este trabalho se originou da necessidade de otimizar a forma de adaptar um dinamômetro comercial a um centro de torneamento CNC com torre inclinada (ROMI E280). Este tipo de dinamômetro é usualmente fixado a tornos de mesa plana onde a fixação é feita diretamente sobre uma mesa integrada ao centro de torneamento. Originalmente, para esta adaptação, era utilizado um dispositivo que apresentava limitações de rigidez, fazendo com que o sistema de medição de força fornecesse dados com baixa precisão devido, principalmente, à instabilidade do processo por este estar apoiado somente a um ponto de fixação, Fig. (1), além de apresentar um acabamento superficial insatisfatório da peça usinada. Este dispositivo também é caracterizado pela dificuldade de manuseio devido ao peso e forma.

O conjunto formado pelo dinamômetro e dispositivo pesava aproximadamente 30 kg, sendo 7,5 kg somente do dispositivo. Este é fixado à torre de ferramentas do torno através de um suporte de ferramenta em cunha normalizado, comumente conhecido como VDI.

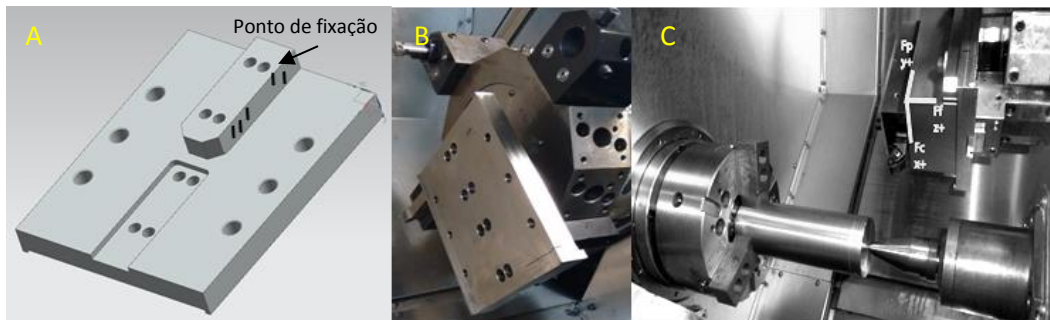


Figura 1. (A) Modelo CAD do dispositivo anteriormente utilizado, (B) o mesmo montado no torno CNC E280 e (C) com o dinamômetro piezelétrico.

1.2. Objetivo Geral

O objetivo geral deste trabalho foi projetar um dispositivo de fixação para um dinamômetro piezelétrico, que deve possuir características como: boas condições de rigidez estática e dinâmica; fixação suficiente; boa relação entre massa e rigidez, quando comparado com o dispositivo originalmente utilizado pelo laboratório CCM/ITA.

Este deve diminuir a influência de fatores dinâmicos e estáticos externos, como a vibração, durante a medição de forças no processo de torneamento. O dispositivo foi desenvolvido para o modelo de torre existente no centro de torneamento CNC modelo ROMI E280.

2. CONTEXTUALIZAÇÃO TEÓRICA

2.1. Forças Presentes no Torneamento

Segundo Miranda (2010 apud TRENT e WRIGHT, 2000), a força de usinagem está relacionada a dois fatores principais: (1) área de contato entre cavaco e ferramenta e (2) resistência ao cisalhamento primário e secundário por parte da peça a ser usinada. Estes fatores, por sua vez, influenciam diretamente o consumo de energia da máquina ferramenta, o desgaste da ferramenta de corte e o acabamento superficial da peça, etc.

A força de usinagem possui três componentes ortogonais básicos que agem diretamente no gume da ferramenta e por consequência na estrutura da máquina – Força de corte (\$F_c\$), Força de avanço (\$F_f\$) e a Força passiva (\$F_p\$) (Machado et al., 2011).

Os valores dos parâmetros de forças presentes na usinagem variam de acordo com o material sendo usinado, a geometria da ferramenta, o meio lubri-refrigerante e os parâmetros de corte adotados, sendo que este último apresenta a maior influência sobre a força de usinagem (Machado et al., 2011).

Stemmer (1993) cita em seu trabalho um modelo proposto por Kienzle, Eq. (1), para obtenção da força de corte teórica de uma maneira simplificada e que tem sido bastante utilizada devido a sua simplicidade. Este modelo permite relacionar as constantes do processo de usinagem com o material a ser usinado (Eq. 2).

$$F_i = a_p \cdot \text{sen}(K_{apr}) \cdot K_{c1,1} \cdot h^{1-mc} \quad [\text{N}] \quad (1)$$

$$h = f_n \cdot \text{sen}(K_{apr}) \quad [\text{mm}] \quad (2)$$

Onde:

\$F_i\$ – componente de força (\$F_c\$, \$F_p\$ ou \$F_f\$);

\$a_p\$ – profundidade de corte (mm);

\$K_{c1,1}\$ – pressão específica de corte, que varia de acordo com o material (\$\text{N/mm}^2\$);

\$h\$ – seção de corte;

\$f_n\$ – avanço (mm/rot);

\$K_{apr}\$ – ângulo da aresta de corte da ferramenta.

