



Universidade Federal
do Rio de Janeiro

Escola Politécnica

ESTUDO PARA O PROJETO DE UM MECANISMO PARA UMA MÁQUINA DE MODELAGEM POR
FUSÃO E DEPOSIÇÃO

Manuella Paez

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: José Stockler Canabrava Filho

Rio de Janeiro

Abril de 2013



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO

Departamento de Engenharia Mecânica

DEM/POLI/UFRJ



ESTUDO PARA O PROJETO DE UM MECANISMO PARA UMA MÁQUINA DE MODELAGEM POR FUSÃO E DEPOSIÇÃO

MANUELLA PAEZ

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

Prof. José Stockler Canabrava Filho

Prof. Flávio de Marco Filho

Prof. Sylvio José Ribeiro de Oliveira

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

ABRIL DE 2013

Paez, Manuella

Estudo para o projeto de um mecanismo para uma máquina de modelagem por fusão e deposição/ Manuella Paez. – Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2013.

VI, 70 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: José Stockler Canabrava Filho

Projeto de Graduação – UFRJ/ Escola Politécnica/Curso de Engenharia Mecânica, 2013.

Referências Bibliográficas: p. 38.

1. Prototipagem Rápida. 2. Mesa Linear. I. Filho, José Stockler. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso de Engenharia Mecânica. III. Título.

Resumo do projeto de graduação apresentado ao DEM/UFRJ como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

ESTUDO PARA O PROJETO DE UM MECANISMO PARA UMA MÁQUINA DE MODELAGEM POR FUSÃO E DEPOSIÇÃO

Manuella Paez

Abril/2013

Orientador: José Stockler Canabrava Filho

Curso: Engenharia Mecânica

O presente trabalho aborda as técnicas utilizadas nas máquinas de prototipagem rápida, sugere ferramentas para o controle dessas máquinas e apresenta o mecanismo de um carro de um grau de liberdade para ser utilizado em uma máquina alternativa àquelas atualmente comercializadas.

Este projeto faz parte de uma linha de pesquisa sobre prototipagem rápida que tem por objetivo projetar uma máquina utilizando como base a tecnologia das máquinas de Modelagem por Fusão e Deposição (FDM) que será capaz de funcionar com diferentes tipos de resina e que permitirá o controle total das suas variáveis.

Abstract of Undergraduate Project presented to DEM/UFRJ as a part of fulfillment of the requirements for the degree of Engineer.

STUDY FOR A PROJECT OF A MECHANISM FOR A FDM MACHINE

Manuella Paez

April/2013

Advisor: José Stockler Canabrava Filho

Course: Mechanical Engineering

This paper work approaches the technology used on rapid prototyping machines, as well as suggests tools for its numerical control and presents a linear table with one degree of freedom to be used in a alternative fused deposition modeling (FDM) machine.

This project is part of a research about rapid prototyping which objective is to project a FDM machine that will be capable of not only working with different types of resins but also controlling all variables involved in the running process.

SUMÁRIO

1. Introdução	1
2. Prototipagem Rápida.....	2
2.1. Estereolitografia (SLA).....	2
2.2. Modelagem por fusão e deposição (FDM)	3
2.3. Sinterização Seletiva a Laser (SLS).....	5
2.4. Manufatura de Objetos Laminados (LOM)	6
2.5. Impressão Tridimensional	7
3. Controle Numérico	9
3.1. Transferência de dados do sistema CAD para sistema CAM	12
3.1.1. Arquivos STL	13
3.1.2. Programas Específicos CAD	16
3.2. Sistema CAM.....	17
3.2.1 Tolerâncias do Sistema CAM	17
3.2.2. Métodos de Interpolação da Trajetória	18
3.3. Transferência do Programa para a Máquina.....	21
4. Geração e Simulação da Trajetória da Ferramenta	23
5. O Projeto: Mesa Linear.	29
6. Conclusão	36
7. Referências Bibliográfica	38
Anexo I - Memória de cálculo	42
Dimensionamento das guias	42
Fuso de esferas recirculantes	48
Torque de acionamento do fuso de esferas recirculantes	50
Dimensionamento das engrenagens.....	50
Dimensionamento do eixo.....	53
Anexo II – Catálogos.....	57

1. Introdução

O presente trabalho aborda as técnicas utilizadas nas máquinas de prototipagem rápida, sugere ferramentas para o controle dessas máquinas e apresenta o mecanismo de um carro de um grau de liberdade para ser utilizado em uma máquina alternativa àquelas atualmente comercializadas, cuja popularidade está crescendo devido à facilidade de fabricação de qualquer objeto tridimensional a partir de desenhos CAD.

Este projeto faz parte de uma linha de pesquisa sobre prototipagem rápida que tem por objetivo projetar uma máquina utilizando como base a tecnologia das máquinas de Modelagem por Fusão e Deposição (FDM) que será capaz de funcionar com diferentes tipos de resina e que permitirá o controle total das suas variáveis, o que não é possível em uma máquina comercial.

Desta forma, o trabalho será dividido em cinco capítulos.

No primeiro capítulo, serão apresentadas as tecnologias de prototipagem rápida, os principais processos utilizados (Estereolitografia, a Sinterização Seletiva a Laser, a Manufatura de Objetos Laminados e a Modelagem por Fusão e Deposição) e suas peculiaridades.

O segundo capítulo irá conter uma discussão sobre sistemas de controle de trajetória em geral.

No terceiro capítulo, serão apresentados os conhecimentos relacionados ao controle numérico da máquina de prototipagem rápida, oferecendo possibilidades àqueles que pretendem desenvolver um projeto próprio, ou até mesmo permitindo que aqueles que já adquiriram uma máquina possam testar novos métodos. Além disso, serão apresentadas todas as etapas entre o arquivo gerado pela modelagem 3D até as instruções para o controle do mecanismo que efetuará a trajetória.

O quarto capítulo apresentará o estudo de um projeto mecânico de uma mesa linear e especificará os componentes que deverão ser adquiridos para a sua construção e funcionamento. Este mecanismo será apresentado no intuito permitir que a nova máquina criada possa ter a construção de seu cabeçote simplificada e também, de conferir uma maior precisão de fabricação comparada com as máquinas atuais.

Por fim, o quinto e último capítulo apresentará uma conclusão e ofertará sugestões para a continuação deste projeto.

A memória dos cálculos e os documentos usados para as especificações dos equipamentos poderão ser encontrados nos anexos.

2. Prototipagem Rápida

A classe de tecnologias usadas na fabricação de um objeto físico através do auxílio de programas CAD é designada por prototipagem rápida. Basicamente são três etapas principais: criação do modelo CAD 3D, conversão para modelo 3D do sistema CAM e impressão, lê-se fabricação, do modelo. Atualmente, alguns autores consideram como parte dessa tecnologia as máquinas que utilizam a tecnologia subtrativa (fresadora), porém é mais comum ao referir-se à prototipagem rápida, estar considerando as máquinas que usam a tecnologia aditiva, ou seja, que fabricam a peça através da adição sucessiva de camadas aderidas umas sobre as outras.

Atualmente a prototipagem rápida é aplicada nos setores aeroespacial, automotivo, médico e no desenvolvimento de produtos de consumo em geral.

Os principais processos da prototipagem rápida são: Estereolitografia, a Sinterização Seletiva a Laser, a Manufatura de Objetos Laminados e a Modelagem por Fusão e Deposição [1].

2.1. Estereolitografia (SLA)

Criada por Charles Hull (fundador da *3D Systems*) e patenteada em 1986, a Estereolitografia é a tecnologia pioneira da prototipagem rápida. Baseia-se na utilização de uma resina (acrílico, epóxi ou vinil) fotossensível, composta por monômeros, fotoiniciadores e aditivos, que ao ser submetida a um feixe de laser de raios ultravioleta, passa por uma reação localizada e promove, desta forma, o endurecimento pontual da resina [1,10]. Em primeira instância, essa resina ficará sob a plataforma, mas posteriormente à primeira camada, a resina ficará aderida à camada anterior da peça. Os fotoiniciadores presentes na resina são os responsáveis por iniciar a reação localizada que desencadeará a polimerização dos monômeros [1].

A construção da peça se dá da seguinte forma: uma plataforma é posicionada no interior de uma cuba cheia de resina sendo a mesma capaz de se transladar verticalmente. Inicialmente, a plataforma é colocada imediatamente abaixo da superfície da resina onde é submetida à incidência do laser que desenhará, de acordo com os comandos do controle numérico, a primeira camada da peça.

Após o término desta etapa, a peça incompleta é transladada verticalmente para baixo no sentido de imergir na cuba, para permitir a formação da camada posterior e assim sucessivamente.

Devido à alta viscosidade da resina, antes de iniciar a sua fotopolimerização, uma faca é acionada no intuito de regularizar a espessura do material que dará origem a próxima camada [2].

O controle numérico é responsável por posicionar os espelhos galvanométricos que direcionam o feixe de laser e também a plataforma com a peça.

Após o fim desse procedimento, o objeto deve ser levado para um forno de radiação ultravioleta para ser submetido a cura total [5].

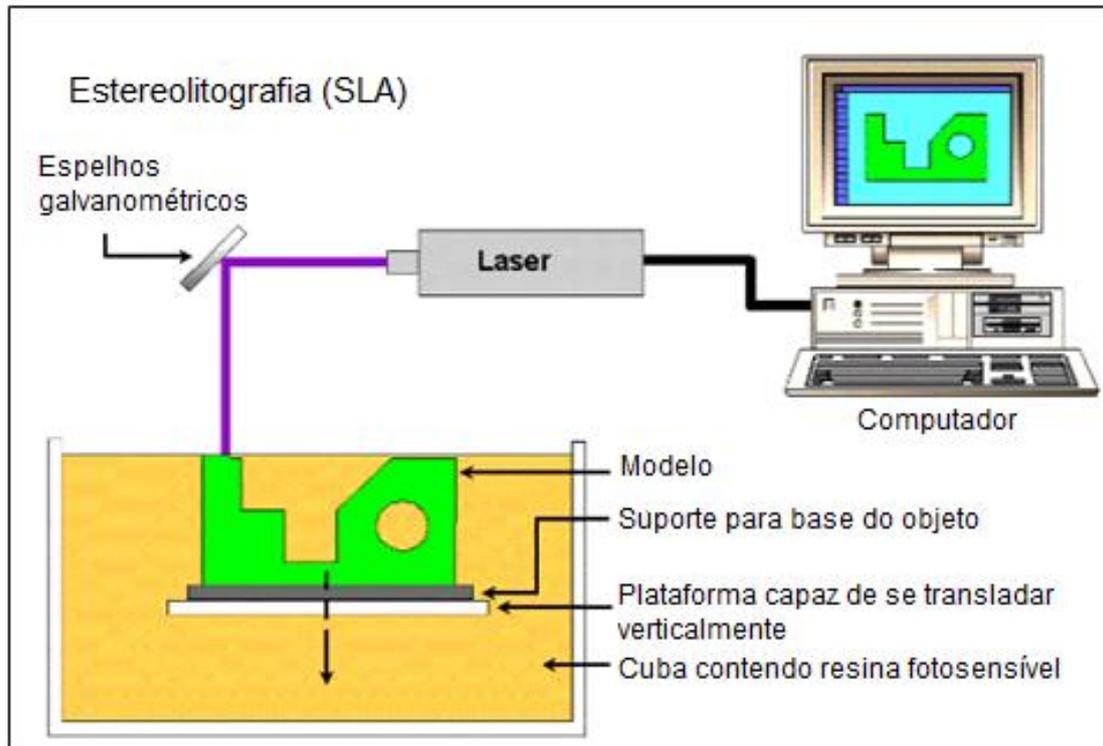


Figura 2.1: Esquema de funcionamento da estereolitografia. Fonte: Center for BioMolecular Modeling, Milwaukee School of Engineering.

2.2. Modelagem por fusão e deposição (FDM)

Essa técnica é baseada na extrusão de termoplásticos. A máquina é composta por um cabeçote que se movimenta no plano horizontal e por uma plataforma que será responsável por se transladar verticalmente. O material termoplástico é forçado a passar através de dois bicos extrusores situados no cabeçote para, então, ser depositado na plataforma. Em um bico passa o material que irá compor o objeto e no outro o material que irá ser utilizado como suporte no caso de fabricação de superfícies complexas [8]. Ao final da deposição do material na camada, a plataforma se desloca verticalmente para baixo num valor equivalente a espessura da nova camada para que o cabeçote continue a extrusão formando a camada posterior. Essas etapas são repetidas quantas vezes forem necessárias até formar o objeto 3D completo. O esquema pode ser visto na figura 2.2.

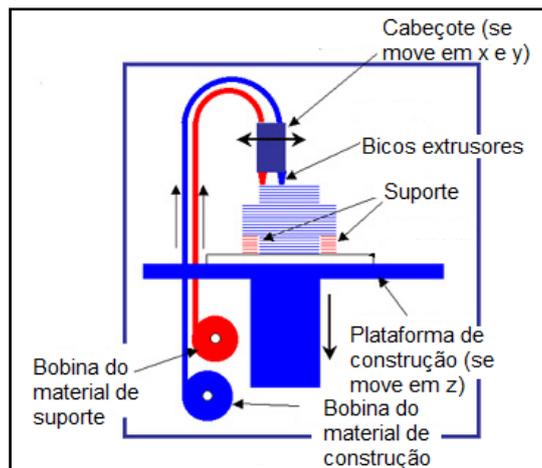


Figura 2.2: Esquema da FDM. Fonte: XPRESS3D

A matéria prima utilizada nesse tipo de processo é: ABS (acrilonitrila-butadieno estireno), PC (policarbonato), elastômero, cera, etc.

A tabela 2.1 aponta alguns materiais comercialmente disponíveis para a fabricação de objetos através do processo de modelagem por fusão e deposição.

Tabela 2.1: Tabela de alguns materiais utilizados em FDM disponíveis no mercado. Fonte: Stratasys

Nome comercial/ Empresa	Tipo	Aplicações
ABS 400 – Stratasys (EUA)	Filamento de ABS	Durável, resistente, boa resistência térmica e química. Colorido.
ABSi 500 – Stratasys (EUA)	Filamento de metil-metacrilato de ABS	Aplicações médicas. Pode ser esterilizado com radiação gama.
W06 wax - Stratasys (EUA)	Filamento para modelos de fundição de cera perdida	Fundição de cera perdida.
Elastomer E20 - Stratasys (EUA)	Filamento de elastômero	Material elástico resistente e flexível. Ideal para vedações e peças flexíveis.
Polycarbonate - Stratasys (EUA)	Filamento de policarbonato	Termoplástico rígido de performance superior do ABS.
Polyphenylsufhone - Stratasys (EUA)	Filamento de polifenilsufona	Termoplástico rígido para aplicações diversas.
Polyester P1500 - Stratasys (EUA)	Waffle de polímero a ase de poliéster	Utilizado em protótipos conceituais.
Multi purpose ABS Filament - Sibco (UK)	Filamento de ABS	Durável, resistente, boa resistência térmica e química. Colorido.

A FDM possui como vantagens com relação à tecnologia da SLA, desperdiçarem menos materiais e não possuem a mesma necessidade de limpeza [2]. Em compensação, existe também uma diferença na qualidade dos objetos fabricados por ambas as tecnologias: a SLA é uma tecnologia voltada para a produção com uma maior precisão (fabricação de moldes e produtos com dimensões mais críticas), enquanto a FDM é voltada para a fabricação de produtos menos exigentes direcionados a atividades acadêmicas e produtos customizáveis para comercialização [2], como consequência, há uma diferença nos custos referentes à compra, manutenção, operação e quanto ao custo do material a ser utilizado nessas máquinas. Desta forma, as máquinas de SLA são mais caras.

2.3. Sinterização Seletiva a Laser (SLS)

A sinterização seletiva a laser é uma técnica aditiva, patenteada em 1989, baseada na fusão de material particulado conforme a aplicação da energia dos raios do laser de dióxido de carbono [9]. Produz objetos com boa resistência mecânica e térmica, a custos elevados. Porém, possui como vantagem a capacidade de utilizar diversos materiais para fabricação dos objetos, como poliamidas, elastômeros, cerâmicas e metais com polímeros aglutinantes [3].

A construção do objeto é feita sobre uma plataforma capaz de se transladar verticalmente, onde uma fina camada de pó é aplicada por um sistema de alimentação. Em seguida, o raio de laser percorre a fina camada de pó, aquecendo as partículas e aglutinando-as até formar a camada sólida. Posteriormente a plataforma se movimenta para baixo em uma distância equivalente a espessura da camada a ser fabricada para reaplicação do pó através de roletes e assim, sucessivamente (figura 2.3) [9].

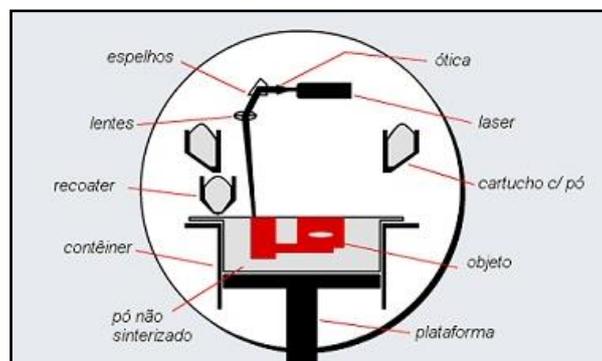


Figura 2.3: Esquema de um sistema de sinterização a laser. Fonte: CIMJET

O pó que não é sinterizado, ou seja, utilizado para formação do objeto, funcionará ao longo do processo como suporte e ao final do processo deverá ser removido da cuba [2].

Esse método pode ser dividido em dois, de acordo com sua abordagem: direta e indireta. A abordagem direta é referente à tecnologia que gera o objeto através da incidência direta dos feixes do laser e a indireta faz menção à tecnologia aplicada aos metais e cerâmicas, onde se utiliza um material ligante para dar forma ao objeto que logo após será sinterizado em um forno [4].

2.4. Manufatura de Objetos Laminados (LOM)

Neste processo, uma bobina de papel laminado impregnado de cola termoplástica (ativado pela incidência de calor) é a matéria prima responsável por formar as camadas do objeto 3D. Existe um sistema responsável pelo avanço das tiras deste papel sob a base do objeto; e quando o mesmo está posicionado, um rolo compressor aquecido é acionado para fixá-lo à base do objeto. Posteriormente, um raio laser atinge o papel percorrendo-o e cortando os seus contornos e também desenhando possíveis furos e áreas que não façam parte da peça. Logo após, a base do objeto e sua camada são projetados para baixo, permitindo que o rolo coletor de papel avance com a tira de papel que dará origem a camada sucessora. Essas etapas se repetem até que o produto esteja pronto [2,3,5].

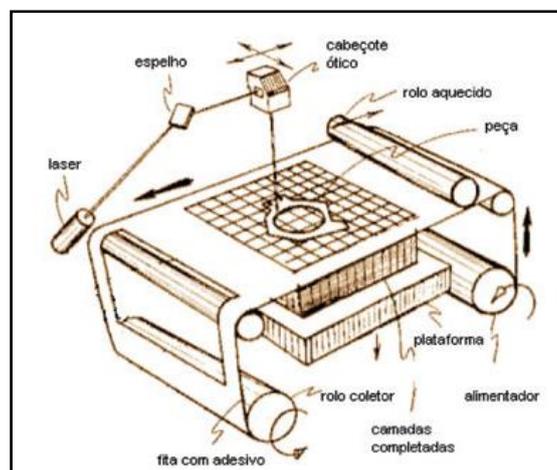


Figura 2.4: Desenho esquemático da Manufatura de Objetos Laminados. Fonte: CIMJET

A vantagem desse processo é que ele é de cinco a dez vezes mais rápido que os outros processos de prototipagem, já que o laser é responsável por percorrer apenas o contorno da peça e os perímetros de áreas a serem descartados e não sua área

completa. Porém, pelo uso do papel torna-se necessária aplicação de verniz ou tinta para evitar problemas com umidade [52]. No caso de peças grandes, a precisão de fabricação alcança $\pm 0,03$ mm e atualmente outros materiais (além de papel) vem sendo utilizados, como: plásticos, papéis hidrófobos e pós-cerâmicos e metálicos [5]. O custo dessas máquinas é semelhante ao custo das máquinas que utilizam a tecnologia da estereolitografia e da sinterização seletiva a laser, mas a qualidade do produto fabricado é inferior [2].

2.5. Impressão Tridimensional

Apesar de não ter sido citado como um dos principais processos prototipagem rápida, a impressão 3D tornou-se popularmente conhecida nos últimos anos. Algumas pessoas, no entanto, aplicam o termo “impressão tridimensional” a qualquer máquina de prototipagem rápida o que não é verdade.

Desenvolvido pelo MIT, esse processo é semelhante aos outros anteriormente citados no sentido de também fabricar a peça camada por camada através de um modelo digital criado no CAD.

O material em pó é espalhado em uma superfície (plataforma) e um agente aglutinante composto de solução aquosa e cola é seletivamente aplicado nos locais onde o objeto deve ser formado [2]. O pistão que movimenta a plataforma onde a camada foi depositada desce verticalmente para que a próxima camada de pó seja reposicionada por rolos acionados e colada novamente. Assim sucessivamente até que o objeto seja completamente formado. Ao fim do processo, elementos químicos devem ser aplicados ao produto no intuito de aumentar sua resistência [3].

