

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA
DO RIO DE JANEIRO



Sérgio Dezebeles Pereira

**Estudo numérico da rigidez e frequência natural
em ferramentas de torneamento interno**

Projeto de Graduação

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia
Mecânica da PUC-Rio

Orientador: Anderson Pereira

Rio de Janeiro

Julho de 2023

RESUMO

Estudo numérico da rigidez e frequência natural em ferramentas de torneamento interno

As ferramentas utilizadas no processo de torneamento interno são susceptíveis a ocorrência de vibrações durante a usinagem, gerando acabamentos de superfícies degradados. Diversos parâmetros influenciam nas vibrações no torneamento, tais como velocidade e profundidade do corte, rigidez e massa da ferramenta e frequência do forçamento. O presente trabalho visa o estudo das principais fontes de vibração durante o torneamento para que possa ser desenvolvida uma ideia de melhoria para a ferramenta, visando atenuar os efeitos dessa vibração. Foi concluído que existem maneiras de fácil fabricação e aplicação que, quando aderidas ao chão de fábrica, aumentarão a rigidez da ferramenta, diminuindo a amplitude de vibração, o que possibilita aos operadores utilizar parâmetros de corte menos conservadores, aumentando a produção da fábrica e diminuindo os retrabalhos relacionados ao acabamento do produto. Mostrou-se também a importância de uma boa fixação dos acessórios na ferramenta, influenciando diretamente nos resultados obtidos.

Palavras chaves: Usinagem. Vibração. Torneamento. Produção. Processos de Fabricação. Deflexão.

ABSTRACT

Numerical study of stiffness and natural frequency in internal turning tools

The tools used in the internal turning process are susceptible to vibrations during machining, generating degraded surface finishes. Several parameters influence the vibrations in turning, such as speed and depth of cut, rigidity and mass of the tool and frequency of forcing. The present work aims to study the main sources of vibration during turning so that an idea of improvement for the tool can be developed, aiming to mitigate the effects of this vibration. It was concluded that there are ways of easy manufacture and application that, when adhered to the factory floor, will increase the tool rigidity, decreasing the vibration amplitude, which allows operators to use less conservative cutting parameters, increasing the factory production and decreasing rework related to product finishing. It was also shown the importance of a good fixation of the accessories in the tool, directly influencing the obtained results.

Keywords: Machining; Vibration; Turning; Production; Manufacturing Processes; Deflection.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	10
2 OBJETIVOS GERAIS E ESPECÍFICOS DO TRABALHO	11
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	12
3.1. Usinagem	12
3.2. Torneamento e Esforço de Corte	12
3.2.1.1. Torneamento	12
3.2.1.2. Mecânica da Usinagem	13
3.2.1.3. Esforços de Corte	14
3.2.1.4. Cálculo de Forças de Corte	16
3.2.1.5. Pressão Específica de Corte (<i>kc</i>).....	17
3.3. Vibrações Mecânicas:	17
3.3.1.1. Conceitos Básicos.....	17
3.4. Vibrações em Torneamento	18
3.5. Métodos de Modelagem para Vibração	20
3.5.1. Frequência Natural.....	22
3.6. Absorvedor de Vibração por Impacto	23
4 FERRAMENTAS DE TORNEAMENTO	25
4.1. Ferramentas de Torneamento Cilíndrico	26
4.1.1.1. Corpo da Ferramenta.....	28
4.1.1.2. Fixação da Ferramenta.....	29
5 SOLUÇÕES ANTIVIBRAÇÃO	32
6 RELAÇÃO MASSA-RIGIDEZ	36
7 ESTUDO DO USO DE LUVAS EM FERRAMENTAS DE TORNEAMENTO INTERNO	38
7.1. Ferramenta a ser utilizada	38
7.2. Acessório	39
7.2.1. Representações no Mercado.....	41
8 ANÁLISE COMPORTAMENTAL	43
8.1. Forças Aplicadas	44
8.1.1. Parâmetros de Torneamento Escolhidos	45
8.2. Método para o Cálculo da Deflexão	46

8.2.1. Software Utilizado	46
8.2.2. Simulação da Deflexão	48
8.3. Cálculo da Frequência Natural _____	51
8.3.1. Método Analítico.....	52
9 RESULTADOS.....	53
9.1. Deflexão Comparando o Uso do Acessório _____	53
9.1.1. Força Passiva de Corte.....	53
9.1.2. Deflexão da Ferramenta	54
9.2. Frequência Natural _____	57
9.3. Análise dos Resultados _____	59
10 . CONCLUSÃO	63
10.1. Sugestões para Futuros Trabalhos _____	63
11 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	65

Lista de figuras

FIGURA 1 – TIPOS DE OPERAÇÕES DE TORNEAMENTO (SCHMID, 2009)	13
FIGURA 2 – ESQUEMA VISUAL DOS MOVIMENTOS (DINIZ, 2013)	14
FIGURA 3 – FORÇA DE USINAGEM E SUAS DIVERSAS COMPONENTES NA OPERAÇÃO DE TORNEAMENTO, ADAPTADA (NORMA DIN6584)	15
FIGURA 4 – REPRESENTAÇÃO DE UM SISTEMA MASSA-MOLA-AMORTECEDOR (MELO, 2005 - MODIFICADO)	18
FIGURA 5 – EXEMPLO DE TORNEAMENTO INTERNO (SITE OFICIAL SANDVIK, 2023)	19
FIGURA 6 – VIBRAÇÃO AUTO EXCITADA NO TORNEAMENTO (PAUROBALLY, 2012)	20
FIGURA 7 – MODELO DE BARRA MONO ENGASTADA (SMRINOVA, 2007 - MODIFICADA)	21
FIGURA 8 – ABSORVEDOR DE IMPACTO POR PARTÍCULAS (HAILTOOLS, 2023)	24
FIGURA 9 – BROCA UTILIZADA NA OPERAÇÃO DE FURAÇÃO (VICENTE CHIAVERINI, 1986)	26
FIGURA 10 – INTERFACES DE UMA FERRAMENTA DE CORTE (FERRARESI, 2006)	27
FIGURA 11 – SUPORTE DE FIXAÇÃO DE FERRAMENTA DE TORNEAMENTO INTERNO COM PARAFUSOS DE FIXAÇÃO (GLOBALCNC, 2023).	30
FIGURA 12 – PORTA-FERRAMENTAS DE UM TORNO CNC (SANDVIK, 2023)	30
FIGURA 13 – EXEMPLO DE BARRA ANTIVIBRAÇÃO (SECO TOOL STEADYLINE BROCHURE, 2023)	32
FIGURA 14 – COMPARAÇÃO DE PROFUNDIDADE DE CORTE DE ENTRE FERRAMENTA COMUM E ANTIVIBRAÇÃO (SECO TOOL STEADYLINE BROCHURE, 2023)	33
FIGURA 15 – COMPORTAMENTO VIBRACIONAL DAS FERRAMENTAS (SECO TOOL STEADYLINE BROCHURE, 2023)	33
FIGURA 16 – SISTEMA ANTIVIBRAÇÃO FABRICANTE MAQ (MAQ, 2023)	35

FIGURA 17 – CORTE SEÇÃO TRANSVERSAL DE UMA BARRA. (A) MACIÇA. (B) OCA.	36
FIGURA 18 – GRÁFICO DA VARIAÇÃO DE M E I EM RELAÇÃO A X.	37
FIGURA 19 – DESENHO FERRAMENTA DE TORNEAMENTO INTERNO A-DCLN-KC 95° (SITE KENNAMETAL.COM, 2023)	38
FIGURA 20 – DESENHO ACESSÓRIO MONTADO NA FERRAMENTA A-DCLN-KC 95°	40
FIGURA 21 – DESENHO DOIS ACESSÓRIOS MONTADOS NA FERRAMENTA A-DCLN-KC 95°	40
FIGURA 22 – POSICIONAMENTO E DIMENSÕES DOS ACESSÓRIOS.	41
FIGURA 23 – UTILIZAÇÃO DA “ULTRA DUTY™ BORING BAR SLEEVES” DA FABRICANTE EDWARD ANDREWS (SITE EDWARD ANDREWS, 2023).	42
FIGURA 24 – SOLUÇÃO “ULTRA DUTY™ BORING BAR SLEEVES” DA FABRICANTE EDWARD ANDREWS (SITE EDWARD ANDREWS, 2023).	42
FIGURA 25 – LINHA ELÁSTICA BARRA MONO ENGASTADA.	43
FIGURA 26 – MODELO 3D DA FERRAMENTA E MÉTODO DE FIXAÇÃO.	47
FIGURA 27 – MODELO 3D DO ACESSÓRIO A SER UTILIZADO.	47
FIGURA 28 – MODELO 3D DA FERRAMENTA UTILIZANDO DOIS ACESSÓRIOS.	48
FIGURA 29 – MODELO 3D DA FERRAMENTA UTILIZANDO UM ACESSÓRIO.	48
FIGURA 30 – PRESET DO MATERIAL UTILIZADO PARA A SIMULAÇÃO.	49
FIGURA 31 – REPRESENTAÇÃO DA CONDIÇÃO DE CONTORNO DA SITUAÇÃO 1.	50
FIGURA 32 - REPRESENTAÇÃO DA CONDIÇÃO DE CONTORNO DA SITUAÇÃO 2.	50
FIGURA 33 - REPRESENTAÇÃO DA CONDIÇÃO DE CONTORNO DA SITUAÇÃO 3.	50
FIGURA 34 – MODELO 3D UTILIZADO PARA VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS.	51
FIGURA 35 – REPRESENTAÇÃO DO DESLOCAMENTO NO CASO 1.	54
FIGURA 36 - REPRESENTAÇÃO DO DESLOCAMENTO NO CASO 2.	55
FIGURA 37 - REPRESENTAÇÃO DO DESLOCAMENTO NO CASO 3.	55
FIGURA 38 – RESULTADO DA SIMULAÇÃO DA FREQUÊNCIA NATURAL PRIMEIRO MODO DE VIBRAÇÃO.	57

FIGURA 39 – RESULTADO DA SIMULAÇÃO DA FREQUÊNCIA NATURAL SEGUNDO MODO DE VIBRAÇÃO.	57
FIGURA 40 – ENSAIO MODAL DO CASO 1.	58
FIGURA 41 – ENSAIO MODAL DO CASO 2.	58
FIGURA 42 – ENSAIO MODAL NO CASO 3.	59
FIGURA 43 – GRÁFICO DE RIGIDEZ, FREQUÊNCIA NATURAL E DEFLEXÃO (SEM O USO DE LUVAS) EM RELAÇÃO AO DIÂMETRO DA FERRAMENTA.	61
FIGURA 44 – FREQUÊNCIA NATURAL E DEFLEXÃO (SEM O USO DE LUVAS) EM FUNÇÃO DA RELAÇÃO L/D.	61

Lista de tabelas

TABELA 1 – DATASHEET FERRAMENTA DE TORNEAMENTO INTERNO A-DCLN-KC 95° (SITE KENNAMETAL.COM, 2023)	39
TABELA 2 – COEFICIENTE DE FORÇA ESPECÍFICA K_c (CATÁLOGO 2020 – 2021 DA MITSUBISHI TOOLS, 2023).	44
TABELA 3 - VALORES DE λ_l PARA DIFERENTES MODOS DE VIBRAÇÃO (BLEVINS, 1979, MODIFICADO)	52
TABELA 4 – COMPARAÇÃO DEFLEXÃO DO CASO 1 POR SIMULAÇÃO E MÉTODO ANALÍTICO.	54
TABELA 5 - DEFLEXÃO DA FERRAMENTA CONSIDERANDO O CONTATO “BONDED”.	56
TABELA 6 – DEFLEXÃO DA FERRAMENTA CONSIDERANDO O CONTATO “NO PENETRATION”.	56
TABELA 7 – FREQUÊNCIA NATURAL SOLIDWORKS E ANALÍTICO	57
TABELA 8 - FREQUÊNCIA NATURAL NOS CASOS PROPOSTOS	59
TABELA 9 - RIGIDEZ DO SISTEMA NOS CASOS PROPOSTOS	59

1 Introdução

Com a evolução constante da indústria em geral, a complexidade dos equipamentos e máquinas foram aumentando. Este fato vem resultando em uma necessidade de produção de peças cada vez mais complexas. Sendo assim, com o passar dos anos, vimos uma grande evolução na tecnologia das máquinas de usinagem, conseguindo produzir produtos com geometrias cada vez mais complexas e precisas, se adequando às demandas do mercado.

Uma etapa importante do processo de fabricação é o torneamento interno, presente em grande parte dos produtos encontrados no mercado, principalmente na indústria de óleo e gás, onde é utilizado inúmeros tipos de válvulas para o controle da extração do petróleo. Estas válvulas são formadas por inúmeras peças em seu interior que demandam alta precisão de acabamento e dimensão.

Apesar do avanço tecnológico, ainda existem diversos fatores que dificultam a obtenção das cotas e acabamento necessários para peças que exigem alta precisão. A principal delas é a vibração na usinagem, presente substancialmente no processo de torneamento interno em peças exigem ferramentas com grande relação comprimento-diâmetro. Para este processo, são necessárias ferramentas longas (para alcançar toda a extensão da peça) e de diâmetro pequeno (visando caber dentro do interior da peça sendo fabricada).

Em fábricas, operadores de máquinas de torneamento muitas vezes são forçados a escolherem parâmetro conservadores de usinagem, visando conter as vibrações e acertar as tolerâncias necessárias, em alguns casos, operações manuais extras são necessárias para limpar as marcas da vibração. Essas práticas resultam em perda de produtividade (Quintana, 2011).

Uma vez que as vibrações são um fenômeno intrínseco ao processo de usinagem de torneamento, é crucial realizar uma avaliação minuciosa dos conceitos e equacionamentos já estudados ao longo dos anos, com o objetivo de compreender melhor quais parâmetros de operação têm maior impacto na intensidade do fenômeno. Essa análise permitirá identificar os fatores mais relevantes que influenciam a ocorrência das vibrações, possibilitando a adoção de medidas efetivas para minimizá-las.

2 Objetivos Gerais e Específicos do Trabalho

Este trabalho tem como propósito estudar o comportamento vibracional de ferramentas de torneamento interno visando propor melhorias para sua estrutura. Levando em consideração suas condições de trabalho e características, como, as forças atuantes, o material a ser usinado e o da ferramenta em si, as interferências dos suportes utilizados para a fixação, entre outros.

Com essas melhorias aplicadas, problemas de acabamento devido à vibração terão menos impacto no tempo de produção de peças com geometrias internas esbeltas.

3 Revisão Bibliográfica

3.1. Usinagem

Durante o processo de fabricação de uma peça, uma variedade de operações e processos de usinagem são necessárias para remover o excesso de material do produto bruto. Essas operações são usualmente mecânicas e envolvem ferramentas de corte rotativas, abrasivas, discos etc. Operações de usinagem podem ser usadas em metal bruto em forma de barras ou em formas planas, podem também performar em partes que já passaram por outros processos de fabricação, como a fundição ou a soldagem (Thomasnet, 2023). A usinagem pode ser dividida em diversos tipos, cada um com suas características, como, o torneamento, fresamento, furação, entre outros.

3.2. Torneamento e Esforço de Corte

3.2.1.1. Torneamento

O processo que se baseia no movimento da peça em torno de seu próprio eixo chama-se torneamento. O torneamento, como todos os trabalhos executados com máquinas-ferramenta, acontece mediante a retirada progressiva do cavaco da peça trabalhada. O cavaco é cortado por uma ferramenta de um só gume cortante, que deve ter uma dureza superior do material a ser cortado (Josoé Luz, 2023).

No torneamento, temos diversas operações que se diferem entre si, como o torneamento cilíndrico externo e interno, sangramento axial e radial, torneamento cônico externo e interno, faceamento e o perfilamento radial e axial. Neste trabalho será estudado o comportamento das ferramentas de corte nos torneamentos internos, sendo eles cilíndricos ou cônicos. Os tornos mecânicos são as máquinas atribuídas para realizar essa operação, sendo versáteis e capazes de confeccionar inúmeros formatos de peças através de diversas operações, como as citadas acima. A figura 1 exemplifica tais operações.

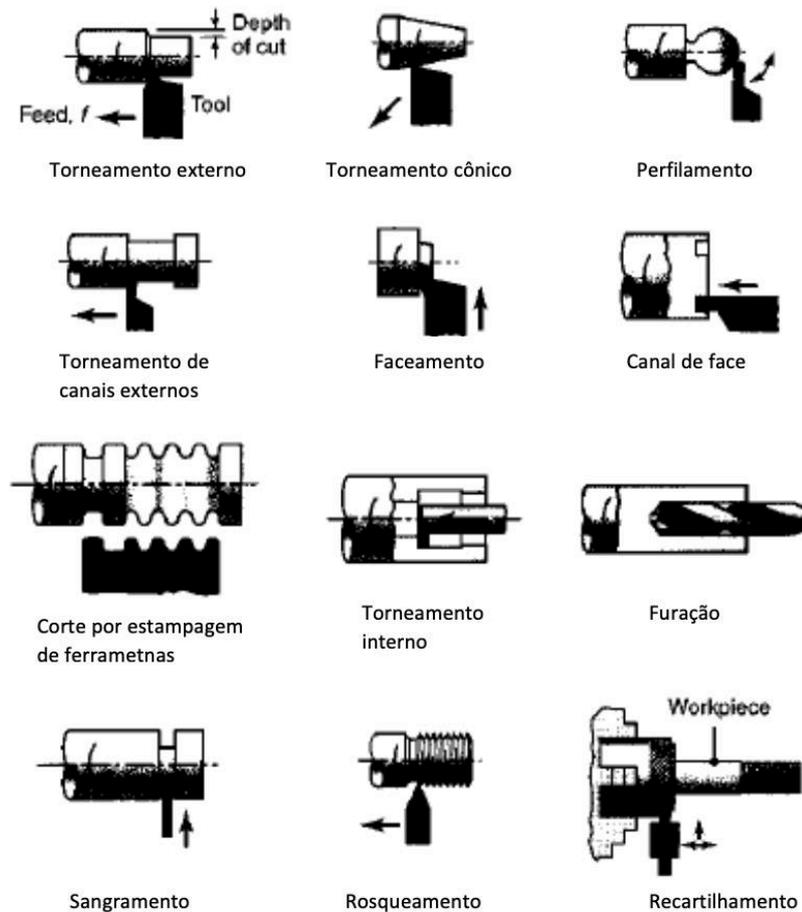


Figura 1 – Tipos de operações de torneamento (Schmid, 2009)

3.2.1.2. Mecânica da Usinagem

De acordo com Kalpakjian (2009), o princípio usado para qualquer máquina ferramenta com intuito de obter a superfície desejada seria promover um movimento relativo entre a matéria prima e a ferramenta escolhida. Esse movimento pode ser analisado e compreendido por meio das grandezas físicas que o governam.

