

# **Desenvolvimento de um sistema de acionamento elétrico aplicado a uma quinadora**

Trabalho realizado na ADIRA S.A.

*Bruno de Abreu Oliveira Martins*

## **Relatório de Dissertação do MIEM**

Orientador na FEUP: Professor Joaquim Oliveira Fonseca

Orientador na ADIRA: Engenheiro Rui César



**FEUP**

**Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto**  
**Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

Junho de 2012







*Aos meus Pais*



## Resumo

O presente relatório incide sobre um estudo de um acionamento elétrico aplicado a uma quinadora de baixa capacidade. O desenvolvimento deste projeto surgiu da necessidade da Adira em responder aos seus concorrentes na nova gama de quinadoras elétricas de pequena dimensão e capacidade.

Atualmente neste segmento, a empresa apresenta a sua quinadora hidráulica PA 2512, uma máquina com uma capacidade de 25 toneladas e comprimento máximo de quinagem de 1200 milímetros.

O novo sistema de acionamento para uma quinadora consiste num fuso de esferas, encarregue da conversão de um movimento de rotação, num movimento de translação. O movimento de rotação tem origem num servomotor, sendo transmitido por um sistema de polias e correia ao fuso de esferas e, por sua vez, ao avental móvel. O desenvolvimento deste novo sistema passou primeiro por uma fase de estudo de mercado, com vista a conhecer os produtos dos principais fabricantes e com os quais a nova quinadora irá concorrer. De seguida, foram estudados diversos conceitos de acionamento elétrico, tendo sido escolhido o conceito de transmissão de rotação ao parafuso, com a fêmea solidária ao avental móvel. Após a definição de conceitos e características técnicas da nova quinadora, realizaram-se diversos cálculos de dimensionamento dos vários componentes que integram o sistema.

Posteriormente, foi modelada uma solução construtiva com o objetivo de avaliar a integração do novo sistema de acionamento na estrutura da máquina. Foram também realizadas simulações de elementos finitos por intermédio de um programa informático para estudar as deformações sofridas pela mesma durante o processo de quinagem.

Por fim, realizou-se um estudo prévio dos custos do novo sistema de acionamento elétrico, em comparação com o sistema atual.



## **Servo-electric drive system applied to a press brake**

### **Abstract**

This report focuses on the development of an electrical drive system applied to a low-capacity press brake. This project arose from the need of ADIRA to respond to their competitors in the new range of small servo-electric press brakes. Currently in this segment, ADIRA presents his hydraulic press brake model PA 2512, a machine with a bending capacity of 25 tons and a maximum bending length of 1200 millimeters.

The new servo-drive system for this press brake consists of a ball screw, capable of converting rotational in linear movement. The rotational movement, originated from a servomotor, is transmitted by a pulley and belt system to the ball screw that drives the ram in the vertical plane.

The development of this new system first went through a phase of market research, in order to get to know the products from the main competitors and which ones the new press brake will compete with.

Subsequently, the various concepts of servo-electric ram drive system were studied, with the ball screw, pulley and belt system being chosen. After defining the concept and technical specifications of the new machine, several calculations were performed in order to choose the right components that comprise the system.

Later, a 3D concept of a constructive solution was created, to better study the overall assembly of the drive system, and its integration on the machine's frame. In this phase, also some finite element simulations were performed to study the behavior of the new prototype during the bending process.

Finally, a preliminary study of the costs involved in the new servo-drive system was performed, and compared with the current hydraulic system.



## **Agradecimentos**

Em primeiro lugar, agradeço a todo o pessoal da Adira S.A. pelo apoio prestado no decorrer do meu estágio e por todo o conhecimento partilhado, em especial ao meu orientador Eng. Rui César, principal seguidor deste projeto.

Agradeço também ao meu orientador na FEUP, o Prof. Joaquim Fonseca, pelo apoio, envolvimento e plena disponibilidade para partilhar comigo sugestões e oportunidades de melhoria para o projeto.

Aos meus familiares, principalmente aos meus pais. Hoje sou quem sou graças ao vosso esforço, dedicação, carinho e alguma paciência também...

Por fim, agradeço aos meus amigos, principalmente aos que hoje em dia são Engenheiros, pela presença constante e que muito contribuíram para a fantástica experiência que foram estes anos de curso.

A todos, o meu muito obrigado.



## Índice de Conteúdos

1. Introdução .....	1
1.1. Apresentação da empresa ADIRA S.A. ....	1
1.2. Objectivos do trabalho.....	3
1.3. Desenvolvimento na ADIRA.....	4
1.4. Temas abordados no presente relatório .....	5
2. Fundamentos de Quinagem.....	7
2.1. O Processo .....	7
3. Quinadora e tipos de acionamento .....	11
3.1. Tipos de acionamento.....	13
3.1.1. Quinadoras Mecânicas .....	13
3.1.2. Quinadoras Hidráulicas.....	13
3.1.3. Quinadoras Híbridas.....	14
3.1.4. Quinadoras Elétricas.....	14
3.1.4.1. Correias.....	15
3.1.4.2. Fuso de Esferas e Polia + Correia .....	15
3.1.4.3. Direct Drive .....	16
3.2. Concorrência.....	17
3.3. Quinadora Adira PA 2512 .....	18
4. Quinadora elétrica Adira .....	19
4.1. Dimensionamento do Fuso de Esferas .....	20
4.2. Sistema de Redução por Polias/Correia e Motor .....	27
4.3. Definição do suporte do sistema e escolha de rolamentos .....	36
4.4. Dimensionamento dos parafusos de amarração e da tampa inferior .....	40
4.5. Modelo Protótipo Elétrico .....	43
4.6. Análise Estrutural.....	45
4.6.1. Sapatas.....	45
4.6.2. Guias e Carros.....	46
4.6.3. Ligação Fêmea-Avental.....	46
4.6.4. Forças Aplicadas .....	47
4.6.5. Modelos de simulação .....	47
4.6.6. Resultados da Simulação .....	48
4.6.7. Modelo da caixa de suporte.....	50
4.6.8. Análise dos esforços no sistema de guiamento.....	51
5. Análise de custos do sistema de acionamento.....	53
6. Conclusões e Trabalhos Futuros .....	55
7. Referências e Bibliografia .....	57
ANEXO A: Tabela de quinagem.....	59
ANEXO B: Caraterísticas do Fuso Selecionado .....	61
ANEXO C: Caraterísticas da Drive Escolhida.....	63