Tem como principais vantagens: permitir que seja utilizado como matéria prima qualquer material que possa ser obtido em forma de particulado e permitir aplicação de finalização colorida, simulando a pintura dos objetos. Porém, a técnica produz modelos frágeis que podem ser facilmente deformados e danificados.

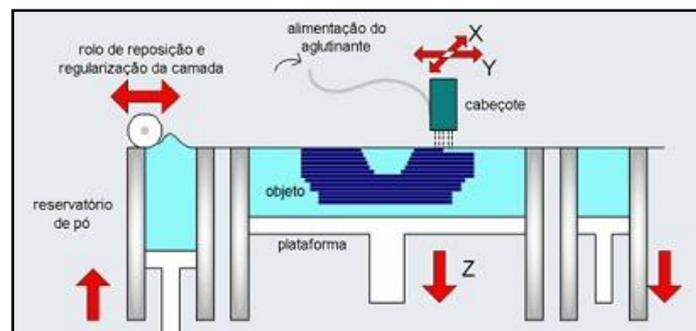


Figura 2.5: Esquema básico do processo de impressão 3D. Fonte: CIMJET.

A Tabela 2.2 resume as aplicações, diferenças e materiais empregados na tecnologia 3DP.

Tabela 2.2: Resumo das aplicações, diferenças e materiais empregados na impressão 3D. Fonte: CIMJET

Empresa	Materiais e aplicação	Funcionamento
Z Corporation Plásticos	Modelos e protótipos	Um aglutinante é aspergido sobre pó plástico e posteriormente o objeto deve ser infiltrado com cera ou selador. É possível fabricar protótipos multicoloridos.
Solidgen	Cerâmicas/Cascas para fundição	O objeto é feito com pó cerâmico e recebe tratamento térmico em fornos para obter resistência mecânica.
ExtrudeHone	Metais/Moldes para injeção	O aglutinante utilizado é uma resina foto sensível que é curada, camada por camada, com luz ultravioleta. Após finalizado o objeto, este é colocado em um forno para extrair o aglutinante e posteriormente sofre sinterização e infiltração com um liga de baixo ponto de fusão.
Therics	Remédios e próteses biomédicas	Não foi encontrada descrição de detalhes sobre o assunto.

A tabela 2.3 faz uma análise das características das tecnologias de prototipagem rápida.

Tabela 2.3: Análise das características das tecnologias de prototipagem rápida. Fonte: PROINOVA

	SLA	FDM	SLS	LOM	3DP
Variabilidade de materiais	Pequena	Média	Grande	Pequena	Média
Qualidade superficial	Regular	Regular	Boa	Regular	Boa
Pós-acabamento	Regular	Regular	Bom	Baixo	Bom
Precisão	Excelente	Regular	Boa	Baixa	Regular
Resistência ao impacto	Regular	Boa	Boa	Baixa	Baixa
Resistência à flexão	Baixa	Excelente	Excelente	Baixa	Baixa
Custo do protótipo	Alto	Baixo	Alto	Alto	Médio
Pós-cura	Sim	Não	Sim*	Não	Não

*Não necessita de cura quando utiliza termoplásticos.

3. Controle Numérico

Inicialmente, as pesquisas relacionadas à associação do controle numérico às máquinas ferramentas objetivavam alcançar uma maior acurácia na fabricação de componentes complexos da indústria aérea. Em 1949, visando à construção de aeronaves supersônicas, já se sabia que era fundamental, para atingir a maior proporção força/peso possível, a fabricação de peças estruturais com altas precisões. Máquinas ferramentas operadas manualmente não atingiam a acurácia demandada e até então não existiam técnicas que se adaptavam às frequentes mudanças da geometria das peças inerentes ao desenvolvimento e avanço das aeronaves. Assim, neste mesmo ano, John C. Parson e o Instituto de Tecnologia de Massachussets (MIT) assinaram um contrato com a Força Aérea Americana referente ao desenvolvimento de um sistema para máquinas ferramentas que pudesse controlar a posição dos parafusos de avanço diretamente através do output do computador. O output operaria a máquina ferramenta sem intervenções manuais.

Parson e os seus associados propuseram três passos essenciais para atingir seus objetivos:

- O uso do computador para calcular a trajetória da ferramenta de corte e o armazenamento dos dados referentes à trajetória de corte em um cartão perfurado (pedaço de papel que contém a informação digital representada pela presença ou ausência de vazios nos espaços predestinados).
- Utilização de um equipamento de leitura na máquina ferramenta para que ela pudesse automaticamente ler os comandos contidos no cartão perfurado.
- Uso de um sistema de controle que forneceria um output contínuo com a informação apropriada para leitura dos servomotores dos parafusos de avanço da máquina ferramenta.

Em 1952, a primeira máquina ferramenta numericamente controlada, uma Cincinnati Hydrotel (fresadora vertical) foi demonstrada com êxito no MIT. A máquina ferramenta permitia o controle dos seus três eixos e recebia os dados via código-binário dos cartões perfurados [7].

Devido às geometrias complexas dos objetos requeridas, modelos matemáticos precisos e extensos eram necessários, os quais, se executados manualmente, tomariam muito tempo para sua execução, e assim, a utilização do computador foi absolutamente essencial para geração rápida dos comandos e trajetórias de corte.

Em 1954, o desenvolvimento de uma linguagem de programação chamada *Automatically Programmed Tool* (APT) foi iniciado. Essa era a linguagem específica capaz de transmitir ao controle computacional uma descrição acurada da geometria de cada parte dos componentes juntamente com as instruções necessárias para a execução da fabricação. No mesmo ano, a *Bendex Company* comprou o direito de patente do Parson e construiu a primeira máquina ferramenta NC comercializável. Contudo, a aplicação da forma mais básica da linguagem APT para construção de componentes de geometria simples se demonstrou pouco prática e custosa. A partir disso, linguagens mais simples com propósitos específicos foram desenvolvidas derivadas da linguagem APT [21].

Os microprocessadores foram introduzidos no controle numérico computadorizado (CNC) em 1976 influenciando e alterando a tecnologia original.

A partir deste momento, as máquinas ferramentas possibilitariam também a edição e armazenamento local do programa de controle numérico (NC) [11].

O desenvolvimento dessas máquinas, usualmente chamadas de CNC, permitiu atender o aumento da demanda da fabricação de componentes complexos, com maior precisão que as máquinas convencionais, alta repetitividade, rapidez e, além disso, permitiu a flexibilidade da produção devido à facilidade de sua reprogramação e a fabricação de peças complexas sem precisar utilizar gabaritos ou outros dispositivos.

O programa NC contém uma linguagem própria de programação e de coordenadas do plano cartesiano que indica o conjunto de passos que a máquina deve executar para produzir a geometria da peça, ou seja, a trajetória da ferramenta e os parâmetros de corte necessários à fabricação.

A linguagem utilizada atualmente nas máquinas CNC atende as especificações da norma ISO 6983, criada em 1978 [12]. O objetivo dessa norma era:

- unificar os formatos-padrão anteriores em uma única norma internacional;
- introduzir um formato-padrão para novos comandos;
- reduzir a diferença de programação das máquinas ou unidades de controle, uniformizando as técnicas de programação;
- incluir os códigos das funções preparatórias (endereçadas com a letra G) e miscelâneas (endereçadas com a letra M).

Alguns comandos da linguagem de programação ISO 6983 estão sendo ilustrados na tabela 3.1.

Tabela 3.1: Exemplo de funções da linguagem padrão de programação ISO 6983.

Funções G	
G00	Interpolação linear com avanço rápido
G01	Interpolação linear com avanço programado
G02	Interpolação circular - sentido horário
G03	Interpolação circular - sentido anti-horário
G04	Tempo de espera
G40	Cancela compensação automática do raio da ferramenta
G70	Dimensões em polegadas
G71	Dimensões em milímetros
G90	Dimensões absolutas
G91	Dimensões incrementais
Funções M	
M00	Parada do programa
M01	Parada opcional do programa
M03	Eixo-árvore sentido horário
M04	Eixo-árvore sentido anti-horário
M05	Parada do eixo-árvore
M06	Troca de ferramenta
M08	Liga refrigeração da ferramenta
M09	Desliga refrigeração da ferramenta
M30	Fim do programa

A geração do programa NC pode ser feita de duas principais maneiras: manualmente ou através de sistemas CAD/CAM.

No primeiro método, o programador é responsável por, através do desenho 2D da peça, gerar a linguagem de programação da trajetória da ferramenta de acordo com o padrão de programação ISO e tem, como principais desvantagens, a lentidão do processo e a dificuldade de construir uma linguagem de fabricação de peças complexas, a necessidade do conhecimento detalhado da linguagem ISO 6983 e das peculiaridades da máquina com a qual se está trabalhando e por fim, existe uma maior probabilidade de haver erros [13].

Devido às desvantagens citadas acima, atualmente é utilizado para eventuais modificações de programas na máquina e na programação de peças relativamente simples.

O segundo método é aquele que utiliza o auxílio do sistema CAD/CAM para a fabricação da peça. Suas principais vantagens com relação ao primeiro método citado são relacionadas ao tempo de concepção da linguagem de programação, capacidade de fabricação de peças simples e complexas, menor manuseio do programador e, conseqüentemente, menor chance de existirem erros na programação, além da possibilidade de utilização de recursos gráficos para simulação da fabricação [13].

Os programas utilizados nas máquinas de prototipagem rápida são semelhantes aos programas da CNC, mas se diferenciam por dispensarem algumas funções que seriam referentes à usinagem da peça, já que a mesma não ocorre, e por fazerem uso de outras funções necessárias à fabricação por prototipagem.

3.1. Transferência de dados do sistema CAD para sistema CAM

No caso da geração do programa NC através do sistema CAD/CAM, a primeira etapa para a elaboração do programa da impressora 3D é a representação CAD tridimensional do modelo que está sendo projetado e a segunda etapa é a conversão para um modelo geométrico do sistema CAM, que pode ser realizado através de modelos normalizados (IGES, STEP, etc.) ou convertido em um modelo matemático, cuja extensão do arquivo é o *.STL.

Cabe ressaltar que a qualidade e a precisão do modelo convertido irão depender dos recursos geométricos disponíveis na interface utilizada. Portanto, no caso de representação de modelos geométricos com superfícies complexas, deve-se assegurar que a interface seja capaz de representa-las por elementos geométricos do tipo polinomial, *B-Spline* ou NURBS [14].

A conversão do modelo CAD em arquivo STL é a mais utilizada atualmente e por isso será dada ênfase aos aspectos relacionados a ela.

De modo abrangente, o formato STL é uma representação que aproxima o sólido por pequenas faces triangulares sem reprodução qualquer da coloração, textura, massa nem material de construção.

Em seguida, o arquivo STL obtido passará por uma etapa conhecida por fatiamento (*slicing*) (figura 3.1), onde o modelo é dividido em seções paralelas e perpendiculares ao eixo de construção Z cuja distância entre elas corresponde à espessura da camada a ser depositada pela tecnologia aditiva (aproximadamente 0,1 mm) e por fim, ser codificado para a linguagem g. Portanto, através desse arquivo, a máquina será capaz

de distinguir onde haverá o depósito de material, camada após camada até a obtenção do protótipo inteiro.

A etapa de *slicing* envolve a definição de trajetória para preenchimento de bordas, deposição de material e colocação de suporte (se aplicável).

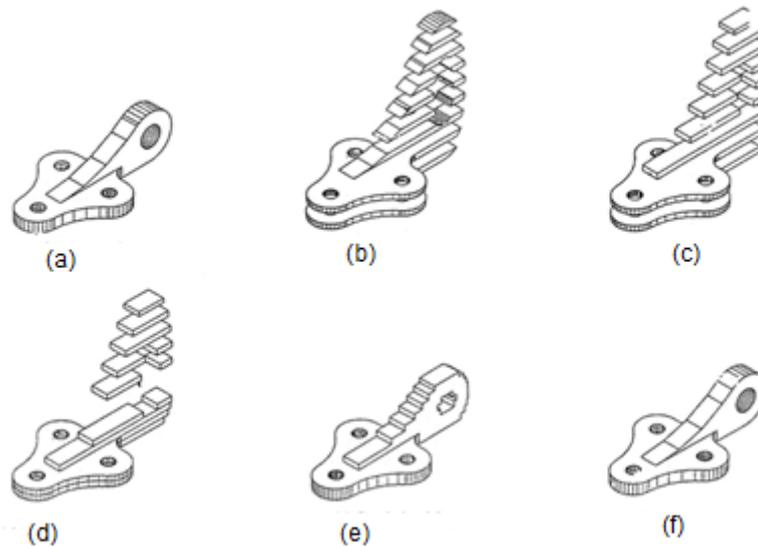


Figura 3.1: Princípios da prototipagem rápida. (a) Modelo CAD; (b) Fatiamento do objeto; (c) Transforma superfícies arredondadas em blocos retangulares; (d) Deposição camada por camada; (e) Protótipo semi-acabado; (f) Protótipo acabado [22].

A sobreposição das camadas de construção é responsável por um efeito conhecido por efeito-escada. Este pode ser minimizado com a diminuição da espessura das camadas ou através de operações de limpeza e acabamento, lixamento ou jateamento com material abrasivo e recobrimento da superfície da peça. O melhor método dependerá do grau de acabamento pretendido [1,6].

3.1.1. Arquivos STL

Em 1988, a Albert Consulting Group criou a pedido da 3D Systems (EUA), o formato de arquivo STL (derivado de Estereolitografia): um modo simples de representar um modelo sólido a partir da união de uma série de triângulos irregulares gerando uma malha triangular (figura 3.2). Cada triângulo é definido pelas coordenadas do eixo cartesiano dos seus 3 (três) vértices e pelo vetor normal à sua superfície [4].

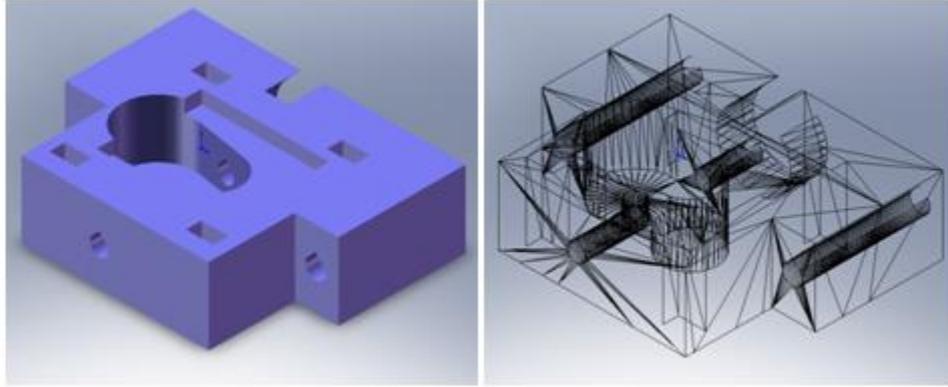


Figura 3.2: Exemplo de modelo sólido em CAD 3D convertido para STL [2].

Atualmente, a utilização mais comum do arquivo STL é no formato ASCII (figura 3.2) ou escrito em código binário. Ambos armazenam as mesmas informações a respeito dos triângulos, as coordenadas dos vértices dos triângulos e os componentes dos vetores normais, porém, os arquivos STL ASCII possuem a vantagem de poderem ser lidos através de editores de texto, o que facilita a correção de possíveis erros nos arquivos e, além disso, eles podem ser utilizados em sistemas de computadores que não leem os arquivos STL em código binário. Em compensação, os arquivos STL escritos em código binários são mais compactos e mais rápidos para serem lidos.

```

solid name
facet normal  $n_i$   $n_j$   $n_k$ 
outer loop
vertex  $v_{1x}$   $v_{1y}$   $v_{1z}$ 
vertex  $v_{2x}$   $v_{2y}$   $v_{2z}$ 
vertex  $v_{3x}$   $v_{3y}$   $v_{3z}$ 
endloop
endfacet
endsolid name

```

Figura 3.3: Sintaxe do arquivo STL em código ASCII. Fonte: Wikipedia

Ao utilizar a malha triangular, quando se trata, principalmente, da fabricação de superfícies complexas, com áreas curvas, é necessária a utilização de uma tolerância de contorno [14].

Quanto menor essa tolerância, maior a exatidão da trajetória da ferramenta, e, portanto, melhor a representação da superfície e maior a resolução, o que significará maior tamanho do arquivo STL e maior tempo de processamento [15].

O aumento do tempo de processamento influenciado pela triangulação do modelo geométrico foi comprovado por testes realizados e os resultados podem ser vistos nos gráficos 3.1(a) e 3.1(b) [15].

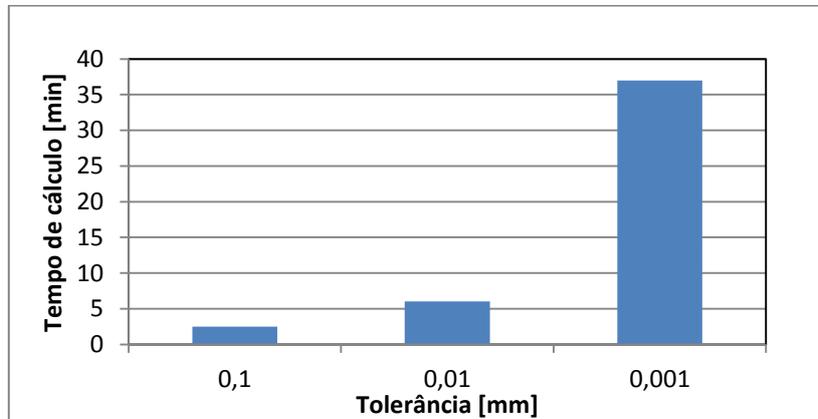


Gráfico 3.1(a): Tempo de processamento pela tolerância utilizada no arquivo STL. [15]

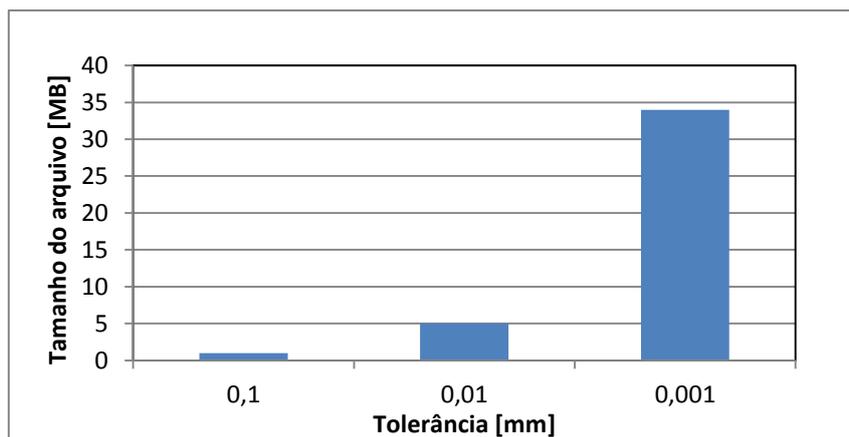


Gráfico 3.1(b): Tamanho do arquivo pela tolerância utilizada no arquivo STL. [15]

Alguns aspectos devem ser obedecidos para que o arquivo STL esteja livre de erros; são eles: os triângulos adjacentes devem apresentar dois vértices em comum, as arestas comuns aos triângulos devem apresentar o mesmo comprimento e o vetor normal definido pelos vértices dos triângulos devem possuir a mesma orientação [6].

Pequenas incoerências podem ser tratadas automaticamente por *softwares* específicos de tratamento de arquivos STL, porém, em outros casos, o arquivo deve ser revisado para que os problemas sejam corrigidos.

Os arquivos STL podem ter seus triângulos de acordo com qualquer resolução desejada, mas, às vezes, se demonstram ineficientes na sua utilização com impressores de alta resolução, devido ao aumento excessivo do tamanho do arquivo.

Por exemplo, uma esfera de 10 cm gerada no programa SolidEdge com 10 μm de tolerância é composta por 50.000 triângulos gerando um arquivo de aproximadamente 350.000 linhas cujo tamanho é maior que 13 MB . Com a utilização de um arquivo STL com código binário esse tamanho se reduziria consideravelmente (2,4 MB), mas também teria como desvantagem a impossibilidade de leitura pelo programador [16].

3.1.2. Programas Específicos CAD

Existem *softwares* CAD comerciais ou gratuitos, com o código fonte disponível na *internet* e compatíveis com Windows, Linux e OSX.

A análise para escolha do *software* a ser empregado, deve, portanto, ser feita através da comparação entre as funcionalidades disponíveis e a simplicidade da *interface* do mesmo. Duas opções pesquisadas serão apresentadas:

- TinkerCad

Programa de modelagem 3D feito para pessoas inexperientes que não requer muita técnica para ser utilizado. Além disso, não necessita ser instalado e mantém todos os trabalhos arquivados *online* na conta do usuário. Permite que sejam feitos *downloads* desses modelos na extensão STL. O site disponibiliza tutoriais rápidos e geralmente é utilizado para criação de modelos simples. O TinkerCad não permite o *upload* de arquivos o que pode ser uma desvantagem, dependendo das necessidades do usuário [24].