Conceitualmente, existem três movimentos importantes no processo de usinagem: corte, avanço e efetivo. Consistem na relação entre peça e ferramentas que causam efetivamente a retirada de material e a saída de cavaco, sendo então os movimentos que interagem no comportamento vibratório do sistema.

A NBR 6162 define cada um dos movimentos citados e exemplificados na figura 2:

- Movimento de corte: realizado entre a peça e a aresta de corte que produz a retirada de cavaco de maneira única, onde há ausência de avanço.
- Movimento de avanço: também realizado entre a peça e aresta de corte, porém produz a retirada contínua de cavado quando aliado ao movimento de corte.
- Movimento efetivo: consiste no movimento resultante dos dois anteriores, promovendo a usinagem do material em si.

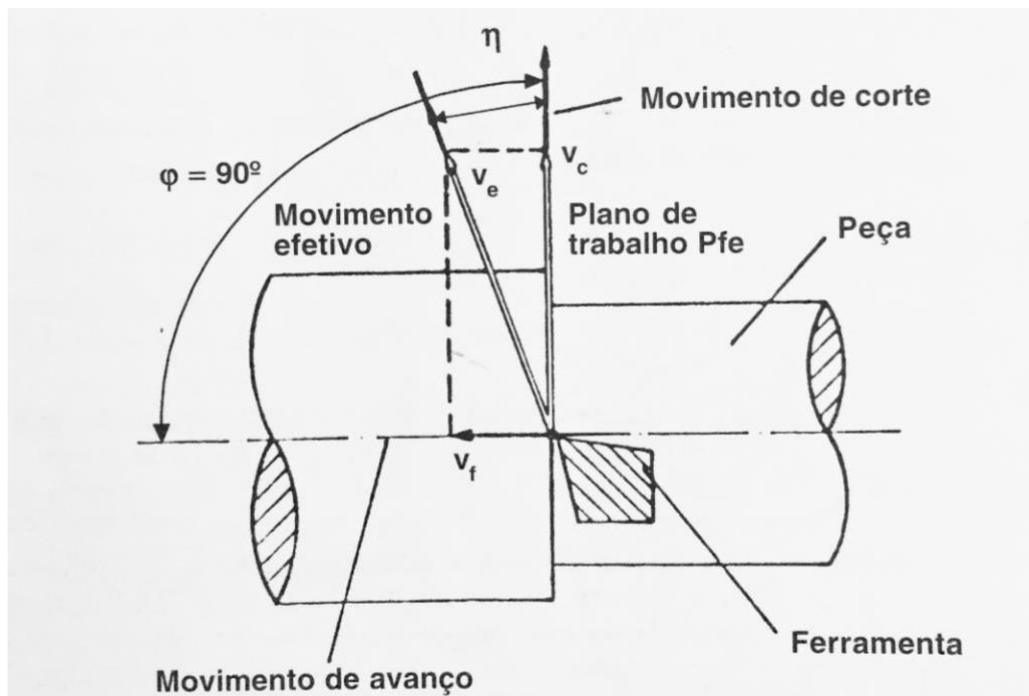


Figura 2 – Esquema visual dos movimentos (Diniz, 2013)

3.2.1.3. Esforços de Corte

Segundo Diniz (2013), compreender o comportamento e a ordem de grandeza dos esforços de corte no processo de torneamento é de extrema importância, pois eles afetam a potência necessária para o corte, a capacidade de alcançar tolerâncias desejadas, a temperatura de corte e o desgaste da ferramenta utilizada.

De acordo com Kalpakjian e Schmid (2009), os dados obtidos sobre os esforços de corte são extremamente importantes no processo de usinagem, pois permitem o desenvolvimento preciso das ferramentas de corte para minimizar distorções nos equipamentos, manter a precisão dimensional e auxiliar na escolha de suportes de ferramentas e dispositivos de fixação. Além disso, esses dados permitem garantir que a peça a ser usinada possa resistir aos mesmos esforços sem sofrer distorções.

As forças de usinagem são consideradas como uma ação da peça sobre a ferramenta, a força total resultante que atua sobre a cunha cortante durante a usinagem é chamada de força de usinagem (F_u). Porém, não se trabalha com a força de usinagem propriamente, mas sim com suas componentes (Diniz, 2013).

Segundo a norma DIN6584, inicialmente, a força de usinagem é decomposta em uma componente que está no plano de trabalho, chamada de força ativa (F_t) e uma perpendicular ao plano de trabalho, chamada de força passiva (F_p).

A força ativa (F_t) pode ser dividida em:

- Força de corte (F_c) – projeção de F_u sobre a direção de corte;
- Força de avanço (F_f) – projeção de F_u sobre a direção de avanço;
- Força de apoio (F_{ap}) – projeção de F_u sobre a direção perpendicular à direção de avanço, situada no plano de trabalho;

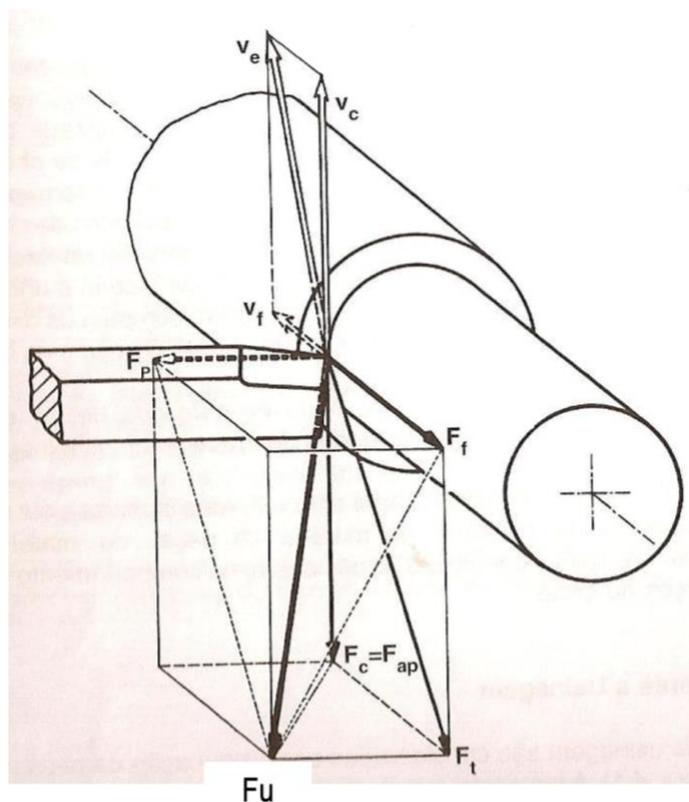


Figura 3 – Força de Usinagem e suas Diversas Componentes na Operação de Torneamento, adaptada (Norma DIN6584)

A componente de F_u em um plano perpendicular ao plano de trabalho (F_p) não contribui para a potência de usinagem, pois é perpendicular aos movimentos. Porém, é importante que se estude o comportamento e o valor desta força, pois ela é

responsável pela deflexão elástica da peça e da ferramenta durante o corte e, por isso, é responsável pela obtenção de tolerâncias de forma e dimensão apertadas (Diniz, 2008).

3.2.1.4. Cálculo de Forças de Corte

A força passiva (F_p) pode ser obtida pela seguinte relação:

$$F_p = \sqrt{Fu^2 - (Fc^2 + Ff^2)} \quad [3-1]$$

Já a força de corte (F_c), que está mais bem conectada com os esforços necessários para causar perturbações vibracionais no sistema, é descrita pela seguinte equação:

$$F_c = k_c * A \quad [3-2]$$

$$A = a_p * f \quad [3-3]$$

Onde,

- k_c - pressão de corte específica,
- A - área da seção transversal de corte,
- a_p - profundidade de corte,
- f - avanço por rotação,

Para o cálculo da força ativa (F_t), utiliza-se as equações presentes nos catálogos da fabricante SANDVIK, que são:

$$F_t = k_c * \left(\frac{0,4}{f * \text{sen}(KAPR)} \right)^{m_c} * f * a_p \quad [3-4]$$

Onde,

- $KAPR$ – ângulo de posição de ferramenta.
- m_c – expoente constante definido pelo material.

O cálculo da força tangencial ou de corte definido acima permite obter o valor do esforço aplicado na ferramenta e na peça durante a usinagem, sendo essa uma componente que afeta o comportamento vibracional forçado diretamente.

3.2.1.5. Pressão Específica de Corte (kc)

A pressão específica de corte (kc) é um valor geralmente definido de acordo com o material da peça a ser usinada, relacionado com a força necessária para remover uma área de corte equivalente a 1 mm^2 . Embora existam equações teóricas para o cálculo da pressão específica de corte na literatura, pode ser mais prático utilizar o equacionamento proposto pelas fabricantes de ferramentas, como a SANDVIK e a MITSUBISHI, e as tabelas fornecidas com os valores empíricos de kc definidos por material da peça de trabalho para a análise proposta.

3.3. Vibrações Mecânicas:

3.3.1.1. Conceitos Básicos

De acordo com a definição de Singiresu RAO (2009), vibração é um movimento repetitivo que ocorre dentro de um intervalo de tempo, como o balançar de um pêndulo. O estudo de vibrações em equipamentos mecânicos é de extrema importância devido aos efeitos catastróficos que podem ocorrer sem aviso prévio perceptível pelas partes operatrizes da máquina. Geralmente, os sistemas vibratórios são compostos por três componentes principais: um elemento de massa que armazena a energia cinética, um elemento mola que armazena a energia potencial elástica e um elemento amortecedor que dissipa a energia do sistema gradualmente.

Dessa forma, o fenômeno vibratório ocorre quando a energia cinética é transferida alternadamente para a energia potencial do elemento de massa para o elemento mola do sistema e vice-versa, sendo o elemento amortecedor responsável por dissipar a energia em cada ciclo (ilustrado na figura 4).

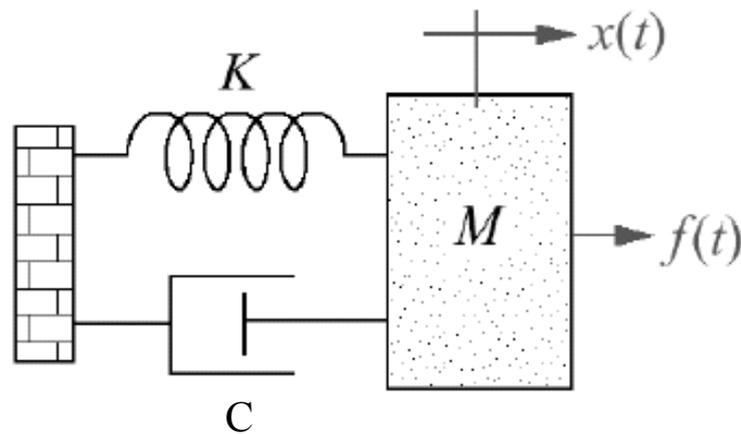


Figura 4 – Representação de um sistema massa-mola-amortecedor (Melo, 2005 - modificado)

Segundo (Cabau, 2015), uma estrutura simples com um sistema de um único grau de liberdade, pode ser modelada pela combinação de massa (m), mola (k) e amortecimento (c). Quando uma força externa $F(t)$ é exercida sobre a estrutura a sua mobilidade é descrita pela seguinte equação diferencial:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad [3-5]$$

Na equação [3-5], $F(t)$ descreve o vetor de excitações externas ao sistema, compondo forças de excitação (periódicas ou não) e o efeito da excitação de base. A componente x e suas derivadas \dot{x} e \ddot{x} descrevem o deslocamento, velocidade e aceleração dos graus de liberdade do sistema.

3.4. Vibrações em Torneamento

As vibrações em processos de usinagem por torneamento são um desafio importante para a produção mecânica, dado que podem afetar significativamente a qualidade das peças e a vida útil das ferramentas de corte. Por essa razão, muitos estudos são realizados para identificar, prever ou controlar as vibrações em torneamento, com o objetivo de otimizar o processo em si. Para tal, são utilizados

métodos analíticos, computacionais e/ou empíricos para visualizar o comportamento vibracional em diferentes condições de usinagem.

Os casos mais críticos ocorrem durante o processo de torneamento interno com ferramentas de comprimento esbelto, medindo, na maioria das vezes mais que 4 vezes o seu diâmetro (4D). A Figura 5 ilustra um exemplo desse processo.

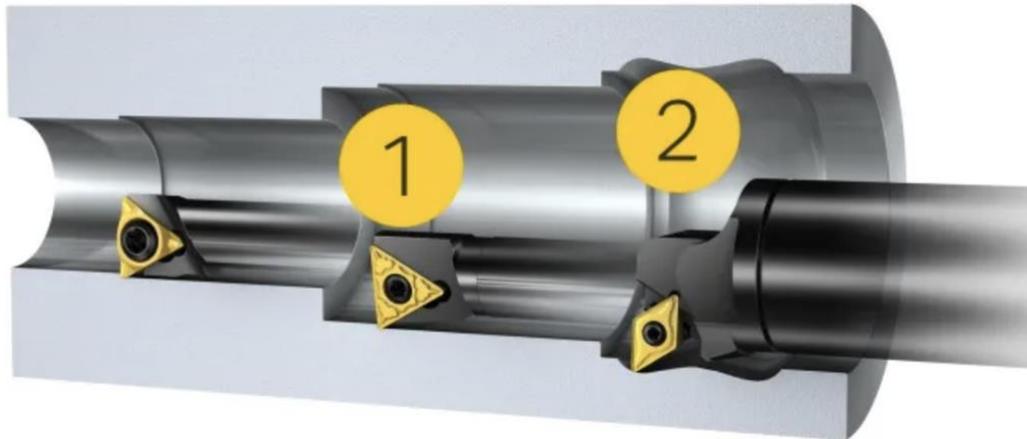


Figura 5 – Exemplo de torneamento interno (Site oficial SANDVIK, 2023)

As vibrações na usinagem são geralmente classificadas em duas categorias: primária e secundária. Vibrações primárias podem ser causadas pelo próprio processo de desbaste (o atrito entre a ferramenta de corte e a superfície de trabalho, por efeitos termomecânicos na formação de cavacos ou por outros distúrbios). Já as vibrações secundárias podem ser causadas pela ondulação já presente na superfície, muitas vezes deixadas pelo passe anterior da ferramenta, sendo ela o que mais influencia as vibrações em usinagem (Quintana, 2011).

No torneamento, as vibrações também podem ser classificadas em vibrações livres, forçadas e auto excitadas. As vibrações livres são resultantes de impactos durante o processo de corte, enquanto as vibrações forçadas são causadas por problemas na máquina-ferramenta, tais como rotação de massas desbalanceadas, acionamentos por engrenagens e correias, rolamentos com irregularidades e forças periódicas geradas pelos motores de acionamento.

De acordo com Altintas (2000), as vibrações auto excitadas também são conhecidas como regenerativas e resultam de um mecanismo de auto excitação na geração da espessura do cavaco durante as operações de usinagem. Inicialmente, forças de corte excitam um dos modos estruturais do sistema. Em seguida, uma

superfície ondulada resultante da passagem do gume é removida pelo subsequente, que também deixa uma superfície ondulada devido às vibrações estruturais. A amplificação ou atenuação das vibrações depende da diferença de fase entre duas ondulações sucessivas.

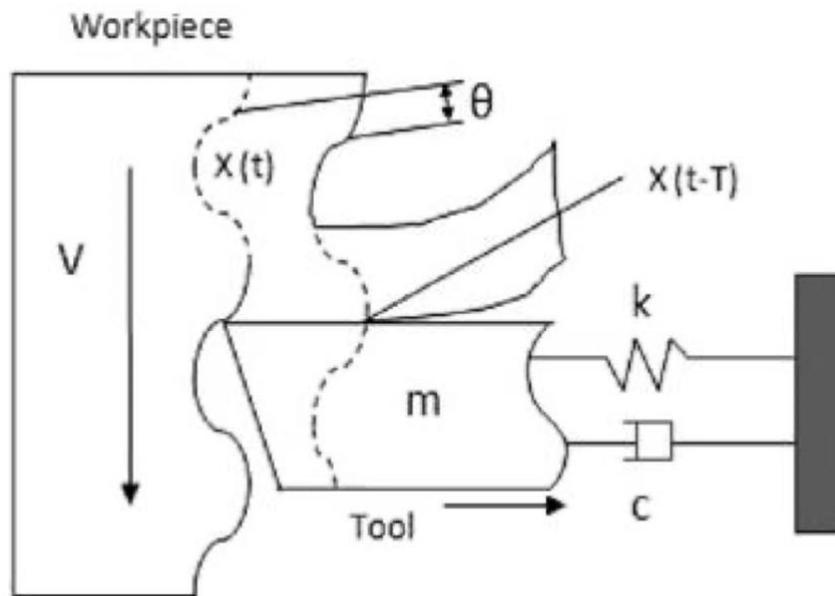


Figura 6 – Vibração auto excitada no torneamento (Paurobally, 2012)

3.5. Métodos de Modelagem para Vibração

Considerando todos os elementos envolvidos na operação de torneamento, como a ferramenta, a pastilha, os suportes de fixação, a peça de trabalho, o sistema de fixação da peça etc.; uma modelagem muito precisa do fenômeno mostra demasiada complexidade. Por isso, inúmeros estudos já realizados, como os feitos por (Gutakovskis, 2011) e (Ghorbani, 2019), simplificam os modelos de análise do problema, geralmente tratando a operação no plano bidimensional e evitando a complexa modelagem no plano ortogonal de 3-eixos.

O estudo realizado por Tatiana Smirnova et al (2007), determina algumas análises das propriedades dinâmicas de ferramentas para torneamento interno, onde consideram o material da mesma e método de fixação.

A definição consiste em avaliar as propriedades de barras de seção transversal constantes em relação ao comprimento, onde $A(z) = A$ e as propriedades de momento de inércia também constantes no comprimento $I(z) = I$. Smirnova (2007) considera o modelo da ferramenta como uma barra engastada em uma ponta e livre na outra. A figura 7 ilustra o modelo em questão.