ANEXO D: Características do motor escolhido.....	65
ANEXO E: Características das polias e correia Gates .....	67
ANEXO F: Características do carro das guias .....	69

## Índice de Figuras

Figura 1.1 - Instalações ADIRA no Porto .....	1
Figura 1.2 - Quinadora Hidráulica QH.....	1
Figura 1.3 - Quinadora Híbrida <i>GreenBender</i> .....	2
Figura 2.1 - Exemplos de quinagem .....	7
Figura 2.2 - Quinagem a Fundo.....	8
Figura 2.3 - Quinagem Livre .....	8
Figura 2.4 - Variáveis envolvidas no processo de quinagem no ar e relação entre as mesmas.....	9
Figura 3.1 - Célula Robotizada de quinagem <i>Trumpf TruBend</i> .....	11
Figura 3.2 – Componentes de uma quinadora (vista frontal).....	12
Figura 3.3 – Componentes de uma quinadora (vista traseira).....	12
Figura 3.4 - Esquema de funcionamento de um acionamento híbrido.....	14
Figura 3.5 - Sistema de Polias e correia patenteado pela <i>Safan</i> .....	15
Figura 3.6 – Parafuso rotativo (Coast One Cone).....	16
Figura 3.7 – Fêmea rotativa (Al Steel Series).....	16
Figura 3.8 - Sistema <i>Direct Drive</i> patenteado pela <i>Umbra</i> .....	16
Figura 3.9 - Quinadora PA 2512.....	18
Figura 3.10 - Sistema de guiagem e posição do cilindro atuais.....	18
Figura 4.1 - Gráficos representativos do ciclo de quinagem.....	21
Figura 4.2 - Fatores de correção para diferentes tipos de montagem .....	23
Figura 4.3 - Fatores de correção para diferentes montagens.....	25
Figura 4.4 - Diâmetros que constituem o fuso de esferas.....	25
Figura 4.5 - Introdução dos dados do motor.....	34
Figura 4.6 - Introdução de mais dados no programa: .....	34
Figura 4.7 - Relatório de resultados do programa.....	35
Figura 4.8 - Amarração do cilindro hidráulico .....	36
Figura 4.9 - Modelo de Fixação da caixa de suporte do parafuso .....	36
Figura 4.10 - Detalhe da caixa de suporte e esforços transmitidos .....	37
Figura 4.11 - Distâncias e esforços radiais nos rolamentos.....	38
Figura 4.12 - Resultados do cálculo da carga equivalente P .....	38
Figura 4.13 - Cálculo do tempo de vida do rolamento .....	39
Figura 4.14 – Ligações na caixa de suporte .....	40

Figura 4.15 - Vista geral do modelo .....	43
Figura 4.16 - Esboço da solução construtiva idealizada .....	44
Figura 4.17 - Restrições aplicadas às sapatas.....	45
Figura 4.18 a) e b) - Modelos do sistema de guiagem .....	46
Figura 4.19 - Condições de não penetração (a verde) aplicadas às guias e rótula.....	46
Figura 4.20 - Força distribuída .....	47
Figura 4.21 – Modelo atual.....	47
Figura 4.22 – Novo Modelo .....	47
Figura 4.23 a) e b) - Deslocamentos verticais do modelo atual e do modelo elétrico .....	48
Figura 4.24 a) e b) - Deslocamentos horizontais do modelo atual e do novo modelo.....	49
Figura 4.25 - Gráfico comparativo das deformadas dos aventais móveis.....	49
Figura 4.26 a) e b) - Condições de fronteira e esforços aplicados à caixa.....	50
Figura 4.27 a) e b) - Deslocamentos verticais e tensões na caixa de suporte .....	50
Figura 4.28 - Valores de tensão na ligação da caixa de suporte com a estrutura.....	51
Figura 4.29 - Esquema de esforços do carro .....	52

## Índice de Tabelas

Tabela 3.1 - Características dos principais concorrentes .....	17
Tabela 4.1 - Especificações técnicas do modelo atual e do protótipo.....	19
Tabela 4.2 - Cursos, Forças e Velocidades do protótipo .....	20
Tabela 4.3 - Ciclo de quinagem .....	20
Tabela 4.4 - Características do Fuso .....	22
Tabela 4.5 - Ciclo de quinagem hipotético.....	28
Tabela 4.6 – Caraterísticas da <i>drive</i> do motor .....	28
Tabela 4.7 - Caraterísticas motor EsaGV .....	28
Tabela 4.8 - Especificações das polias e razão de transmissão.....	29
Tabela 4.9 - Ciclo de quinagem complementado.....	31
Tabela 4.10 - Ciclo de quinagem completo.....	32
Tabela 4.11 - Comparação entre valores do sistema escolhido e os requisitos da aplicação .....	33
Tabela 4.12 - Dimensões da caixa de suporte, força aplicada e localização das linhas de parafusos .....	41
Tabela 4.13 – Esforços críticos obtidos no Cosmos e limites definidos pelo fabricante .....	52
Tabela 4.14 - Coeficientes de Segurança.....	52
Tabela 5.1 - Custos de montagem do circuito hidráulico .....	53
Tabela 5.2 - Custo de alguns componentes do acionamento elétrico.....	53



## Nomenclatura

### *Letras romanas ou caracteres romanos*

<b>Símbolo</b>	<b>Descrição</b>	<b>Unidade</b>
$a$	Distância entre o primeiro rolamento e a polia	mm
$a_f$	Aceleração do fuso	$m/s^2$
$a_m$	Aceleração do motor	$rad/s^2$
$b$	Distância entre rolamentos	mm
$C$	Coefficiente de Segurança	-
$C_0$	<i>Static Load Rating</i>	kN
$C_a$	<i>Dynamic Load Rating</i>	kN
$D_2$	Diâmetro de Raiz	mm
$D_n$	Diâmetro Nominal	mm
$D_{pw}$	Diâmetro do círculo de centros das esferas	mm
$E_{diss}$	Energia a dissipar	J
$F$	Força de quinagem	kN
$F_{ad}$	Força admissível à compressão	kN
$f_c$	Fator de correção	-
$F_k$	Resistência à Encurvadura	kN
$I$	Momento de Inércia	$mm^4$
$I_{med}$	Média de corrente por ciclo	A
$I_{Mot\ ac}$	Corrente do motor na aceleração	A
$I_{Mot\ ap/rec}$	Corrente do motor no avanço/recuo	A
$I_{Trav}$	Corrente de travagem	A
$I_P$	Momento de Inércia Polar	$mm^4$