Por ser aplicado de uma maneira simplificada, o modelo da Eq. (1), não prevê a ocorrência de heterogeneidades no material nem a formação de gume posticho, o que pode afetar significativamente a força de corte. Ademais, o desgaste da ferramenta de corte também afeta o esforço cortante, o que também não é previsto pelo modelo.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

Para o desenvolvimento do trabalho foram adotadas ferramentas de concepção de projeto para desdobrar os objetivos e requisitos em possíveis soluções. A Fig. (2) ilustra, detalhadamente, o fluxo de etapas executadas a fim de atingir o objetivo geral proposto.

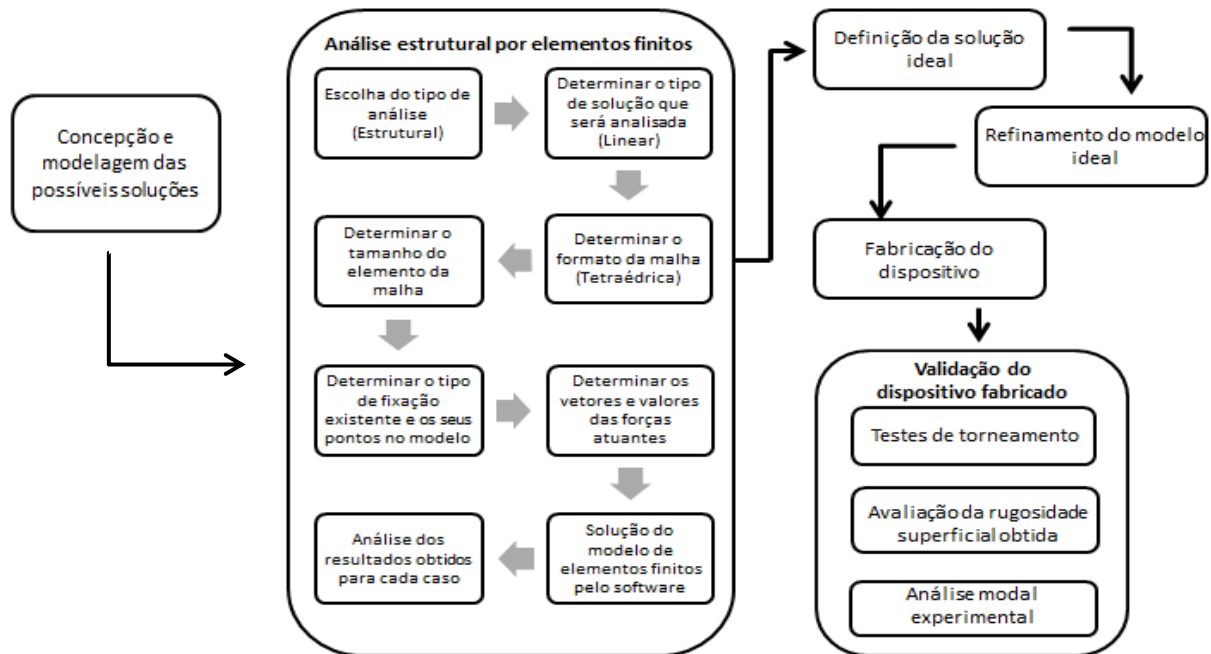


Figura 2. Detalhamento do planejamento experimental.

3.1. Métodos de Seleção das Soluções

3.1.1. Apresentação das Soluções

Um dos pontos base na definição do novo modelo de dispositivo fixação foi a incorporação de um ou mais pontos de fixação junto à torre de ferramentas do centro de torneamento E280, proporcionando uma maior rigidez ao conjunto. Outro aspecto considerado importante foi à facilidade de montagem para o operador, atendendo a requisitos estruturais, funcionais e ergonômicos.

Com essas características definidas, percebeu-se que uma geometria circular atenderia de forma mais apropriada à necessidade de adição de pontos de fixação, por ficarem simetricamente divididos ao longo do modelo e por ser semelhante ao perfil do magazine de ferramentas. Entretanto, essa adição acarretaria em um dispositivo com dimensões maiores e consequentemente um peso elevado, uma possível solução discutida para essa questão foi a usinagem de bolsões ao longo do modelo, estes atuando como alívios de peso.

Com o propósito de refinar os conceitos a partir destas restrições de geometria e massa, foi elaborado um conjunto de possíveis soluções que permitiu uma avaliação quantitativa com base nos critérios de seleção estabelecidos. Como exemplo, a usinagem de bolsões ao longo do modelo poderia resultar em perda de rigidez, que deveria ser avaliada em cada caso com base no aumento de funcionalidade proporcionado ao produto. Sete diferentes modelos do produto foram avaliados, nos quais diferentes materiais e geometrias foram combinados. O fator em comum entre eles foi a presença de seis furos M12 para a fixação do dinamômetro e de quatro furos M8 para a fixação no suporte VDI, Fig.(3).