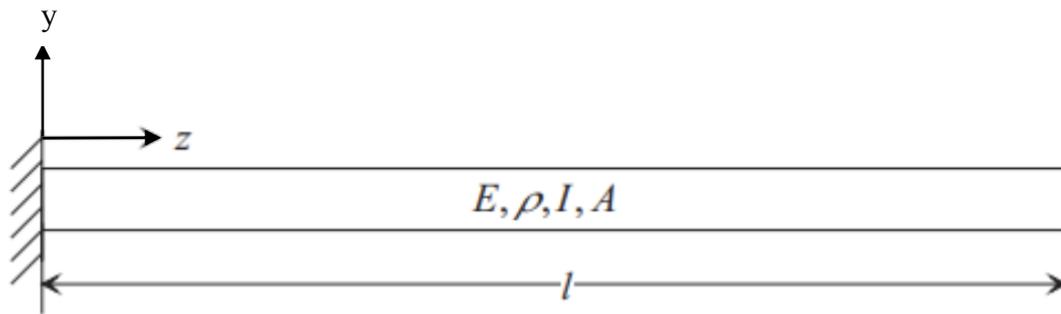


Figura 7 – Modelo de barra mono engastada (Smrinova, 2007 - Modificada)

Onde:

- E - o módulo de elasticidade
- ρ – densidade da ferramenta
- I – momento de inércia
- A – área da seção transversal da barra
- L – comprimento da barra

O trabalho apresentado por Siamak Ghorbani et al (2019) propõe uma análise de como modelar um sistema massa-mola equivalente para uma ferramenta fixada em circunstâncias similares com o estudo de Smirnova (2007). De acordo com as considerações de Ghorbani (2019), a massa da ferramenta é distribuída uniformemente ao longo do comprimento, como visto na Figura 7. A equação para o deslocamento é definida como:

$$Y_i = PL Z_i^2 * \left(3 - \frac{Z_i}{2}\right) * \left(\frac{1}{6EI^2}\right) \quad [3-6]$$

Onde:

- Y_i – Deslocamento da enésima seção na direção Y
- P – Força de corte na direção Y
- L – Comprimento livre em relação à fixação da ferramenta de corte
- Z_i – Distância da seção em relação à fixação
- E – Módulo de elasticidade
- I – Momento de inércia na seção transversal

Como observado no modelo apresentado por Ghorbani (2019), mais especificamente na sua equação de deslocamento da massa da barra, a amplitude de

vibração é inversamente proporcional ao momento de inércia da seção transversal da barra (L).

Na oitava edição do livro “Mecânica dos Materiais”, James M. Gere e Barry J. Goodno nos apresenta a equação para a determinação do momento de inércia de uma seção circular como:

$$I = \frac{\pi r^4}{4} \quad [3-7]$$

Onde r é a coordenada radial da seção circular.

Como observado na equação acima, fica claro que aumentando o diâmetro da seção transversal da peça teremos um momento de inércia maior, impactando em um menor deslocamento da ferramenta.

Outro ponto de importante influência na vibração da ferramenta é a sua rigidez, medida através do produto do módulo de elasticidade (E) pelo momento de inércia de área (I). A equação [3-6] nos mostra que ela é inversamente proporcional à amplitude de deslocamento (Z_i) da peça. Ou seja, aumentando a rigidez da ferramenta, temos uma menor amplitude de vibração.

3.5.1.Frequência Natural

A frequência natural de um sistema é a frequência em que o mesmo oscila após uma única perturbação inicial, deixando-a vibrar sozinha sem a atuação de forças externas. O número de frequências naturais está ligado ao número de graus de liberdade que o sistema possui. Caso possua n graus de liberdade, ele terá n frequências naturais distintas, Rao (2009).

Conforme Serway e Jewett (2014), uma estrutura apresenta sua maior resposta a uma carga dinâmica quando sua frequência natural coincide com a frequência dessa carga. A partir desse ponto, essas frequências se sincronizam, levando ao aumento significativo da amplitude de vibração, resultando em grandes deflexões e falhas excessivas, fenômeno conhecido como ressonância. É crucial compreender a frequência natural de um elemento estrutural para prevenir a ocorrência de ressonância com as cargas aplicadas.

Se a frequência de excitação se mantiver substancialmente constante, é viável reduzir as vibrações ao alterar a frequência natural da estrutura, por exemplo, ajustando sua massa. Essa possibilidade decorre do fato de que a frequência natural

de uma estrutura está intimamente relacionada à sua massa e rigidez, como mencionado por Harris e Piersol (2002).

Ao modificar a massa da estrutura, é possível afetar sua frequência natural. Ao fazer isso, pode-se evitar a ressonância ao assegurar que a frequência natural seja diferente da frequência de excitação. Essa abordagem é particularmente valiosa quando se pretende evitar danos causados por vibrações indesejadas ou quando é necessário garantir a estabilidade da estrutura em face de cargas dinâmicas específicas.

A capacidade de ajustar a frequência natural por meio da variação da massa é amplamente utilizada em projetos de engenharia para controlar e minimizar os efeitos de vibrações indesejadas em diversas aplicações industriais e construções.

Em sistemas de um grau de liberdade, temos a seguinte equação para a frequência natural:

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad [3-8]$$

Onde k é a rigidez do sistema e m a massa.

Já para o movimento harmônico em relação à frequência natural do sistema, temos:

$$\ddot{x}(t) + w_n^2 x(t) = 0 \quad [3-9]$$

O período pode ser obtido através da equação abaixo:

$$\tau = \frac{2\pi}{w_n} \quad [3-10]$$

A partir do inverso do período, temos a frequência natural medida em Hertz:

$$f_n = \frac{1}{\tau} = \frac{w_n}{2\pi} \quad [3-11]$$

3.6. Absorvedor de Vibração por Impacto

A cavidade central no corpo da ferramenta nos permitirá a instalação de um sistema absorvedor de vibração por impacto. Segundo o estudo feito pela Hailtools

(2023) serão colocadas pequenas esferas livres que, no momento que estiver ocorrendo a vibração, se chocarão contra a parede interna da ferramenta no sentido contrário ao da ferramenta, produzindo uma força contrária ao movimento vibracional da ferramenta, atenuando a amplitude de vibração.

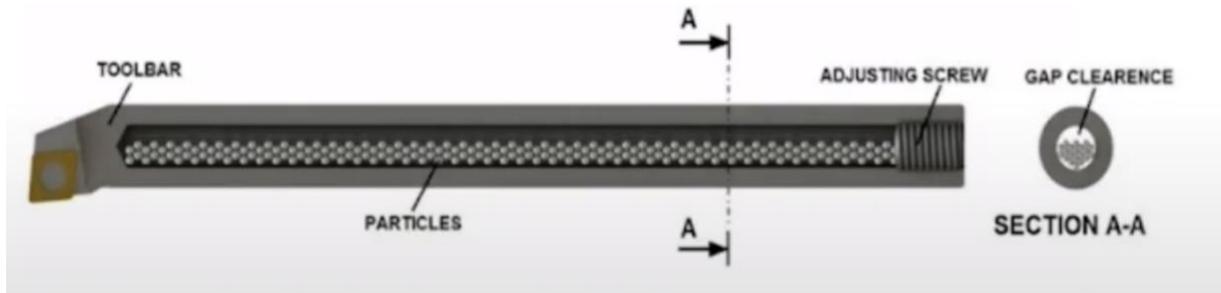


Figura 8 – Absorvedor de impacto por partículas (Hailtools, 2023)

Segundo Masri, 1969, o absorvedor por impacto tem como função diminuir a resposta do sistema vibratório ao dissipar a energia cinética do sistema por meio de colisões. Suas vantagens são o baixo custo e a facilidade de instalação e a robustez, não necessitando do número de manutenções dos sistemas antivibracionais mais sofisticados.

Estudos como o de Marhadi & Kinra (2005), estudaram o comportamento de absorvedores de impactos. No caso deste estudo em específico, foi sistema antivibração foi analisado em uma viga na posição horizontal, absorvendo vibrações onde a excitação ocorre na vertical. Neste estudo conseguiu-se uma equação para a capacidade de amortecimento do sistema.

$$\psi = \frac{T_i - T_{i+1}}{T_i} \quad [3-12]$$

$$\Delta = \frac{d \omega^2}{g} \quad [3-13]$$

Onde Ψ é a capacidade de amortecimento específica, T é a energia cinética, Δ é a folga não dimensional, d é a folga interna do absorvedor, ω é a frequência natural não amortecida e g é a aceleração da gravidade.

4 Ferramentas de Torneamento

Como mencionado no capítulo 3.1, no torneamento temos diversas operações, como:

- faceamento,
- torneamento interno e externo,
- perfilamento,
- sangramento,
- recartilhamento,
- broqueamento
- furação.

Para cada operação de torneamento, são exigidos diferentes tipos de ferramentas.

Na operação de furação, por exemplo, são utilizadas as brocas. Nesta operação, diferentemente de uma furadeira, a peça rotaciona, enquanto a broca se movimenta em direção ao centro da mesma. Com isso, na operação de furação em um torno, é apenas possível realizar furos no centro da peça. Esta operação precede a operação de torneamento interno, pois ela é utilizada para fazer o primeiro furo na peça, abrindo espaço para a entrada da ferramenta.

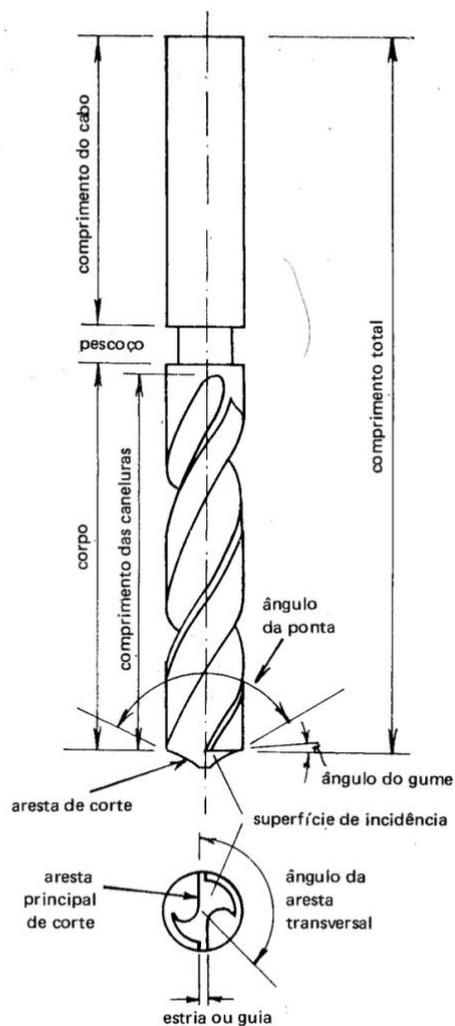


Figura 9 – Broca utilizada na operação de furação (Vicente Chiaverini, 1986)

Como mencionado acima, outros processos de usinagem exigem diferentes tipos de ferramentas, mas focaremos os estudos nas ferramentas de torneamento cilíndrico, também conhecidas como “barras”.

4.1. Ferramentas de Torneamento Cilíndrico

A primeira norma sobre estas ferramentas aparece em 1930, DIN 768. Com o passar do tempo e a evolução das máquinas de corte, se fez necessário a elaboração de novas normas. Com isso, em 1950, a comissão B5 da ASA elaborou a norma “Ferramentas de barra e suportes” (ASA B5.22). Esta norma foca em mostrar a

influência da posição da ferramenta em relação à peça utilizando como base os ângulos de corte.

Anos depois, em 1966, após estudos de pesquisadores como BICKEI, RÖHLKE, KIENZLE, SCHMIDT, WITTHOFF e KRONENBERG, foi elaborada a norma DIN 6581. A mesma visa fazer a distinção entre os ângulos da ferramenta e os ângulos efetivos ou de trabalho.

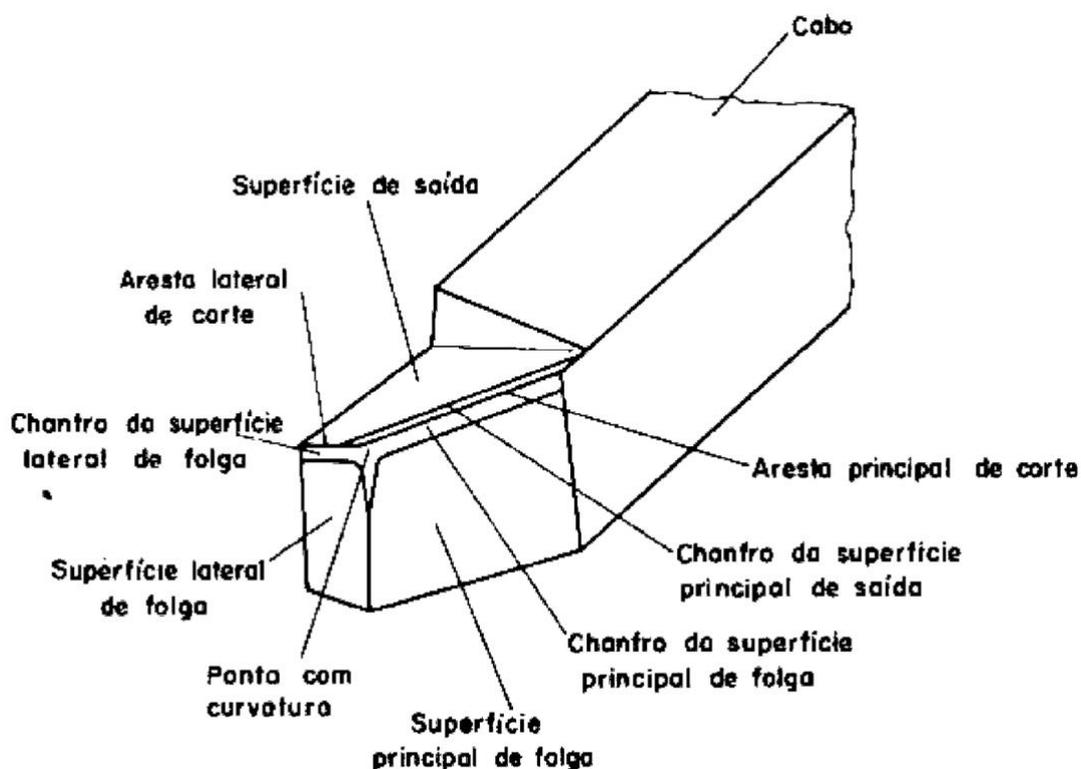


Figura 10 – Interfaces de uma ferramenta de corte (Ferraresi, 2006)

Na Figura 10, podemos observar os elementos presentes em uma ferramenta de torneamento. Entre eles, podemos dividir em duas partes principais, o cabo, estrutura que fornece o suporte e a fixação da ferramenta no porta ferramentas, e temos também o que chamamos de cabeça da ferramenta, parte da ferramenta de torneamento que contém o inserto de corte. Ela é montada no corpo da ferramenta e geralmente possui um sistema de fixação por parafuso. A cabeça da ferramenta pode ser substituída quando o inserto de corte está desgastado ou danificado. Em ferramentas mais modernas, quando desgastado, podemos substituir apenas o inserto, não sendo necessário substituir toda a cabeça da ferramenta.

4.1.1.1. Corpo da Ferramenta

O corpo da ferramenta, também conhecido como suporte da ferramenta, é uma parte essencial de um sistema de torneamento. Ele desempenha um papel crucial na fixação e suporte da ferramenta de corte durante o processo de usinagem

O corpo da ferramenta é geralmente feito de aço de alta resistência, como aço carbono ou aço-liga. Ele é projetado para ser robusto e resistente o suficiente para suportar as forças de corte geradas durante a usinagem. O suporte pode ser fabricado em uma peça única ou ser composto por várias partes, dependendo do projeto e da aplicação.

Ele é fixado no torno por meio de um sistema de fixação, podendo ser uma placa de torre, um suporte de ferramenta de deslizamento ou um suporte de torre. Esses sistemas permitem que o suporte da ferramenta seja posicionado e travado em uma posição precisa, garantindo estabilidade durante o processo de usinagem.

O corpo da ferramenta pode oferecer diferentes opções de ajustes para permitir um alinhamento adequado da ferramenta de corte em relação à peça. Esses ajustes podem incluir regulagem de altura, para definir a posição vertical da cabeça da ferramenta, e de ângulo, para definir o ângulo de inclinação da ferramenta em relação à superfície da peça a ser usinada. Esses ajustes são importantes para obter cortes precisos e de qualidade.

Esta parte da ferramenta possui um sistema de fixação para o inserto de corte. Esse sistema geralmente envolve o uso de parafusos ou pinos de fixação que prendem o inserto de corte na cabeça da ferramenta. O sistema de fixação deve ser robusto e confiável para garantir a estabilidade do inserto durante a usinagem.

Um corpo de ferramenta bem projetado é essencial para fornecer estabilidade e rigidez durante a usinagem. Isso minimiza as vibrações e aumenta a precisão do processo de torneamento. Um suporte rígido também ajuda a transferir eficientemente as forças de corte geradas pelo processo de corte, evitando deformações indesejadas.

É importante ressaltar que os suportes de ferramenta podem variar em design e características dependendo do tipo de torno, da aplicação e das necessidades específicas de usinagem. Portanto, é essencial seguir as recomendações do fabricante do torno e da ferramenta ao selecionar o suporte adequado para uma determinada operação de torneamento.

4.1.1.2. Fixação da Ferramenta

A fixação do suporte de ferramenta é um aspecto crítico no processo de torneamento, pois, assim como outros fatores, é essencial para a estabilidade e a precisão durante a usinagem. A fixação da ferramenta no torno pode variar dependendo do tipo de torno e do sistema de fixação utilizado.

Em ferramentas com hastes, ela é inserida em um orifício no suporte de ferramenta e é fixada no lugar por meio de um parafuso ou dispositivo de aperto. O suporte de ferramenta é então fixado no porta-ferramentas do torno.

O porta-ferramentas ou placa de torre, em troncos convencionais é uma peça montada no cabeçote do torno que contém uma série de orifícios roscados onde os parafusos de fixação do suporte de ferramenta são inseridos. A placa de torre é girada manualmente para posicionar o suporte de ferramenta na posição desejada e, em seguida, os parafusos de fixação são apertados para prendê-lo no lugar. Já em troncos de controle numérico computadorizados (CNC), a fixação da ferramenta pode ser realizada por uma torre de ferramentas motorizada. Nesse caso, a torre de ferramentas é uma estrutura que contém múltiplos suportes de ferramenta e é controlada por um motor. A ferramenta desejada é selecionada e posicionada automaticamente pela torre de ferramentas motorizada, seguindo os passos programados no código de usinagem da peça.

Existem diversos métodos de fixação da ferramenta ao suporte, os principais são os suportes de ferramenta com parafusos de fixação e o de encaixe rápido.

Nos suportes que usam parafusos para a fixação, a ferramenta é inserida no suporte e fixada no lugar por meio do aperto do parafuso.



Figura 11 – Suporte de fixação de ferramenta de torneamento interno com parafusos de fixação (GlobalCNC, 2023).

Visando fixar a ferramenta de forma mais ágil e conveniente, os suportes de encaixe rápido possuem um mecanismo de fixação utilizando uma alavanca e um sistema de travamento, permitindo a fixação e remoção da ferramenta de forma mais rápida.