$J_A$	Inércia do Avental	$\text{Kg.m}^2$
$J_c$	Inércia do Sistema de Correia	$\text{Kg.m}^2$
$J_{pf}$	Inércia da polia do fuso	$\text{Kg.m}^2$
$J_{pm}$	Inércia da polia do motor	$\text{Kg.m}^2$
$J_s$	Inércia do sistema	$\text{Kg.m}^2$
$J_T$	Inércia Total	$\text{Kg.m}^2$
$K_I$	Fator de Velocidade	-
$L_\theta$	Comprimento sujeito à torção	mm
$L_{10}$	Tempo de vida em revoluções	-
$L_{10h}$	Tempo de vida em horas	h
$L_S$	Distância entre suportes	mm
$l$	Comprimento da chapa a quinar	mm
$n_a$	Velocidade de Aproximação	mm/s
$n_{c1}$	Velocidade Máxima Permitida	rpm
$n_{c2}$	Velocidade Máxima (Velocidade Esferas < 5m/s)	rpm
$n_q$	Velocidade de Quinagem	mm/s
$p$	Passo do parafuso	mm
$P_A$	Peso do Avental Móvel	kN
$P_{diss}$	Potência a dissipar	W
$P_M$	Potência na fase de movimentação do avental	kW
$P_Q$	Potência na fase de quinagem	kW
$R_a$	Força radial no rolamento superior	N
$R_b$	Força radial no rolamento inferior	N
$r_i$	Raio Interior Mínimo	mm
$t$	Espessura da chapa a quinar	mm
$T_{au}$	Razão de Transmissão	-

$T_a$	Binário de aceleração	N.m
$T_M$	Binário de movimentação do Avental	N.m
$T_{Med}$	Média de binário por ciclo	N.m
$T_{M+Q}$	Binário (Pico) do sistema motor + <i>drive</i>	N.m
$T_Q$	Binário na Fase de Quinagem	N.m
$T_{Trav}$	Binário de travagem	N.m
$V$	Vê da matriz	mm
$v_a$	Velocidade angular do motor	rad/s
$y$	Valor de Penetração do Punção na Matriz	mm

### ***Letras gregas ou caracteres gregos***

<b>Símbolo</b>	<b>Descrição</b>	<b>Unidade</b>
$\alpha$	Ângulo de quinagem	°
$\eta$	Rendimento do sistema	%
$\varphi$	Ângulo do passo do parafuso	°
$\sigma_R$	Tensão de Rotura do Material	N/mm <sup>2</sup>

### ***Abreviaturas***

<b>Símbolo</b>	<b>Descrição</b>
<i>MEF</i>	Método dos Elementos Finitos
<i>C3D4</i>	Elemento de 4 Nós Tetraédrico
<i>CAD</i>	<i>Computer-aided Design</i>
<i>CNC</i>	Controlo numérico computadorizado



## 1. Introdução

### 1.1. Apresentação da empresa ADIRA S.A.

O presente trabalho foi realizado na Adira S.A., empresa que se dedica ao desenvolvimento, conceção, fabrico, produção e comercialização de máquinas ferramenta para corte e quinagem de chapa, possuindo a maior quota de mercado ibérico neste setor. O seu portefólio inclui quinadoras, guilhotinas e centros de corte a laser, assim como sistemas automáticos de carga, descarga e armazenamento de chapa.

As suas instalações situam-se na Rua António Bessa Leite na cidade do Porto, ocupando uma área de sensivelmente 10.000 m<sup>2</sup> pelos quais se encontram distribuídos os pavilhões de fabrico e montagem, um edifício para os gabinetes técnico e comercial e outro para o serviço financeiro.



Figura 1.1 - Instalações ADIRA no Porto

Fundada em 1956 por António Dias Ramos, a ADIRA começou por dedicar-se à produção de máquinas ferramenta tradicionais, tais como tornos fresadoras e máquinas de aplainar. Na década de 60 a empresa entrou no mercado de conformação de chapa com a sua primeira guilhotina de acionamento mecânico em 1961 e a quinadora ascendente do tipo QH em 1964, tornando-se a primeira empresa a nível nacional a fabricar máquinas ferramenta de acionamento hidráulico. Posteriormente, em 1968, lançou as primeiras guilhotinas hidráulicas de ângulo variável (GHV) e um ano depois, em 1969, as primeiras quinadoras descendentes com sincronismo electro-hidráulico (QIH).



Figura 1.2 - Quinadora Hidráulica QH

No decorrer dos anos 70, a Adira inovou com a apresentação da primeira quinadora hidráulica portuguesa com sincronismo eletrónico e comando numérico, desenvolvida em colaboração com a FEUP. Em 1994 foi o primeiro fabricante europeu a receber a certificação segundo a norma ISO 9000 e pioneiro mundial na certificação CE completa da sua gama de produtos.

Com a chegada do novo milénio veio a aposta no mercado de corte a laser, com a produção do seu primeiro centro de corte a laser (CCL) e a oferta de soluções robotizadas para manuseamento e armazenamento de chapa para quinadoras, criando células robotizadas de quinagem que dispensam a necessidade de operadores.



**Figura 1.3 - Quinadora Híbrida GreenBender**

Em 2010, fazendo jus ao lema da empresa “*inovação permanente*” foi lançada a *GreenBender*, uma quinadora de acionamento híbrido, desenhada segundo a diretiva Eco Design, sendo já reconhecida internacionalmente.

Pertencente ao grupo com o mesmo nome, que também engloba a Oxisol, que se encarrega da construção soldada, a Adira possui uma prestigiada carteira de clientes onde constam empresas e instituições como: Boeing, NASA, Bombardier, OGMA, Efacec, Lockheed, Alfa-

Laval, US Navy, Metalgalva, Siemens, Motorola, Thyssen, TAP, Air France, entre outras. Possui também uma vasta rede internacional de agentes, encontrando-se representada em cerca de 50 países.