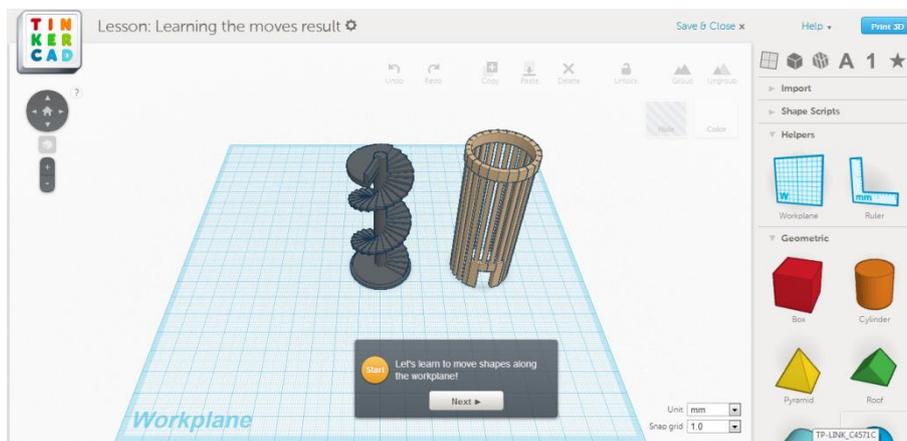


Figura 3.4: Print Screen do tutorial do Tinkercad. Fonte: Tinkercad [41]

- Blender

Blender é um programa de código aberto, desenvolvido para modelagem, texturização, animação, composição, renderização, edição de vídeo e criação de aplicações interativas em 3D. Ele possui avançadas ferramentas de simulação, como por

exemplo: dinâmica de corpo rígido e dinâmica dos fluidos. Permite criar formas orgânicas e curvadas facilmente. Além de disponibilizar mais funções, se difere do programa anteriormente citado devido à complexidade de sua *interface* [23,25].

3.2. Sistema CAM

O modelo CAD tridimensional é enviado ao sistema CAM que permitirá determinar o conjunto de coordenadas no plano cartesiano que definirão o percurso da ferramenta.

O arquivo obtido através do sistema CAM é um arquivo neutro (em um formato binário ou formato ASCII) independente da máquina, ou seja, que não garante a intercambialidade do programa entre máquinas e, por isso, é necessário integrar ao sistema CAM um pós-processador que gerará um arquivo contendo uma linguagem específica para cada máquina [23].

Alguns sistemas de CAM permitem incluir diversas informações no arquivo neutro; outros são bastante rígidos sobre o que pode ou não ser incluído.

Alguns *softwares* CAM possuem ambas as funcionalidades (processador e pós-processador) como é o caso do programa UNICAM, utilizado no CEFCON (Centro de Estudos em Fabricação e Comando Numérico), laboratório do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, porém, em outros casos, o pós-processador é adquirido adicionalmente.

Este *software* precisa responder às exigências e limitações do sistema CAM e da máquina de controle numérico.

3.2.1 Tolerâncias do Sistema CAM

A trajetória da ferramenta para a deposição de material, gerada pelo sistema CAM, será fruto da melhor adaptação da trajetória dentro do campo de tolerâncias que o programador definir no sistema. Essa faixa de tolerância é composta por tolerância superior e inferior e influenciará diretamente na quantidade e comprimento dos segmentos e conseqüentemente no tamanho do programa e no tempo de processamento do mesmo.

Através da figura 3.5, nota-se que quanto maior a tolerância, menor a exatidão da trajetória, pois maior é a liberdade para a sua construção. Além disso, resulta em um menor número de segmentos e mais compridos, originando um programa menor e tempo de cálculo menor [13].

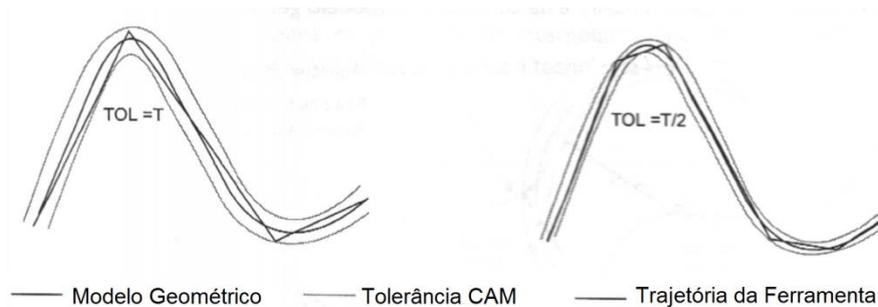


Figura 3.5: Trajetória da ferramenta de acordo com a tolerância CAM. [13]

No caso de superfícies geométricas circulares, foi provado que o grau de curvatura se relaciona diretamente com a exatidão e com os segmentos da trajetória; quanto maior o grau de curvatura, menores serão os segmentos da trajetória. Desta forma, o programa e o tempo de cálculo do mesmo serão diferentes para casos de modelos geométricos que apontem graus de curvaturas distintos [13].

3.2.2. Métodos de Interpolação da Trajetória

Existem três principais métodos nos quais a trajetória que melhor se encaixa na faixa de tolerâncias pode ser interpolada, são eles: interpolação linear, interpolação circular/linear ou interpolação spline. O método de interpolação a ser utilizado pelo sistema CAM é critério do programador.

3.3.2.1. Interpolação linear

A interpolação linear é uma representação matemática simples da trajetória da ferramenta, baseada na união de segmentos de reta, cujo código é endereçado por G01 na linguagem ISO 6983 (tabela 3.1).

Cabe ressaltar que seu uso gera programas extensos, baixa qualidade de acabamento superficial devido a representação de superfícies curvas com uso de segmentos de reta e quando utilizadas pequenas faixas de tolerância, um número excessivo de segmentos de reta para representação das mesmas.

Um parâmetro importante no uso desse método é o tempo de processamento de bloco (TPB). Ele representa o tempo necessário para o sistema de controle numérico fazer a leitura do bloco (linha de comando), processar e transmitir as informações relevantes daquele bloco à máquina. O TPB é importante porque caso ele seja maior que o tempo de percurso de deposição de material por segmento, quando a máquina atingir o ponto final de movimento, ela ainda não estará pronta para dar o seguinte passo [13]. Nos comandos numéricos disponíveis atualmente no mercado, o tempo de processamento pode variar entre 1 a 10 ms [17,18].

O valor da velocidade máxima de avanço pode ser estimado através da equação 1 e é proporcional ao comprimento do segmento de reta (Δx) e inversamente proporcional ao TPB [17].

$$V_A = \frac{\Delta x}{TPB/60} \quad (1)$$

Em que:

V_A – Velocidade de avanço (mm/min);

Δx – Comprimento do segmento de reta (mm);

TPB – tempo de processamento de bloco (ms).

Na tabela 3.2, o valor mínimo para os segmentos de reta são apontados em função do tempo de processamento de bloco e da velocidade de avanço [13].

Tabela 3.2: Segmento mínimo em milímetros em função do TPB e da velocidade de avanço desejada.

TPB	Velocidade de avanço (mm/min)					
	1000	2000	4000	6000	8000	10000
1 ms	0,017	0,033	0,067	0,100	0,133	0,167
10 ms	0,167	0,333	0,667	1,000	1,333	1,667
20 ms	0,333	0,667	1,333	2,000	2,667	3,333

Através dessa tabela, percebe-se que o valor mínimo para o segmento de reta cresce com o aumento do tempo de processamento de bloco e com o aumento da velocidade de avanço e, portanto, para uma velocidade de avanço igual a 8000 mm/min e TPB 20 ms, o valor de segmento de reta mínimo corresponde à 2,667 mm. Ou seja, para a utilização de forma eficaz da velocidade de avanço igual a 8000 mm/min, são necessários segmentos de reta maiores que 2,667 mm, caso contrário, existirá uma inexatidão do caminho representativo da superfície.

Outro aspecto da interpolação linear é o pico de aceleração e desaceleração da ferramenta nas regiões de inversão de direção e passagem de segmento que resultam em oscilações na máquina ferramenta e sobrecarga nos eixos da mesma e em um pior acabamento superficial e inexatidão da superfície fabricada [13].

3.3.2.2. Interpolação Circular

Esse método irá adaptar a trajetória à faixa de tolerâncias através do uso da interpolação linear conjuntamente com a interpolação circular (arco) endereçado pelos

seguintes códigos G02 e G03 da linguagem ISO 6983 (tabela 3.1). Desta forma, obtém-se uma trajetória de ferramenta mais suave, livre do aspecto facetado (com um melhor acabamento superficial), com uma menor quantidade de segmentos, já que os arcos irão substituí-los, e assim, o programa numérico será mais curto com relação ao criado através de interpolação linear.

Neste caso, também existe a variação da velocidade de avanço da máquina, que ocorre de acordo com a geometria da peça, porém, ela é menor se comparada com a variação de velocidade de avanço no caso do método de interpolação linear para a geração de uma mesma geometria [13].

3.3.2.3. Interpolação *Spline*

Esse método não faz uso de retas e arcos para geração do percurso da ferramenta e sim de modelos matemáticos utilizados nos sistemas CAD para reprodução de curvas. Os primeiros modelos apresentados foram de Lagrange e Hermite, porém sua aplicação já havia sido iniciada em 1972, para a representação de uma forma complexa de um painel de carro, com o francês Paul Bézier. A interpolação de Paul Bézier sofreu algumas alterações e deu origem à interpolação B-Spline e NURBS [13].

- Curvas de Bézier

O modelo matemático aplicado para a representação das curvas neste caso é a interpolação polinomial de polígonos, onde o grau da interpolação é determinado pelo número de vértices do polígono de controle [19,20]. Quanto maior o grau da interpolação, maiores serão as dificuldades do cálculo computacional.

A curva de Bézier gerada através da interpolação polinomial é tangente aos vetores representativos do primeiro segmento do polígono e do último segmento (figura 3.10) e para modificá-la basta alterar o polígono de controle [13] (figura 3.11).

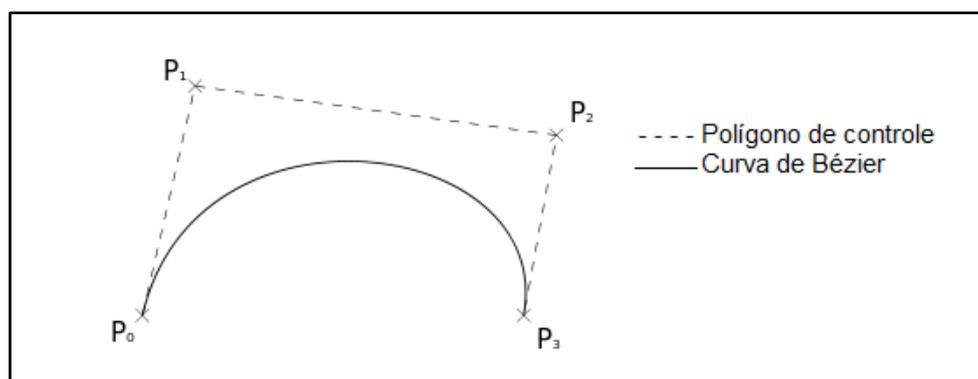


Figura 3.10: Representação de uma curva de Bézier e seu polígono de controle.
Fonte: Wikipedia

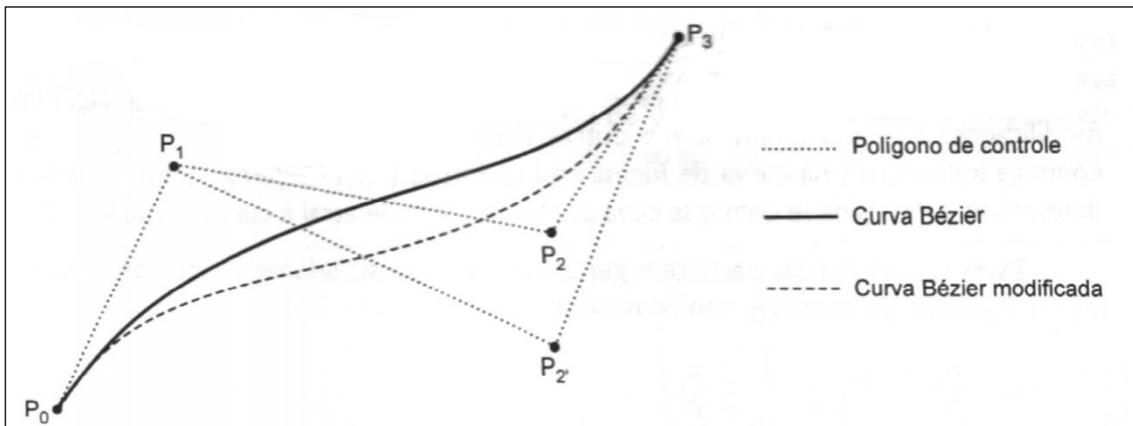


Figura 3.11: Curva de Bézier modificada. [13]

- *Curvas B-Spline*

As Curvas B-Spline procederam as curvas de Bézier e também utilizam interpolação polinomial para gerar as curvas da trajetória, mas se diferem por terem seu grau de interpolação independente do número de vértices do polígono de controle. Assim, a alteração de um vértice irá implicar em apenas uma alteração local da mesma e por esta razão, permitem um maior domínio sobre as modificações da curva [19].

- *Curvas NURBS (Non Uniform Rational B-Spline)*

Baseadas nas curvas B-Spline (como indica o nome), as curvas NURBS permitem que os vértices do polígono de controle influenciem na curva de forma não-uniforme, sendo possível a determinação da intensidade com que o ponto de controle atrairá a curva. Assim, diversas curvas podem ser geradas a partir do mesmo polígono de controle. Desta forma o método de interpolação de NURBS é o mais eficaz na representação de geometrias complexas.

Comparativamente, gera programas muito menores que baseados na interpolação linear [17], agrega um melhor acabamento superficial às peças, reduz o tempo de fabricação, sobretudo de superfícies complexas [13].

3.3. Transferência do Programa para a Máquina

A linguagem gerada deve ser enviada para a impressora 3D para que a mesma possa produzir a peça, através das instruções relacionadas à trajetória da ferramenta juntamente com os parâmetros indispensáveis à fabricação. A *interface* entre o sistema CAM e a impressora 3D pode ser feita de algumas maneiras, entre elas: cartões de memória, cabo RS 232 e rede Ethernet [13].

O cabo auxiliar RS 232 liga o computador à máquina e permite que a mesma carregue ou salve o programa no sistema de controle.

Contudo, o grande volume de dados gerados pelos sistemas CAD/CAM às vezes não podem ser armazenados na máquina devido à sua pequena memória de armazenamento e isso é contornado através da transmissão de dados *online*. Neste caso, a memória utilizada é chamada de memória *buffer* e à medida que os comandos são executados essa informação é eliminada dando espaço para receber novos códigos. Nesta situação, a velocidade de transferência, cuja unidade é *bits/segundo*, deve ser verificada para que o tempo de transferência não seja maior que o tempo de execução da tarefa definida pelo bloco de comando porque isso resultaria em interrupções na execução da fabricação e possíveis prejuízos no acabamento e exatidão da peça.

A adição de um disco rígido ao sistema de controle da máquina permite aumentar a capacidade de armazenamento de dados (memória normalmente superior a 1 Gigabyte) [13].

A rede *Ethernet* é outra opção para comunicação dos dados e ela permite uma velocidade de transmissão de dados 100 vezes maior que no caso do cabo RS-232.

4. Geração e Simulação da Trajetória da Ferramenta

Nos capítulos anteriores, foi apresentado um resumo de toda a teoria por trás da prototipagem rápida. Abordaram-se tanto os detalhes referentes aos tipos de processo quanto os detalhes referentes ao controle numérico dessas máquinas. A seguir serão apresentados os programas para o encaminhamento prático desse tipo de fabricação, desde a criação da peça em modelo tridimensional até a geração e simulação da trajetória da ferramenta que permitirá fabricar o objeto escolhido. Estes programas são freewares, facilmente encontrados na internet, e que, portanto, podem ser manuseados por quaisquer pessoas que tenham interesse em fazê-lo, sem nenhum custo envolvido.

Primeiramente, cria-se a peça em um software CAD, como, por exemplo, nos programas TinkerCad [41] ou Blender [42], que deve ser capaz de exportar o arquivo em *.stl e paralelamente, atender as exigências referentes à geometria da peça em questão.

A segunda etapa consiste na visualização, correção e análise da malha triangular representativa da superfície da peça, criada automaticamente pelo software CAD utilizado. Se por ventura for necessário corrigir a malha triangular, o programa Netfabb Studio [36] é recomendado. Este programa é oferecido tanto na sua versão grátis quanto na versão profissional que deve ser adquirida por uma quantia de 700 €. Com o programa básico se pode visualizar a malha e a transparência do objeto, além de ter uma visão geral do mesmo. É possível trabalhar com as medidas em polegadas e metros, fazer análises do objeto em partes, criar padrões, exportar e importar arquivos *.STL, exportar o objeto em camadas, redimensionar, transladar, rotacionar, copiar o objeto, medir, inspecionar [53], visualizar a malha triangular da peça (figura 4.1) e também as camadas da peça em uma animação (figura 4.2 e figura 4.3), de acordo com a espessura escolhida e o mais importante: o programa é capaz de identificar erros e de aplicar reparos automáticos à malha de duas maneiras distintas: modo padrão e o modo simples (figura 4.4).

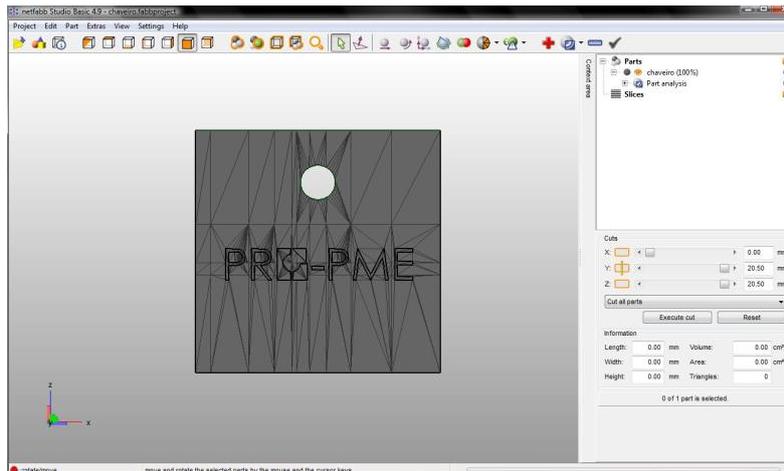


Figura 4.1: Vista frontal da malha triangular de uma peça (Netfabb Studio [36]).

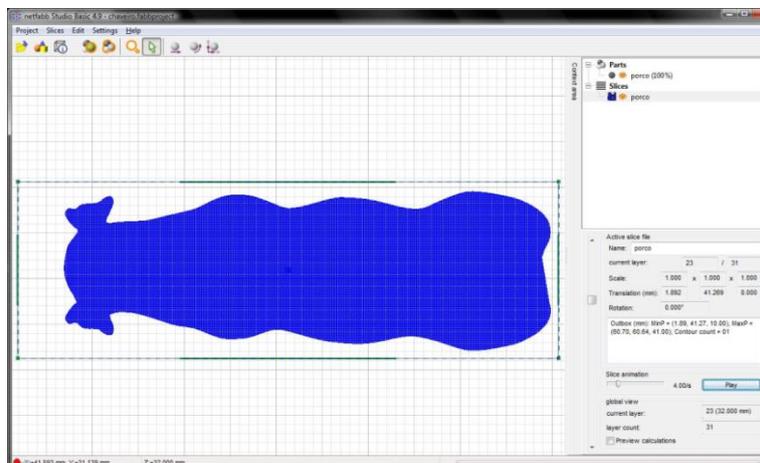


Figura 4.2: Animação das camadas de um porco (Netfabb Studio [36]).

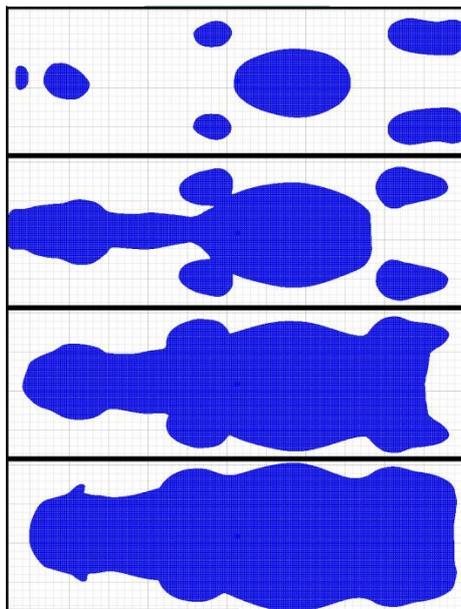


Figura 4.3: Animação das camadas de um objeto 3D (porco) em instantes consecutivos (programa Netfabb Studio [36]).