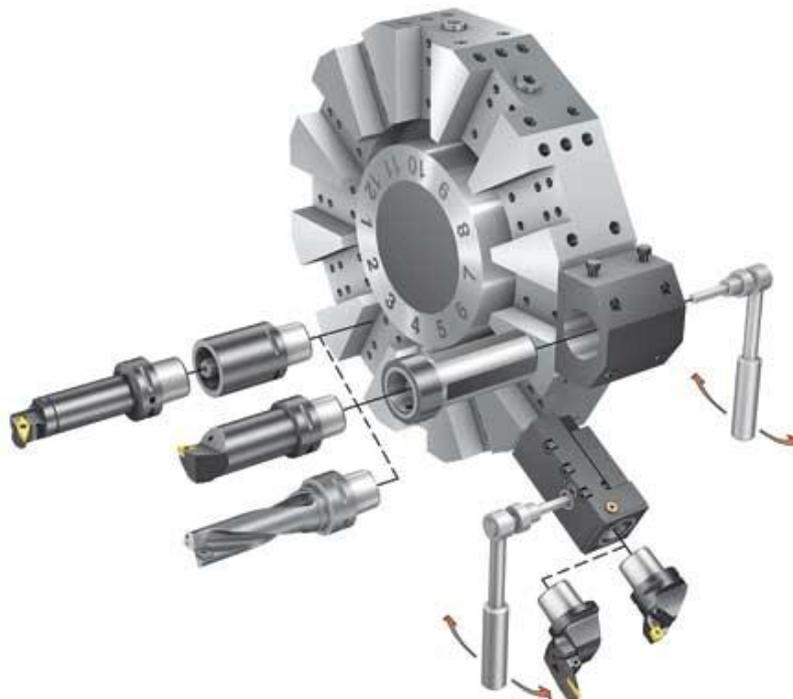


Figura 12 – Porta-ferramentas de um torno CNC (SANDVIK, 2023)

Na Figura 12, podemos observar o porta-ferramentas de uma máquina de torneamento CNC, nela é demonstrado como as ferramentas são fixadas.

Com isso podemos notar que, para evitar a vibração durante o torneamento, é de extrema importância a correta fixação da ferramenta no porta-ferramentas.

5 Soluções Antivibração

A vibração no torneamento interno de peças é um problema antigo e recorrente na indústria. Com isso, fabricantes de ferramentas seguem investindo tempo e dinheiro no desenvolvimento de soluções que visam minimizar este efeito indesejado. A principal solução encontrada no mercado é o sistema de amortecimento passivo-dinâmico.

Nele, um contrapeso é instalado no interior do corpo da ferramenta. Este contrapeso é posicionado o mais próximo possível da ponta de corte da ferramenta, posição onde há a maior deflexão da barra, amortecendo a vibração no momento em que são transmitidas para a ferramenta (Seco Tool Steadyline Brochure, 2023).



Figura 13 – Exemplo de barra antivibração (Seco Tool Steadyline Brochure, 2023)

No mercado, temos opções como a Steadyline da fabricante SECO e a linha de ferramentas antivibração da SANDVIK, nomeada de Silent Tools™.

Um estudo da fabricante SECO em Seco Tool Steadyline Brochure (2023) comparou o comportamento de duas ferramentas, uma convencional e outra com o sistema antivibração, ambas em situações similares. O experimento mediu a máxima profundidade de corte no qual a ferramenta permanece estável em diferentes velocidades de rotação. Ambas as ferramentas apresentam um diâmetro de 50 mm e comprimento de corte de 250 mm.

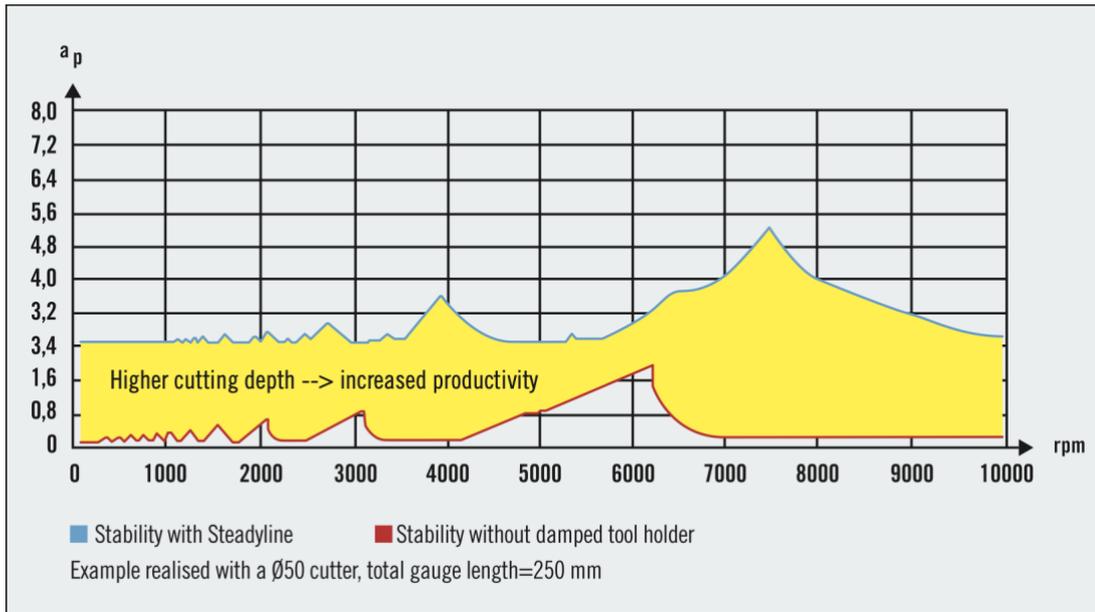


Figura 14 – Comparação de profundidade de corte de entre ferramenta comum e antivibração (Seco Tool Steadyline Brochure, 2023)

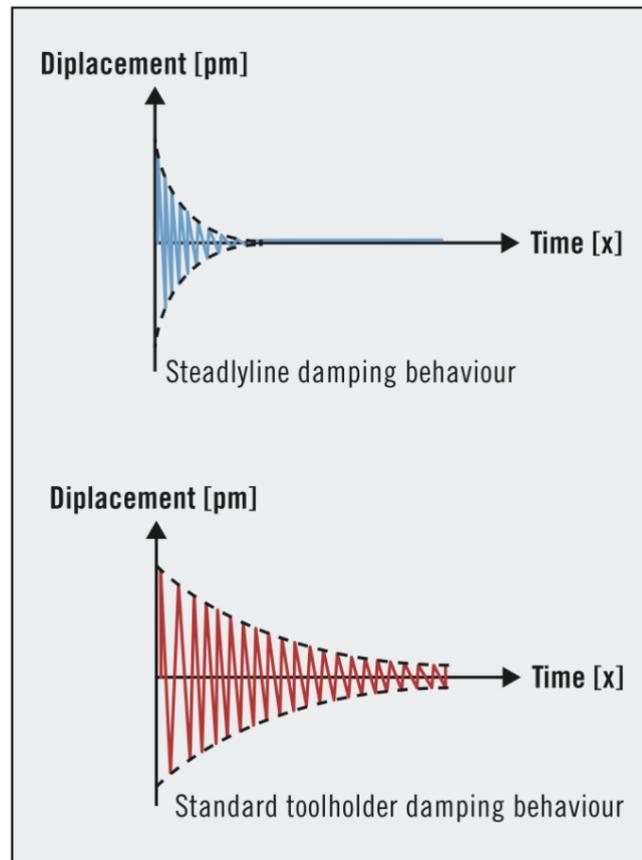


Figura 15 – Comportamento vibracional das ferramentas (Seco Tool Steadyline Brochure, 2023)

Na Figura 14 podemos observar que, com o sistema antivibração, a usinagem ocorre com uma profundidade de corte maior que a ferramenta comum, aumentando a quantidade de material retirado durante o corte, diminuindo o número de passos dado pela peça. Fica nítido também que a velocidade de rotação ótima, onde podemos utilizar a maior profundidade de corte, é superior na ferramenta com o sistema antivibração. Aumentando a velocidade de rotação temos um tempo de usinagem total menor.

Segundo a fabricante de ferramentas SECO, em seu estudo apresentado em “Steadyline Brochure”, esta solução ajuda no processo de usinagem, diminuindo problemas como:

- Qualidade de acabamento pobre;
- Falta de precisão;
- Ruído excessivo;
- Utilização de ferramental desproporcional;
- Diminuição da vida útil da ferramenta;
- Menor taxa de remoção de material durante a usinagem;
- Aumento no custo de produção dos produtos;
- Alto desperdício de energia durante o torneamento.

Os amortecedores utilizados nestas soluções são comumente feitos com líquidos de alta viscosidade. A fabricante de ferramentas de usinagem MAQ diz em seu site, que o uso de líquidos como contrapeso conseguem amortecer pequenas faixas de vibração e a pressão do fluido deve ser adequada à frequência de vibração atuante em determinada situação de usinagem.

Com isso, sua solução propõe a utilização de uma massa rígida de tungstênio como contrapeso, levando a um alto-ajuste do amortecimento em relação à frequência de vibração.

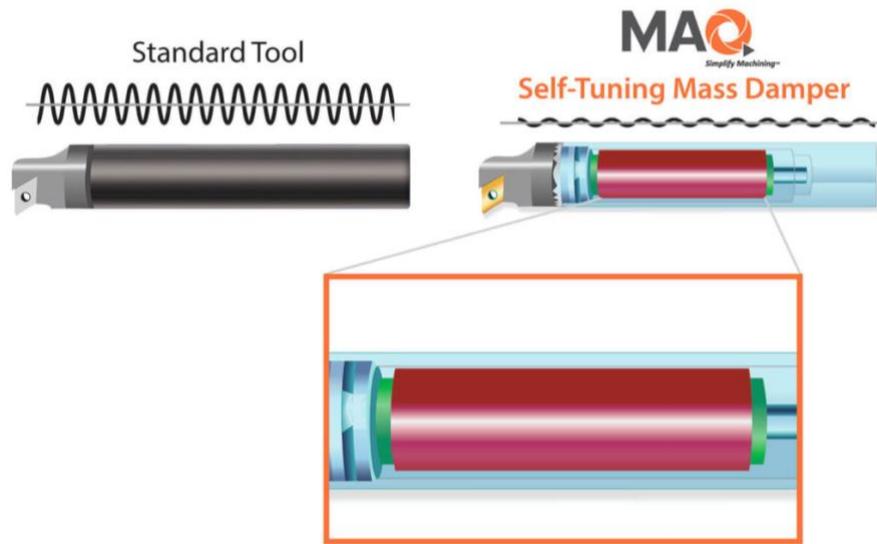


Figura 16 – Sistema antivibração fabricante MAQ (MAQ, 2023)

6 Relação Massa-Rigidez

Ferramentas de torneamento, em sua grande maioria, tem seu corpo formado por barras de aço em formato cilíndrico e maciço, salvo algumas exceções onde encontramos cavidades internas para a passagem de fluidos de resfriamento ou soluções onde temos um contrapeso interno como a linha Silent Tools™ da fabricante SANDVIK.

A rigidez do corpo de uma ferramenta pode ser modelada aproximando-o a uma barra de seção transversal circular. Para encontrarmos sua rigidez a flexão, devemos multiplicar o módulo de elasticidade do material (E), pelo seu momento de inércia (I).

O momento de inércia de uma ferramenta pode ser descrito segundo a equação [3-7], quando o corpo da mesma é maciço. Já quando temos uma seção diametral oca no interior da ferramenta, a fórmula para encontrarmos o momento de inércia do corpo da ferramenta é descrita conforme a equação [6-1].

$$I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} \quad [6-1]$$

Onde D é o diâmetro maior e d é o menor. A Figura 17 ilustra estas situações.

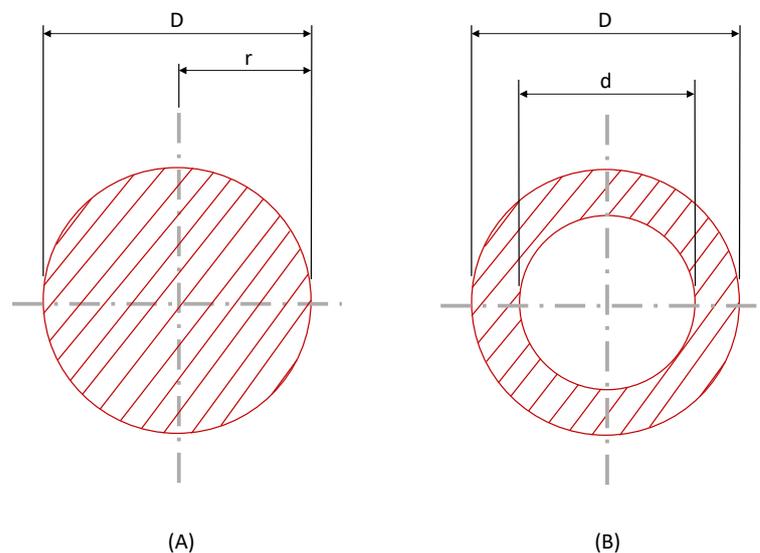


Figura 17 – Corte seção transversal de uma barra. (A) Maciça. (B) Oca.

A massa do corpo da ferramenta em relação ao seu diâmetro interno e externo é a seguinte:

$$M = \frac{L \rho \pi (D^2 - d^2)}{4} \quad [6-2]$$

Onde ρ é a densidade do material, no caso do aço 7860 kg/m³.

Para analisar a influência da variação do diâmetro interno da ferramenta em relação à massa e o momento de inércia, utilizaremos a relação $d/D = x$. Com isso, temos as seguintes equações de M e I .

$$I = \frac{\pi D^4 (1-x^4)}{64} \quad [6-3]$$

$$M = \frac{L \rho \pi D^2 (1-x^2)}{4} \quad [6-4]$$

Variando o valor de x , podemos analisar a variação de M e I .

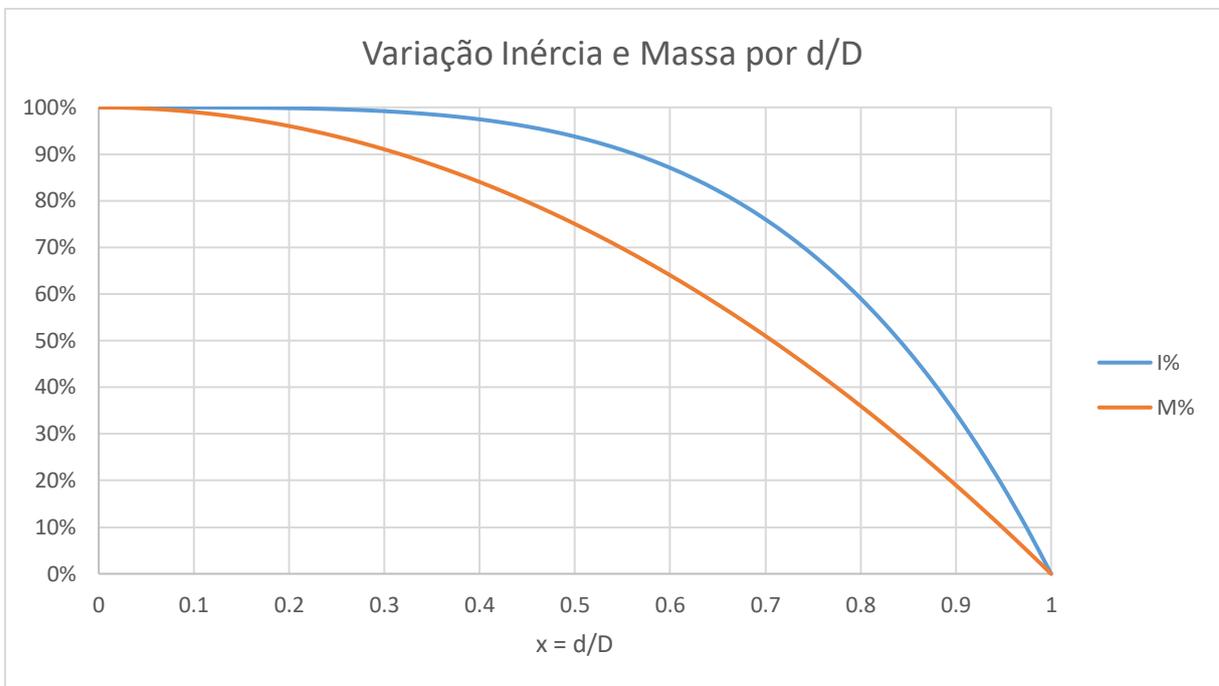


Figura 18 – Gráfico da variação de M e I em relação a x .

Analisando o gráfico da Figura 18 e as equações [6-3] e [6-4], podemos observar que, ao aumentarmos o diâmetro da cavidade interna da ferramenta, a massa diminui em um ritmo maior que o momento de inércia da ferramenta.

Este resultado nos mostra que, em ferramentas com o sistema de amortecimento interno, é possível retirar massa do interior da ferramenta influenciando pouco no momento de inércia, conseqüentemente em sua rigidez à deflexão. Podendo instalar em seu interior sistemas antivibracionais mais eficazes sem prejudicar a rigidez da ferramenta.

7 Estudo do uso de luvas em ferramentas de torneamento interno

Tendo em vista a análise feita por Siamak Ghorbani et al (2019), uma maneira de melhorar a estabilidade da ferramenta durante o processo de corte é melhorar sua rigidez ao aumentar o momento de inércia de sua seção transversal. Com isso, a proposta visa a utilização de um acessório com o objetivo de aumentar o diâmetro da ferramenta de forma que não atrapalhe no processo de usinagem, ou seja, não ocorram colisões entre o corpo da ferramenta e a peça que está sendo usinada. Este acessório será uma peça cilíndrica que irá envolver o corpo da ferramenta, aumentando o diâmetro da mesma.

7.1. Ferramenta a ser utilizada

Como base para o estudo, será utilizada uma ferramenta de torneamento interno da fabricante Kennametal, mais especificamente o modelo “A-DCLN-KC 95°”. O modelo possui diâmetro do corpo (D) 40 mm, diâmetro da cabeça da ferramenta (DM) de 50 mm e um comprimento total de 300 mm.