## 1.2. Objectivos do trabalho

O principal objetivo de qualquer processo de quinagem é a obtenção de peças com elevada precisão, de forma rápida e segura. Os fabricantes de máquinas ferramenta têm mobilizado esforços no sentido de desenvolver produtos mais precisos, mas também mais fáceis de utilizar. A nova geração de quinadoras elétricas traduz os mais recentes desenvolvimentos nesse sentido.

Este projeto tem como principal objetivo a criação da primeira quinadora elétrica Adira, modelo que irá substituir a quinadora PA 2512, a mais pequena produzida pela empresa.

Atualmente a Adira luta para não perder terreno para os seus principais concorrentes, como por exemplo a *Trumpf* e *Safan*, pelo que este novo modelo servirá como resposta às novas gamas de quinadoras ecológicas de baixa capacidade recentemente introduzidas no mercado.

A solução idealizada consiste num sistema semelhante ao já apresentado por vários concorrentes: o acionamento elétrico do órgão móvel, por intermédio de um fuso de esferas, acionado por um servomotor através de um sistema de redução por polias e correia. A utilização deste sistema permite que os níveis de manutenção e consumo de energia sejam mais baixos, mantendo ou até melhorando as características de funcionamento da máquina atual.

Analogamente procedeu-se também à modelação de uma solução construtiva de implementação do novo sistema de acionamento na estrutura da máquina atual, tendo-se recorrido a várias simulações de elementos finitos a fim de avaliar o impacto das alterações no comportamento da mesma, assim como em alguns componentes originários do modelo hidráulico que transitaram para a nova solução construtiva.

Foram também tomadas algumas considerações económicas, nomeadamente a comparação do custo dos principais componentes que integram o novo sistema de acionamento, com o sistema hidráulico atual.

### 1.3. Desenvolvimento na ADIRA

A execução deste projeto só foi possível após uma primeira fase de ambientação à empresa e às suas metodologias de trabalho, assim como às ferramentas informáticas utilizadas.

Em paralelo com esta primeira fase, foram analisadas soluções implementadas e patenteadas que abordem o conceito de acionamento elétrico de quinadoras, por forma a evitar problemas futuros de eventuais homologações que possam ser levadas a cabo.

Foi também realizado um estudo de mercado para conhecer os produtos da concorrência, assim como um levantamento das principais características do modelo atual, a quinadora hidráulica PA 2512. Para uma melhor compreensão das variáveis envolvidas na quinagem, este processo de conformação de chapa foi também alvo de estudo. Esta pesquisa inicial teve uma base não só literária, mas também informação disponível em sites de fabricantes concorrentes.

De seguida, efetuaram-se vários cálculos de dimensionamento dos diferentes componentes que constituem o sistema de acionamento. Para tal, recorreu-se a catálogos com informação técnica e a contactos com os vários fabricantes envolvidos, assim como folhas de cálculo de Excel.

Paralelamente foi criado um modelo tridimensional da estrutura da quinadora elétrica através do programa de modelação 3D *SolidEdge V20*. A otimização deste modelo foi levada a cabo por via de várias análises ao seu comportamento durante o processo de quinagem. Estas análises estruturais foram realizadas através do programa de simulação *Cosmos DesignStar 2007* que tem como base de funcionamento o método de elementos finitos (MEF).

Sendo assim, grande parte do tempo foi despendido entre cálculos de dimensionamento, modelação 3D e análise estrutural, tentando assimilar e conjugar as várias variáveis em jogo com vista ao cumprimento dos objetivos propostos.

#### **1.4. Temas abordados no presente relatório**

O presente relatório encontra-se dividido em 6 capítulos. O primeiro consiste numa apresentação da empresa onde o projeto foi realizado, do conceito estudado e do âmbito em que o mesmo se insere.

O segundo capítulo aborda os fundamentos da tecnologia de quinagem, essenciais para a compreensão do trabalho realizado.

O terceiro capítulo debruça-se sobre o tipo de máquinas em estudo, as quinadoras e os seus principais sistemas de acionamento, sendo também apresentado um estudo de mercado de produtos concorrentes.

No quarto capítulo é apresentado o sistema de acionamento idealizado, assim como todos os cálculos de dimensionamento realizados. Neste capítulo encontram-se também algumas considerações sobre as simulações numéricas do modelo da nova estrutura desenvolvida e, por comparação, da estrutura atual.

No quinto capítulo é realizado um estudo preliminar dos custos estimados para a nova solução de acionamento em comparação com os custos do acionamento hidráulico da máquina atual.

O sexto e último capítulo aborda as conclusões retiradas deste trabalho, bem como perspectivas de trabalhos futuros.



## 2. Fundamentos de Quinagem

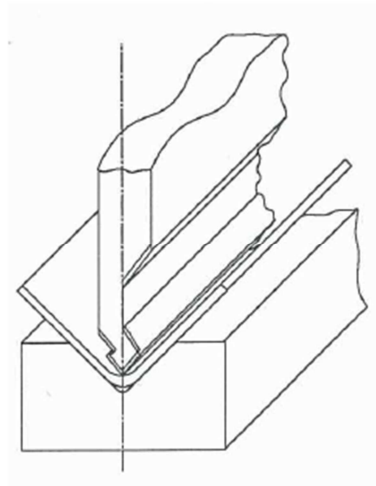
### 2.1. O Processo

A quinagem não é mais que um processo de deformação elasto-plástica aplicado a uma viga retilínea [Bessa Pacheco 1992]. Apesar da sua simplicidade, inúmeros exemplos de aplicação do mesmo podem ser encontrados em várias indústrias, tais como aeronáutica, aeroespacial e militar, automóvel, eletrônica, entre outras.



Figura 2.1 - Exemplos de quinagem

Este processo consiste na obtenção de uma dobra linear por intermédio da penetração de uma ferramenta, denominada punção, numa matriz aberta na forma de “vê” (V) e pode ser executado de duas formas, Quinagem Livre (no ar) ou Quinagem Forçada (a fundo). Após a quinagem, a peça sofre o denominado retorno elástico, comportamento que altera o valor do ângulo de quinagem pretendido. Para compensar esta variação, realiza-se uma sobre penetração do punção para valores superiores aos exigidos pelo ângulo pretendido.