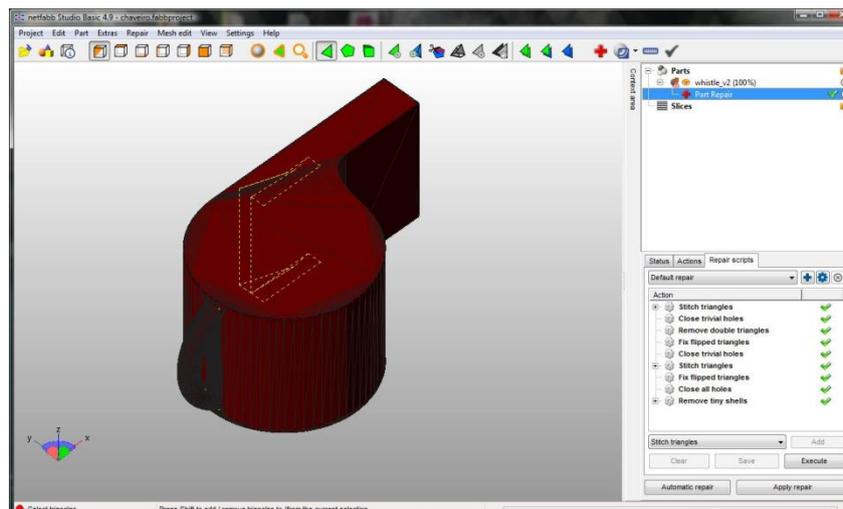


Figura 4.4: Função de reparo automático da malha triangular (programa Netfabb Studio [36]).

A versão avançada se diferencia desta versão por certas funcionalidades tais quais: criação de primitivos avançados, controle de colisão e alinhamento avançado, permite reduzir ou aumentar a quantidade de triângulos, além de corte do objeto em planos definidos, corte de superfície, iluminação de irregularidades, edição dos triângulos, exportação do arquivo do objeto no formato de imagem, remoção de pontos desnecessários, etc [53].

Após a correção da malha triangular, o arquivo deve ser enviado ao programa Slic3r 3D [37] que será capaz de gerar a linguagem g.

O Slic3r tem como vantagem a simplicidade de sua interface com o usuário e nele pode ser feita a inclusão de alguns parâmetros da fabricação e de dados referentes à máquina que será utilizada, tais quais: o tamanho da plataforma, a espessura das camadas, velocidade de avanço, escolha do uso ou não de material de suporte, diâmetro do filamento, assim como a temperatura da extrusão e densidade do conteúdo interno do objeto que irá depender de, por exemplo, se o usuário necessita de peça mais resistente ou se deseja obter um processo mais rápido.

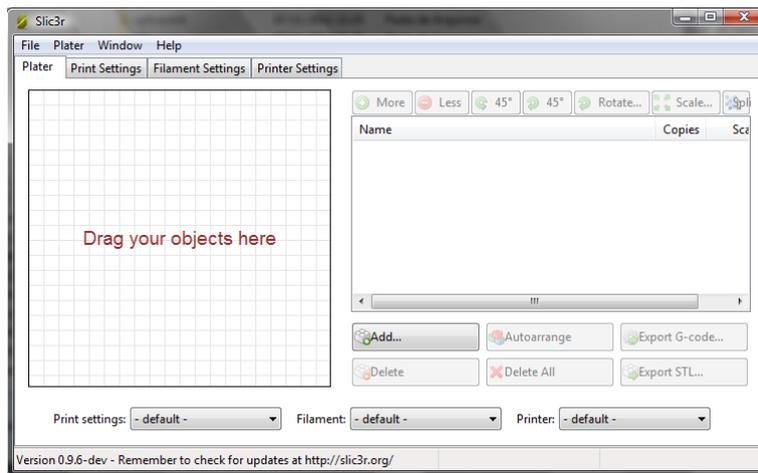


Figura 4.5: Tela inicial do programa Slic3r 3D [37].

Por fim, faz-se uma simulação da trajetória da ferramenta em outro programa chamado Basic CNC Viewer [39] que lê o código g e redesenha o percurso da ferramenta desde o princípio de sua criação até o momento em que a ferramenta é afastada do objeto. A construção da peça pode ser analisada em até 4 vistas diferentes e de forma simultânea, facilitando a compreensão do caminho percorrido. O input dado a este programa é o arquivo da peça no formato *.gcode. As figuras 4.6(a) e 4.6(b) demonstram duas etapas distintas na simulação da construção de uma peça simples.

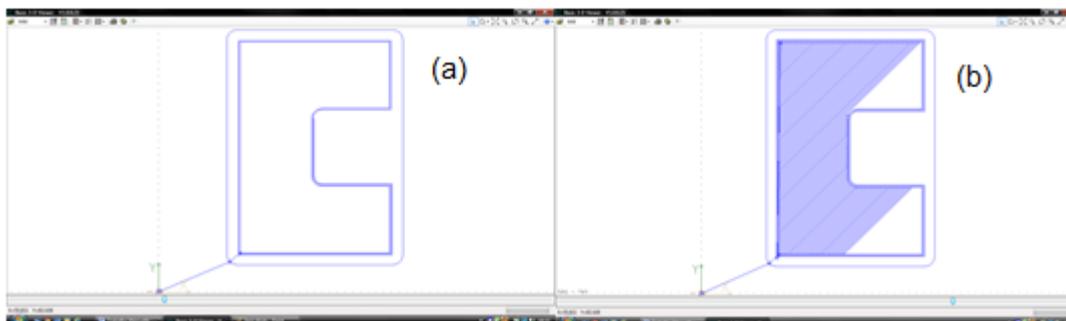


Figura 4.6: Programa Basic CNC Viewer. (a) Início da simulação. (b) Etapa intermediária da simulação.

É importante destacar que deste modo não é possível alterar o código g, portanto uma variante para este caso seria utilizar o Repetier Host [40] (figura 4.7), um software hospedeiro simples de usar, que é compatível com a maioria dos firmwares (software que mantém o hardware da máquina em funcionamento) existentes. Nele se pode adicionar e modificar o posicionamento do arquivo STL em uma simulação da

plataforma da máquina, além de permitir fatiar o objeto em camadas através do Slic3r que vem integrado ao Repetier ou importar diretamente o código g pronto.

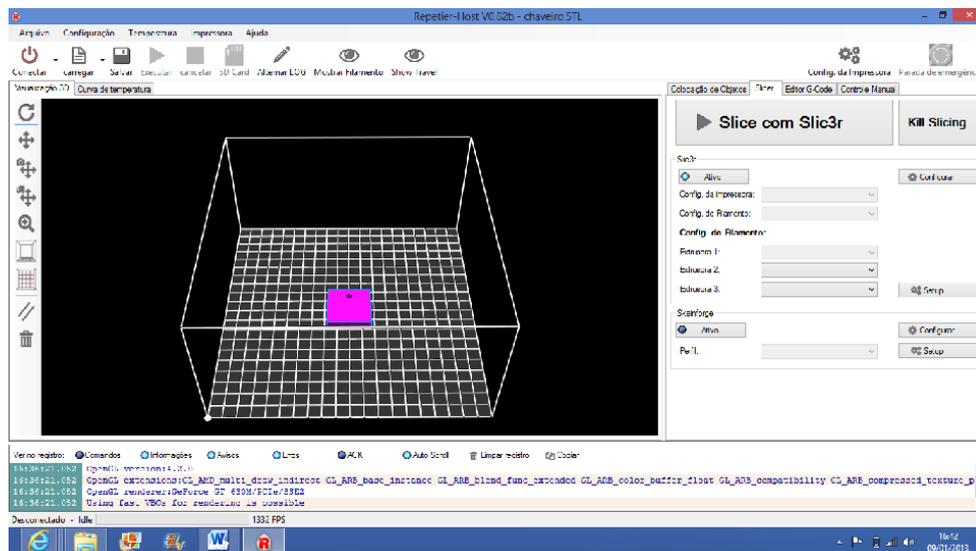


Figura 4.7: Programa Repetier Host [40].

A vantagem dele é que depois de gerado o código, o mesmo pode ser editado, modificado e analisado, com a ajuda da descrição do que a linha marcada pelo usuário representa sendo mostrada abaixo do editor (figura 4.8).

O editor da linguagem g possui sua própria barra de ferramentas onde se podem selecionar as funções mais importantes e os arquivos que serão editados. O código gerado é salvo automaticamente na configuração da impressora que está selecionada e ao alterar qual impressora será usada, junto dessa alteração vem uma nova configuração associada à impressora escolhida [55]. Existe um botão onde se lê “job”, nele se faz a junção do código inicial mais o código de desenvolvimento onde estão as operações para a fabricação mais o código que finaliza a operação, ou seja, ao utilizar esta opção sempre se têm os três arquivos juntos [55].

Por fim, além de agregar todas essas funcionalidades que anteriormente foram obtidas através do uso de vários programas em um único lugar, o programa também possui o visualizador de camadas que ilustra toda a criação da peça desde sua primeira camada até a última.

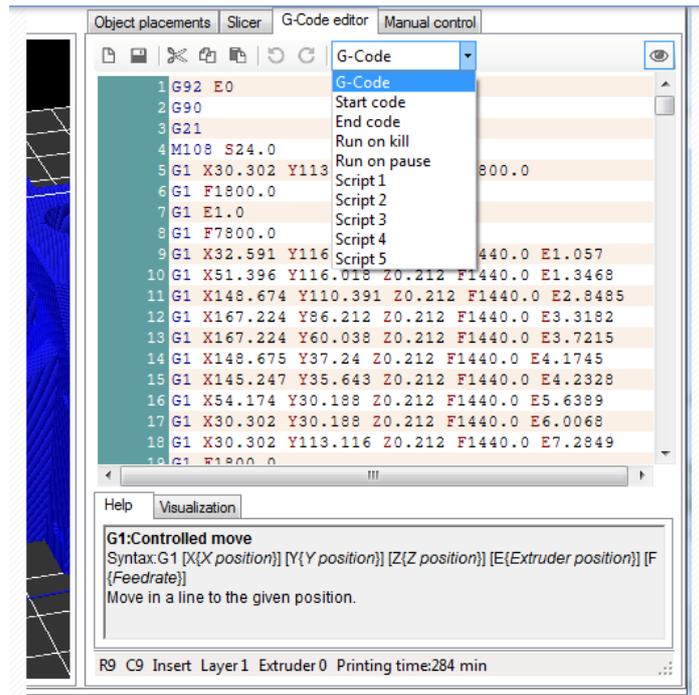


Figura 4.8: Editor de linguagem G do programa Repetier Host. [55]

5. O Projeto: Mesa Linear.

O projeto original utilizado nas máquinas de FDM atualmente comercializadas apresenta uma construção complexa do cabeçote já que o mesmo deve ser capaz de se transladar no plano horizontal, além de possuir um sistema de arrefecimento para impedir o aquecimento excessivo dos elementos que compõem o cabeçote, embora tenha que permitir o processo de extrusão do material termoplástico adequado.

Desta forma, o presente estudo foi efetuado com a finalidade de apresentar uma solução para este problema de construção, propondo que a movimentação no plano horizontal ocorra através do uso de mesas lineares acionadas por fusos de esferas recirculantes. Assim, o sistema de arrefecimento poderia ser construído de uma maneira alternativa e mais simples já que o cabeçote seria fixo e a plataforma seria responsável por se movimentar nos três eixos, propiciando uma maior precisão na construção de qualquer objeto.

Cabe ressaltar que este projeto somente irá abranger a o estudo relativo à fase inicial da construção da máquina e, portanto serão calculados os elementos para movimentação em apenas uma direção do plano horizontal.

Na busca de um sistema que melhor se adequasse ao projeto da máquina FDM, foram pesquisadas empresas fabricantes de rolamentos lineares de esferas e demais componentes de uma mesa linear. Dentre tais fabricantes, dois se destacaram pela vasta gama de opções: Schaeffler e SKF.

Os modelos que mais atenderiam às exigências do projeto são LZBU da SKF (figura 5.1) [43] e LTE da Schaeffler (figura 5.2) [44].



Figura 5.1: Mesa Linear da Fabricante SKF (Modelo LZBU) [43].

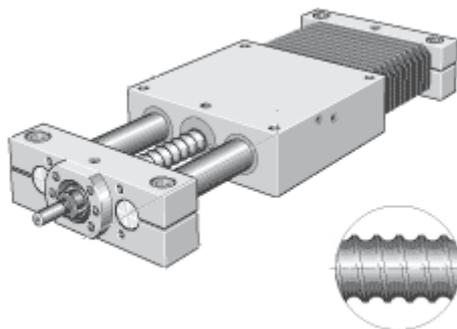


Figura 5.2: Mesa Linear da Fabricante Schaeffler (modelo LTE) [44].

A diferença básica entre estes modelos é o seu acionamento. A mesa linear LZBU não tem acionamento, enquanto a outra tem seu acionamento feito através de fuso de esferas recirculantes. O fuso de esferas recirculantes fará a conversão do movimento angular do motor em movimento linear do carro.

A utilização do LZBU implicaria na usinagem do carro para uso com fuso de esferas ou da preparação do mesmo, caso houvesse a necessidade de utilização de meios de acionamento alternativos, tais como correias dentadas ou cabos de aço. Tais elementos, contudo, comprometeriam a precisão da translação do carro.

Por conseguinte, houve a necessidade de dimensionamento dos componentes da mesa linear com a finalidade de orientar a especificação dos componentes ou de uma mesa linear adequada ao projeto.

Os componentes da mesa linear foram dimensionados para alcançar uma longa vida útil.

- Dimensionamento das guias

Inicialmente, o diâmetro correto das guias foi calculado através de um método de superposição [33] que considerou as extremidades das guias engastadas e forças pontuais verticais sendo aplicadas nas mesmas, forças estas provenientes dos pesos dos objetos suportados por elas. Este cálculo pode ser revisado no Anexo I - Memória de Cálculo. Esse cálculo prevê uma deflexão máxima de até $2\ \mu\text{m}$, de forma a não prejudicar a precisão de posicionamento do carro, e também tem como restrição um ângulo de deformação da seção de até 15° arco/minuto que influenciaria no funcionamento dos rolamentos lineares de esferas, que normalmente trabalham com ângulos de deformação até esse valor. Valores maiores (até 45° arco/minuto) podem ser aceitos caso sejam utilizados rolamentos autocompensadores disponíveis no mercado.

O dimensionamento, também, levou em consideração o tamanho dos objetos que serão carregados pelo carro e o curso que ele deverá ser capaz de percorrer. O curso percorrido é um fator escolhido, pensando-se no tamanho dos objetos os quais se deseja fabricar e, além disso, ele influencia no funcionamento dos rolamentos, por exemplo, quando o curso é pequeno, existe uma alteração com relação à lubrificação dos rolamentos lineares de esferas.

Neste caso, o curso desejado de 200 mm implica em um comprimento de guia de aproximadamente 270 mm, se o comprimento dos rolamentos considerados for de 30 mm e a distância entre o centro desses rolamentos em série for de 40 mm.

O peso total sob as guias será equivalente à soma de 1 kg (chapa onde os rolamentos estarão introduzidos; considerando que ela seja de alumínio, com uma massa específica $2,7 \text{ g/cm}^3$) mais 1,296 kg (mesa de apoio para os objetos, também de alumínio, com as dimensões 160mmx200mmx15mm) mais 3 kg (objetos) mais 0,112 kg (massa aproximada dos quatro rolamentos).

As guias que atenderam à essas restrições possuem diâmetro de 20 mm e devem ser construídas em aço com elevada dureza, como por exemplo aço laminado 3050 (T & R 538). A dureza das guias é importante pois é um fator que altera a escolha dos rolamentos. Caso possuísse menor dureza, ela influenciaria na necessidade de compra de rolamentos com maiores capacidades de carga dinâmica que para um mesmo sistema utilizando guias com durezas mais elevadas.

- Dimensionamento dos rolamentos

O cálculo para dimensionamento dos rolamentos lineares de esferas foi feito conforme recomendação do fabricante *Bosch Rexroth Corp.* (Anexo II – Catálogo 3) [45] e levou em consideração não só os fatores de carga aplicados, como a dureza e curso total das guias e temperatura de trabalho dos rolamentos. Este cálculo pode ser verificado no Anexo I – Memória de cálculo, e através dele, percebeu-se que rolamentos com diâmetros nominais abaixo de 20 mm (diâmetro das guias) poderiam ser utilizados. Entretanto, é necessário que os rolamentos estejam de acordo com as guias com as quais eles irão trabalhar. Assim, o cálculo aponta a escolha de rolamentos para diâmetros nominais de 20 mm.

Deste modo, os rolamentos Rexroth da Bosch Group, pertencentes à linha compacta, desenvolvidos para um eixo de diâmetro 20 mm, com comprimento de 30 mm são recomendados para serem utilizados no mecanismo (P/N R0658 220 40) (Anexo II – Catálogo 3). Esses rolamentos sugeridos são indicados para casos de carregamentos normais e possuem como qualidades o baixo custo e facilidade de montagem. São

utilizados em sistemas com velocidades lineares de até 5m/s e para temperaturas de trabalho de até 100°C.

Porém, os rolamentos lineares de esferas para mesmos diâmetros nominais possuem no geral, capacidades de cargas estáticas e dinâmicas semelhantes e, portanto, após comparados e conferidos, podem ser utilizados como alternativos aos rolamentos sugeridos.

- Dimensionamento dos fusos de esferas recirculantes

A escolha de fatores como o passo e o diâmetro nominal do fuso de esferas recirculantes foi baseada em instruções claras quanto ao seu procedimento fornecido por um fabricante brasileiro de fusos de esferas (OBR Equipamentos Industriais LTDA.), encontrado no Anexo II – Catálogo 1 [46].

Esse cálculo leva em consideração o peso do carro e dos componentes que o fuso deve ser capaz de movimentar e aponta valores mínimos para carga dinâmica e diâmetros dos fusos.

A dificuldade de escolha do fuso de esferas recirculantes está em encontrar um fuso de esferas padrão que possua o passo e o menor diâmetro compatíveis, permitindo atender outra exigência: rotação de trabalho menor que a rotação crítica calculada.

De acordo com o cálculo, o fuso de esferas recirculantes indicado é o da fabricante americana Thomson, da linha miniatura (P/N PRM1312) (diâmetro nominal de 13 mm e passo 12 mm), pois dentre todas as opções padronizadas este atende a todas as exigências impostas à sua durabilidade. Nessa situação, constatou-se a compatibilidade entre o passo do fuso e o seu diâmetro interno, o que permitiu que a rotação de trabalho fosse menor que a rotação crítica do fuso.

Na compra do fuso de esferas recirculantes estará necessariamente incluída a porca de parafuso.

O cálculo considerou uma velocidade linear de 1m/s, velocidade esta utilizada em *plotters* [51], e as extremidades do fuso apoiadas. Essa escolha da velocidade resultou em uma rotação de trabalho bastante elevada de 5000 rpm.

O fuso poderá ser apoiado no suporte das guias através de suportes comprados na THK, e dependerá da construção escolhida para o as extremidades do fuso de esferas.

O torque necessário para transformar o movimento angular do motor em velocidade linear do carro foi calculado de acordo com instruções da própria fabricante do fuso de esferas recirculantes (Linear Thomson) de acordo com o Anexo II – Catálogo 4 [48]. O torque encontrado foi 11,77 N.mm e considerou um coeficiente de atrito alto igual a 0,1 no intuito de encontrar resultados supondo as condições mais críticas.

- Dimensionamento do motor de passo

O motor utilizado será um motor de passo pela facilidade de controle e precisão do seu posicionamento. Ele deve ser conectado ao hardware do sistema e deve ser capaz de atender os requisitos de torque e rotação do sistema.

A princípio, a ideia era utilizar um hardware composto basicamente por um microcontrolador e por um driver [26].

O microcontrolador, responsável por gerar a sequência de pulsos que acionam o motor recomendado, era o do Arduino Uno baseado no ATmega328, cuja placa possui 6 entradas analógicas, 14 pinos de entrada/saída digital, um cristal oscilador de 16 MHz, conexão USB, um botão de reset e entrada de alimentação com conexão ICSP [27].

A alimentação do Arduino Uno poderia ser feita através da conexão USB ou pela fonte de alimentação externa (adaptador CA para CC ou bateria) e a fonte de alimentação externa que faria a placa funcionar estaria entre a seguinte faixa: 7 e 12V [27].

Este microcontrolador possui como vantagens o seu preço bastante acessível e a utilização de um código aberto para programação.



Figura 5.1: Placa Arduino Uno. Fonte: Arduino [27].

Já o circuito acionador responsável por receber os pulsos gerados pelo microcontrolador anteriormente pensado para este projeto de graduação seria o EasyDriver, devido a sua facilidade de utilização e pela sua compatibilidade com qualquer microcontrolador que fosse capaz de gerar um pulso digital de 0 a 5V. [29].



Figura 5.2: EasyDriver. Fonte: Sparkfun [29].

Por fim, o controle estaria completo com a utilização de um software hospedeiro criado por Mike McPherson “CNC Driver 1.03” associado ao firmware, interpretador da linguagem G, desenvolvido por Mike Ellery com a colaboração de Chris Meaghen e Zach Hoeken. Ambos criados para controle de motores de passo e compatíveis com a placa Arduino Uno e com Easydrivers [49].