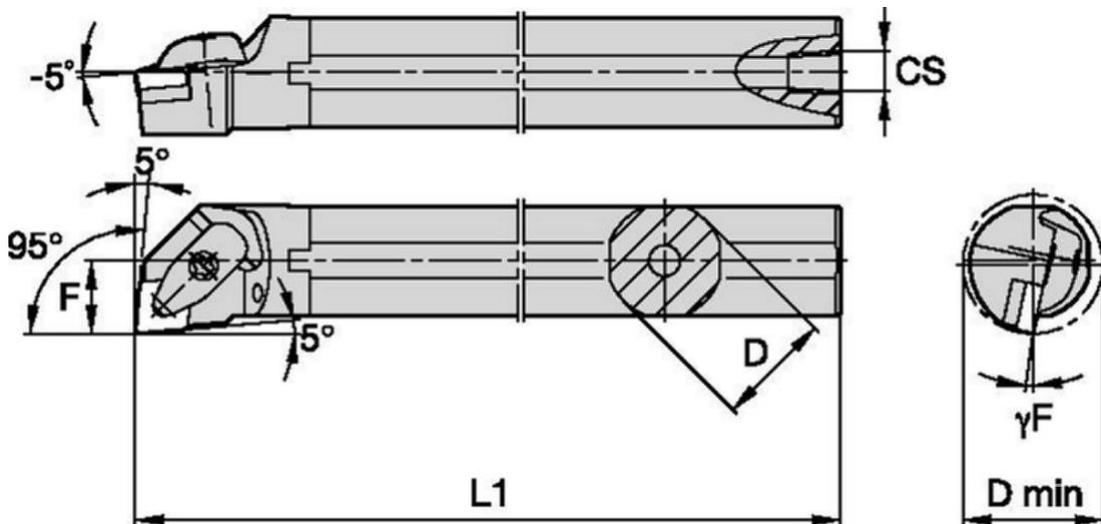


Figura 19 – Desenho ferramenta de torneamento interno A-DCLN-KC 95° (site kennametal.com, 2023)

Tabela 1 – Datasheet ferramenta de torneamento interno A-DCLN-KC 95° (site kennametal.com, 2023)

SAP Material Number	2441934
ISO Catalog Number	A40TDCLNL12KC04
[D] Adapter / Shank / Bore Diameter	40.0 mm
[DM] Minimum Bore Diameter	50.0000 mm
[F] F Dimension	27.0000 mm
[L1] Tool Length	300.0000 mm
[A] Coolant Hole Diameter	6.4000 mm
[CS] Coolant Supply Size	1/4-18 NPT
Gage Insert	CN.120408
Shim Screw ID Drive Size	15 IP
Clamp Screw ID Drive Size	15 IP

A haste desta ferramenta é composta de uma liga de aço chamada “aço rápido”, mais especificamente o aço AISI M2. A composição desta liga é de 0,67 a 1,3% C, 5 a 12% Co, 3,75 a 4,5% Cr, 0,3% Mn, 4 a 9% Mo, 2 a 20% W e 1 a 5% V.

Segundo o site Matweb, depósito de datasheets de mais de 170 mil materiais, o módulo de elasticidade do aço AISI M2 é de 207 GPa.

7.2. Acessório

O acessório em questão será em formato cilíndrico, com o diâmetro interno igual ao do corpo da ferramenta em que será encaixado. Seu diâmetro externo será 6 mm maior que seu diâmetro interno.

No caso da ferramenta que iremos utilizar como modelo, o acessório terá 40 mm de diâmetro interno (D_{int}) e 46 mm de diâmetro externo (D_{ext}), aumentando sua seção transversal em 15%. O comprimento (L) será de 180 mm, pois 50 mm da ferramenta serão reservados para a fixação no suporte da máquina, enquanto os outros 70 mm restantes serão o espaço para a cabeça da ferramenta.

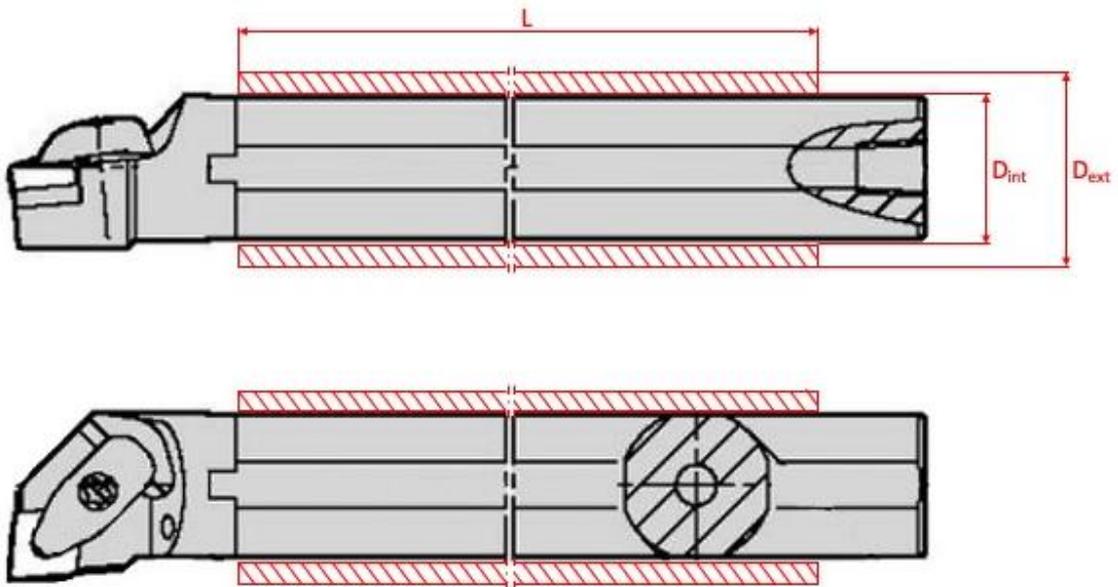


Figura 20 – Desenho acessório montado na ferramenta A-DCLN-KC 95°

Em muitas situações de torneamento interno, o diâmetro de usinagem é próximo ao da ferramenta apenas em um pequeno comprimento, o que nos abre espaço para aumentar o diâmetro do corpo da ferramenta em partes próximas à fixação na máquina. A Figura 5, presente na página 19, exemplifica esta situação de usinagem.

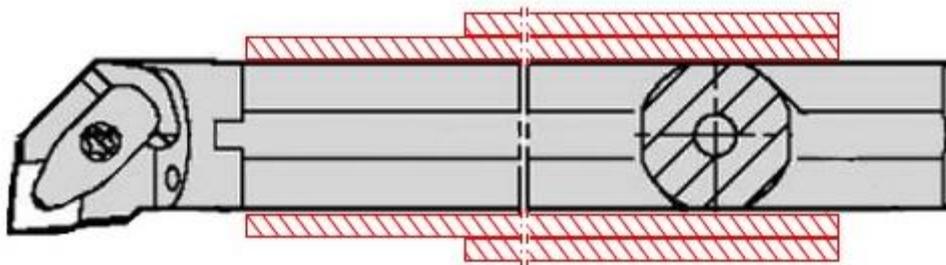


Figura 21 – Desenho dois acessórios montados na ferramenta A-DCLN-KC 95°

Para melhor performance do acessório, material utilizado deverá ter seu módulo de elasticidade igual ou maior que o utilizado no corpo da ferramenta. Com isso, o material escolhido para este protótipo foi o aço ferramenta.

Visando melhor visualização da situação proposta, abaixo temos um desenho das posições e dimensões dos acessórios montados à ferramenta.

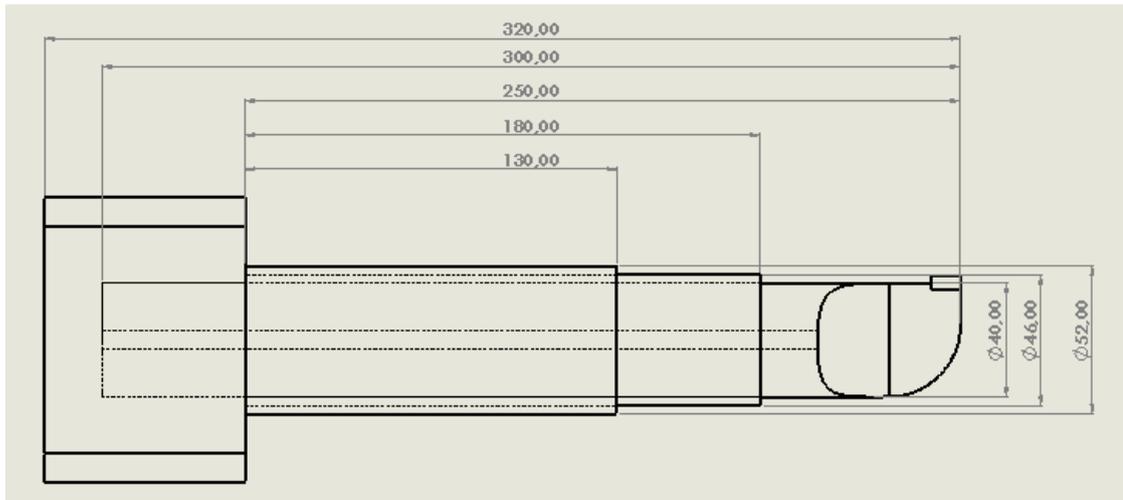


Figura 22 – Posicionamento e dimensões dos acessórios.

Para melhor fixação, as luvas terão parafusos, que, quando rosqueados, exercerão pressão contra a ferramenta, evitando possíveis deslocamentos da mesma em relação ao corpo da ferramenta. A Figura 27 ilustra o modelo da luva com esta fixação.

7.2.1. Representações no Mercado

Devido a sua prática utilização e construção, podemos encontrar soluções parecidas no mercado, intituladas de “Boring bar sleeves”.

As soluções de fabricantes como a “Rovi Products inc”, “Global CNC” e “Edward Andrews” tem como principal finalidade adaptar o diâmetro da ferramenta ao do suporte de fixação, mas também aproveitam para aumentar o diâmetro da seção transversal da ferramenta até o comprimento onde não ocorra colisão com a peça sendo usinada.

Abaixo temos uma ilustração da forma de utilização deste acessório.

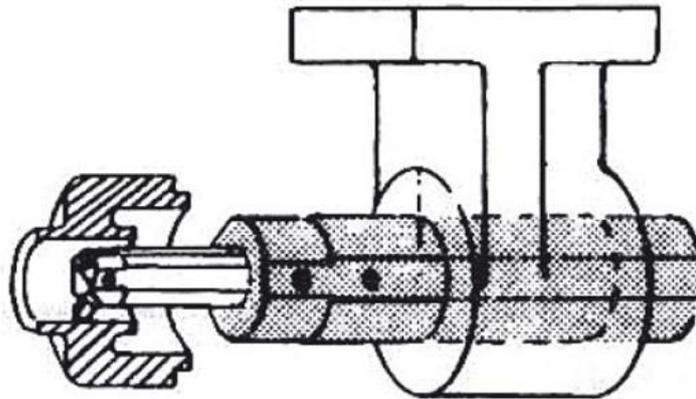


Figura 23 – Utilização da “Ultra Duty™ Boring Bar Sleeves” da fabricante Edward Andrews (Site Edward Andrews, 2023).



Figura 24 – Solução “Ultra Duty™ Boring Bar Sleeves” da fabricante Edward Andrews (Site Edward Andrews, 2023).

Estas soluções já comercializadas necessitam serem fixadas diretamente no suporte de fixação da ferramenta, isso leva às fabricas a terem que adaptar todo o seu ferramental de fixação ao diâmetro deste acessório, dificultando sua adoção.

8 Análise Comportamental

Para analisar a eficácia do acessório desenvolvido, será calculada a deflexão da ferramenta em três situações. Na primeira, ela estará sem o acessório acoplado, enquanto na segunda situação, teremos a utilização do acessório. Já na terceira, será utilizado um segundo acessório, aumentando ainda mais a seção transversal da barra.

A montagem do teste 2 e 3 podem ser observados na Figura 20 e na Figura 21, respectivamente.

A deflexão da ferramenta está diretamente ligada ao comportamento vibracional da mesma. Dificultando este desvio de posição, teremos uma usinagem mais estável e com menor vibração.

Após calculada a deflexão da ferramenta nas três posições de montagem, poderemos compará-las e analisar a melhoria.

A Figura 25 mostra o possível posicionamento da ferramenta, em escala exagerada, ao aplicarmos a força. A deflexão que mediremos está representada na imagem como d_y .

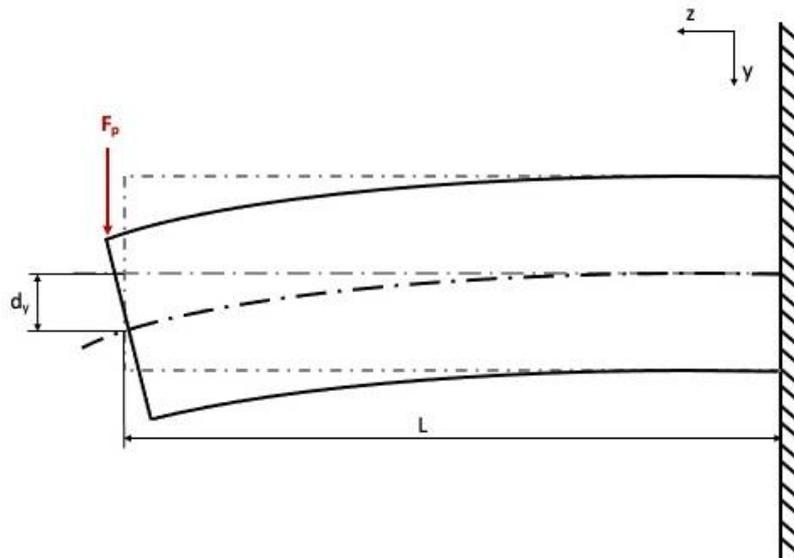


Figura 25 – Linha elástica barra mono engastada.

8.1. Forças Aplicadas

Como mencionado no capítulo 3.2.1.3 “Esforços de Corte”, no torneamento temos diferentes forças atuando sobre a ferramenta. Para o estudo em questão, utilizaremos como fonte de cálculo a força passiva de usinagem (F_p), que atua perpendicularmente ao movimento de corte. Esta força está diretamente relacionada com a amplitude de vibração da ferramenta e a menor precisão na profundidade de corte, pois ela atua “empurrando” a ferramenta contra a peça.

O cálculo da força passiva de usinagem (F_p) segue a equação [3-1], presente capítulo 3.2.1.4 “Cálculo de Forças de Corte”.

Para este cálculo será necessário a escolha dos parâmetros de corte, como a rotação (n), a profundidade de corte (a_p) e o avanço por rotação (f).

A partir do material a ser usinado e do avanço escolhido, utilizamos a Tabela 2, presente no catálogo 2020 – 2021 da MITSUBISHI TOOLS, para obter o coeficiente de força específica (k_c).

Tabela 2 – Coeficiente de força específica K_c (Catálogo 2020 – 2021 da MITSUBISHI TOOLS, 2023).

Material	Resistência à Tração e Dureza (MPa)	Coeficiente de Força Específica de Corte K_c (MPa)				
		0.1 (mm/rot)	0.2 (mm/rot)	0.3 (mm/rot)	0.4 (mm/rot)	0.6 (mm/rot)
Aço Baixo Carbono (com ligas especiais)	520	3610	3100	2720	2500	2280
Aço Baixo Carbono	620	3080	2700	2570	2450	2300
Aço Duro	720	4050	3600	3250	2950	2640
Aço Ferramenta	670	3040	2800	2630	2500	2400
Aço Ferramenta	770	3150	2850	2620	2450	2340
Aço Cromo-Manganês	770	3830	3250	2900	2650	2400
Aço Cromo-Manganês	630	4510	3900	3240	2900	2630
Aço Cromo-Molibdênio	730	4500	3900	3400	3150	2850
Aço Cromo-Molibdênio	600	3610	3200	2880	2700	2500
Aço Níquel Cromo-Molibdênio	900	3070	2650	2350	2200	1980
Aço Níquel Cromo-Molibdênio	352HB	3310	2900	2580	2400	2200
Ferro Fundido Duro	46HRC	3190	2800	2600	2450	2270
Ferro Fundido Meehanite	360	2300	1930	1730	1600	1450
Ferro Fundido Cinzento	200HB	2110	1800	1600	1400	1330

Com os parâmetros de corte em mãos, utilizaremos a equação [3-4] para obter a força tangencial. Em seguida, utilizaremos as equações [3-3] e [3-2] para encontrarmos a área de corte da seção transversal (A) e força de corte (F_c), respectivamente.

Por fim, utilizaremos a F_c e F_t para obter a força de avanço (F_f) através da equação abaixo:

$$F_t = \sqrt{F_c^2 + F_f^2} \quad [8-1]$$

Podemos reescrever a equação [3-1] da seguinte forma:

$$F_p = \sqrt{F_f^2 + F_t^2} \quad [8-2]$$

Com ela, temos o valor da força passiva atuante na ponta da ferramenta.

8.1.1. Parâmetros de Torneamento Escolhidos

Para encontrar as forças de usinagem, fez-se necessário a escolha de uma condição de usinagem igual para todas as três situações de simulação. Teremos os seguintes parâmetros de torneamento:

- Rotação do eixo da máquina (n): 3000 rpm;
- Profundidade de corte (a_p): 1,5 mm;
- Diâmetro interno a ser usinado (D_m): 60 mm;
- Avanço por rotação (f): 0,3 mm/rot;
- Material da peça a ser usinada: Aço de baixo carbono.

8.2. Método para o Cálculo da Deflexão

Para o cálculo da deflexão, faremos uma análise de elementos finitos utilizando como base as dimensões da ferramenta e dos acessórios, o método de fixação dos mesmos, a força passiva de usinagem aplicada sobre o sistema e as propriedades dos materiais utilizados para a confecção dos itens envolvidos na análise.

As dimensões e posicionamentos podem ser visualizados na Figura 22.

Visando uma comparação e uma validação dos resultados, a deflexão no caso 1 também será calculada de forma analítica.

Para isso, a ferramenta será considerada como uma barra mono engastada com diâmetro externo de 40mm, diâmetro interno de $\frac{1}{4}$ polegadas e um comprimento de vão livre de 250mm, visando aproximar o modelo o máximo possível de uma situação real.

A equação utilizada para tal será a seguinte:

$$Deflexão = \frac{F L^3}{3 E I} \quad [8-3]$$

8.2.1. Software Utilizado

Para a realização da simulação e cálculo da deflexão da ferramenta em ambas as situações impostas, será utilizado o software SolidWorks, software de modelagem e simulação 3D.

Nele, poderemos criar o modelo 3D da ferramenta e dos acessórios, posicionando-os em suas posições de trabalho a serem simuladas. As peças foram modeladas conforme o desenho da Figura 22.

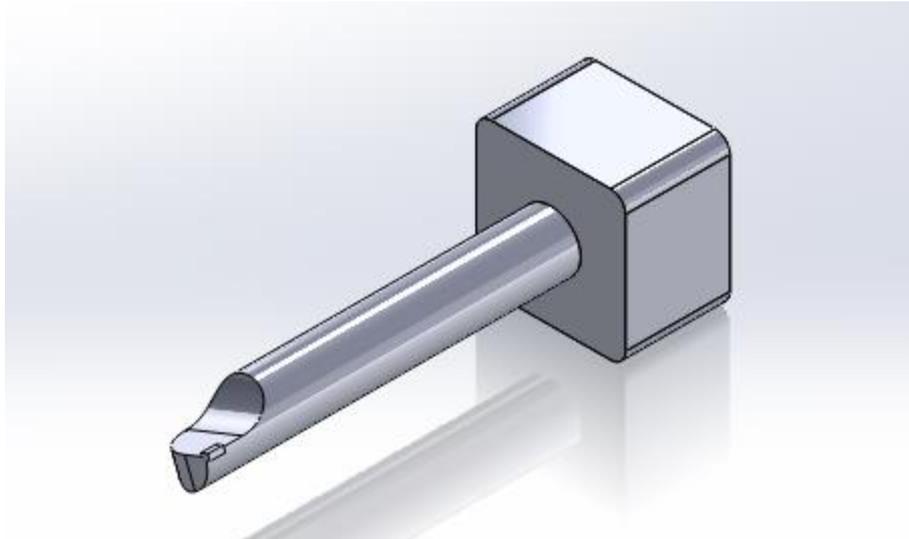


Figura 26 – Modelo 3D da ferramenta e método de fixação.