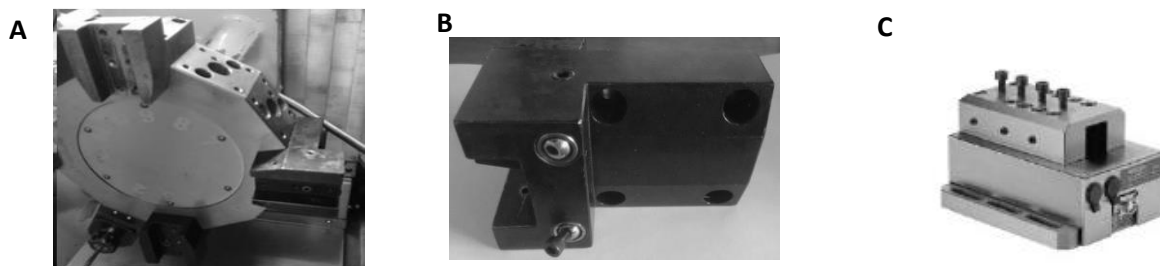


Figura 3. (A) Magazine de ferramentas E280; (B) Suporte tipo VDI e (C) Dinamômetro Kistler Tipo 9265B (KLISTER, 2009).

A Fig. (4) ilustra as sete diferentes possíveis soluções definidas para este trabalho e a Tab. (1) as descreve respectivamente. Com as soluções 1e 2, 3 e 4 procurou-se avaliar a mesma geometria em materiais diferentes, considerando que os modelos de Aço teriam bolsões usinados para alívio de peso. As soluções 6 e 7 foram desenvolvidas para avaliar condições de máximo e mínimo material entre a gama de possíveis geometrias.

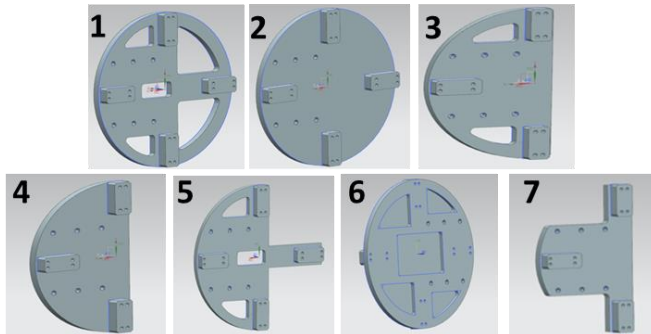


Tabela 1. Descrição das soluções.

Solução	Material	Peso (kg)	Pontos de fixação
1	Aço 1020	12,5	4
2	Alumínio 6061	5,7	4
3	Aço 1020	9,3	3
4	Alumínio 6061	3,3	3
5	Aço 1020	10,5	4
6	Aço 1020	13,2	4
7	Aço 1020	7,5	3

Figura 4. Modelos de dispositivo de fixação elaborados.

3.1.2. Método de Análise de Rigidez Estática por Elementos Finitos

O critério selecionado para determinar qual a solução, dentre as sete, cumpriria satisfatoriamente com o objetivo desse projeto foi à análise da rigidez estática de cada um através do método de elementos finitos. Este método é usualmente utilizado para determinar as deformações e tensões em um sólido com geometria arbitrária sujeita a esforços exteriores (AZEVEDO, 2003).

Utilizou-se o pacote de simulação presente no software SIEMENS NX 9.0, que é baseado na plataforma NASTRAN. A primeira etapa da análise no software consistiu em determinar o tamanho do elemento da malha tetraédrica, este procedimento baseia-se em refinar este valor até que se atinja uma pequena variação de máximo deslocamento. Dessa forma obtém-se uma solução confiável durante a simulação, através da padronização da malha para cada teste, eliminando variáveis que possam influenciar na análise comparativa final.

A Fig. (5) ilustra este procedimento de refinamento do tamanho do elemento da malha, nele utilizando a solução nº1 (Qual apresentou o maior número de bolsões) restringiram-se todos os pontos de liberdade através da seleção de pontos fixos e aplicou-se uma carga, em N, ao longo dos vetores de atuação das forças. Foram avaliados elementos com tamanhos entre 3 a 30 mm, até que a variação do máximo deslocamento fosse inferior a 1% do elemento mais refinado. Entre os pontos 5 e 9 observou-se a formação de uma curva dentro de uma única faixa vertical, representando assim a área com menor variação.

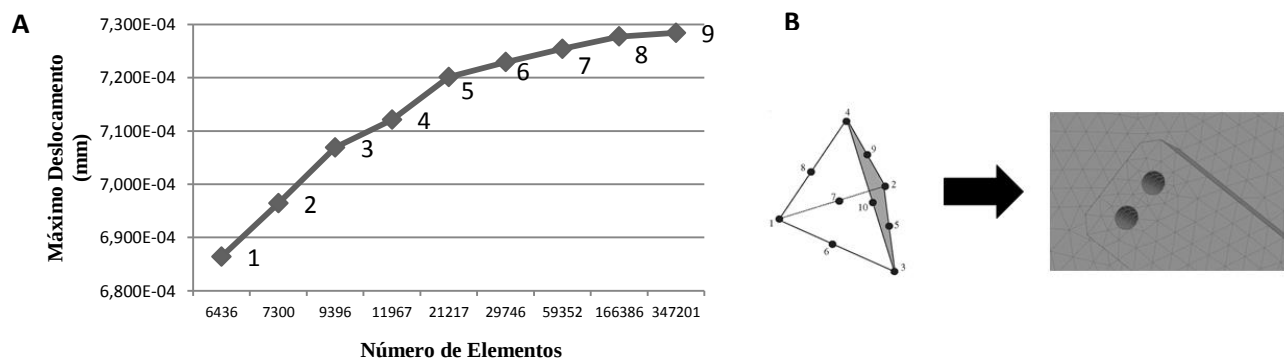


Figura 5. (A) Gráfico de refinamento do tamanho de malha e (B) malha tetraédrica.