**Figura 2.2 - Quinagem a Fundo**

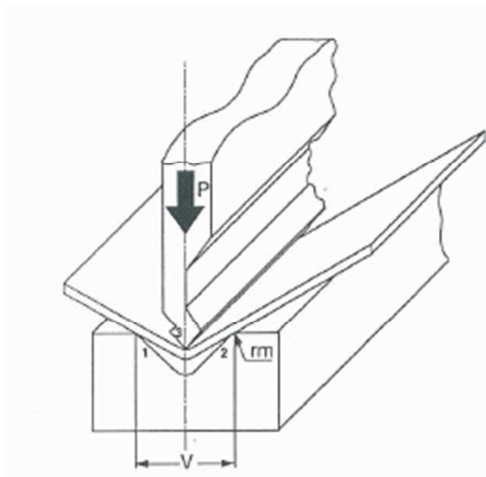
Na quinagem a fundo, o punção esmaga a chapa contra a matriz, sendo a mesma “forçada” a moldar-se ao contorno das ferramentas devido aos grandes esforços envolvidos. Este processo possui as seguintes vantagens:

- Precisão superior, permitindo a obtenção de raios interiores mais apertados, ou seja, de dobras mais vincadas.
- Retorno elástico reduzido devido ao efeito de esmagamento que a chapa sofre.
- Melhor repetibilidade do ângulo de quinagem. É mais fácil obter o mesmo ângulo em quinagens sucessivas.

Porém, este processo apresenta algumas desvantagens que são enumeradas de seguida:

- Necessita de forças 3 a 5 vezes superiores às requeridas pela quinagem livre, sendo por isso mais utilizada para quinagem de chapas de menor espessura.
- Requer um par de ferramentas (punção-matriz) para cada operação.
- Provoca um maior desgaste nas ferramentas.

Na quinagem livre apenas se utiliza o efeito de flexão plástica simples [Bessa Pacheco, 1992], a chapa apenas possui 3 linhas de contacto com as ferramentas: duas na matriz e uma no punção.

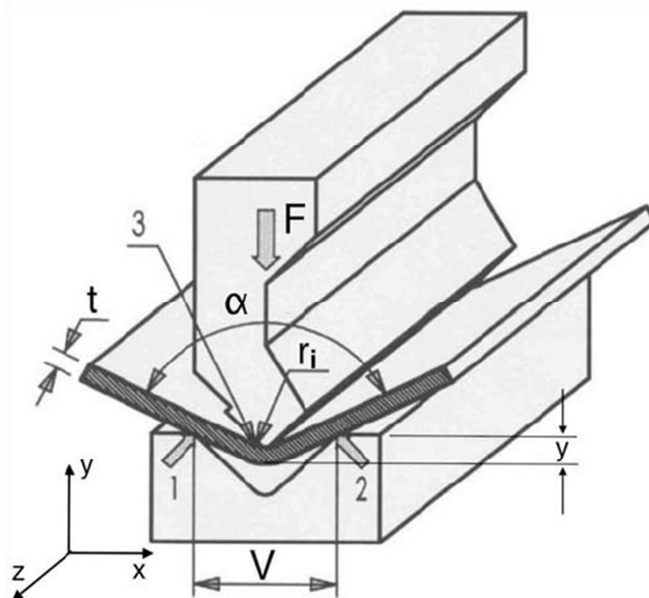


**Figura 2.3 - Quinagem Livre**

Como vantagens da utilização deste método destacam-se as seguintes:

- Requer uma força mais baixa, permitindo a utilização de máquinas de menor capacidade para a execução dos trabalhos.
- O desgaste provocado nas ferramentas também é menor devido às baixas pressões de contacto.
- O mesmo par de ferramentas pode ser utilizado na obtenção de vários ângulos, reduzindo não só os custos com a aquisição das mesmas, mas também o tempo de preparação da máquina para a operação.
- As pressões de contacto mais baixas associadas a este processo, traduzem-se numa maior longevidade das ferramentas.

Um fator menos positivo deste método é a sua limitada precisão, condicionada pela precisão da máquina e pela sua repetibilidade e também pela qualidade das ferramentas utilizadas. O efeito do retorno elástico é também um aspeto a ter em conta na quinagem livre.



**Figura 2.4 - Variáveis envolvidas no processo de quinagem no ar e relação entre as mesmas**

Na quinagem livre, o valor do ângulo de quinagem  $\alpha$  depende do comprimento do “vê”  $V$ , e do valor de penetração  $y$  do punção na matriz. Define-se raio interior mínimo ( $r_i$ ) como sendo aquele para o qual surgem fissuras na superfície da chapa. Para evitar este fenómeno, torna-se necessário definir este parâmetro através da seguinte expressão:

$$r_i \geq \frac{V}{6.4} \quad (2.1)$$

Para o cálculo da força necessária para a quinagem de uma peça é utilizada a seguinte expressão:

$$F = k * \frac{\sigma_R \times t^2 \times l}{V} \quad (2.2)$$

Onde o parâmetro  $k$  é dado por:

$$k = 1 + 4 * \frac{t}{V} \quad (2.3)$$

A escolha do  $V$  da matriz adequado é ditada pelas seguintes expressões:

- Se  $t \leq 10 \text{ mm}$  :

$$V = 8 \times t \quad (2.4)$$

- Se  $t \geq 12 \text{ mm}$  :

$$V = 10 \times t \quad (2.5)$$

É comum o recurso a tabelas de quinagem (Anexo A) para a determinação da força de quinagem requerida por metro e para a escolha do “ $V$ ” mais conveniente. Estas tabelas são elaboradas pelo fabricante da máquina, para quinagem de chapas de aço macio, com uma tensão de rotura nominal  $\sigma_R$  de valor compreendido entre 40 e 45 daN/mm<sup>2</sup>, mas como, por norma, o valor da tensão real é superior a este intervalo, muitas vezes os cálculos tomam como valor de segurança 50 daN/mm<sup>2</sup>.

Os valores dos “ $V$ s” aconselhados estão representados a amarelo carregado. Se, por ventura, este valor não puder ser utilizado, porque as abas mínimas são muito reduzidas, ou em quinagens muito vincadas, até mesmo por falta de ferramentas, ou capacidade insuficiente da máquina, deve-se escolher um valor de “ $V$ ” adjacente ao aconselhado.

### 3. Quinadora e tipos de acionamento

Quinadora é o nome pelo qual se designa a máquina utilizada na quinagem de chapa. Trata-se de um tipo de prensa, geralmente de acionamento hidráulico, especialmente desenhada e equipada com ferramentas para a execução deste processo.