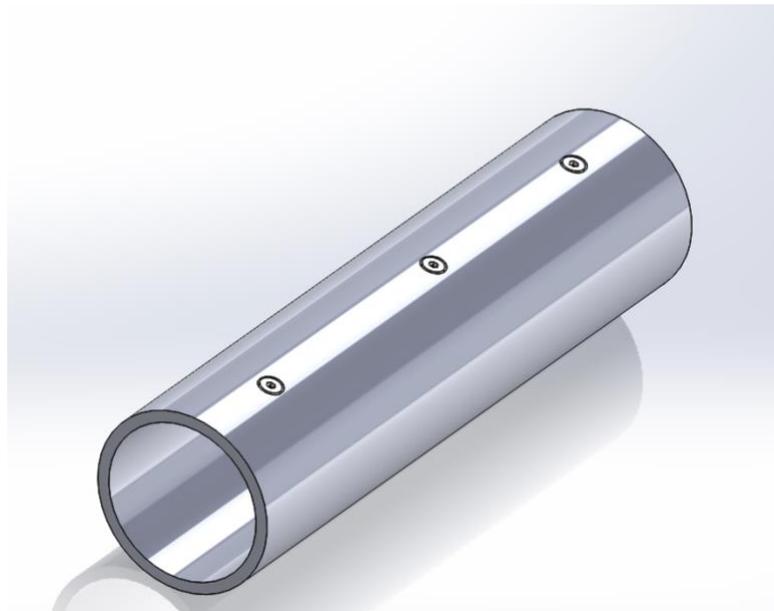


Figura 27 – Modelo 3D do acessório a ser utilizado.

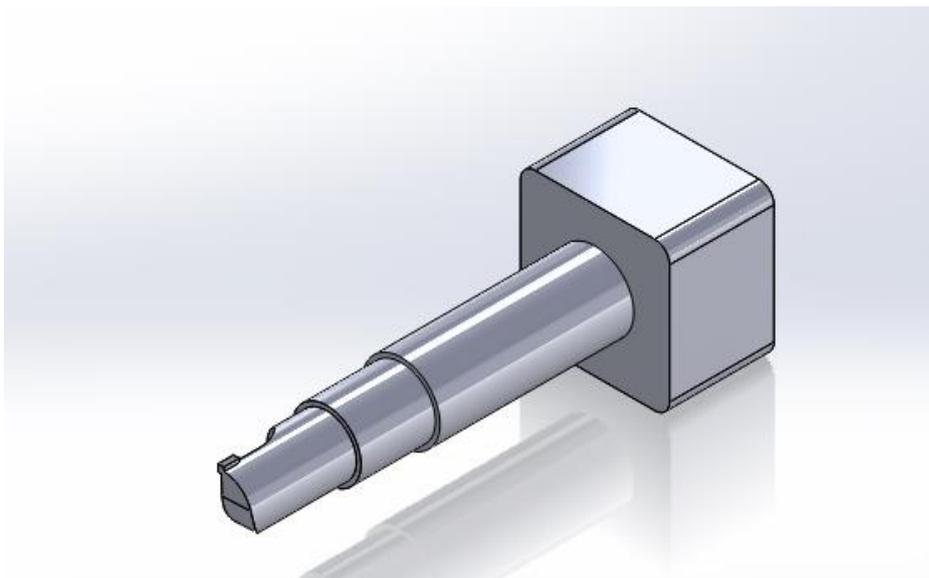


Figura 28 – Modelo 3D da ferramenta utilizando dois acessórios.

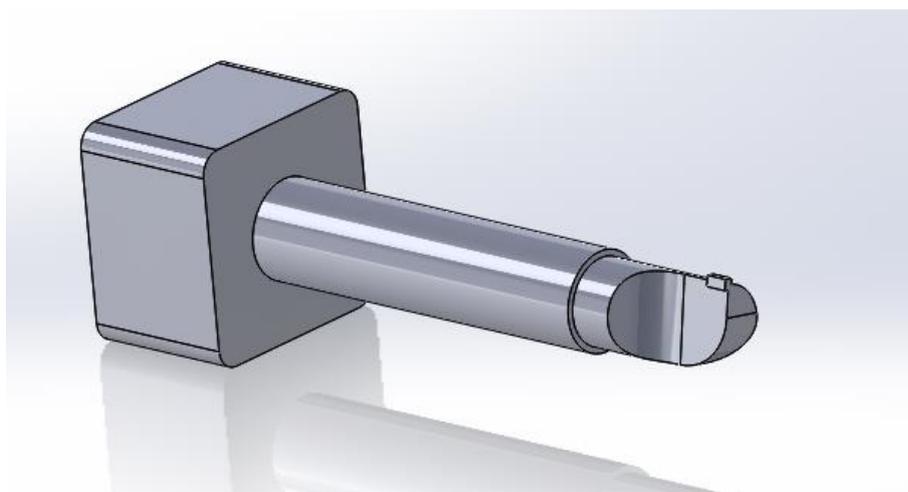


Figura 29 – Modelo 3D da ferramenta utilizando um acessório.

Com a ferramenta e os acessórios modelados, é necessária a utilização da extensão “Simulation”, presente no SolidWorks, para simularmos a deflexão da ferramenta ao aplicarmos a força de usinagem calculada anteriormente.

8.2.2. Simulação da Deflexão

Para a simulação, o software nos pede para inserirmos algumas informações como o material das peças que participarão da simulação, as superfícies que serão consideradas como engastadas e a magnitude e o local onde será aplicada a força.

Para o contato entre as peças, o software nos dá duas opções. A primeira é a “Bonded”, onde as peças são consideradas como “coladas” uma na outra, não considerando um deslocamento entre a ferramenta e os acessórios. A segunda é a opção de contato “no penetration”, nela as peças são consideradas apenas como apoiadas umas nas outras, considerando um coeficiente de atrito de 0,5. Na opção “no penetration”, as peças estão livres para se deslocarem relativamente entre elas durante a aplicação do esforço, esta movimentação é resistida apenas pela força de atrito entre elas.

Como material, foi escolhido o modelo “liga de aço” presente no software, pois suas características se assemelham ao aço utilizado em ferramentas de usinagem, coeficiente de Poisson entre 0,27 e 0,30 e módulo de elasticidade entre 190 e 210 GPa (site acosnobre.com.br, 2023).

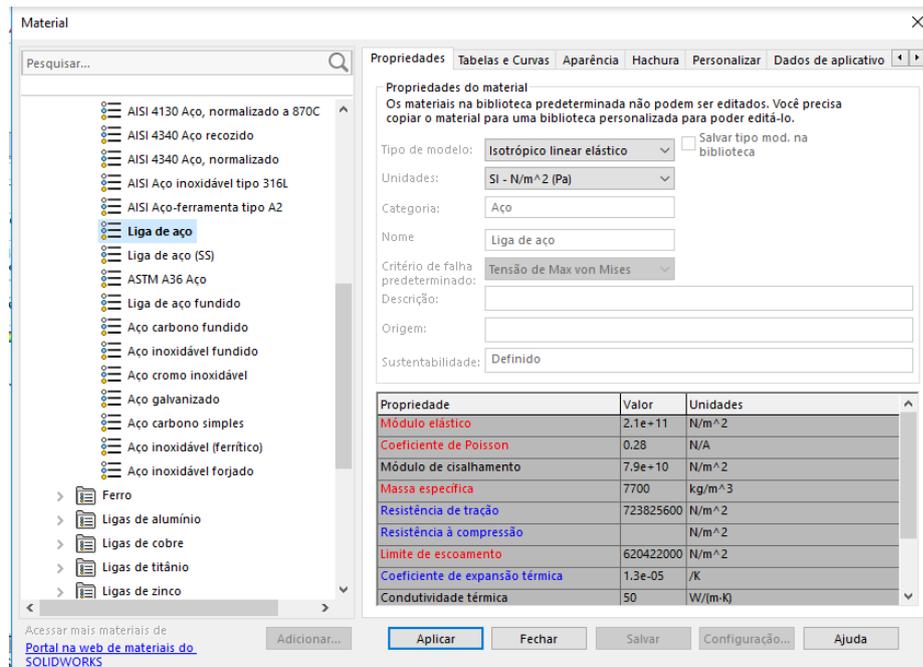


Figura 30 – Preset do material utilizado para a simulação.

As superfícies de engaste e o ponto onde será aplicada a força serão representados por setas verde e vermelhas respectivamente. A representação das situações 1, 2 e 3, sem acessório, com apenas um e utilizando dois, podem ser observados na Figura 31, Figura 32 e Figura 33.

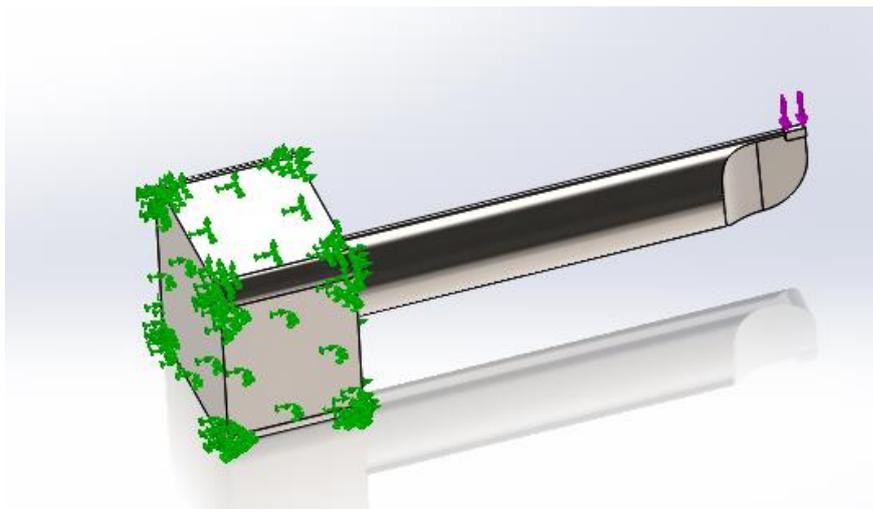


Figura 31 – Representação da condição de contorno da situação 1.

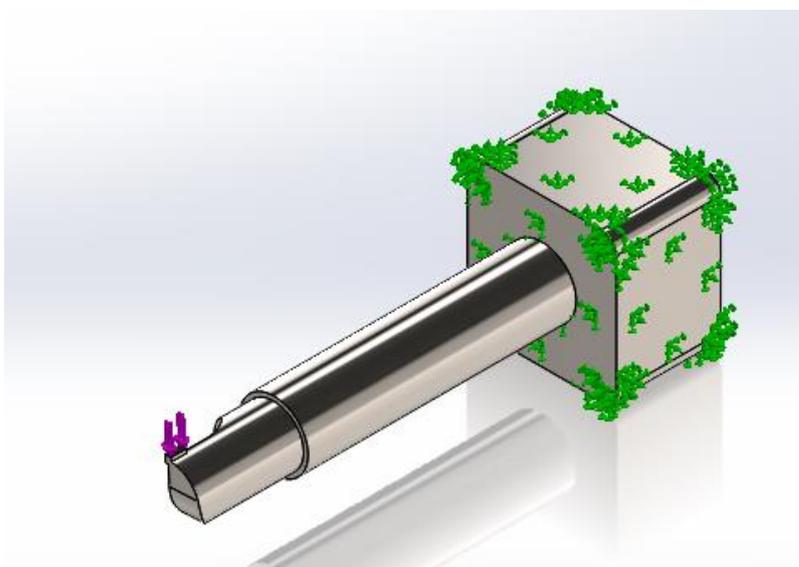


Figura 32 - Representação da condição de contorno da situação 2.

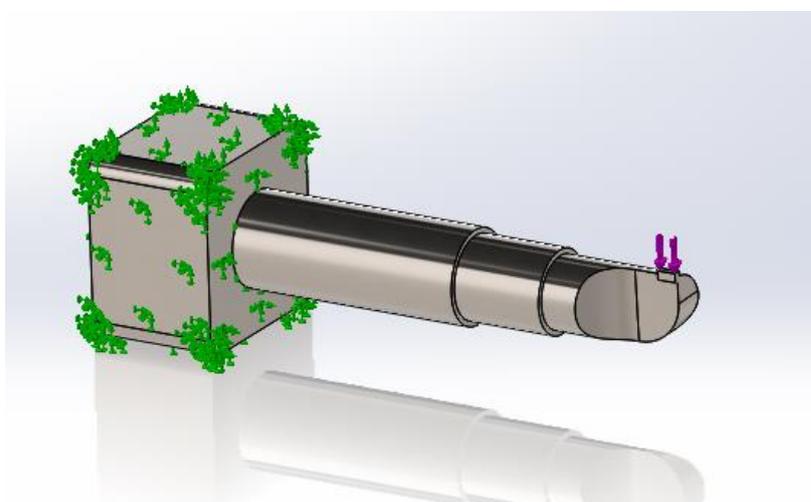


Figura 33 - Representação da condição de contorno da situação 3.

8.3.Cálculo da Frequência Natural

O fenômeno da ressonância é de suma importância para o controle das vibrações no momento da usinagem. Ele ocorre quando um sistema é excitado por uma força externa que oscila em sua frequência natural. Em outras palavras, quando a frequência da força externa coincide com a frequência natural do sistema, ocorre um aumento significativo na amplitude da resposta do sistema.

Com isso devemos saber a frequência natural da ferramenta que estamos utilizando para podermos escolher parâmetros de usinagem em que a frequência de vibração do sistema não seja próxima à frequência natural da mesma.

Com isso, foi utilizado a extensão “Simulation” do software SolidWorks para obtermos a frequência natural em cada caso, utilizando as mesmas condições de contorno utilizadas para o cálculo da deflexão.

Para os ensaios modais, o software apenas aceita como contato a opção “Bonded”, com isso será feita a simulação apenas utilizando este modelo de relação entre as peças.

Visando validar os resultados obtidos pelo solidworks, calculou-se, de forma analítica, a frequência natural de uma barra cilíndrica monoengastada com dimensões semelhantes à do modelo da Kennametal utilizado como exemplo no trabalho, comprimento livre de 250 mm e diâmetro de 40 mm. O resultado analítico será comparado com o obtido pelo software.

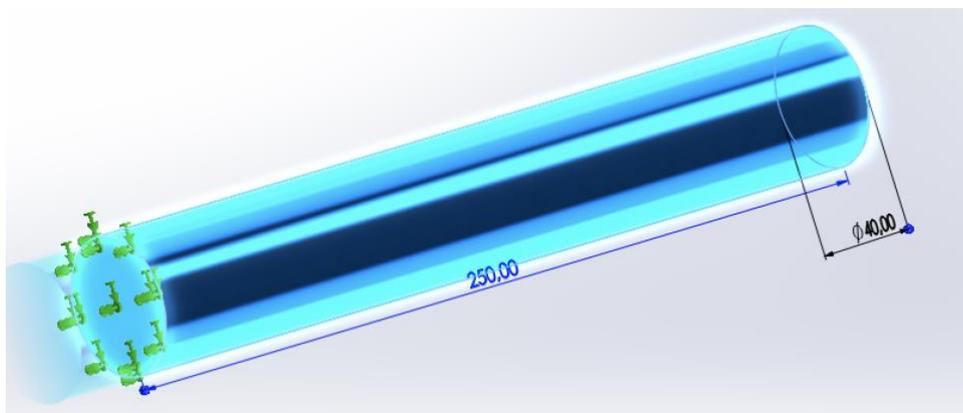


Figura 34 – Modelo 3D utilizado para validação dos resultados.

8.3.1.Método Analítico

Segundo Blevins (1979), as frequências naturais surgem a partir de interações cíclicas entre a energia cinética e a energia potencial em um sistema. A energia cinética está relacionada à velocidade da massa estrutural, enquanto a energia potencial está associada ao acúmulo de energia nas deformações elásticas de uma estrutura resiliente. Em conjunto, essas trocas de energia determinam as frequências naturais do sistema.

Pela análise de Blevins (1979), temos a seguinte equação para a frequência natural de uma viga, medida em Hz.

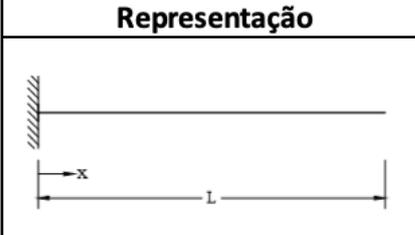
$$f = \frac{\lambda_i^2}{2 \pi L^2} \sqrt{\frac{EI}{\bar{m}}} \quad [8-4]$$

Onde, λ_i é um parâmetro adimensional, mostrado na Tabela 3, i é o modo de vibração e \bar{m} a massa por unidade de comprimento.

Para utilizarmos este método, é necessário adotarmos as seguintes hipóteses:

- A ferramenta é uniforme em seu comprimento;
- A ferramenta é composta por um material elástico isotrópico linear e homogêneo;
- A inércia por rotação e deformação por cisalhamento devem ser desconsideradas;
- Apenas deformações normais ao eixo são consideradas;
- Nenhuma carga axial é considerada.

Tabela 3 - Valores de λ_i para diferentes modos de vibração (Blevins, 1979, modificado)

Representação	i	λ_i
	1	1,87510407
	2	4,69409113
	3	7,85475744
	4	10,9955407
	5	14,1371684

9 Resultados

9.1. Deflexão Comparando o Uso do Acessório

Para a obtenção dos resultados referentes à força de usinagem, foi utilizado como recurso o software Matlab, programa voltado para o cálculo numérico. Nele foram feitos os cálculos das forças de corte sobre a ferramenta e dos momentos de inércia da ferramenta em cada situação de utilização, visando comparar a rigidez do sistema. O software SolidWorks, como mencionado no capítulo acima, foi utilizado para calcular a deflexão pelo método de elementos finitos.

Os resultados têm como objetivo demonstrar a deflexão da ferramenta A-DCLN-KC 95° da fabricante Kennametal quando submetida à uma determinada força de usinagem, também calculada.

Foram abordadas 3 situações, como informado no capítulo anterior. Na primeira, a ferramenta não utilizará o acessório proposto no trabalho. Já na segunda e na terceira, ela fará uso de um e dois acessórios respectivamente.

Os resultados de cada caso serão comparados para que seja possível a análise da eficácia dos acessórios propostos.

9.1.1. Força Passiva de Corte

A força passiva de corte foi considerada como objeto de estudo pois é a que mais influencia na deflexão da ferramenta.