Quanto menor o tamanho do malha, maior o número de elementos gerados no modelo e consequentemente é maior o tempo demandado para simulação. Este fator serve como limitante na determinação da quantidade de tamanhos avaliados, neste trabalho observou-se um aumento de 50 vezes no tempo de simulação do menor para o maior tamanho de malha. Sendo assim, é recomendável adotar o valor mais próximo do início da curva na zona de menor variação, neste caso o parâmetro determinado para os teste foi do ponto número 6 (malha de 8 mm).

3.1.3. Determinação dos Pontos de Fixação e Atuação

O próximo passo após determinar o tamanho do elemento da malha foi definir qual o tipo de fixação que será empregado na simulação e quais são os pontos no modelo. Existe uma ampla gama de modos de fixação no software, para este trabalho utilizou-se a fixa engastada, por ser a mais próxima ao modelo real do projeto e por ser semelhante à fixação rígida por parafusos (Quando o modelo não deve apresentar deslocamento) e posteriormente ocorreu à indicação de quais pontos do modelo estariam fixados a estrutura da máquina-ferramenta, Fig.(6).

A determinação das cargas atuantes na simulação baseou-se no esquema de forças presente no processo de torneamento, no qual as forças passivas, de corte e de avanço atuam na região da ponta da ferramenta de corte. Para representar essa atuação de forças no modelo em simulação observou-se como necessário a criação de conexões RBE3 (Conexões totalmente rígidas, porém com a possibilidade de ocorrência de deslocamento entre o ponto de atuação e o ponto de fixação), além da criação de uma mesma conexão RBE3 para representar a força P existente no centro de massa do dinamômetro piezelétrico. A Fig.(6) ilustra as conexões criadas no modelo e a aplicação das cargas existentes no modelo real.

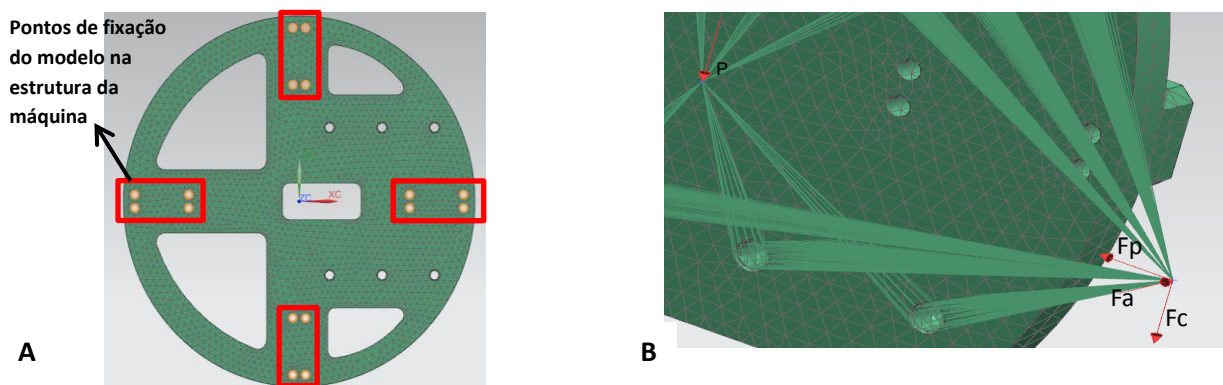


Figura 6. (A) Pontos de fixação no modelo e (B) representação das conexões aplicadas e suas respectivas cargas.

3.1.4. Determinação dos Valores das Cargas Atuantes

Utilizou-se o modelo da equação de Kienzle, Eq. (1), a fim de determinar a força teórica de corte para ser aplicada na simulação das soluções. Outros autores descrevem equações experimentais para determinação da força de corte, porém o modelo desenvolvido por Kienzle é a que melhor equilibra a exatidão dos resultados e a complexidade.

O modelo utiliza da Eq. (2) para determinar a seção de corte, h , nela os valores de $K_{c1,1}$ e de $1 - mc$ são tabelados de acordo com o tipo de material a ser usinado e o avanço empregado. Para a realização desta memória de cálculo os valores tabelados para $K_{c1,1}$ foram retirados do trabalho desenvolvido por STEMMER (1993) e são referentes ao Aço Inoxidável, traçando uma média entre os valores de avanço de 0,2 e 0,4 mm/rev. Os valores para $1 - mc$ são referentes ao material 18CrNi6, por se tratar da liga mais próxima da utilizada nos testes. Finalmente, o valor de K_{appr} é referente ao porta ferramenta PWLNR 2525M.

Para o cálculo da força passiva e de avanço utilizou-se uma metodologia presente no trabalho de Meola (2007), no qual estabeleceu-se uma relação de porcentagem de 40% de representação da força de avanço em relação a força de corte e de 41,5% da força passiva com a força de corte. Sendo assim, os valores das cargas atuantes estão expressos na Tab. (2).

Tabela 2. Valor das Cargas Atuantes no modelo.