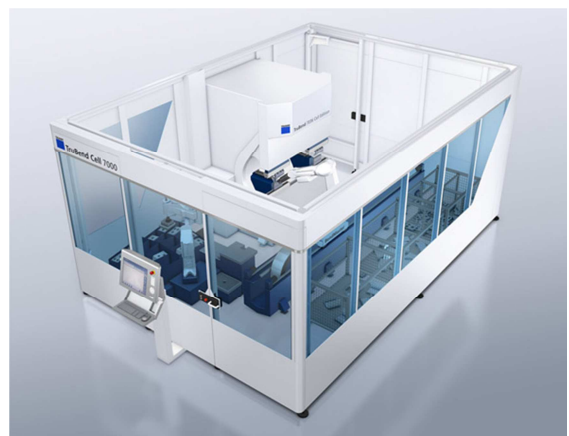
Com a introdução dos comandos numéricos computadorizados, no fim dos anos 70, e a evolução dos sistemas hidráulicos de acionamento, este tipo de máquinas ferramenta tornou-se mais simples em termos de conceção e operação. Atualmente, a utilização de codificadores lineares em conjunto com válvulas hidráulicas proporcionais controlados por controlos numéricos evoluídos, permitem a obtenção de bons valores de sincronismo e repetibilidade na paragem do avental móvel, melhorando a precisão da máquina.

Os comandos numéricos computadorizados (CNC) atuais, além de assegurarem o controlo do movimento do órgão móvel e dos esbarros, calculam também diversas variáveis relacionadas com o processo de quinagem, tais como profundidade de quinagem com vista à obtenção do ângulo pretendido, em função das ferramentas utilizadas, a sequência de quinagem para a peça pretendida, velocidades do avental durante o processo, entre outros.

Estes fatores contribuíram para que as quinadoras se transformassem em máquinas extremamente precisas e flexíveis e ao mesmo tempo, mais amigas do utilizador.

Em termos de segurança, com a introdução de normas europeias relativas à segurança de máquinas, as quinadoras passaram a contar com os mais variados sistemas de segurança. A juntar às já tradicionais guardas laterais físicas de segurança, conta-se agora a utilização de barreiras por feixe laser, que detetam a presença de pessoas em potenciais zonas perigosas da máquina durante o seu funcionamento.

Recentemente têm-se desenvolvido vários sistemas auxiliares com vista ao aumento de produtividade deste tipo de máquinas. Sistemas de esbarro com múltiplos eixos, sistemas de acompanhamento de quinagem por robots e células robotizadas de quinagem encontram-se entre os mais populares.



**Figura 3.1 - Célula Robotizada de quinagem  
*Trumf TruBend***

Nas seguintes figuras são apresentados os principais constituintes de uma quinadora:

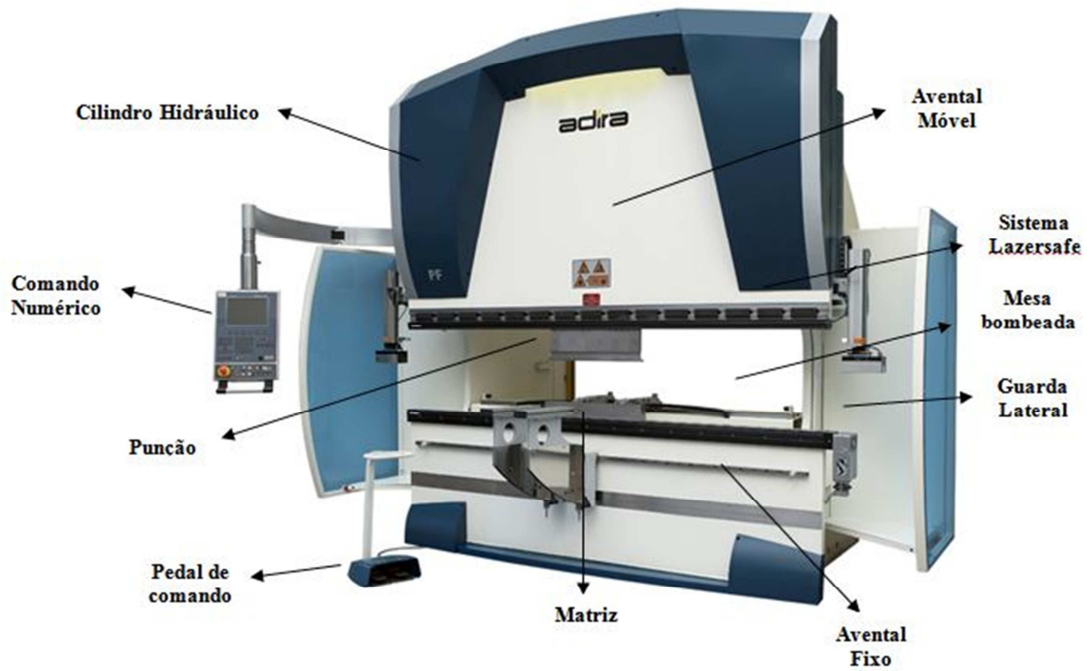


Figura 3.2 – Componentes de uma quinadora (vista frontal)