Porém, a máxima velocidade linear imposta ao movimento linear do carro de 1 m/s, influenciou na rotação de trabalho de forma que ela fosse bastante elevada (5000 rpm), inviabilizando a utilização dos componentes escolhidos de hardware, devido ao fato de que os motores compatíveis com esse controle não chegariam a tais rotações. Por esta razão, foram buscados motores de passo que pudessem atingir rotações mais elevadas e encontrou-se um motor da fabricante Oriental Motor série AR46 modelo AR46AA-3, Alpha Step Closed Loop Stepper Motor [50] que trabalha estavelmente com rotações até 4000 rpm e pode ser comprado por aproximadamente 700 dólares americanos.

O motor de passo encontrado vem com um driver específico e deve ser comprado paralelamente ao software do mesmo fabricante para controle do motor.

Ao optar por utilizar esse motor, o acoplamento direto do fuso ao motor de passo se tornou inviável, o que impôs a necessidade de cálculos para dimensionamento de um par de engrenagens para redução da rotação do motor. O fator de redução empregado nos cálculos das engrenagens foi 1:2 e foram consideradas engrenagens construídas de aço AISI 1040 T&R 650°C.

O site da fabricante de motores de passo, Oriental Motor, possui uma ferramenta de engenharia que foi utilizada chamada “Motor Sizing Tools” [55] que simula a situação imposta ao mecanismo e indica o torque que ele deve ser capaz de fornecer para

acionar o sistema. Esse programa de cálculo permite ao consumidor, definir o fator de segurança desejado e retorna tanto o torque máximo quanto a rotação de trabalho do motor. Nesse caso o torque indicado pelo programa foi 0.158 N.mm e uma rotação de trabalho 2500 rpm. Ele considerou o mecanismo na horizontal, com um coeficiente de atrito de 0,1, um fator de segurança 1,5, a eficiência do fuso de 86%, o diâmetro do fuso, o passo do fuso e o peso a ser movimentado pelo fuso.

Diante dessa nova situação, a análise da curva de torque desse motor se mostrou adequada para o sistema e por esta razão, este motor foi então recomendado para esse mecanismo que está sendo estudado.

A introdução de engrenagens no sistema influencia a construção da extremidade do fuso de esferas. O Anexo I – Memória de cálculo, por conseguinte, também apontou cálculos para dimensionamento do eixo na altura do suporte, onde o momento fletor era mais elevado. Assim, foram encontrados diâmetros mínimos para se considerar ao escolher o formato dos fusos.

O fuso poderá ser apoiado no suporte das guias através de suportes comprados na THK [47], como, por exemplo, modelo FF06.

Cabe ressaltar, que com o propósito de se obter o cálculo correto, segundo a norma AGMA 2001-D04 [31], referente às engrenagens, optou-se pela utilização de materiais com um grau elevado de dureza e de limite de escoamento, considerando que aquela norma aplica-se a tais materiais, tais como a aços termotratados temperados, nitretados e carbonetados, e, ainda, ferro fundido e ligas de bronze com seus tratamentos específicos.

Como resultado de tal escolha, os fatores de segurança encontrados foram maiores do que necessário, se considerado que os torques e cargas envolvidas eram muito baixas.

Os componentes anteriormente citados com suas informações corretas quanto às principais dimensões, ao número de série, modelo e fabricante podem ser verificados no Apêndice II ou nas suas devidas referências.

6. Conclusão

Neste projeto, foi abordada a tecnologia envolvida na prototipagem rápida, que é um modo de fabricação inovador bastante discutido na atualidade.

Foram apresentadas as principais tecnologias da prototipagem rápida e discutida as vantagens e desvantagens de cada técnica.

Para a geração da trajetória e o controle do mecanismo de deslocamento de uma máquina de prototipagem, foram abordados os seguintes assuntos: a história do controle numérico; a linguagem de programação utilizada na prototipagem rápida; os sistemas CAD, explicando como são utilizados nesse tipo de fabricação; o arquivo no formato *.STL; os sistemas CAM e os modos de interpolação de trajetórias; e os modos mais usuais de transferência de dados à máquina. Assim como apontados freewares capazes de tratar possíveis irregularidades nos arquivos, freewares capazes de gerar a linguagem de programação e simular a trajetória gerada.

Foi estudado o projeto de um mecanismo de um grau de liberdade que será empregado em cada direção de movimento de uma máquina de modelagem por fusão e deposição alternativa às máquinas atualmente comercializadas. Foram selecionados e dimensionados os principais elementos da máquina de forma a obter a precisão desejada de posicionamento do carro e por fim, foi apontado um motor de passo compatível com o sistema juntamente com o driver e o software para controle desse motor e acionamento desse mecanismo.

Por fim, os cálculos efetuados mostraram que o mecanismo estudado atende perfeitamente aos requisitos impostos ao projeto e pode servir de base para construção das outras partes da máquina que conterá mecanismos semelhantes a este. Porém, apesar do sistema ser passível de utilização e de ter considerado os parâmetros de forma que os componentes fossem dimensionados se aproximando ao máximo da realidade imposta à essas máquinas, o ideal teria sido reduzir a velocidade linear do carro, de forma a permitir a utilização da placa Arduino UNO e do driver EasyDriver, reduzindo o custo do protótipo.

A título de sugestão, como uma alternativa ao que ora se propõe, poderia apontar um estudo de custo, que permita a escolha de um projeto que associe a eficiência do funcionamento ao menor custo.

No início da elaboração do projeto, cinco opções foram consideradas em torno da aquisição dos elementos que fariam parte da mesa linear:

1. comprar a mesa linear acionada;

2. comprar a mesa sem acionamento e, também, os componentes de acionamento isoladamente;

3. comprar todos os elementos individualmente ou

4. fabricar alguns elementos e comprar outros.

Contudo, a dificuldade quanto a receber a cotação e ao acesso à informação diretamente influenciou na escolha pela quarta opção, não por se tratar da melhor opção, mas por se tratar da única opção viável. Assim, deixou de ser avaliado um fator que, sem a menor sombra de dúvida, em termos empresariais, seria um dos mais ou até mesmo o mais importante na execução de um projeto como o ora apresentado: o custo.

7. Referências Bibliográfica

- [1] BADOTTI, A. V. B., *Avaliação do processo de metalização superficial aplicado às peças obtidas por estereolitografia*. Dissertação de mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003.
- [2] RAULINO, B. R. *Manufatura Aditiva: Desenvolvimento de uma máquina de prototipagem rápida baseada na tecnologia FDM (Modelagem por fusão e deposição)*. Trabalho de Graduação em Engenharia de Controle e Automação. Universidade de Brasília, Brasília, 2011.
- [3] GRIMM, T. *Choosing the Right RP System*. A study of seven RP Systems, 2005.
- [4] VOLPATO, N., AHRENS, C., FERREIRA, C., et al., *Prototipagem Rápida – Tecnologia das Aplicações*, São Paulo, Edgard Blucher, 195-224, 2007.
- [5] GORNI, A. A. *Introdução à Prototipagem Rápida e seus Processos*. Antonio Augusto Online. Acesso em: < <http://www.gorni.eng.br/protrap.html> >. Disponível em: dezembro de 2012.
- [6] DE ALMEIDA, G. L., *Avaliação Comparativa das tecnologias de prototipagem rápida*. Trabalho de Graduação. Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2008
- [7] KIEF, H.B., WATERS, T.F., *Computer Numerical Control*. Pennsylvania, Glencoe, 1992.
- [8] XPRESS3D. *Fused Deposition Modeling Technology*. Disponível em: < <http://www.xpress3d.com/FDM.aspx> > . Acesso em: Novembro de 2012.
- [9] DEPARTAMENTO DE CONSTRUÇÃO E ESTRUTURAS, UFBA. *Sinterização Seletiva a Laser*. Disponível em:< <http://www.ferramentalrapido.ufba.br/sls.htm> >. Acesso em: janeiro de 2012.
- [10] 3DSYSTEMS. *25 Years of Innovation – the journey of a lifetime*. Disponível em: <<http://www.3dsystems.com/content/news/25th-anniversary/>>. Acesso em: novembro de 2012.
- [11] HORATH, L. *Computer Numerical Control Programming of Machines*. New York, Macmillan Publishing Company, 1993.
- [12] CHOI, B.K., JERARD, R.B, *Sculptured Surface Machining*, London, Kluwer Academic Publishers, 1998.
- [13] SANTOS, A.V., BEZERRA, A.A., MACHADO, A.R., et al., *Usinagem em Altíssimas Velocidades*, São Paulo, Editora Érica, 2003.
- [14] DÜR, H. SSCHÜNEMANN, R., SCHULZE, J., “*Cadeias de Processo baseadas em Nurbs, Moldes e Matrizes*”, Revista máquina e Metais, n. 415, São Paulo, agosto/2006.

- [15] SOUZA, A.F., *Análise das Interpolações de Trajetórias de Ferramenta na Usinagem HSC (High Speed Cutting) em Superfícies Complexas*. Dissertação de Mestrado, Universidade Metodista de Piracicaba, 2001.
- [16] 3D ADDITIVE FABRICATION, *What is na STL file and is it obsolete?*. Disponível em: <<http://3daddfab.com/blog/index.php?/archives/4-What-is-an-STL-file-and-is-it-obsolete.html>>. Acesso em: fevereiro de 2013.
- [17] EBERLEIN, W., “*Do Modelo Digital ao Produto Final mais Rapidamente*”. In: Anais do 3º Seminário Internacional de Alta Tecnologia, Universidade Metodista de Piracicaba, 1998.
- [18] SIEMENS, *Manuais Sinumerik, 840D/810D/FM-NC*, 2000.
- [19] MAHON, MC., BROWNE, J., *CAD/CAM From Principles to Practice*. Suffolk, UK, Addison-Wesley, 1994.
- [20] BEDWORTH, D.D, HENDERSON, M.R., WOLFE, P.M, *Computer- Integrated Design and Manufacturing*. New York, McGraw Hill, 1991.
- [21] UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA, *Comando Numérico*. Disponível em: <ftp://ftp.graco.unb.br/pub/alvares/comando_numerico/0_Trabalhos_01_2001/APT.pdf>. Acesso em: dezembro de 2012.
- [22] KARUNAKARAN, K.P, DIBBI, S., SHANMUGANATHAN, P.V., et al., “*Efficient stock cutting for laminated manufacturing*”, *Computer-Aided Design*, V 34, Issue 4, April/2002.
- [23] MUNDO CNC. *Conceitos Básicos*. Disponível em: <<http://www.mundocnc.com.br/basic1.php>>. Acesso em: dezembro de 2012.
- [24] Designoteca, *6 Softwares de Modelação 3D/CAD gratuitos*. Acesso em:<<http://site.designoteca.com/2012/02/09/6-softwares-de-modelacao-3dcad-gratuitos/>>. Disponível em: dezembro de 2012.
- [25] WIKIPEDIA. *Blender*. Disponível em: <<http://pt.wikipedia.org/wiki/Blender>>. Acesso em: dezembro de 2012.
- [26] TECMUNDO. *Hardware*. Disponível em:<<http://www.tecmundo.com.br/hardware/1718-hardware-o-dicionario-de-a-a-z.htm#Driver>>. Acesso em: janeiro de 2013.
- [27] ARDUINO. *Arduino Uno*. Disponível em:<<http://arduino.cc/en/Main/arduinoBoardUno>> Acesso em: janeiro de 2013.
- [28] University of Texas at Austin. *STL Files*. Disponível em: <<https://webpace.utexas.edu/reyesr/titanium/stl/stlmarch17.htm>>. Acesso em: Novembro de 2012.

- [29] SPARKFUN. *EasyDriver*. Disponível em:<
<https://www.sparkfun.com/products/10267> > Acesso em: janeiro de 2013.
- [30] Bosch Rexroth. *Roller Rail Systems*. Acesso
em:<http://img.directindustry.com/pdf/repository_di/14699/roller-rail-systems-164941_19b.jpg>. Disponível em: março de 2013.
- [31] AMERICAN NATIONAL STANDARD. *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*. Acesso
em:<<http://www.docin.com/p-344280142.html>>. Disponível em: março de 2013.
- [32] BUDYNAS, R.G., NISBETT, J.K., *Elementos de Máquinas de Shigley: Projetos de Engenharia Mecânica*, New York, Eua, McGraw Hill, 2011.
- [33] ARCHER, R.R., COOK, N.H., CRANDALL, S.H., et al., *An Introduction to the Mechanics of Solids*.Massachussets, McGraw Hill, 1978.
- [34] DE OLIVEIRA, S.J.R., Apostila de Elementos de Máquinas I, Rio de Janeiro, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2012.
- [35] DE OLIVEIRA, S.J.R., Apostila de Elementos de Máquinas II, Rio de Janeiro, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2012.
- [36] NETFABB STUDIO, Site de download do programa Netfabb Studio. Disponível em: <www.netfabb.com/basic.ph> . Acesso em: outubro de 2012.
- [37] SLIC3R 3D, Site de download do programa Slic3r 3D. Disponível em:
<<http://slic3r.org/>>. Acesso em: outubro de 2012.
- [38] MINIMAGICS. Site para download do programa Minimagics. Disponível em:<<http://software.materialise.com/download-minimagics>>. Acesso em: outubro de 2012.
- [39] BASIC CNC VIEWER, Site para download do programa Basic CNC Viewer. Disponível em:<<http://www.cncedit.com/BasicViewer/Default.aspx>>. Acesso em: outubro de 2012.
- [40] REPETIER HOST, Site para download do programa Repetier Host. Disponível em:< <http://www.repetier.com/download/>>. Acesso em: outubro de 2012.
- [41] TINKERCAD. Site do programa TinkerCad. Disponível em:<www.tinkercad.com>. Acesso em: novembro de 2012.
- [42] BLENDER. Site do programa Blender. Disponível em:<www.blender.org>. Acesso em: novembro de 2012.
- [43] SKF, *Linear bearings and Units Catalogue*. Disponível em:
<https://docs.google.com/viewer?url=http%3A%2F%2Fwww.skf.com%2Fbinary%2F12-55835%2FSKF4182_EN_Linear-ball-bearings.pdf>. Acesso em: janeiro de 2013.

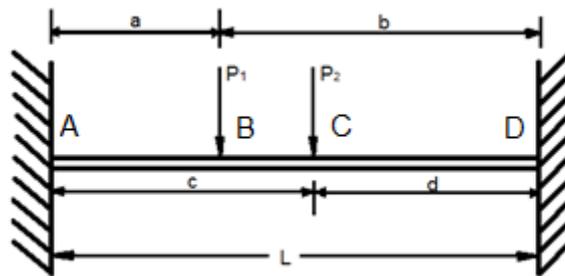
- [44] SCHAEFFLER, *Linear Tables LTE..*. Disponível em: <medias.schaeffler.de/medias/em!hp.ec.br/LTE..;aMAE8tOxnQUd?#LTE..>. Acesso em: janeiro de 2013.
- [45] REXROTH BOSCH GROUP, *Linear Bushings and Shafts (Metric Catalogue)*. Disponível em: <www.boschrexroth-us.com/country_units/america/united_states/sub_websites/brus_dcl/Products/Linear_Bushings_and_Shafts/index.jsp>. Acesso em: janeiro de 2013.
- [46] OBR EQUIPAMENTOS INDUSTRIAIS, *Catálogo Completo*. Disponível em: <www.obr.com.br/catalogos/OBR_fusos.pdf>. Acesso em: janeiro de 2013.
- [47] THK, *Product Information*. Disponível em: <<https://tech.thk.com/en/products/index.php>>. Acesso em: janeiro de 2013.
- [48] THOMSON, *Metric Ball Screw Catalogue*. Disponível em: <https://docs.google.com/viewer?url=http%3A%2F%2Fwww.micromech.co.uk%2Fdir_products%2Fpdf%2Fdanaher%2Fthomson%2Finline_ballscrews_metric.pdf>. Acesso em: janeiro de 2013.
- [49] ARDUINO FORUM, *Another CNC Mill Questionnaire*. Disponível em: <<http://arduino.cc/forum/index.php/topic,40482.0.html>>. Acesso em: novembro de 2012.
- [50] ORIENTAL MOTOR, *Motor Specifications*. Disponível em: <<http://catalog.orientalmotor.com/item/all-categories/r-series-closed-loop-stepping-motors/ar46aa-3?&plpver=11&origin=keyword&filter=&by=prod>> . Acesso em: março de 2013.
- [51] SKF, *Linear Bearings and Units – Technical Handbook*. Disponível em: <www.skf.com/binary/12-55843/SKF_6402_EN_11_10_19_GB_high.pdf>. Acesso em: dezembro de 2012.
- [52] DEPARTAMENTO DE CONSTRUÇÃO E ESTRUTURAS, UFBA. *Manufatura de Objetos em Lâminas*. Disponível em: <<http://www.ferramentalrapido.ufba.br/lom.htm>> . Acesso em: janeiro de 2012.
- [53] NETFABB STUDIO, *Comparison*. Disponível em: <www.netfabb.com/comparison.php>. Acesso em: novembro de 2012.
- [54] REPETIER HOST, *G-Code Editor*. Disponível em: <www.repetier.com/documentation/repetier-host/gcode-editor/>. Acesso em: novembro de 2012.
- [55] ORIENTAL MOTOR, *Motor Sizing Calculation*. Disponível em: <<http://www.orientalmotor.com/support/motor-sizing.html>>. Acesso em: março de 2013.

Anexo I - Memória de cálculo

Dimensionamento das guias

- Os esforços principais são verticais provenientes do peso dos objetos que serão apoiados nas guias.
- As cargas apesar de atuarem nas guias de forma distribuída ao longo do comprimento dos rolamentos que estão em contato com elas, serão assumidas como cargas aplicadas pontualmente no ponto médio do comprimento dos rolamentos (o que não representa um problema já que esta é a situação mais exigente).
- Os suportes não são livres para modificar sua distância de separação, e, por isso, assume-se que eles aguentam as reações horizontais;
- Quando as forças P_1 e P_2 não estão sendo aplicadas, não existem trações ou compressões no eixo;
- Os engastes exercem apenas reações verticais R_a e R_d e momentos M_a e M_d .