Força de Corte (F_c)	Força Passiva (F_p)	Força de Avanço (F_a)
2759,13 N	1145,03 N	1103,65 N

3.2. Métodos de Validação da Solução Ideal

3.2.1. Testes de Torneamento

Após a definição da solução ideal através dos resultados da análise de rigidez estática e do refinamento da geometria da mesma, deu-se como necessária a elaboração de testes com o intuito de validar o funcionamento do dispositivo fabricado. O primeiro teste consiste no torneamento de barras cilíndricas de aço inoxidável com dureza de 40HRB, seguindo os parâmetros apresentados na Tab. (3). O procedimento apresenta a variação de quatro profundidades de cortes, sob avanço e rotação constante, a fim de avaliar a rugosidade superficial obtida durante a usinagem com o dispositivo anteriormente utilizado (Fig. 1) e com o dispositivo projetado neste trabalho.

Os parâmetros de rugosidade definidos para avaliação foram Ra e Rz, por se tratarem de parâmetros usualmente

utilizados por diferentes autores, e foram medidos através de um rugosímetro portátil ilustrado na Fig. (7).

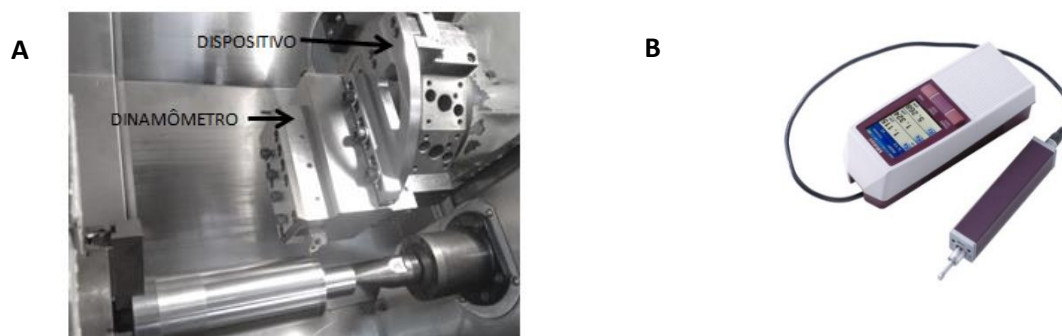


Figura 7. (A) Conjunto montado para teste e (B) rugosímetro portátil digital SJ-210 Mitutoyo.

Tabela 3. Parâmetros de corte para teste de torneamento.

Condição	a_p (mm)	v_c (mm/min)	f_n (mm/rev)	Comprimento (mm)
1	0,5	130	0,3	136
2	0,75			
3	1,00			
4	1,25			

3.2.1. Testes de Análise Modal Experimental

Este teste tem o objetivo de analisar as frequências de vibrações naturais dos conjuntos deste trabalho e realizar uma análise comparativa entre o dispositivo da Fig. (1) e o dispositivo projetado. A medição se dá através do uso de acelerômetros transdutores piezelétricos, bem usuais para aplicações com análises modais. Cristais de quartzo são encapsulados dentro do martelo de impacto e dentro dos acelerômetros, após a excitação uma tensão é gerada entre eles criando um sinal que é transmitido para o analisador (MACHADO, 2011).

Este teste consiste na colocação de um acelerômetro na região oposta de onde será realizado o impacto com o martelo, devido à limitação que estes possuem de interpretar sinais somente em um eixo, este procedimento está ilustrado na Fig. (8).



Figura 8. (A) Kit para análise modal experimental e (B) posicionamento dos acelerômetros para o teste.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1. Definição da Solução Ideal

Com os resultados de máximo deslocamento de cada solução obtidos através das simulações estruturais, traçou-se um gráfico, Fig. (9), no qual é possível observar que a solução número três apresentou o menor valor. No geral, os modelos apresentaram comportamentos semelhantes em relação ao tipo de matéria-prima, isso demonstra que mesmo com a variação das características físicas o torneamento tende a ter seus vetores de forças atuando de forma constante.

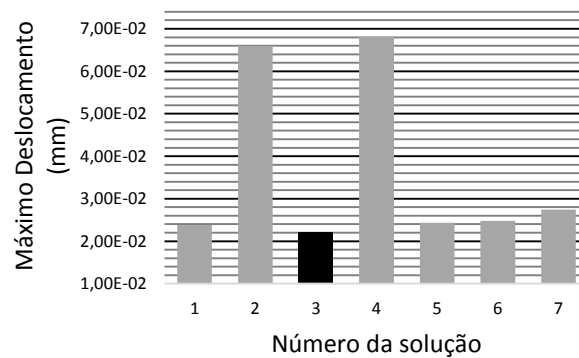


Figura 9. Resultados de máximo deslocamento em análise estática.

Nota-se no gráfico representado na Fig. (9) que as soluções desenvolvidas com o uso do alumínio como matéria-prima apresentaram os maiores índices de máximo deslocamento, mostrando um comportamento não indicado para o objetivo desse trabalho. Porém, somente esses dados não são suficientes para indicar qual a melhor solução, devido a importância que o peso do dispositivo tem em relação à funcionalidade e facilidade de montagem. Sendo assim, foi necessário aplicar uma análise de índice de mérito (IM), a partir de uma relação inversa do produto entre peso e deslocamento máximo que está expressa na Fig. (10).