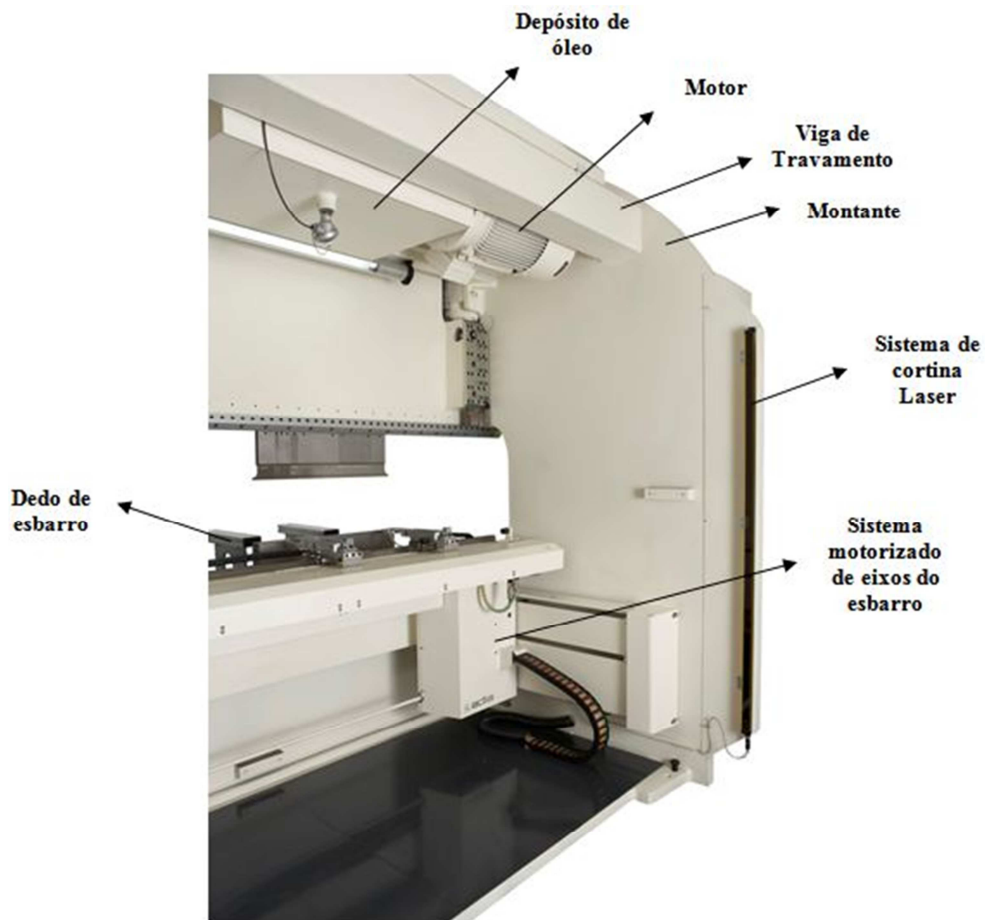


Figura 3.3 – Componentes de uma quinadora (vista traseira)

### **3.1. Tipos de acionamento**

As quinadoras possuem vários tipos de acionamento: mecânico, hidráulico, e mais recentemente, híbrido (servo-hidráulico) e servo-elétrico.

#### **3.1.1. Quinadoras Mecânicas**

As primeiras máquinas possuíam acionamento mecânico. Neste tipo de acionamento, a potência efetiva é assegurada pela energia cinética acumulada no volante de inércia e pela potência de acionamento daquele [Bessa Pacheco, 1992]. Por meio de uma embraiagem, o movimento do volante é transmitido ao redutor de engrenagens, que por sua vez, se encontra ligado a um sistema de biela-manivela que transmite ao avental móvel um movimento alternado. O avental encontra-se guiado à estrutura por forma a assegurar um movimento linear do mesmo.

As quinadoras mecânicas, devido ao aproveitamento da energia cinética do volante, são capazes de atingir elevadas cadências comparativamente à sua potência instalada. O curso destas máquinas é curto e não é passível de ajuste, impedindo alguns tipos de quinagem profunda, devido à dificuldade de extração da peça final. Com o avanço nos sistemas de acionamento hidráulico, as quinadoras mecânicas, foram sendo substituídas pelas mais modernas de acionamento hidráulico.

#### **3.1.2. Quinadoras Hidráulicas**

Este tipo de máquinas é o mais utilizado atualmente. O seu acionamento, como o título indica, é do tipo hidráulico, no qual o avental é movimentado por meio de um ou vários cilindros hidráulicos. Durante o movimento de aproximação do avental, o peso do mesmo força o óleo a deslocar-se para a câmara superior do cilindro hidráulico. Esta velocidade de aproximação é regulada pelo diâmetro das mangueiras que constituem o sistema. Válvulas maiores, assim como mangueiras de maior diâmetro permitem que o avental sugue mais óleo durante a descida, aumentando assim a sua velocidade de aproximação. Para a passagem à velocidade de quinagem, uma válvula restringe a passagem de óleo à saída da bomba, abrandando assim o movimento do avental. A precisão deste sistema hidráulico está dependente da rapidez e da precisão de resposta das válvulas que controlam o mesmo.

O curso destas máquinas pode ser elevado e o ajuste dos pontos mortos superiores e inferiores, assim como de mudança de velocidade (ex. passagem da fase de aproximação para a velocidade de trabalho) é facilmente ajustável. O valor da capacidade máxima do equipamento é também passível de ajustes simples, estando este valor disponível em qualquer ponto do curso.

O acionamento hidráulico permite também a instalação de um comando sensível que comanda os movimentos de subida e descida do avental, que são interrompidos sempre que o operador solta os comandos, tornando este tipo de máquinas mais seguras do ponto de vista da sua utilização.

### 3.1.3. Quinadoras Híbridas

Os sistemas híbridos de acionamento para quinadoras começaram a ser desenvolvidos no fim dos anos 90, sendo os primeiros produtos deste género introduzidos no mercado em meados da década passada.

Neste sistema, um servomotor está ligado, por meio de um veio, a uma bomba hidráulica de pistão axial, imersa no tanque de óleo. A pressão hidráulica originada pela bomba imprime movimento ao avental. Como o motor controla diretamente a bomba hidráulica, qualquer alteração na velocidade e sentido de rotação do motor é acompanhada por uma mudança na velocidade ou sentido da bomba.

Quando o operador prime o pedal, o servomotor AC é acionado a uma certa velocidade de rotação, previamente programada no controlador do mesmo. Um sistema de medição de régua linear indica ao controlador do servomotor a posição do avental em cada instante do movimento. Quando o avental atinge o ponto de mudança de velocidade, a régua linear envia um sinal para o controlador que, por sua vez, altera a velocidade de rotação do motor, alternado assim a velocidade de aproximação do avental em velocidade de quinagem. A pressão hidráulica sobe quando a ferramenta entra em contacto com a chapa e só neste instante é que o controlador aumenta a corrente fornecida ao motor.

A ausência de válvulas, assim como a ligação direta do servomotor à bomba e o feedback fornecido pelas réguas lineares ao controlador, permite que este sistema possua um grau de exatidão superior, em termos de posicionamento do avental. A quantidade de óleo utilizada é cerca de metade da necessária por um sistema hidráulico convencional.