Com as condições de usinagem e as equações citadas no capítulo 8 e 3.2.1.3, foram obtidos os seguintes resultados:

- Coeficiente de força específica (K_c): 2570 MPa, conforme Tabela 2;
- Área de corte da seção transversal (A): 0,4500 mm²;
- Força de corte (F_c): 1156 N;
- Força tangencial (F_t): 1257 N;
- Força passiva (F_p): 491,8 N.

9.1.2. Deflexão da Ferramenta

Como validação dos cálculos no solidworks temos o seguinte resultado para a comparação da simulação e dos cálculos analíticos:

Tabela 4 – Comparação deflexão do caso 1 por simulação e método analítico.

	Simulação	Analítico	Erro
Deflexão [μm]	100,773	97,1257	3,6%

Após realizada a simulação, obtemos um mapa mostrando a intensidade dos deslocamentos em cada um dos casos, facilitando a visualização dos pontos mais afetados.

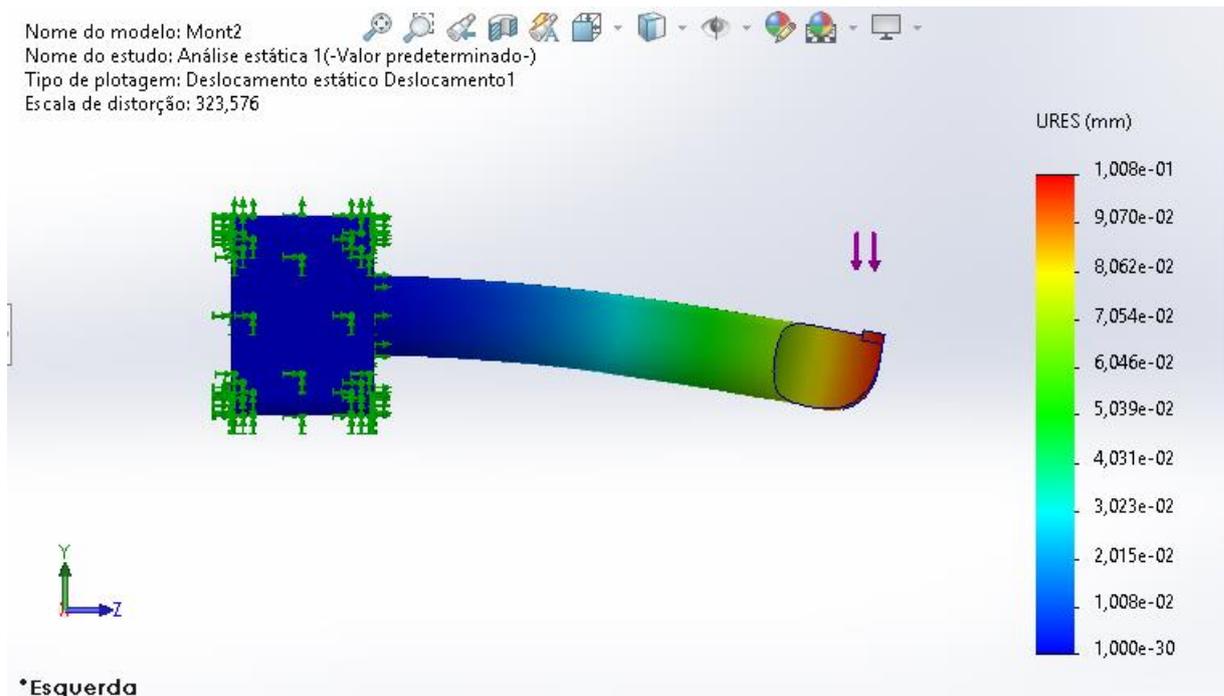


Figura 35 – Representação do deslocamento no caso 1.

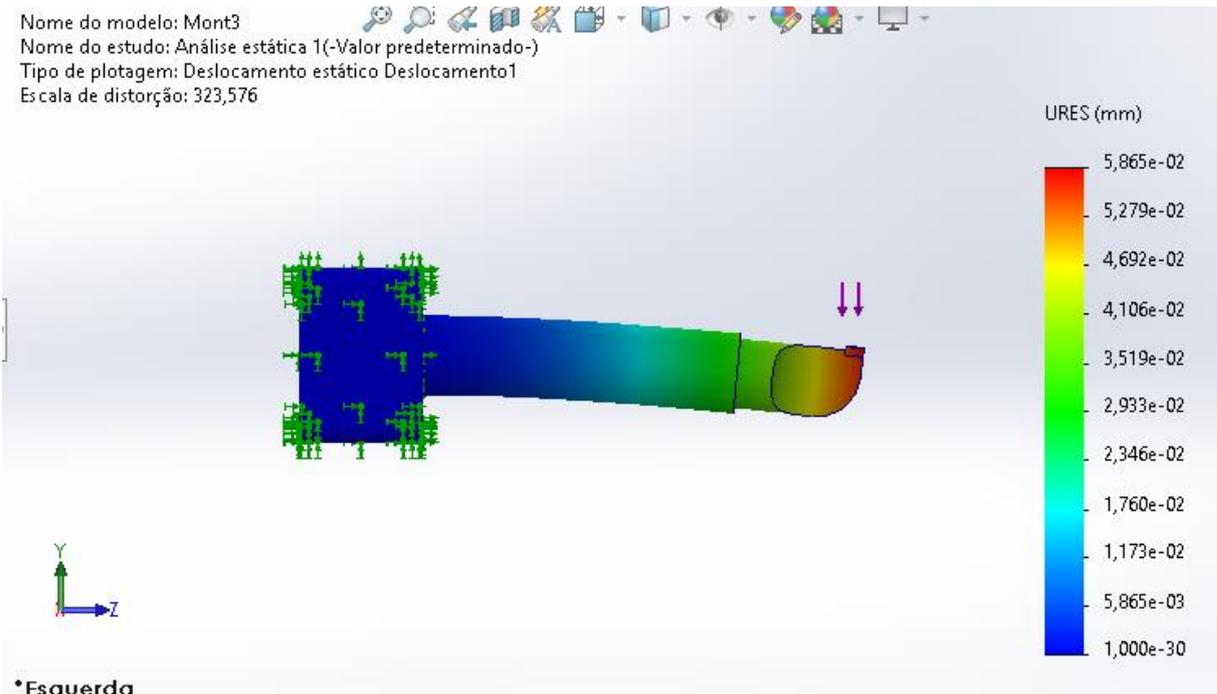


Figura 36 - Representação do deslocamento no caso 2.

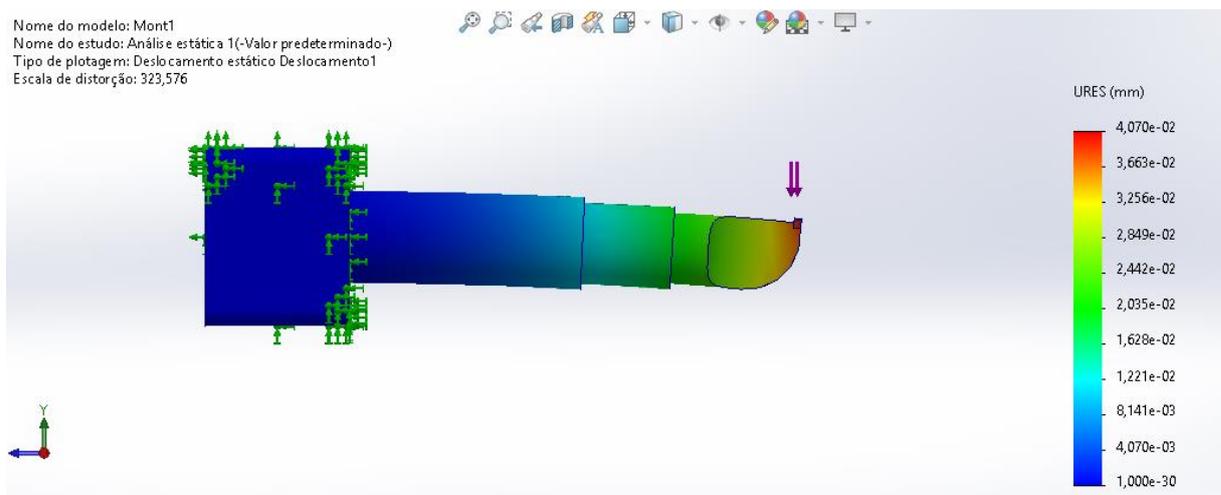


Figura 37 - Representação do deslocamento no caso 3.

Para representar o deslocamento de forma mais visual e intuitiva, o software ilustra o real formato no momento proposto pela simulação. Por serem deslocamentos muito pequenos, foi utilizada uma escala de aproximadamente 324:1 na representação de todos os três casos, visando uma comparação mais intuitiva entre os três casos propostos.

Teremos dois resultados para cada caso, sendo um resultado para a opção de contato “Bonded” e outra para “no penetration”.

Os deslocamentos máximos na direção y, obtidos na ponta da ferramenta, em cada caso são:

- Situação de contato “Bonded”:
 - Caso 1: 100,773 μm ;
 - Caso 2: 58,6543 μm ;
 - Caso 3: 40,7 μm .

- Situação de contato “no penetration”:
 - Caso 1: 130,7 μm ;
 - Caso 2: 112,7 μm ;
 - Caso 3: 107,7 μm .

Tabela 5 - Deflexão da ferramenta considerando o contato “Bonded”.

	Deflexão [μm]	Aumento em relação ao caso 1 [%]
Caso 1	100,773	-
Caso 2	58,6543	41,8%
Caso 3	40,7	59,6%

Tabela 6 – Deflexão da ferramenta considerando o contato “no penetration”.

	Deflexão [μm]	Aumento em relação ao caso 1 [%]
Caso 1	130,7	-
Caso 2	112,7	14%
Caso 3	107,7	18%

9.2. Frequência Natural

No cálculo da frequência natural da barra homogeneia com as dimensões da ferramenta Kennametal tivemos os seguintes resultados:

Tabela 7 – Frequência natural Solidworks e Analítico

Frequência Natural [Hz]	Simulação	Analítico	Erro
Primeiro Modo	463,63	467,57	0,84%
Segundo Modo	2689,2	2930,3	8,23%

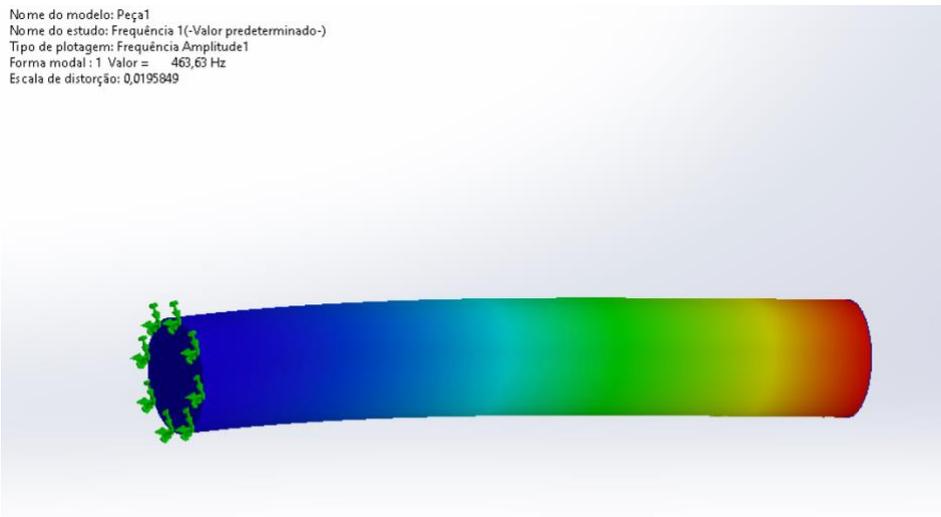


Figura 38 – Resultado da simulação da frequência natural primeiro modo de vibração.

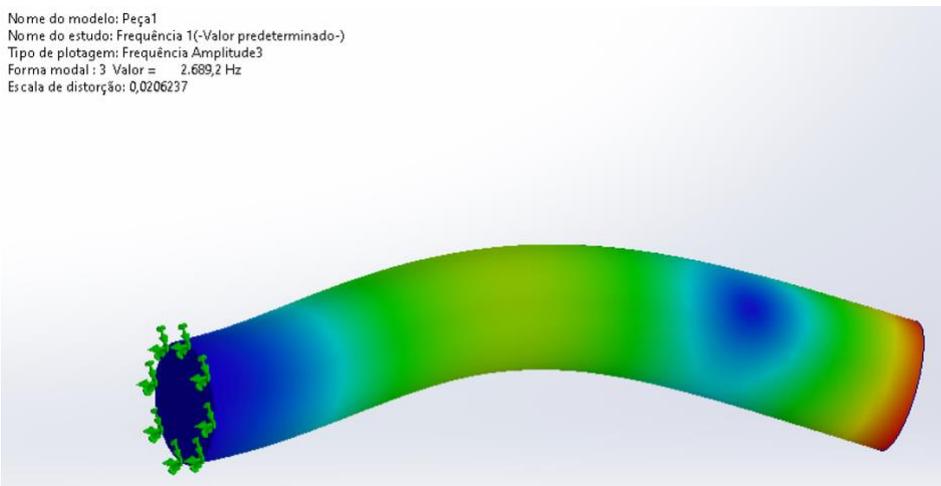


Figura 39 – Resultado da simulação da frequência natural segundo modo de vibração.

Com a ajuda do software SolidWorks, obtemos um mapa de calor referente à magnitude da amplitude de vibração da ferramenta no caso de um ensaio modal.

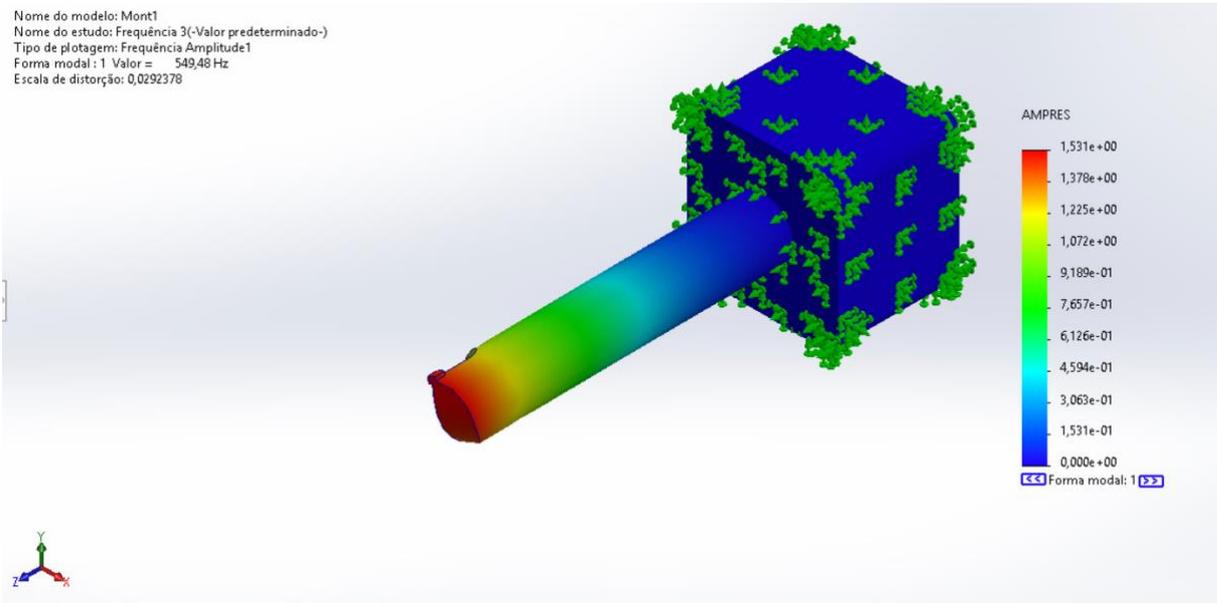


Figura 40 – Ensaio modal do caso 1.

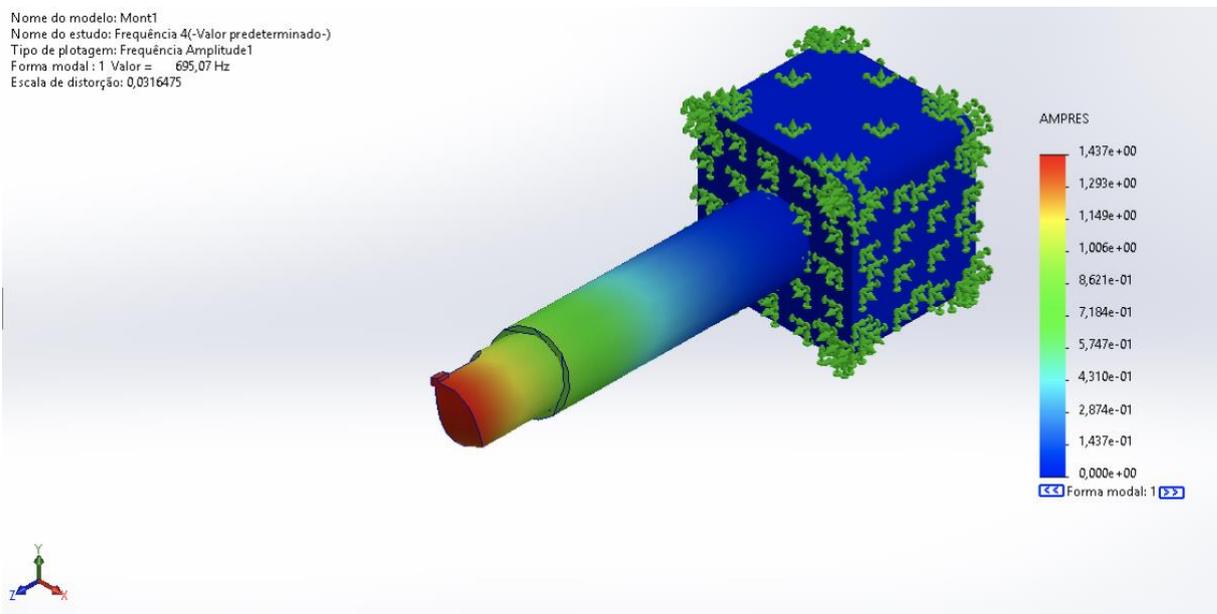


Figura 41 – Ensaio modal do caso 2.