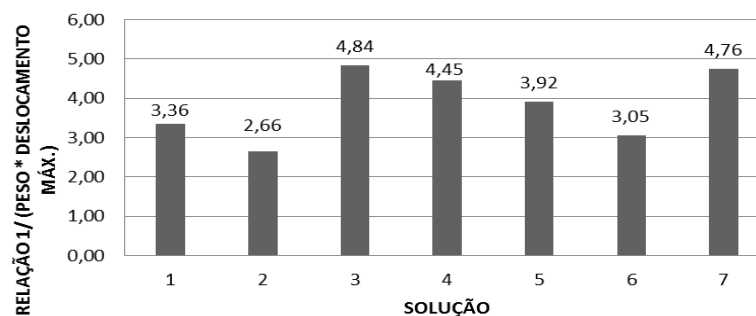


Figura 10. Resultados da análise de índice de mérito dos modelos.

As soluções sete e três apresentaram resultados muito próximos para o IM. Todavia, a solução sete tem seu manuseio dificultado devido à ausência de alças. Portanto, esta característica funcional fez com que a solução três fosse a mais recomendada pela análise.

4.2. Refinamento da solução definida ideal

Na análise dinâmica da solução número três os pontos e modos de fixação foram refinados, tornando assim possível observar a formação de uma zona de máximo deslocamento no primeiro modo de frequência (1707 Hz), uma região do modelo onde não há linhas de carga. A partir dessa percepção foi determinada como notável a possibilidade de alterar a geometria, retirando essa zona. A Fig. (11) ilustra a área que após a análise dinâmica foi determinada como desnecessária e o modelo do dispositivo de fixação final.

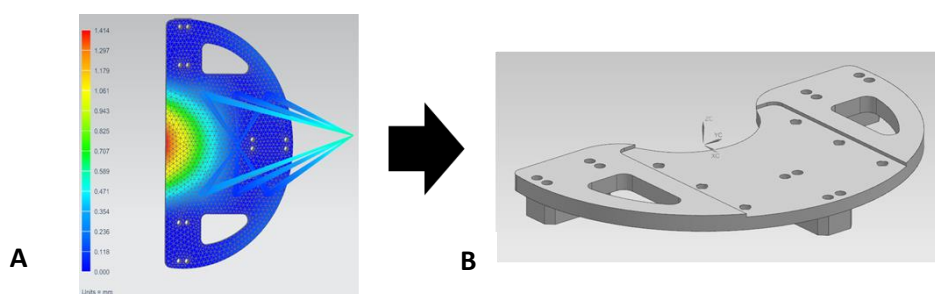
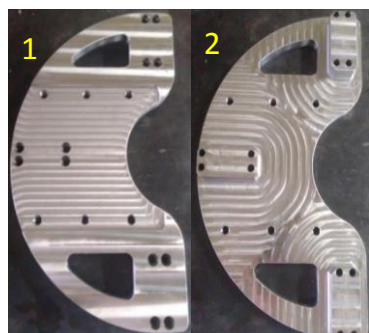


Figura 11. (A) Modelo após análise do primeiro modo de vibração e (B) modelo após o refinamento.

4.3. Modelo Fabricado

A Fig. (12) ilustra o modelo final de dispositivo de fixação desenvolvido e fabricado, junto com as suas características. Este acabou por ser 300g mais leve que o dispositivo da Fig. (1), mesmo com o acréscimo de dois pontos de fixação e a presença de alças para facilitar a montagem.



Características

- Material: Aço 1020
- Dimensões: 400 x 232 x 35 mm
- 3 pontos de fixação
- Peso: 7,2 kg

Figura 12. Dispositivo de fixação fabricado.

4.4. Resultados dos Testes de Torneamento e Rugosidade Superficial

Cada medição foi realizada três vezes, traçando-se uma média aritmética entre os valores obtidos, com o propósito de avaliar o desempenho do novo dispositivo. Na Fig. (13) estão expressos os resultados para a condição quatro (Tab. 3), por se tratar da condição mais pesada a diferença entre os valores de Ra e Rz, obtidos durante a usinagem com o dispositivo projetado, evidenciam um ganho de estabilidade durante o torneamento.

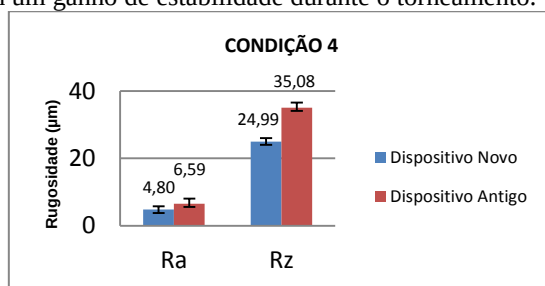


Figura 13. Comparação de rugosidade para a condição 4.

Outra comparação que evidencia o ganho de estabilidade com o dispositivo projetado foi realizada comparando a rugosidade obtida durante o torneamento com a condição quatro, para o dispositivo projetado, e com a condição dois para o dispositivo da Fig. (1). Dessa forma, ficou claro que mesmo na condição mais pesada o modelo desenvolvido apresentou resultados melhores do quando utilizado o dispositivo antigo na condição mais leve. Os resultados estão expressos na Fig. (14).