Situação Simplificada:



$$b = L - a$$

$$d = L - c$$

Utilizando o método de superposição e das condições de deslocamento nulo e rotação da seção nula nas extremidades A e D, as reações e os momentos podem ser encontrados [33].

$$R_D = \frac{P_1 a^2 (3L - 2a)}{L^3} + \frac{P_2 c^2 (3L - 2c)}{L^3} \quad (2)$$

$$M_D = \frac{P_1 a^2 b}{L^2} + \frac{P_2 c^2 d}{L^2} \quad (3)$$

$$R_A = \frac{P_1 b^2 (3L - 2b)}{L^3} + \frac{P_2 d^2 (3L - 2d)}{L^3} \quad (4)$$

$$M_A = \frac{P_1 b^2 a}{L^2} + \frac{P_2 d^2 c}{L^2} \quad (5)$$

A equação do momento fletor para a situação em questão é:

$$M_f = -M_A + R_A x - P_1 \langle x - a \rangle^1 - P_2 \langle x - c \rangle^1 \quad (6)$$

Ou de forma simplificada podem ser apontadas as equações para os momentos nos diferentes trechos do eixo:

$$M_{AB} = \frac{P_1 b^2}{L^3} [x(3a + b) - al] + \frac{P_2 d^2}{L^3} [x(3c + d) - cl] \quad \text{para } 0 \leq x < a \quad (7)$$

$$M_{BC} = M_{AB} - P_1(x - a) \quad \text{para } a \leq x < c \quad (8)$$

$$M_{CD} = M_{BC} - P_2(x - c) \quad \text{para } c \leq x < d \quad (9)$$

Utilizando a fórmula $EI \int \frac{d^2 y}{dx^2} = \int M_f [33]$, é possível encontrar os deslocamentos para os diferentes trechos:

$$y_{AB} = \frac{P_1 b^2 x^2}{6EIL^3} [x(3a + b) - 3al] + \frac{P_2 d^2 x^2}{6EIL^3} [x(3c + d) - 3cl]; \quad 0 \leq x < a \quad (10)$$

$$y_{BC} = \frac{P_1 a^2 (l - x)^2}{6EIL^3} [(l - x)(3b + a) - 3bl] + \frac{P_2 d^2 x^2}{6EIL^3} [x(3c + d) - 3cl]; \quad a \leq x < c \quad (11)$$

$$y_{CD} = \frac{P_1 a^2 (l - x)^2}{6EIL^3} [(l - x)(3b + a) - 3bl] + \frac{P_2 c^2 (l - x)^2}{6EIL^3} [(l - x)(3d + c) - 3dl]; \quad (12)$$

$$c \leq x < d$$

Assumindo-se que o centro de massa do sistema esteja a uma distância simétrica de todos os rolamentos, de forma a gerar os mesmos esforços nos rolamentos e nos eixos, são encontradas as seguintes forças sendo aplicadas a cada guia:

$$P_1 = P_2 = \frac{(1 + 1,296 + 3 + 0,112) * 9,8}{4} = 13,52 \text{ N}$$

O curso desejado de 200 mm implica em um eixo de 270 mm, ou seja: $L=270\text{mm}$.
No intuito de obter o maior deslocamento, as forças serão posicionadas no centro das guias. Então:

$$a = d = 115 \text{ mm}$$

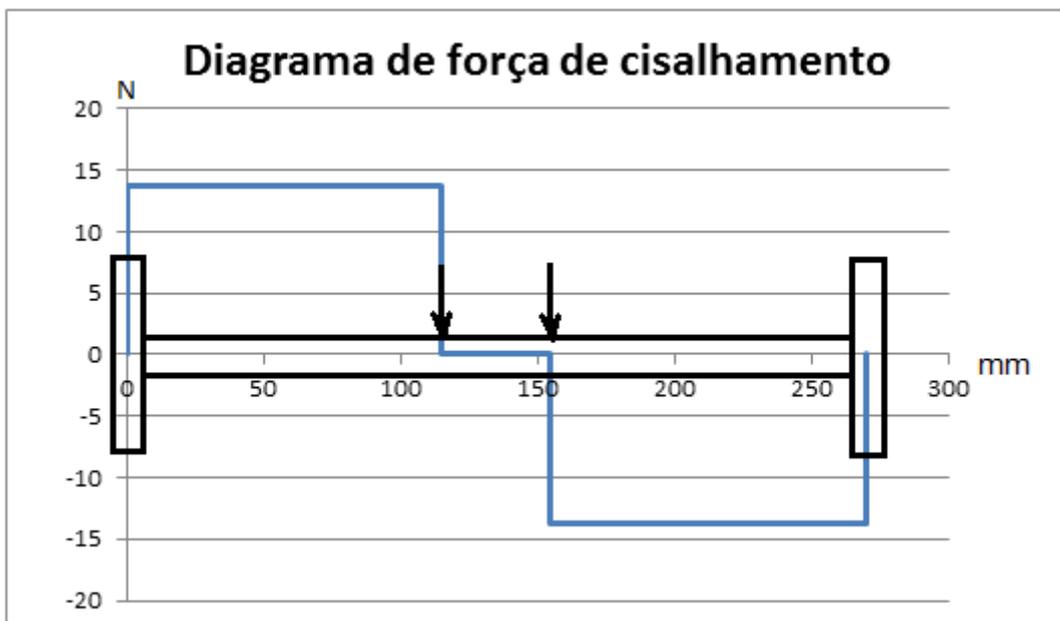
$$b = c = 155 \text{ mm}$$

Aplicando esses valores nas Equações 2, 3, 4 e 5 e considerando um diâmetro de eixo de 20 mm os seguintes resultados são encontrados:

$$M_A = M_D = 0,89 \text{ Nm}$$

$$R_A = R_B = 13,52 \text{ N}$$

Os seguintes diagramas representam a viga exposta a essas condições:





O máximo deslocamento ocorre no centro da viga onde:

$$x = \frac{L}{2} = 135 \text{ mm}$$

Seu valor é encontrado através da equação 11:

$$y_{MÁX} = 0,0016 \text{ mm}$$

Esse valor não considera o peso do próprio eixo. O deslocamento gerado pelo seu peso distribuído homogeneamente ao longo de seu comprimento é calculado com a equação 13:

$$y = \frac{-wl^4}{384EI} = 0,0002 \quad (13)$$

Assim, o deslocamento total vertical é igual a soma dos deslocamentos:

$$y = 0,0018 \text{ mm} = 1,8 \mu\text{m}$$

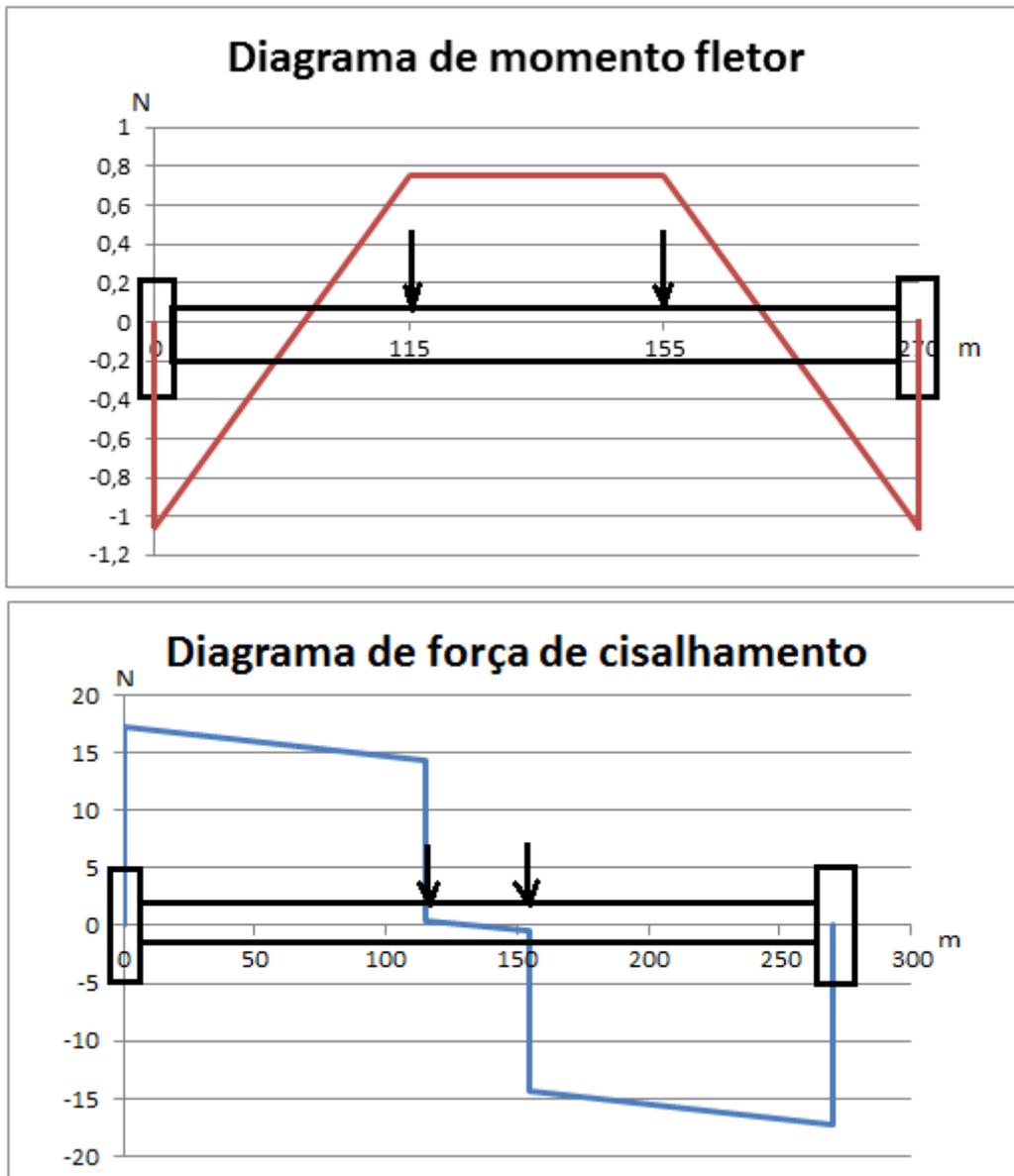
Este valor está de acordo com os valores estipulados para flecha máxima desse mecanismo que era de até $2\mu\text{m}$.

Os valores de reações e momentos se alterariam:

$$M_A = M_D = 1,04 \text{ Nm}$$

$$R_A = R_B = 16,90 \text{ N}$$

E os gráficos se apresentariam da seguinte forma:



Ângulo de rotação da seção é calculado através das equações [51] que foram geradas considerando um Módulo Elástico de 207000 N/mm².

$$\alpha = 0,17 * F_1 * \frac{a^2 \left(1 - \frac{2a}{l}\right)}{d^4} \text{ [minutos de arco];} \quad (14)$$

(gerado pela aplicação da carga)

$$\alpha = 1,71 * 10^{-6} * a * \frac{l^2 + 2a^2 - 3al}{d^2} \text{ [minutos de arco]} \quad (15)$$

(gerado pelo peso distribuído da carga)

Ao substituir as variáveis nas equações 14 e 15 e ao somar os resultados de α , o valor encontrado é de $0,04^\circ$ arcos/minutos. Considerando que o aço escolhido possui um módulo elástico 210000 N/mm^2 , conclui-se que o valor do ângulo de deformação da seção é ainda mais baixo. Esse valor é baixo porque houve a exigência com relação à deflexão da barra e atende as restrições com relação ao funcionamento dos rolamentos lineares de esferas.

Comparativamente, foi calculado o deslocamento máximo para uma guia de 18 mm se obtendo um deslocamento máximo de aproximadamente $3\mu\text{m}$, o que estaria acima do valor estipulado para este projeto. Então serão mantidos os cálculos para diâmetros de 20 mm.

Escolha do rolamento

Os cálculos dos rolamentos foram baseados nas instruções encontradas no Anexo II – Catálogo 3 [45]. As tabelas de onde os fatores de correção serão retirados podem ser visualizadas no mesmo. Assim, temos:

$$L = \left(\frac{C}{F} * f_H * f_t \right)^3 * 10^5 [m] \quad (16)$$

$$L_h = \frac{L}{60v} [h] \quad (17)[30]$$

$$C = \frac{F}{f_H * f_t * f_L} [N] \quad (18)$$

Aplicando $L_h=8000 \text{ h}$ & $V=60 \text{ m/min}$ na equação 17, temos:

$$L = 28800000 \text{ m}$$

De acordo com o gráfico “*Diagram for lifespan factor fl*”:

$$L = 28800000 \text{ m} \rightarrow f_L = 0,17$$

Pela tabela “*Temperature factor*” encontra-se:

$$f_t = 1 (T < 100^\circ\text{C})$$

Também, pelo gráfico “*Diagram for hardness factor Fh*” encontra-se um fator $f_H = 0,17$ para um guia material 3150 (T & R 538) cuja dureza Rockwell é C32.

A carga dinâmica equivalente aplicada na principal direção de carregamento (F) será considerada uniforme, apesar de variar com o tempo de um valor mínimo a máximo quando o objeto está totalmente construído. Isso será feito porque a variação é pequena e assim, portanto, o valor para F utilizado será o valor da carga máxima.

Anteriormente utilizamos o peso dos rolamentos sob os eixos, nesta situação, o peso feito em cada rolamento é proveniente apenas das chapas e do objeto.

$$F = \frac{30 + 10 + 12,96}{4} = 13,24 \text{ N}$$

Ao aplicar os valores dos fatores f_H, f_t, f_L e de F na equação 18, obtém-se:

$$C = \frac{13,24}{0,17 * 1 * 0,17} = 458,13 \text{ N}$$

A flecha máxima das guias é uma limitação do projeto, neste sentido, o diâmetro do eixo escolhido mínimo era de 20 mm, então apesar de possuir um C mínimo muito maior que o requerido, o rolamento com diâmetro de eixo 20 mm será o escolhido [45]. O rolamento linear de esferas escolhido pode ser visualizado no Anexo II – Catálogo 3. Esse rolamento possui a carga dinâmica igual a 1120 N. Aplicando esse valor à equação 16, encontra-se o valor da vida útil em horas desse rolamento:

$$L_h = \frac{\left(\frac{1120}{13,24} * 0,17 * 1\right)^3 * 10^5}{60.60} = 82610 \text{ h}$$

Fuso de esferas recirculantes

A escolha dos parâmetros do fuso necessário a essa aplicação foi feito de acordo com o Anexo I - Catálogo 1 [46]. Este método foi escolhido devido a objetividade e clareza nas instruções para procedimento de escolha dos fusos.

Massa total a ser movimentada: $m = 5,4 \text{ kg}$

Curso máximo: $L = 200 \text{ mm}$

O coeficiente de fricção adotado será $\mu = 0,1$.

Supondo passo 8 mm, a rotação do sistema para a velocidade máxima $V = 60000 \text{ mm/min}$ que se quer atingir deveria ser: $N = 7500 \text{ rpm}$

Os seguintes fatores são encontrados no catálogo:

Fator de operação: $F_w = 1,5$ (média para alta vibração);

Vida útil média $L_h = 20.000$ horas;

Fator $f = 9,7$ (apoiado/apoiado);

Força de arraste:

$$F_a = m * \mu * g = 5,4 * 0,1 * 9,8 = 5,3 \text{ N}$$

Carga dinâmica:

$$C_a = (60 * N * L_h)^{\frac{1}{3}} * F_a * F_w * 0,01$$

$$C_a = (60 * 7500 * 20000)^{\frac{1}{3}} * 5,3 * 1,5 * 0,01 = 0,2 \text{ kN}$$

Diâmetro do Fuso:

$$Df = \frac{(N * L^2)}{f} * 10^{-7} = \frac{(7500 * 317^2)}{9,7} * 10^{-7} = 7,8 \text{ mm}$$

A porca de parafuso da Thomson, linha Miniature Ball Nuts, Part Number: PRM0808 diâmetro interno do eixo 6,7 mm, Ca=2,2 kN e passo: 8 mm atende a todos esses parâmetros é a primeira opção (Anexo II – Catálogo 2).

Rotação crítica:

$$N = \frac{f * dr * 0,8 * 10^7}{L^2} = \frac{9,7 * 6,7 * 0,8 * 10^7}{317^2} = 5173 \text{ rpm} < 7500 \text{ rpm}$$

Ou seja, esse conjunto não pode ser utilizado. Para que o fuso de esferas recirculantes possa ser utilizado ele deve atender à todas as restrições acima e também deve apontar uma rotação de trabalho abaixo da rotação crítica.

Para a correção desse problema, bastaria que mantivéssemos o passo igual 8 mm e aumentássemos o diâmetro nominal do fuso e conseqüentemente o seu diâmetro interno. Porém, dentre as possibilidades ofertadas pelo fabricante Thomson de fusos de esferas recirculantes, os fusos de esferas de 10 mm ou 12 mm só possuem passos muito pequenos o que aumentaria tanto a rotação crítica quanto a rotação de trabalho, o que não permitiria que a relação entre eles não fosse satisfeita.

A opção possível mais próxima da anterior é a porca de parafuso da Thomson, também da linha Miniature Ball Nuts, Part Number: PRM1312 diâmetro interno do eixo 11 mm, Ca=5,0 kN e passo: 12 mm (Anexo II – Catálogo 2). O passo 12 mm implica em uma rotação de trabalho igual a 5000 rpm.

Carga dinâmica:

$$Ca = (60 * 5000 * 20000)^{\frac{1}{3}} * 5,3 * 1,5 * 0,01 = 0,15 \text{ kN}$$

Diâmetro do Fuso:

$$Df = \frac{(N * L^2)}{f} * 10^{-7} = \frac{(5000 * 317^2)}{9,7} * 10^{-7} = 5,2 \text{ mm}$$

Rotação crítica:

$$N = \frac{f * dr * 0,8 * 10^7}{L^2} = \frac{9,7 * 11 * 0,8 * 10^7}{317^2} = 8495 \text{ rpm} > 5000 \text{ rpm}$$

Vida Útil:

$$Lh = \left(\frac{Ca}{Fa * Fw} \right)^3 * 10^6 * \frac{1}{60 * N} = \left(\frac{5000}{5,3 * 1,5} \right)^3 * 10^6 * \frac{1}{60 * 5000} = 8 * 10^8 \text{ h} > 20000 \text{ h}$$

Assim, essa porca atende todos os requisitos e por isso será a escolhida.

A grande dificuldade da escolha da porca se dá pela dificuldade de encontrar a relação correta entre passo e diâmetro interno, que são os dois fatores que alteram a rotação de trabalho e a rotação crítica, dentre os fusos de esferas já padronizados.

Torque de acionamento do fuso de esferas recirculantes

Os fatores utilizados nesse cálculo se encontram no Anexo I – Catálogo 4 [48]. Esse catálogo pertence ao próprio fabricante do fuso de esferas recirculantes escolhido e permite calcular o torque necessário para acionar o fuso de esferas.

Dados iniciais:

Passo: $P_h = 12 \text{ mm}$;

Diâmetro: $D_p = 13 \text{ mm}$;

$m = 5,3 \text{ kg}$; μ (guia de rolagem) = 0,1.

$$\tan\beta = \frac{P_h}{\pi * d_p} = \frac{12}{\pi * 13} = 0,29$$

$$\beta = 16,37^\circ$$

$$\eta = \frac{\tan(\beta)}{\tan(\beta + \rho)} ; \rho = 0,34^\circ$$

$$\eta = \frac{\tan(16,37)}{\tan(17,01)} = 0,96$$

$$\eta_p = \eta * 0,95 * f_L$$

$F \ll C$, Então da tabela do adjustment factor temos: $f_L = 0,95$

$$\eta_p = \eta * 0,95 * f_L = 0,96 * 0,95 * 0,95 = 0,86$$

$$F = \mu \text{ (guia de rolagem)} * m * g = 0,1 * 5,3 * 9,8 = 5,3 \text{ N}$$

$$T = \frac{F * P_h}{2 * \pi * \eta} = \frac{5,3 * 12}{2 * \pi * 0,86} = 11,77 \text{ Nmm}$$

Dimensionamento das engrenagens

Material:

Aço AISI nº 1040 T & R @ 650°C

Tensão de tração: $S_{ut} = 634 \text{ MPa}$

Limite de escoamento: $S_y = 434 \text{ MPa}$

1: Pinhão ; 2: Coroa

Relação de redução:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{w_1}{w_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = 2$$

$$T_1 = 11,77 \text{ Nmm}; w_1 = \frac{2 * \pi * 5000}{60} = 523,60 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$Z_1 = 12; Z_2 = 24$$

m= módulo

b= 8*módulo

rp = raio primitivo

ângulo de pressão: 20°

$$Ft = \frac{T}{r_p} = \frac{2T}{mz}$$

Y (12 dentes) = 0,245

Equação de Lewis:

$$\sigma = \frac{Ft}{bmy} = \frac{2 * T}{8 * m^3 * z * y}$$

FS =4

$$\sigma = \frac{Sy}{4} = \frac{434}{4} = 108,5 \text{ MPa}$$

$$\frac{2 * 11,77}{8 * m^3 * 12 * 0,245} = 108,5$$

M=0,21

Módulos preferenciais: 1; 1,25; 1,5; 2...

Utilizaremos m=1

Assim:

$$\sigma = \frac{2 * 11,77}{8 * 1^3 * 12 * 0,245} = 1 \text{ MPa}$$

Com o uso do fator dinâmico:

$$V = w.r = 523,60 * \frac{12}{2} = 3141,6 \frac{mm}{s} = \frac{3,14m}{s}$$

$$k_v = \frac{30}{50 + (200.V)^{1/2}} = 0,40$$

$$\sigma_a = \frac{2 * 11,77}{k_v * 8 * 1^3 * 12 * 0,245} = \frac{1 \text{ MPa}}{0,40} = 2,5 \text{ MPa}$$

Fator de segurança estático:

$$FS = \frac{Sy}{\sigma_a} = \frac{434}{2,5} = 173,6$$

O fator de segurança é elevadíssimo, mas vale ressaltar que com relação às dimensões da engrenagem, a que está sendo utilizada é a menor engrenagem padronizada que poderia ter sido escolhida. Além disso, cabe ressaltar, que com o propósito de se obter o cálculo correto, segundo a norma AGMA 2001-D04 [31], referente às engrenagens, optou-se pela utilização de materiais com um grau elevado de dureza e de limite de escoamento, considerando que aquela norma aplica-se a tais

materiais, tais como a aços termotratados temperados, nitretados e carbonetados, e, ainda, ferro fundido e ligas de bronze com seus tratamentos específicos.

Resistência à fadiga (AGMA):

$$\sigma = Ft * k_0 * k_{v'} * k_s * \frac{1}{bm} * \frac{k_H * k_b}{y_j} = \frac{2 * T}{mz} * k_0 * k_{v'} * k_s * \frac{1}{bm} * \frac{k_H * k_b}{y_j}$$

Fator de sobrecarga: $k_0 = 1,75$

$$k_{v'} = \frac{1}{k_v} = 2,5$$

$$k_s = \frac{1}{k_b} = 0,8433 * (bm\sqrt{y})^{0,0535} = 0,91 \text{ que é abaixo de um, portanto utilizaremos}$$

$$k_s = 1; k_b = 1$$

Fator de distribuição de carga: $k_H = 1,3$

$$y_j = 0,21 \text{ [32]}$$

$$\sigma = \frac{2 * 11,77}{1 * 12} * 1,75 * 2,5 * 1 * \frac{1}{8 * 1} * \frac{1,3 * 1}{0,21} = 6,64 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{FP} * Y_N}{FS * Y_\theta * Y_Z}$$

Para materiais temperados:

$$HB = 192$$

$$\sigma_{FP} = 0,533 HB + 88,3 \text{ MPa} = 0,533 * 192 + 88,3 = 190,64$$

$$\sigma_{adm} = \frac{194,9 * 0,8}{2 * 1 * 1} = 76,26 \text{ MPa} \gg 6,64 \text{ MPa}$$

Cálculo do desgaste superficial:

$$\sigma_C = C_P \sqrt{Ft * k_0 * k_{v'} * k_s * \frac{k_H}{dp * b} * \frac{C_f}{I}}$$

$$C_P = 189,8 \text{ para aço } E = 207000 \text{ MPa e } \nu = 0,92$$

$$C_f = 1 \text{ (fator de condição de superfície de projeto)}$$

$$I = \frac{\cos\alpha * \text{sena}}{2} * \frac{i}{i + 1} = 0,1$$

$$\sigma_C = 189,8 \sqrt{1,96 * 1,75 * 2,5 * 1 * \frac{1,3}{1 * 12 * 8} * \frac{1}{0,1}} = 204,5 \text{ MPa}$$

Resistência à superfície:

$$\sigma_{RC} = \frac{\sigma_{HP} * Z_N * Z_W}{Y_\theta * Y_Z} = \frac{626,24 * 0,8 * 1}{1 * 1} = 501 \gg 204,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP} = 2,22 * HB + 200 \text{ MPa} = 2,22 * 192 + 200 = 626,24 \text{ MPa}$$

Dimensionamento do eixo

No Anexo I – Catálogo 1 [46], o fabricante aponta que o fuso de esferas recirculantes é geralmente fabricado com aços de dureza 58HRC~62HRC (590 HB~616 HB), com alto teor de carbono bem como existe a possibilidade de serem retificados ou laminados.