Nome do modelo: Mont1
 Nome do estudo: Frequência 5(-Valor predeterminado-)
 Tipo de plotagem: Frequência Amplitude1
 Forma modal : 1 Valor = 892,12 Hz
 Escala de distorção: 0,0253806

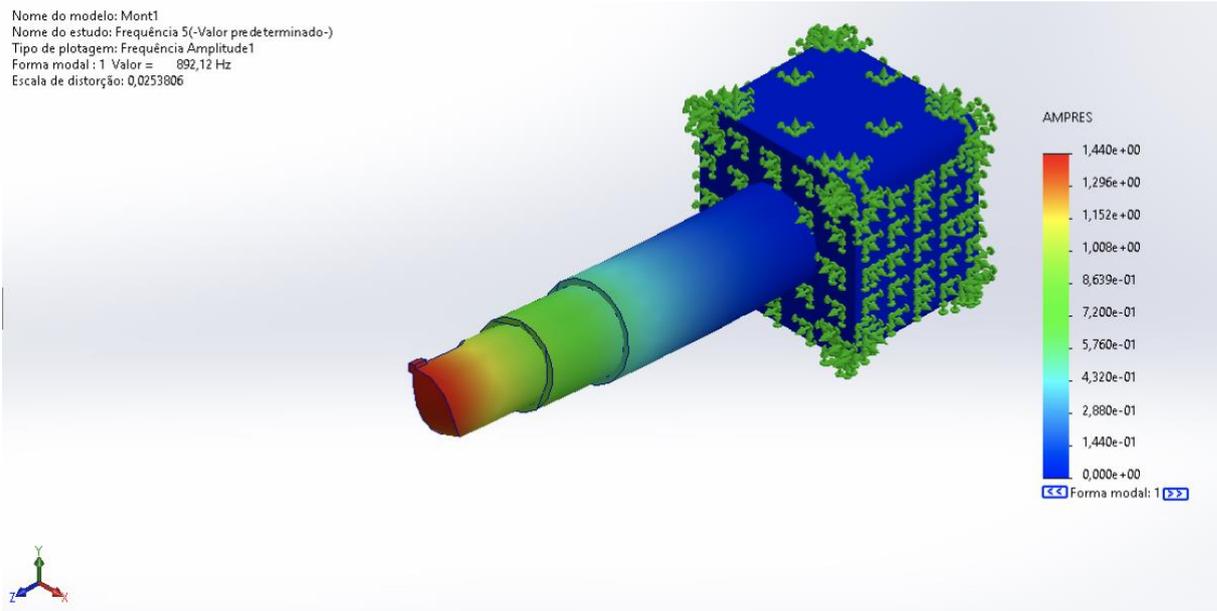


Figura 42 – Ensaio modal no caso 3.

Na Tabela 8, temos os resultados de frequência natural obtidos nos ensaios.

Tabela 8 - Frequência natural nos casos propostos

	Frequência Natural [Hz]	Aumento em relação ao caso 1 [%]
Caso 1	549,48	-
Caso 2	695,07	26,5%
Caso 3	892,12	62,4%

Tabela 9 - Rigidez do sistema nos casos propostos

	Rigidez [Nm]	Aumento em relação ao caso 1 [%]
Caso 1	715284,416	-
Caso 2	1415774,11	97,9%
Caso 3	2700023,49	277,5%

9.3. Análise dos Resultados

Podemos ver nos resultados que o uso do acessório, aumentando o diâmetro da seção transversal da ferramenta, diminuiu a deflexão da ferramenta, consequentemente diminuindo a amplitude de vibração da mesma.

Comparando os resultados dos dois diferentes modos de contato, “Bonded” e “no penetration” é possível notar a importância de uma boa fixação tanto das luvas quanto da interface máquina-ferramenta.

No método “Bonded” temos uma hipótese de fixação ideal, impossível de alcançar, onde as peças estão totalmente fixadas entre si, não havendo nenhum deslocamento relativo quando a ferramenta sofre a força de usinagem. Com isso, temos um ótimo resultado, diminuindo a deflexão em 42% no caso 2 e 59,6% no caso 3, quando comparados ao caso 1.

Já no método “no penetration”, as peças estão apenas encostadas, se movimentando quando sofrem as forças de usinagem. Neste modelo tivemos resultados menos expressivos, com a deflexão diminuindo em 14% e 18% no segundo e terceiro caso, respectivamente.

Com isso, vale ressaltar a importância dos métodos de fixação durante o torneamento. Dependendo do método de fixação, podemos variar estes resultados entre os apresentados no método “no penetration” e no “Bonded”.

Estes resultados estão diretamente ligados à amplitude de vibração da ferramenta durante o torneamento e, conseqüentemente ao acabamento da peça.

Analisando as imagens dos gráficos de calor de cada situação, podemos notar a influência dos acessórios, ao observar que a amplitude da deformação diminui quando aumentamos a quantidade de acessórios, comparando uma mesma seção do comprimento entre os três casos. Vale ressaltar a importância de estudar o melhor aproveitamento do acessório buscando maximizar sua dimensão longitudinal de acordo com a peça que está sendo usinada sem que ocorra uma colisão do acessório com a peça.

Em relação ao ensaio modal, podemos notar um aumento na frequência natural do sistema conforme adicionamos os acessórios, ao passo que aumentamos consideravelmente a rigidez vibracional da ferramenta. Ao saber a frequência natural da ferramenta que está utilizando, o operador do torno poderá configurar os parâmetros de corte garantindo que esta frequência não seja atingida.

Quanto maior for essa característica do material, maior será a velocidade de corte que o operador poderá utilizar no processo de usinagem, aumentando a eficiência do processo de fabricação da peça.

No gráfico abaixo, podemos observar a influência da rigidez quando variamos a relação entre o diâmetro interno e externo da ferramenta. Em relação à deflexão,

vemos que até um d/D de aproximadamente 0,7 não temos uma variação tão brusca, enquanto sua rigidez diminui bruscamente.

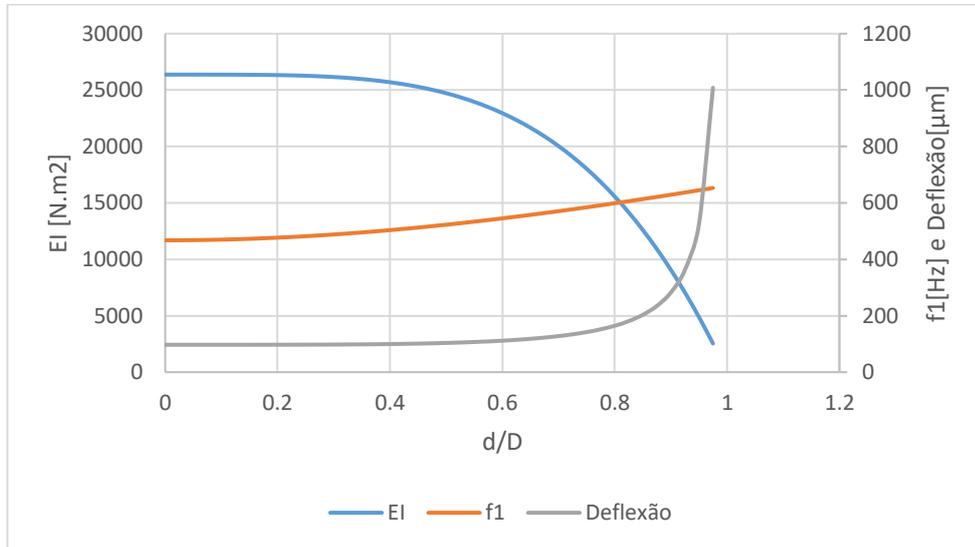


Figura 43 – Gráfico de rigidez, frequência natural e deflexão (sem o uso de luvas) em relação ao diâmetro da ferramenta.

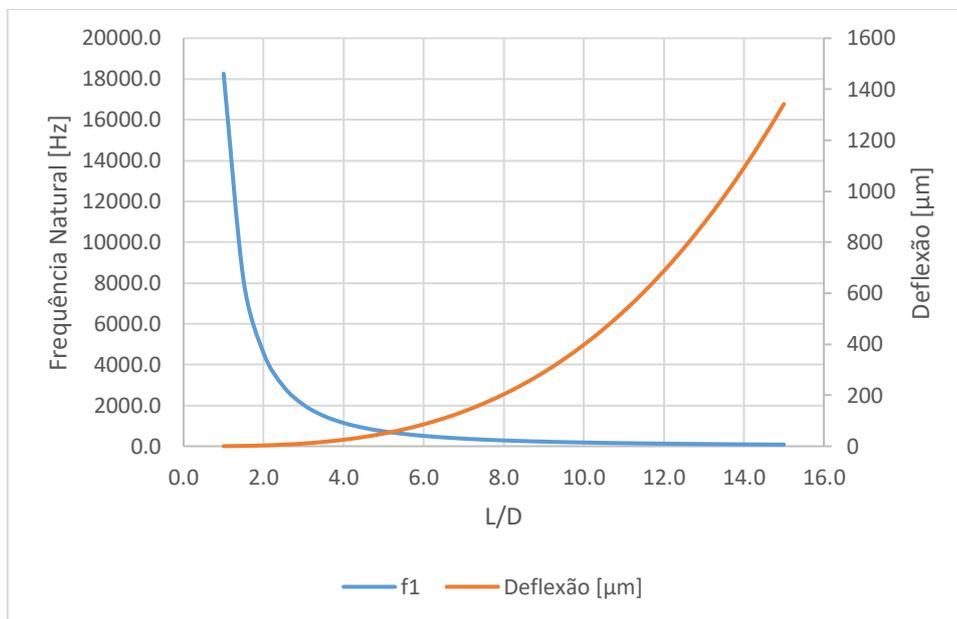


Figura 44 – Frequência natural e deflexão (sem o uso de luvas) em função da relação L/D .

No gráfico acima, podemos observar que ferramentas muito longas tendem a ter um aumento muito grande em sua deflexão e o inverso em sua frequência natural,

sendo necessário o uso de luvas como as propostas no trabalho ou sistemas de amortecimento interno como visto no capítulo 5 e 3.6 para mitigar estes efeitos e aumentar a qualidade e velocidade de usinagem.

10. Conclusão

Com o avanço da tecnologia, a demanda por peças mais complexas vem aumentando, com geometrias peculiares e acabamentos cada vez mais precisos. Com isso, a dificuldade na produção desses produtos vem aumentando, necessitando de novas ideias e tecnologias para otimizar seus processos.

Este trabalho apresentou uma solução barata e de fácil utilização para a otimização de processos de torneamento interno complexos, visando diminuir o fenômeno de vibração durante este processo de usinagem.

Com os resultados obtidos, concluímos que a utilização do acessório proposto pode diminuir consideravelmente a deflexão da ferramenta ao aumentar a rigidez da mesma. Sua eficácia está diretamente ligada à forma que são fixadas.

É importante ressaltar que, caso não bem fixado, folgas poderão ser maiores que as amplitudes de vibração da ferramenta.

O uso destes acessórios no dia a dia das fábricas propiciará ao operador do torno utilizar parâmetros de corte mais altos, como maior velocidade e profundidade de corte. Ao mesmo tempo, a menor deflexão durante o processo facilitará o acerto do acabamento e das dimensões desejadas. Estes benefícios reduzirão o número de etapas de acabamento superficial do material, diminuindo a necessidade do uso de mão de obra em etapas como o polimento e o ajustamento. Por conseguinte, o custo total de produção diminuirá juntamente com o aumento na produtividade da fábrica, tendo em vista um menor tempo de atravessamento da peça pelo chão de fábrica.

O formato simples do acessório facilitará sua utilização no dia a dia do operador. Além disso, ferramentas que antes eram utilizadas para poucas operações, pois tinham seu diâmetro especificado para a fabricação de um produto específico, poderão ser utilizadas para uma gama maior de peças e operações, acoplando a quantidade necessária de acessórios. Assim, uma ferramenta de torneamento interno pode ser facilmente personalizada para diversas peças com diferentes perfis. Isto diminuirá o custo com estoque e controle do ferramental.

10.1. Sugestões para Futuros Trabalhos

Como sugestão, pode ser apontado o estudo aprofundado de possíveis materiais com o módulo de elasticidade (E) superior ao apresentado neste trabalho, visando aumentar a rigidez do acessório. Com materiais mais otimizados, podemos ter

melhores resultados até mesmo em usinagens em que o perfil interno do produto não possibilite a utilização de acessórios com diâmetros relevantes.

Com base no tema apresentado, a modelagem completa do comportamento vibracional da ferramenta, utilizando softwares como o Simulink, possibilitará a antecipação e o planejamento do acessório e os parâmetros de corte corretos a serem utilizados, tendo em vista as dimensões e os acabamentos solicitados para a fabricação da peça.

Além do comportamento elástico da ferramenta, existem diversos fatores que influenciam na sua vibração, entre eles está sua fixação na torre de ferramentas do torno, normalmente seguradas por dispositivos chamados de suporte. O estudo de novas formas mais otimizadas de fixação pode fornecer impactos positivos em relação ao tema de vibração durante as operações de torneamento como um todo.

Uma importante sugestão também, é a modelagem analítica da influência de um possível sistema de amortecimento por impacto no interior da ferramenta citada no capítulo 3.6

Podemos citar a importância do estudo experimental das vibrações, comparando a frequência vibracional de operação aos parâmetros de corte utilizados, podendo saber fielmente quais destes parâmetros são mais eficientes para “fugir” das frequências naturais calculadas neste trabalho, evitando a ressonância.

11 Referências Bibliográficas

KALPAKJIAN, S; SCHMID, S. R. **Manufacturing, Engineering and Technology**. 6 Ed. Editora Pearson 2009.

MACHADO, A. R.; ABRÃO, A. M; COELHO, R. T.; DA SILVA, M. B. **Teoria da usinagem de materiais**. 1. Ed. São Paulo: Editora Blucher, 2009.

SIDDHPURA, M. PAUROBALLY, R. **A review of chatter vibration research in turning**. International Journal of Machine Tools and Manufacture, v. 61, 2012, p. 27–47.

Thomas a Xometry Company. **Different Types of Machining Operations and the Machining Process**. Acessado em 24/01/2023

<https://www.thomasnet.com/articles/custom-manufacturing-fabricating/machining-processes/>

QUINTANA, Guillem; CIURANA, Joaquim. **Chatter in Machining Processes: A Review**. International Journal of Machine Tools and Manufacture, v. 51, 2011, p. 363–376.

Torneamento. José Lú. Acessado em 23/01/2023

<https://www.academia.edu/39243325/Torneamento>

DINIZ, A. E.; MARCONDES, F. C.; COPPINI, N. L. **Tecnologia da usinagem dos materiais**. 6.ed. São Paulo: Artliber Editora, 2008.

ALTINTAS Y. **Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design**. New York: 1. ed. Cambridge University Press, 288 p. 2000.

CABAL, A. F.; COSSICH, L. G. **Análise de Vibração no Torneamento Interno Utilizando Ferramentas com a Relação Comprimento Diâmetro**. Curitiba: Universidade Tecnológica do Paraná, 2015.

V. GUTAKOVSKIS, G. BUNGA, G. PIKURS. **Cutting tool vibration in the metal cutting process**. Artigo Acadêmico - Riga Technical University, Riga, Latvia, 2011

GHORBANI, S., ROGOV, V. A., CARLUCCIO, A., & BELOV, P. S. **The effect of composite boring bars on vibration in machining process**. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 105(1-4), 1157–1174.

HENRIK AKESSON, TATIANA SMIRNOVA, THOMAS LAGÖ AND LARS HÅKANSSON. **Analysis of Dynamic Properties of Boring Bars Concerning Different Clamping Conditions**. Artigo Acadêmico – Blekinge Institute of Technology, Department of Signal Processing, 372 25. Ronneby, Sweden, 2009.

Vibration-Free Turning Isn't as Difficult as It Used to Be. BIG DAISHOWA, 2017.

<https://www.bigdaishowa.com/en/blog/vibration-free-turning-isnt-difficult-it-used-be>

BIG DAISHOWA. **Damping Bars, Anti-Vibration Boring Bars**. Acessado em 10/03/2023

<https://www.bigdaishowa.com/en/products/boring-tools/modular-components/damping-bars>

SANDVIK. **Silent Tools™ for turning**. Acessado em 10/03/2023

https://www.sandvik.coromant.com/en-us/products/silent_tools_turning/pages/default.aspx

Kennametal. **Vibration Free • 10:1 Overhang • Through Coolant • Inch**. Acessado em 10/03/2023

<https://www.kennametal.com/us/en/products/fam.vibration-free-101-overhang-through-coolant-inch.101746489.html>

Chiaverini, Vicente. **TECNOLOGIA MECÂNICA, Processos de Fabricação e Tratamento, Volume II**. 1986

FERRARESI, D. **Fundamentos da Usinagem dos Metais 2ª ed**; São Paulo: Edgard Blucher, 2006.

Seco Tool, **Steadyline Brochure**. Acessado em 15/03/2023

GERE, J. M; GOODNO, B.J. **Mecânica dos Materiais 8ª ed**; .: Cengage Learning, 2016.

R. C. Hibbeler. **Resistência dos Materiais 7ª ed**; 2009

Informações Técnicas, Fórmulas para potência de corte, Mitsubishi Materials Brasil, 2021

http://www.mitsubishicarbide.net/contents/mht/pt/html/product/technical_information/information/formula4.html

AISI Type M2 Molybdenum High Speed Tool Steel (UNS T11302), Matweb. Acessado em 20/05/2023

<https://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?matguid=28fdb77f07524170ab825dff9fda8a84&n=1&ckck=1>

Site de vendas, Global CNC, acessado em 10/03/2023

<https://www.globalcnc.com/product/okuma-a118-8435/>

Site Aços Nobre, **Aço M2: Aço Rápido ao Molibdênio**, acessado em 20/05/2023

<https://acosnobre.com.br/blog/acom2/#:~:text=O%20aço%20rápido%20M2%20é,propriedades%20superiores%20e%20preço%20vantajoso.>

“Ultra Duty™ Boring Bar Sleeves”, fabricante Edward Andrews. Acessado em 21/06/2023

<https://edwardandrews.com/product/ultra-duty-boring-bar-sleeves/>

MAQ’s self-tuning mass damper™, MAQ. Acessado em 21/06/2023

<https://maqab.com/technology/>

CHENG, C. C. & WANG, J. Free vibration analysis of a resilient impact damper..

International Journal of Mechanical Sciences, v.45, p. 589–604, 2003.

SERWAY, R. A.; JEWETT, J. W. **Oscilações, Ondas e Termodinâmica**. 5a Ed. São Paulo: Cengage Learning Edições Ltda, 2014.

HARRIS, C. M.; PIERSOL, A. G. **Harris’ shock and vibration handbook**. 5th Ed., USA, McGraw Hill Book Co., 2002.

BLEVINS, R. D. **Formulas for Natural Frequency and Mode Shape**. NY: VNR Company,

1979.

PEDROSO, L. J. **Vibrações livres pelo método das diferenças finitas em vigas esbeltas – teoria e aplicações**. Apostila Didática. Departamento de Engenharia Civil – UNB. Brasília, 2005.

Marco A. A. Melo, Claude Emile Strohl, Marcio Eisenkraft. **ENSINO DE SISTEMAS DE CONTROLE USANDO APLICAÇÕES REAIS EM ENGENHARIA ELÉTRICA**. Universidade Presbiteriana Mackenzie, Escola de Engenharia. São Paulo, 2005.

RAO, SINGIRESU S. **Vibrações mecânicas**. 4 Ed. São Paulo, Editora Pearson Education Brasil, 2009.