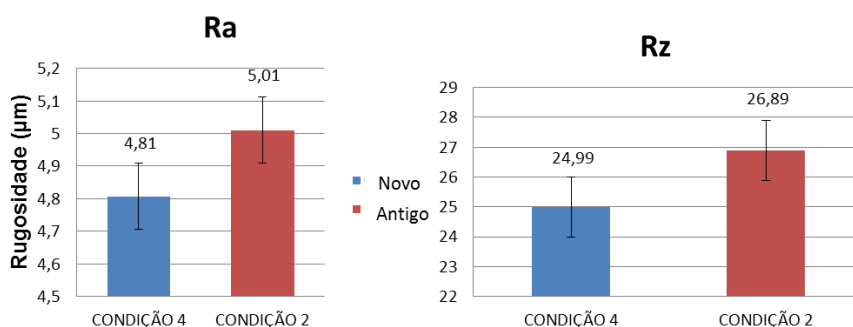


Figura 14. Comparação de Ra e Rz para as condições 4 e 2.

Outro resultado interessante foi obtido durante o torneamento das barras, observou-se que a qualidade superficial de cada barra variou significativamente durante o uso de cada dispositivo de fixação. A principal diferença foi observada comparando a barra após a usinagem com a condição 4, no dispositivo projetado, onde obteve-se resultados superiores em relação a barra usinada com as condições 2, 3 e 4 com o uso do dispositivo antigo. A Fig. (15) demonstra a diferença obtida na usinagem de cada barra.

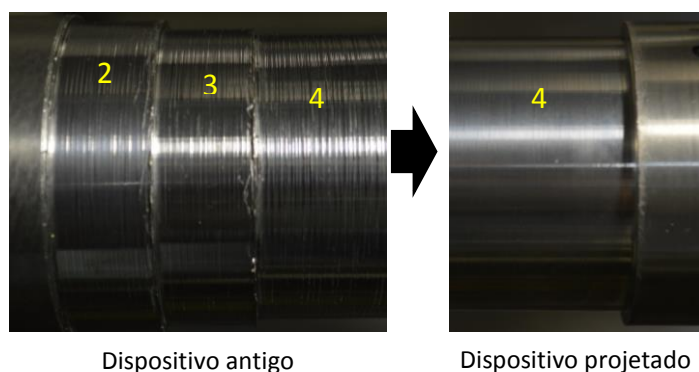


Figura 15. Acabamento superficial das barras torneadas.

4.5. Resultado da Análise Modal Experimental

Através dos resultados desse teste foi possível quantificar o ganho de rigidez que o dispositivo projetado neste obteve em comparação com o dispositivo já existente. Os primeiros modos de frequência natural do conjunto com o dispositivo novo foram identificados em valores mais distantes do zero e com uma amplitude de aceleração menor que o dispositivo antigo. Resumidamente, o modelo aqui projetado só entraria em ressonância se submetido a níveis de vibração maiores e mesmo assim a amplitude dessa ressonância seria inferior a do modelo da Fig. (1). Os resultados estão expressos na Fig. (16).