Apesar de não ter tido acesso ao material utilizado no fuso que será comprado, as contas serão feitas utilizando informações de um aço que se aproxima a esse valor e será considerado como laminado ao invés de retificados, já que os fusos retificados aguentam situações mais extremas.

Aço C4340 T&R 427°C

Sut= 1560 MPa

Sy= 1400 MPa

$$F_t = \frac{2 * T}{1 * 12} = \frac{2 * 11,77}{12} = 1,96 \text{ N}$$

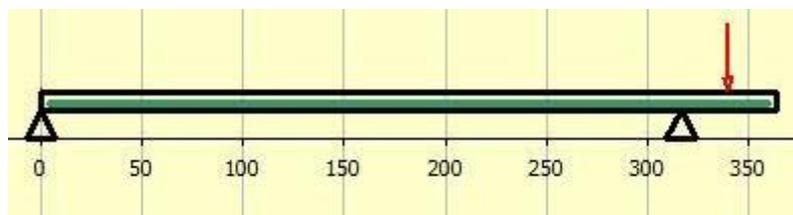
$$F_n = F_t * \tan(20^\circ) = 0,71 \text{ N}$$

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_n^2} = \sqrt{1,96^2 + 0,71^2} = 1,64 \text{ N}$$

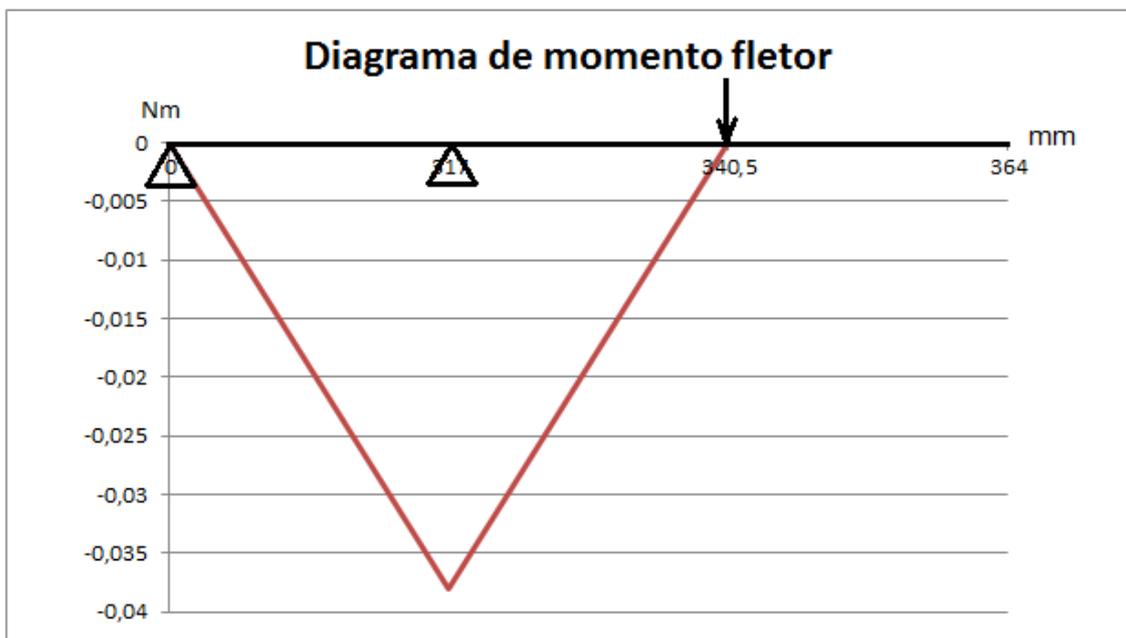
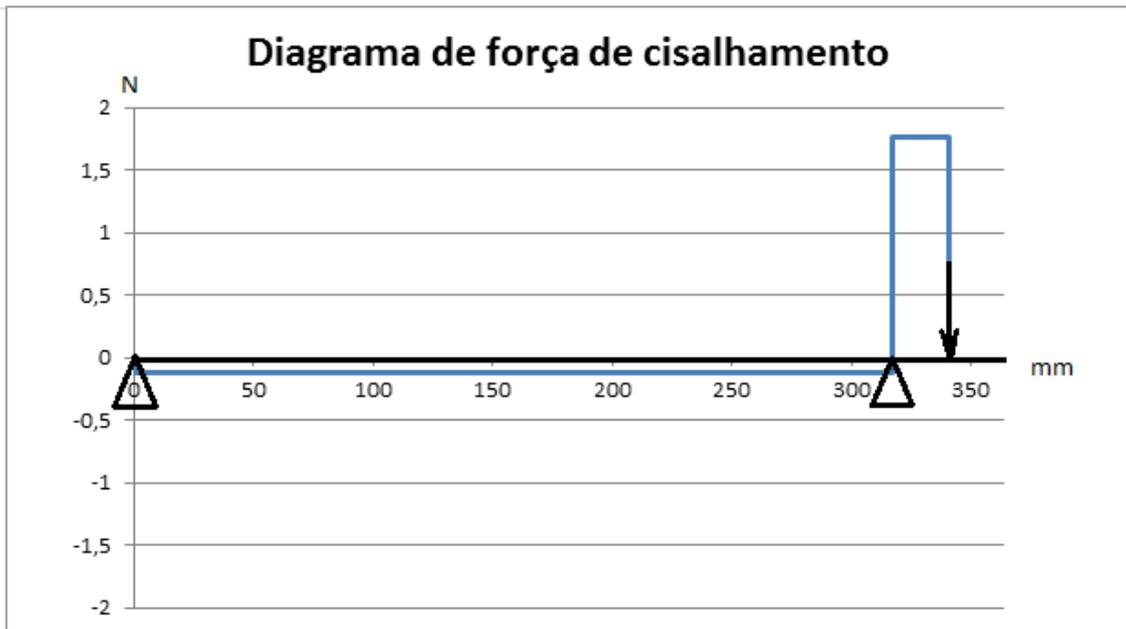
Reações nos mancais:

Distância entre mancais: 317 mm

Distância entre R_b e a força feita pela engrenagem: 23,5 mm



$$R_A = -0,12 \text{ N}; R_B = 1,76 \text{ N}$$



Cálculo na posição do mancal (eixo será dimensionado considerando o instante da partida quando o acionamento pode atingir o dobro do torque):

Torque de partida = 2 x Torque = 2 x 11,77 = 23,54 Nmm

Momento na partida = 2 x Momento no mancal R_b = 2 x 38,54 = 77,08 Nmm

Estático:

$$\sigma_x = \frac{32 * M}{\pi * d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 * T}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_{adm} \geq \sqrt{\left(\frac{32 * M}{\pi * d^3}\right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * T}{\pi * d^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{Fator\ de\ Segura\ ca} = \frac{1400}{2} = 700\ MPa$$

$$d^3 \geq \frac{\sqrt{\left(\frac{32 * 77,08}{\pi}\right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * 23,54}{\pi}\right)^2}}{700} = 1,16$$

$$d \geq 1,05\ mm$$

Equação de Goodman modificada:

$$\sigma_a = \frac{1}{d^3} * \sqrt{\left(\frac{32 * 38,54}{\pi}\right)^2 + 3 * \left(\frac{8 * 11,77}{\pi}\right)^2} = \frac{396}{d^3}$$

$$\sigma_m = \sqrt{3} * \frac{8 * T}{\pi * d^3} = \frac{51,9}{d^3}$$

$$\sigma_n = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * \bar{\sigma}_n$$

$$\bar{\sigma}_n = 0,5 * S_{ut}$$

$$k_a = a * S_{ut}^b = 4,51 * 1560^{-0,265} = 0,64$$

$$k_b = 1,24 * d^{-0,107} = 1,03\ p/d=6\ mm$$

$$k_c = 0,9\ (90\%)$$

$$k_d = 1$$

$$k_e = \frac{1}{1,6} = 0,625$$

$$k_f = 1$$

$$\sigma_n = 0,64 * 1,03 * 0,9 * 1 * 0,625 * 1 * 0,5 * 1560 = 289,22\ MPa$$

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_n} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{FS}$$

$$\frac{\frac{396}{d^3}}{289,22} + \frac{\frac{51,9}{d^3}}{1560} = \frac{1}{2,5}$$

$$d \geq 1,52$$

$$d=6\ mm$$

Cálculo da flecha máxima:

$$f_m = \frac{FaL^2}{9\sqrt{3}EI} \text{ em } x = l/\sqrt{3}$$

$$I = I_{equivalente} = \frac{I_1 l_1^3 + I_2 l_2^3}{l_1^3 + l_2^3} = \frac{1017,9 * 305^3 + 63,6 * 59^3}{305^3 + 59^3} = 1011,1 \text{ Nmm}^4$$

$$f_m = \frac{1,33 * 23,5 * 317^2}{9\sqrt{3} * 210000 * 213,1} = 1,2 \mu\text{m entre mancais}$$

Anexo II – Catálogos

Catálogo 1:

Fusos de esferas da OBR Equipamentos Industriais LTDA.:

FUSOS DE ESFERAS

1 - FOLGA

Axial: É a medida entre o fuso e a castanha no sentido longitudinal ao eixo.
Radial: É a folga entre o fuso e a castanha perpendicular ao eixo do fuso.

Folga Axial

Diâmetro do fuso (mm)	φ14,0 ~ φ28,0	φ30 ~ φ32,0	φ36 ~ φ45,0	φ50
Folga axial máxima (mm)	0,10	0,14	0,17	0,20

2 - CARGA DINÂMICA (Ca)

É uma carga axial concêntrica, constante e unidirecional em que 90% de um grupo de fuso de esfera quando operados, independentemente, nas mesmas condições podem suportar uma duração de vida útil de 10⁶ revoluções.

3 - CARGA ESTÁTICA (Co)

É uma carga axial perpendicular à superfície de contato das esferas e da pista do fuso, provocando uma deformação permanente na esfera de (0,0001 x diam. da esfera) aplicado no fuso em repouso.

4 - CARGA AXIAL PERMITIDA

$$F_{\text{máx}} = Co / F_s$$

F = Carga Axial
Co = Carga Estática
Fs = Fator Estático

Fator Estático	Fs
Máquinas Industriais em geral	1,2 ~ 2
Máquinas Operatrizes	1,5 ~ 3

5 - MATERIAL E DUREZA

Fuso: Material S55C, temperado por indução, com dureza 58 ~ 62 HRc. (Alto teor de carbono)
Castanha: Material SCM420H, cementado e temperado com dureza 58 ~ 62 HRc.

6 - VIDA ÚTIL (L)

A vida útil do fuso é expressa pelo número total de revoluções. O total de horas ou a distância percorrida também pode ser utilizados para os cálculos.

L	vida útil em revoluções	Fa	força axial (Kgf)
Lh	vida útil em horas	n	velocidade em RPM
La	vida útil em Km	p	passo (mm)
Ca	capacidade da carga dinâmica (Kgf)	Fw	fator de operação (veja tabela 7.1)

$$L = (Ca / (Fa \times Fw))^2 \times 10^6$$
$$Lh = L / 60n$$
$$La = L \times p / 10^4$$

6.1 Vida Útil Média

Centros de Usinagem	20.000h	Máquinas de Controle Automáticas	15.000h
Máquinas de Produção	10.000h	Dispositivos e outros Equipamentos	5.000h

Obs.: Tabela referencial p/ fadiga



OBR Equipamentos Industriais Ltda

7 - FATOR DE OPERAÇÃO (Fw)

Vibração e Impacto	Velocidade	Fw
Leve	V < 15 (m/min)	1,0 ~ 1,2
Média	15 < V < 60 (m/min)	1,2 ~ 1,5
Alta	V > 60 (m/min)	1,5 ~ 3,0

Tabela 7.1

8 - LUBRIFICAÇÃO

Utilizar graxa à base de Lithium com viscosidade 30 ~40 Cst (40º) na grade ISO 32~100.

Para aplicações em baixas temperaturas, utilizar graxa com baixa viscosidade.

Para aplicações em altas temperaturas, cargas elevadas e baixas velocidades, utilizar graxa com alta viscosidade.

8.1 - Intervalo de Lubrificação

Graxa: Intervalos de 400 a 750 horas, dependendo do equipamento.

Lubrificação Centralizada: Toda semana.

Pulverização de Óleo: Todos os dias antes de o equipamento entrar em operação.

Obs.: Não colocar graxa em excesso, evitando assim que haja aumento de temperatura.

9 - ROTAÇÃO MÁXIMA PERMISSÍVEL

Quando a velocidade da rotação do motor coincide com a frequência do sistema, as vibrações podem causar ressonâncias. Essa velocidade de rotação é determinada crítica. Isso acarreta danos no equipamento. Por isso, é muito importante prevenir a ressonância da vibração. Dependendo da aplicação, é necessário utilizar mancais extras entre as extremidades, para aumentarmos a frequência dos fusos de esferas. Cálculo para rotação máxima permissível:

n = rotação máxima permissível

$$n = f \times (dr/L^2) \times 10^7 \times 0,8 \text{ rpm}$$

dr = diâmetro interno do fuso (mm)

L = distância entre os mancais de apoio (mm)

f = coeficiente dependendo do tipo de montagem

apolado - apolado	f = 9,7
fixo - apolado	f = 15,1
fixo - fixo	f = 21,9
fixo - livre	f = 3,4

Para rotação máxima também pode ser considerado o seguinte

limite:

- Para fuso retificado = $dr \times n \leq 70.000 \text{ rpm}$ (para classe C3 e C5)
- Para fuso laminado = $dr \times n \leq 50.000 \text{ rpm}$ (para classe C7)

A fórmula $dm \times n$ é apenas uma referência. Para um cálculo mais preciso é necessário levar em consideração os métodos de fixação e as distâncias entre os mancais.



Catálogo 2:

Catálogo de fusos de esferas recirculantes da Thomson Linear:

Metric Ball Screws Product Overview

The Thomson series of metric ball screws includes three families of rolled ball screws (Miniature, FineLine, Thomson NEFF) with four nut styles — Miniature, Cylindrical, Threaded and Flanged. An overview of our rolled product offering is organized by nut style, below. Refer to individual product family sections for additional details.

Miniature Ball Nuts

Miniature: Type A, Type B

Return: Internal

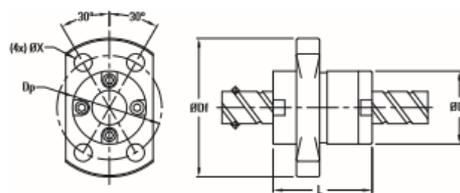
Style: Miniature

Mounting: Flanged

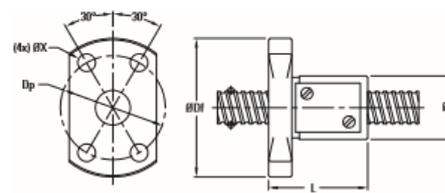
Backlash: Non-preloaded

Thread Direction: Right Hand

Type A



Type B



Nominal Diameter	Lead	Dynamic Load Capacity (C _{am})	Length L	Width/ Diameter D	Ball Nut Form	Flange Diameter D _f	Bolt Hole Circle D _p	Hole Diameter X	Ball Nut	Screw and Nut Assembly P/N	Catalog Page
(mm)	(mm)	(kN)	(mm)	(mm)		(mm)	(mm)	(mm)			
4	1	0.6	17.0	11.0	Type B	24.0	18.0	3.4	Type B	PRM0401	110
5	4	0.5	22.0	12.0	Type B	24.0	18.0	3.4	Type B	PRM0504	110
6	1	0.7	17.0	13.0	Type B	26.0	20.0	3.4	Type B	PRM0601	110
6	6	0.9	17.0	14.0	Type A	27.0	21.0	3.4	Type A	PRM0606	110
8	1	0.8	17.0	16.0	Type B	29.0	23.0	3.4	Type B	PRM0801	110
8	2	2.4	24.0	20.0	Type B	37.0	29.0	4.5	Type B	PRM0802	110
8	5	1.9	28.0	18.0	Type B	31.0	25.0	3.4	Type B	PRM0805	110
8	8	2.2	20.0	18.0	Type A	31.0	25.0	3.4	Type A	PRM0808	110
8	12	2.2	27.0	18.0	Type A	31.0	25.0	3.4	Type A	PRM0812	110
10	2	2.7	24.0	23.0	Type B	40.0	32.0	4.5	Type B	PRM1002	110
10	10	3.3	24.0	23.0	Type A	40.0	32.0	4.5	Type A	PRM1010	110
10	15	3.3	33.0	23.0	Type A	40.0	32.0	4.5	Type A	PRM1015	110
10	20	2.1	23.0	20.0	Type A	37.0	29.0	4.5	Type A	PRM1020	110
12	2	3.0	24.0	25.0	Type B	42.0	34.0	4.5	Type B	PRM1202	110
13	12	5.0	30.0	28.0	Type A	45.0	37.0	4.5	Type A	PRM1312	110
13	20	5.0	43.0	28.0	Type A	45.0	37.0	4.5	Type A	PRM1320	110
14	2	3.2	25.0	26.0	Type B	45.0	36.0	5.5	Type B	PRM1402	110
14	4	5.7	33.0	30.0	Type B	49.0	40.0	5.5	Type B	PRM1404	110

Nominal Diameter (size)	Lead	Nut Type	Ball Screw and Nut Assembly P/N ⁽¹⁾	Suggested Bearing Size	Performance Data						
					Dynamic Load Capacity		Static Load Capacity		Max. Axial Backlash	Minor Diameter	Max. Length
					(mm)	(kN)	(lbf)	(kN)			
4	1	B	PRM0401	N/A	0.6	126	0.8	178	0.02	3.3	100
5	4	B	PRM0504	N/A	0.5	106	0.7	162	0.02	4.3	220
6	1	B	PRM0601	4	0.7	153	1.2	270	0.02	5.3	265
6	6	A	PRM0606	4	0.9	196	1.5	326	0.02	5.2	265
8	1	B	PRM0801	6	0.8	175	1.7	371	0.02	7.3	360
8	2	B	PRM0802	6	2.4	540	4.1	922	0.02	6.6	360
8	5	B	PRM0805	6	1.9	416	3.0	674	0.02	6.6	360
8	8	A	PRM0808	6	2.2	495	3.8	854	0.02	6.7	360
8	12	A	PRM0812	6	2.2	495	4.0	899	0.02	6.7	360
10	2	B	PRM1002	6	2.7	607	5.3	1,191	0.02	8.6	355
10	10	A	PRM1010	6	3.3	742	5.9	1,326	0.02	8.4	405
10	15	A	PRM1015	6	3.3	742	6.4	1,439	0.02	8.4	405
10	20	A	PRM1020	6	2.1	472	4.0	899	0.02	8.7	405
12	2	B	PRM1202	8	3.0	674	6.4	1,439	0.02	10.6	395
13	12	A	PRM1312	8	5.0	1,124	9.9	2,226	0.02	11.0	700
13	20	A	PRM1320	8	5.0	1,124	10.7	2,405	0.02	11.0	700
14	2	B	PRM1402	8	3.2	719	7.5	1,686	0.02	12.6	445
14	4	B	PRM1404	8	5.7	1,281	11.6	2,608	0.02	11.8	445

(1) All Miniature Rolled product is sold in matched sets as ball screw and nut assemblies. Please contact factory for sizes not listed.

Catálogo 3:

Catálogo de Rolamentos lineares de esferas da Bosch Rexroth Corp.:

Capacities

Definition per DIN 636 Part 1
Dynamic Capacity C

The radial load that is unchangeable in size and direction, which a Linear Bushing can support for a nominal life expectancy of 10^6 m traveled distance.
Note: The value for dynamic capacity assumes that the stroke of the linear bushing is at least three times its overall length. In some cases, the dynamic capacities in the tables may exceed the DIN values by up to 30%. These values have been confirmed in tests.

Static Capacity C_0

Static radial loading that represents a calculated demand of 5300 Mpa at the contact point in the center of the highest loaded contact point between roller bearing and the roller channel (shaft).