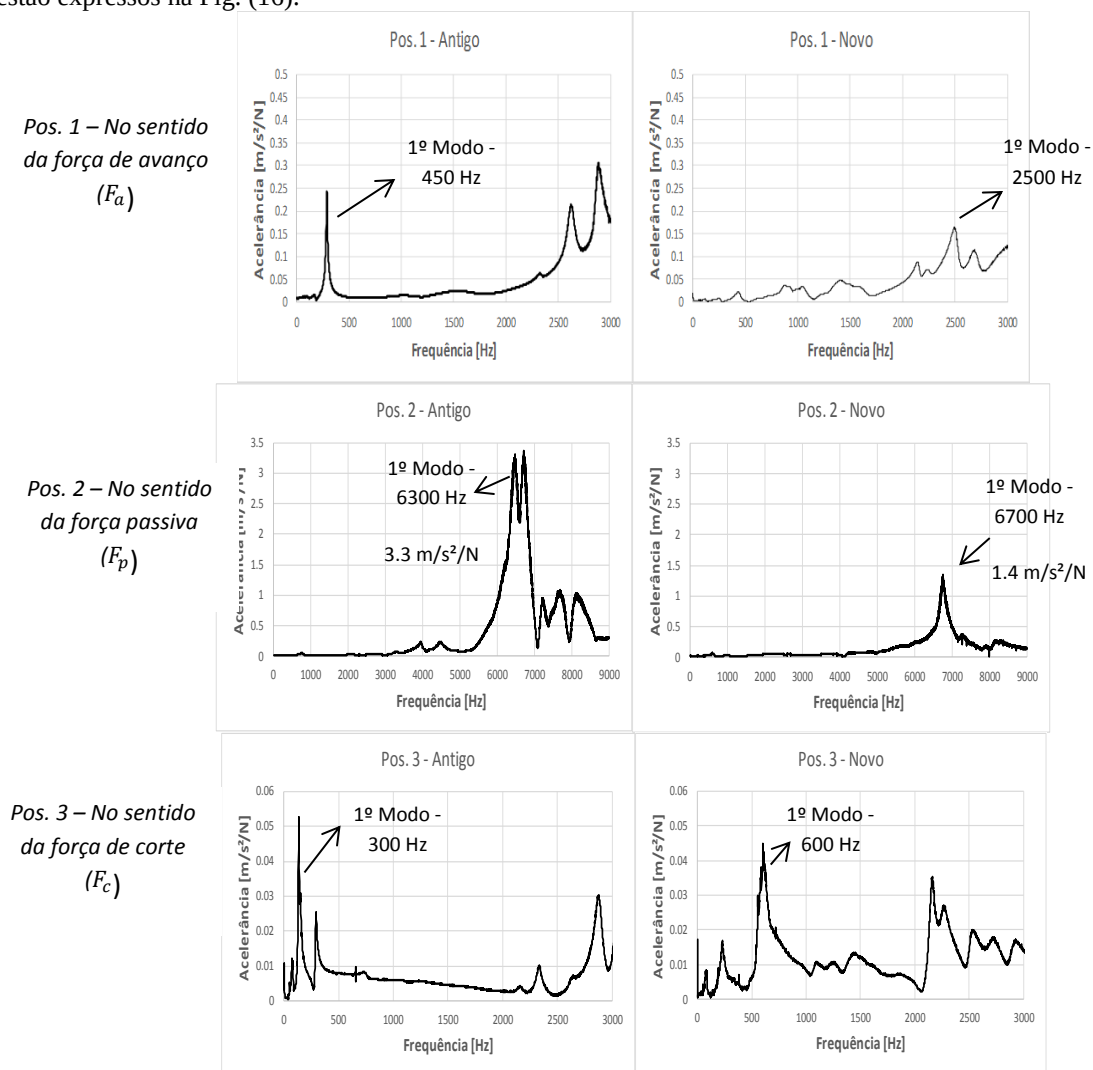


Figura 16. Resultados da análise modal experimental

5. CONCLUSÕES

Os resultados demonstraram que os ganhos de estabilidade, de rigidez e de qualidade de fixação foram satisfatórios. Por meio dos resultados de rugosidade superficial foi possível observar que o dispositivo projetado neste trabalho proporcionou uma estabilidade superior quando comparado ao antigo e análise modal evidenciou o ganho em rigidez estática e dinâmica através da percepção dos modos de vibrações acontecerem em frequências maiores.

Também foi possível identificar a importância da realização da análise modal experimental, após a execução por meio do software, sendo que a experimental visa validar a análise feita pelo software. Constatou-se que há melhorias ao modelo que ainda podem ser aplicadas em trabalho futuros, como a usinagem de outros alívios de peso, além da otimização da quantidade de parafusos utilizados. De maneira geral, pode-se dizer que o objetivo proposto neste trabalho foi plenamente atingido.

6. REFERÊNCIAS

- AZEVEDO, F. M. A., 2003, “Métodos dos Elementos Finitos”. 1 ed. Portugal: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. Disponível em: <<http://www.fe.up.pt/~alvaro>>. Acesso em 03 de Novembro de 2015.
- KISTLER. “3 – Component Dynamometer”. Winterhur: Kistler Group, 2009. 5f.
- MACHADO, A. R. et al., 2011, “Teoria da Usinagem dos Materiais”. 2 ed. São Paulo: Edgar Blücher. 397p.
- MEOLA, T. et al., 2007, “Estimativa de Forças no Processo de Torneamento via Monitoramento de Sinais de Vibração”. 17º Simpósio do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Uberlândia-MG, Brasil. 10f.
- MIRANDA, N. M. G., 2010, “Influência dos Parâmetros de Corte no Torneamento de Metal Duro Sinterizado”. 144f. Tese (Mestrando em Gestão e Tecnologia Industrial) – Faculdade de Tecnologia Senai-CIMATEC, Salvador.
- SANT’ANNA, D. R., 2011, “Análise de Vibrações em Processos de Usinagem”. XVIII CREEM. Erechim. 2f.
- STEMMER, C. E., 1993, “Ferramentas de Corte I”. 3 ed. Florianópolis: UFSC. 249p.
- TAYLOR, F. W., 1907, “On the Art of Cutting Metals”. 1.ed. New York: The American Society of Mechanical Engineers. 247p.

7. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluídos neste trabalho.

PROJETO E VALIDAÇÃO DE DISPOSITIVO DE FIXAÇÃO PARA DINAMÔMETRO PIEZELÉTRICO EM TORNO CNC DE TORRE ROTATIVA

Lucas Balduino Moda, Lmoda@ita.br
Rafael Borges Mundim, mundim@ita.br
Anderson Vicente Borille, borille@ita.br

Abstract: *This work had as general purpose the development of a project of a fixture device for a piezoelectric dynamometer type 9265B manufactured by Kistler Group, to be used on a ROMI E280 CNC turning center. Tests in an older fixture device used by the Centro de Competência em Manufatura (CCM), allowed to detect improvements which were incorporated into the project later such as the increase of the number of fixing points in the turning machine and the selection of a geometry that could increase the static and dynamic rigidity of the device. Seven possible solutions were enumerated for which the number of fixture points, different materials and different geometries were evaluated. Finite Element Static Analysis was conducted on all components in order to determine which solution would have the lowest maximum displacement value. A merit index was defined to compare the candidate solutions. After obtaining the results a refined analysis was conducted to evaluate the dynamic rigidity of the best solution. The selected solution had a mass of 7.2 kg, offering an easy handling by the operator. The validation of the device is based on the turning of a cylindrical rod of stainless steel, with a range of four cutting depths and the measurement of the forces at each endpoint. The device showed significant gains regarding stability, when analyzing the surface finish after turning. The rigidity gain was evident by the results of experimental modal analysis, in which the new device has frequency vibration modes at higher values when compared to the old device.*

Keywords: *Project, machining, turning, rigidity, shear force.*