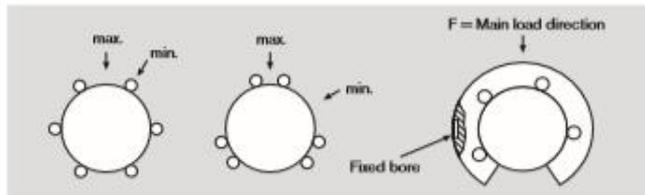
Note: The remaining total deformation of the roller bearings and roller channel (shaft) is approx. $1/10,000^h$ of the roller bearing diameter.

Nominal Lifespan

The 90% historical probability achievable calculated life expectancy for a single roller bearing or a group of clearly identical bearings operated under identical conditions, using currently conventional material of typical manufacturing quality and standard operating conditions.

Additional Parameters
Load Direction

If the load direction and orientation of linear bushing is not clearly defined, the minimum values for capacities should be used in calculations. The maximum capacity can only be used when the bearings are oriented in the load direction. For closed and adjustable Linear Bushings, the minimum and/or maximum capacities are listed in the tables according to type. Open bearings must be locked. In this case, the listed capacity of the main load direction is perpendicular across from the opening.



Nominal Lifespan

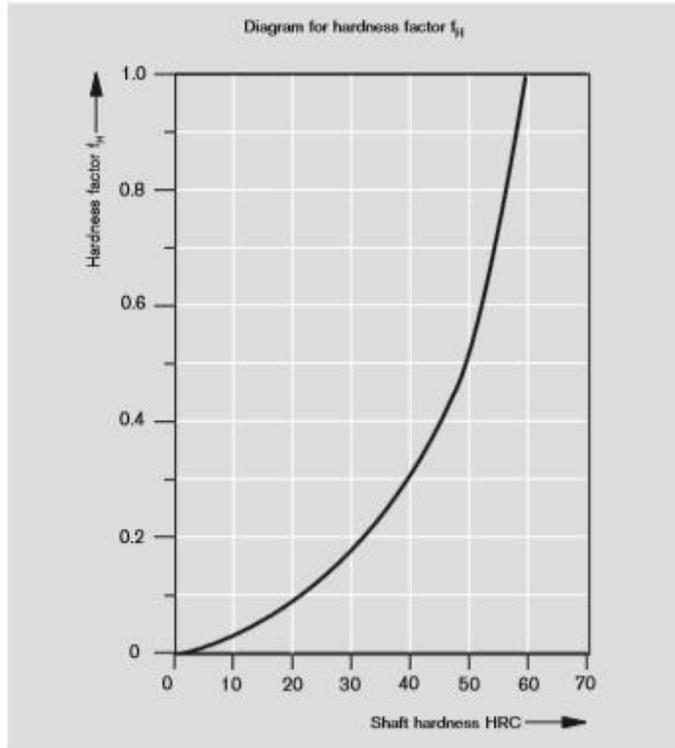
$$L = \left(\frac{C}{F} \cdot f_H \cdot f_t \right)^3 \cdot 10^6$$

$$L_h = \frac{L}{2 \cdot s \cdot n \cdot 60}$$

L = Nominal Lifespan [m]
C = Dynamic Capacity [N]
F = Dynamic Equivalent Load [N]
 f_H = Hardness Factor of the shaft
 f_t = Temperature Factor
 L_h = Nominal Lifespan [h]
s = Stroke Length [m]
n = Stroke Cycle [s/min]
(Double Stroke) [min⁻¹]

Lifespan Calculation

Hardness of the shaft



Temperature factor

Bearing temperature [°C]	100	125	150	175	200
Temperature factor f_t	1	0.92	0.85	0.77	0.70

Dynamic equivalent bearing load

By varying Bearing load in the same load direction, the dynamic equivalent load F is calculated as follows:

$$F = \sqrt[3]{F_1^3 \cdot \frac{q_1}{100} + F_2^3 \cdot \frac{q_2}{100} + \dots + F_n^3 \cdot \frac{q_n}{100}}$$

- F = dynamic equivalent load [N]
- $F_1, F_2 \dots F_n$ = staged, dynamic single loads [N]
- $q_1, q_2 \dots q_n$ = path sections for $F_1, F_2 \dots F_n$ [%]

In the event of varying load directions, the resulting load is to be confirmed. Preload and resulting tipping forces must also be taken into consideration when calculating the lifespan.

Short Stroke

For Compact, Super and Segmental Linear Bushings with a stroke length of less than three times the length of the linear bushing, use the short stroke value. In this case, the life span of the shaft is shorter than the bushing. For further information, see technical data, Linear bushings.

Capacity determination

For designs, you can calculate with the following formula:

$$C = \frac{F}{f_H \cdot f_t \cdot f_L}$$

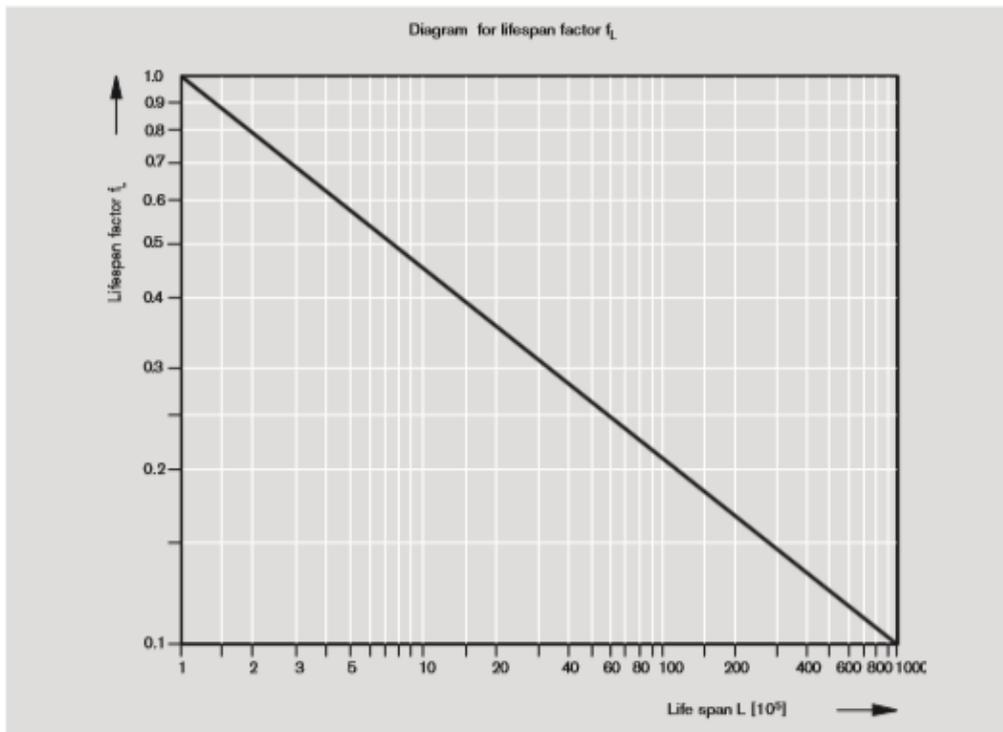
C = Dynamic Capacity [N]

F = Dynamic Equivalent bearing load [N]

f_H = Hardness factor of the shaft

f_t = Temperature factor

f_L = Life span factor

Influence of the Lifespan

Compact Linear Bushings

The Advantages

- Low cost Linear Bushing for most applications
- Small overall dimensions for especially compact construction
- Integrated metal retainer rings with approx. 0.1 mm oversize on the outer diameter (sizes 12 to 50) for secure placement in the housing bore
- Easy assembly:
Just press in – no additional retention necessary
- Hardened steel segments with ball lubrication in the tracks for high capacity and long lifespan
- High travel speeds (5 m/s)
- Several cavities/ports serve as lubricant reservoir for long lubrication intervals or extended lubrication
- The cavities can also capture invading dirt, preventing the potential blockage of the Linear Bushing
- Integrated seals, external seals or without seals
- Low radial clearance (RT) for zero-clearance guidance
- Also available in corrosion-resistant versions for the medical, chemical and food industries
- Linear sets with aluminum or corrosion-resistant steel housing



Shaft diameter 8 and 10



Shaft diameter 12 to 50

Compact Linear Bushings

Technical Data, Mounting Instructions

Please observe the general technical principles and mounting instructions at the beginning of this catalog as well as the additional technical data given below.

Sealing

The sealed standard types are fitted with integral wiper-type seals. Separate end seals can also be ordered (no special retaining elements necessary).

Friction

The friction μ of unsealed Compact Linear Bushings using oil as a lubricant lies between 0.001 - 0.004. The friction is lowest under high load. It may, however, be greater than the stated value when only a slight load is applied. For Compact Linear Bushings fitted at both ends with internal wiper seals and not subject to radial loading, the frictional drag (see table below) depends on the speed and the type of lubrication.

Shaft \varnothing d [mm]	Breakaway force ¹⁾ (N approx.)	Friction drag ¹⁾ (N approx.)
8	0.8	0.4
10	1	0.5
12	1.5	0.8
14	1.8	0.9
16	2	1
20	3	1.5
25	4.5	2
30	6	2.5
40	8	3
50	10	4

¹⁾ For separate wiper seals, the values must be multiplied by a factor of 1.5.

Velocity

$$v_{\max} = 5 \text{ m/s}$$

Acceleration

$$a_{\max} = 150 \text{ m/s}^2$$

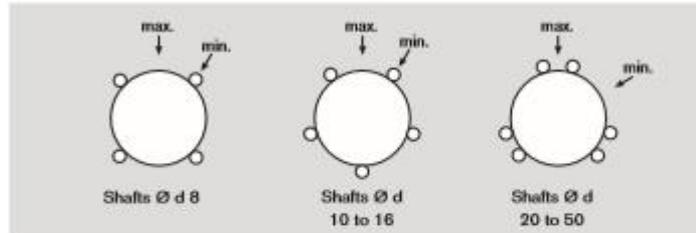
Operating Temperature

$$-20 \text{ }^{\circ}\text{C to } 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Direction of load and its influence on the load capacity

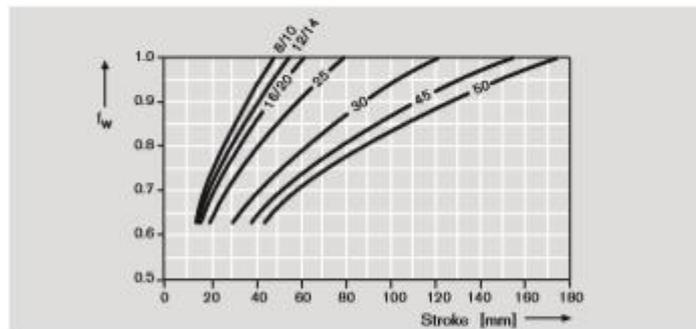
The load capacities given are valid for installation in "min" position and should be taken as the basis for calculation.

In applications where the direction of load is exactly known and where the Compact Linear Bushings can be mounted in the "max" position, the load capacity rating must be multiplied by the factors f_{max} (dynamic load capacity C) or f_{0max} (static load capacity C_0).



Reduced load capacity in short-stroke applications

In short-stroke applications, the service life of the shafts is shorter than that of the Compact Linear Bushings. For this reason, the load capacities C listed in the tables must be multiplied by the factor f_w .



Notes for mounting

Use of an arbor is recommended for installation of Compact Linear Bushings into the housing bore (see "Mounting Instructions" in the General Technical Data at the beginning of this catalog). If a Compact Linear Bushing is slightly skewed on entering the housing bore, it will align itself as it is inserted further. Removal of the Compact Linear Bushing and re-alignment are unnecessary.

Retention

Shafts $\varnothing 8$ and 10: The plastic outer shell is oversized. For applications with vibration or higher acceleration, additional retention is needed.
Shafts $\varnothing 12$ to 50: The outer diameter of the Metal retainer ring is oversized.

No additional retention is necessary (bore length $\geq C$).

Compact Linear Bushings

Compact Linear Bushing, R0658 normal

Structural Design

- Ball retainer made of POM
- Without seals
- Internal/seperate seals
- Balls made of anti-friction bearing steel
- Hardened steel segmental load bearing plates
- Metal holding rings (from Shaft Ø 12 mm)

Compact - RT Type
With reduced radial clearance for applications requiring low-clearance operation with H7 bores.

Corrosion-resistant (anti-friction bearing steel to ISO 683-17 / EN 10088)

Structural Design

- Balls made of corrosion-resistant anti-friction bearing steel
- Corrosion-resistant steel segmental load bearing plates
- Corrosion-resistant steel retainer rings (from Shaft Ø 12 mm)



Shafts Ø 8 and 10

Shafts Ø d [mm]	Part numbers without seals			Mass [kg]
	Normal	RT	Corrosion-resistant	
8	R0658 008 00	R0658 062 00	R0658 008 30	0.011
10	R0658 010 00	R0658 061 00	R0658 010 30	0.014
12	R0658 012 00	R0658 051 00	R0658 012 30	0.016
14	R0658 014 00	R0658 058 00	R0658 014 30	0.018
16	R0658 016 00	R0658 052 00	R0658 016 30	0.025
20	R0658 020 00	R0658 053 00	R0658 020 30	0.028
25	R0658 025 00	R0658 054 00	R0658 025 30	0.058
30	R0658 030 00	R0658 055 00	R0658 030 30	0.080
40	R0658 040 00	R0658 056 00	R0658 040 30	0.140
50	R0658 050 00	R0658 057 00	R0658 050 30	0.170



Shaft Ø 12 to 50

Shaft Ø d [mm]	Part numbers with two seals			Mass [kg]
	Normal	RT	Corrosion-resistant	
8	R0658 208 40	R0658 262 40	R0658 208 30	0.011
10	R0658 210 40	R0658 261 40	R0658 210 30	0.014
12	R0658 212 40	R0658 251 40	R0658 212 30	0.016
14	R0658 214 40	R0658 258 40	R0658 214 30	0.018
16	R0658 216 40	R0658 252 40	R0658 216 30	0.025
20	R0658 220 40	R0658 253 40	R0658 220 30	0.028
25	R0658 225 40	R0658 254 40	R0658 225 30	0.058
30	R0658 230 40	R0658 255 40	R0658 230 30	0.080
40	R0658 240 40	R0658 256 40	R0658 240 30	0.140
50	R0658 250 40	R0658 257 40	R0658 250 30	0.170

With one seal: R0658 1.. 40 oder R0658 1.. 30.



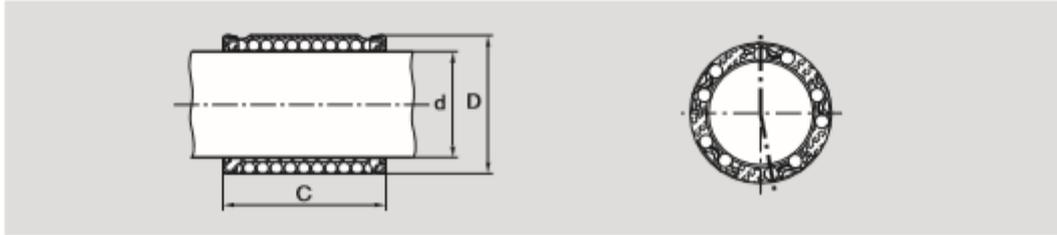
Seals

Shaft Ø d [mm]	Part Numbers Seals
12	R1331 812 10
16	R1331 816 10
20	R1331 820 10
25	R1331 825 10
30	R1331 830 10
40	R1331 840 10
50	R1331 850 10

The figures for dynamic load carrying capacity have been calculated assuming a nominal travel of 100,000 m.

For a nominal travel of 50,000 the "C" figures in the table must be multiplied by a factor of 1.26.

Dimensions



Dimensions [mm]			No. of Ball Circuits	Radial clearance[μm]				Shaft/Bore RT (reduced radial clearance) $h7/H7$	Load Capacities [N]						
$\varnothing d$	$D^{(1)}$	C ± 0.2		normal ²⁾			Corrosion-resistant ²⁾		Normal		Corrosion-resistant				
				$h7/f7$	$h7/JS7$	$h6/JS6$			dyn. C min	stat. C_0 max	dyn. C min	stat. C_0 max			
8	15	24	4	+29 +4	+20 -5	+13 -4	+9 -16	500	580	350	500	350	410	280	400
10	17	26	5	+29 +4	+20 -5	+13 -4	+9 -16	600	720	410	600	420	500	330	480
12	19	28	5	+37 +2	+26 -8	+19 -8	+13 -22	730	870	420	620	510	610	340	500
14	21	28	5	+37 +2	+26 -8	+19 -8	+13 -22	760	900	430	630	530	630	340	500
16	24	30	5	+37 +2	+26 -8	+19 -8	+13 -22	950	1120	500	730	660	780	400	580
20	28	30	6	+38 +2	+28 -9	+20 -9	+14 -22	1120	1410	610	900	780	990	480	720
25	35	40	6	+42 +2	+29 -10	+21 -10	+18 -22	2330	2930	1310	1950	1630	2050	1050	1560
30	40	50	6	+42 +2	+29 -10	+21 -10	+18 -22	3060	3250	1880	2790	2140	2700	1510	2230
40	52	60	6	+48 +2	+33 -13	+23 -12	+24 -22	5040	6380	3140	4650	3520	4470	2510	3720
50	62	70	6	+48 +2	+33 -13	+23 -12	+24 -22	5680	7180	3610	5350	3970	5030	2890	4280

¹⁾ Shafts $\varnothing 8$ and 10: The plastic sleeve is slightly oversized. For applications with vibrations i.e. higher acceleration, additional retention is necessary.

Shafts $\varnothing 12$ to 50: The outer diameter of the metal holding ring is slightly oversized.

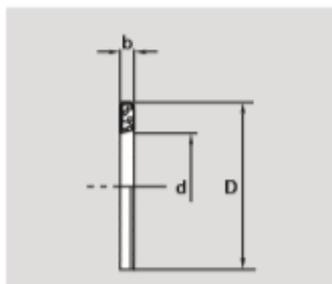
No special retention elements are necessary (housing bore length $\geq C$).

²⁾ Tolerance K7 or K6 permissible in light-metal alloy housing (slight preload possible).

Seals

Structural Design

- Metal case
- Seal made out of Elastomer



$\varnothing d$	Dimensions [mm]	
	$D^{(2)}$	b
12	19	3
16	24	3
20	28	4
25	35	4
30	40	4
40	52	5
50	62	5

²⁾ The outer diameter D has been manufactured with an oversize of approx. 0.1 mm. No additional retention required.

Catálogo 4:

Phone: 1-800-554-8466
Website: www.ball screws.com

Engineering Guidelines

Efficiency & Torque

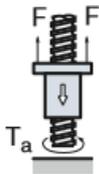
The ball screw assembly's performance in converting between linear motion and rotational torque is its efficiency, η . Efficiency depends primarily on geometrical data, though various operating influences can swing actual efficiency by $\pm 5\%$ from the calculated. As such,

to account for operational influences such as speed, temperature, lubricant, etc., approximately 5% of the theoretical efficiency should be deducted. Furthermore, if the ratio of load (F) to dynamic load rating (C_{am}) is below 0.5, then an additional reduction in relation to the load

factor is to be applied (see table below for f_L). The efficiency calculated on this basis applies for the ball screw including lubrication but without considering wipers or shaft support. If an improvement in efficiency is required, please contact our engineering department.

Efficiency: Rotary to Linear

The theoretical efficiency (η), when converting torque into linear motion is:



$$\eta = \frac{\tan \varphi}{\tan (\varphi + \rho^*)} \quad \text{with } \tan \varphi = \frac{P_{ho}}{d_o \times \pi}$$

Torque: Rotary to Linear

When converting torque into linear motion, the necessary drive torque is:



$$T_a = \frac{F \times P_{ho}}{2 \times \pi \times \eta_p}$$

For approximate torque based on 90% efficiency:

$$T_a = 0.177 \times F \times P_{ho}$$

Efficiency: Linear to Rotary

The theoretical efficiency (η'), when converting linear motion into torque is:



$$\eta' = \frac{\tan (\varphi + \rho^*)}{\tan \varphi} \quad \text{with } \tan \varphi = \frac{P_{ho}}{d_o \times \pi}$$

Torque: Linear to Rotary

When converting linear motion into torque, the resulting output torque is:



$$T_e = \frac{F \times P_{ho} \times \eta'_p}{2 \times \pi}$$

$$T_e = .143 \times F \times P_{ho}$$

Practical Efficiency

$$\eta_p = \eta \times .95 f_L$$

Parameters:

ρ^*	=	friction angle (0.23° for P-class tolerances, 0.34° for T-class tolerances)
φ	=	lead angle
P_{ho}, d_o	=	lead & diameter (see product specifications)
F	=	axial load
C _{am}	=	dynamic load rating
T _a	=	drive torque
T _e	=	output torque
f_L	=	adjusted to load factor
η, η'	=	theoretical efficiency

Load Adjustment Factors

$\frac{F}{C_{am}}$	Adjustment to load factor (f_L)
0.5	1.00
0.4	0.99
0.3	0.98
0.2	0.97
0.1	0.96

Catálogo 5:

Curva de torque dos motores Oriental Motor – Série AR46:

Speed – Torque Characteristics

AR46