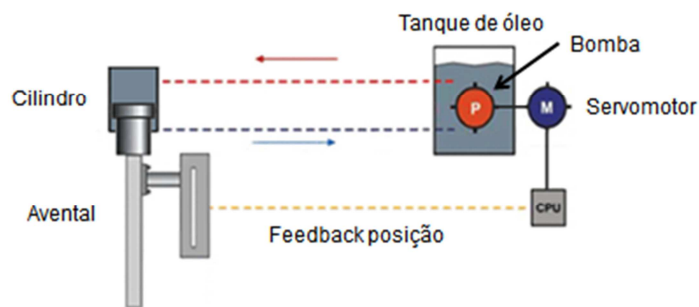


Figura 3.4 - Esquema de funcionamento de um acionamento híbrido

### 3.1.4. Quinadoras Eléctricas

O acionamento elétrico aplicado a quinadoras é um conceito relativamente recente, as primeiras patentes deste tipo de sistemas datam da década de 90. Este tipo de máquinas surge como resposta dos fabricantes às crescentes preocupações relativamente ao meio ambiente e ao consumo de energia, razão pela qual muitos as apelidam de ecológicas, ou verdes. Vários tipos de quinadoras eléctricas têm sido introduzidas no mercado, incluindo as de acionamento por fuso de esferas, por um sistema de correia e polias ou mais recentemente por sistema *direct drive*. Neste tipo de acionamento, o sistema só consome energia quando o avental se movimenta, pelo que o consumo em vazio, correspondente a grande parte do tempo de ciclo, é

bastante reduzido face a um sistema hidráulico convencional. A ausência de óleo é também um fator positivo do ponto de vista ambiental. O nível de manutenção destes sistemas é inferior, quando comparada à de um sistema hidráulico. O controlo das velocidades e da força disponível é também mais simples no caso do acionamento elétrico. O comando CNC atua direta e automaticamente no servomotor, em tempo real e em qualquer ponto do curso do avental, num modo de controlo semelhante ao existente nos sistemas híbridos.

De seguida, são apresentados os três principais sistemas de acionamento elétrico em uso.

#### 3.1.4.1. Correias

Este sistema, constituído por um conjunto de polias e por uma correia, acionadas por dois servomotores, movimenta verticalmente o avental, sendo o retorno ao ponto morto superior auxiliado por molas. A distribuição uniforme das correias ao longo do comprimento da máquina, permite que a força exercida pelo órgão móvel à peça a quinar seja também ela uniforme. Este sistema encontra-se patenteado pela empresa *Safan* desde 1991.

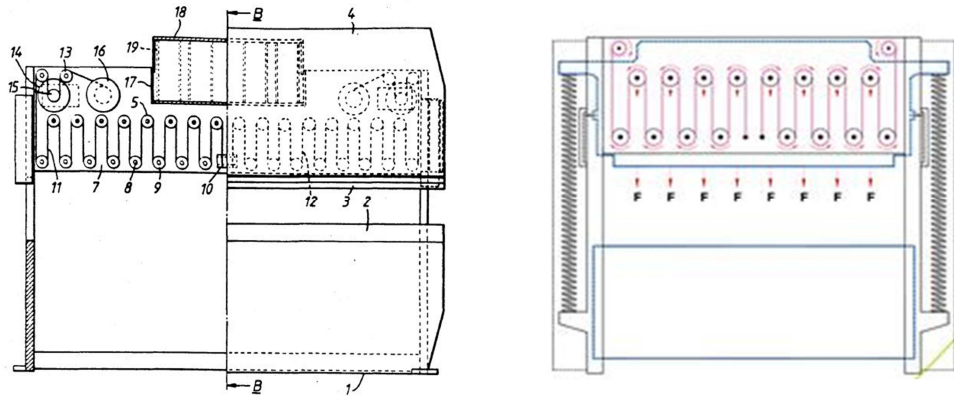


Figura 3.5 - Sistema de Polias e correia patenteado pela *Safan*

(Patente US 5012729)

#### 3.1.4.2. Fuso de Esferas e Polia + Correia

Este tipo de acionamento elétrico é o mais utilizado em quinadoras elétricas. Consiste num conjunto de fuso de esferas acionado por um servomotor, por intermédio de um sistema de polia e correia. O fuso de esferas é responsável pela conversão do movimento angular transmitido pelo motor em movimento linear. O sistema de polia e correia tem como função a transmissão de movimento do motor para o fuso, assim como da multiplicação de binário fornecido pelo servomotor, por meio de uma relação de redução de velocidade. O movimento de rotação do motor pode ser transmitido à fêmea (fêmea rotativa) ou ao parafuso (fuso rotativo).

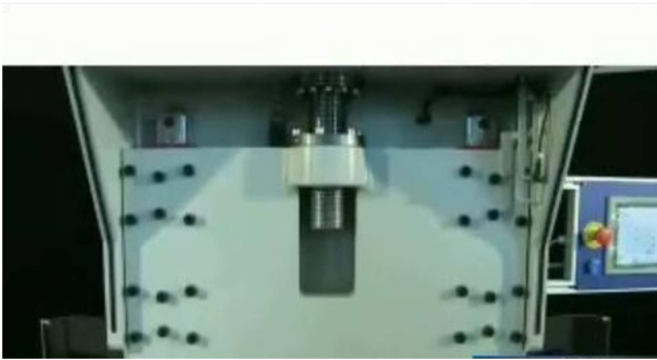


Figura 3.6 – Parafuso rotativo (Coast One Cone)

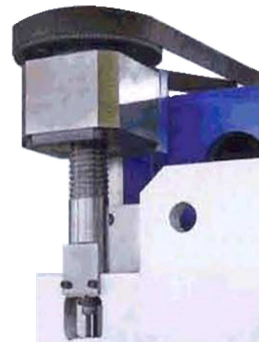


Figura 3.7 – Fêmea rotativa (AI Steel Series)

### 3.1.4.3. Direct Drive

O mais recente sistema de acionamento elétrico, denominado *direct drive*, é uma fusão dos constituintes do sistema de fuso + polia e correia apresentado anteriormente. Consiste num servomotor com um fuso de esferas incorporado no rotor, dispensando o recurso a um sistema de transmissão de polias e correia, trazendo vantagens a nível de precisão e simplicidade no desenho da máquina. Como desvantagens temos o custo superior do acionamento e a sua baixa capacidade, atualmente este sistema apenas é utilizado em máquinas de pequena dimensão. O fabricante de fusos *Umbra* patenteou, em 2011, um sistema deste tipo representado na Figura 3.8.

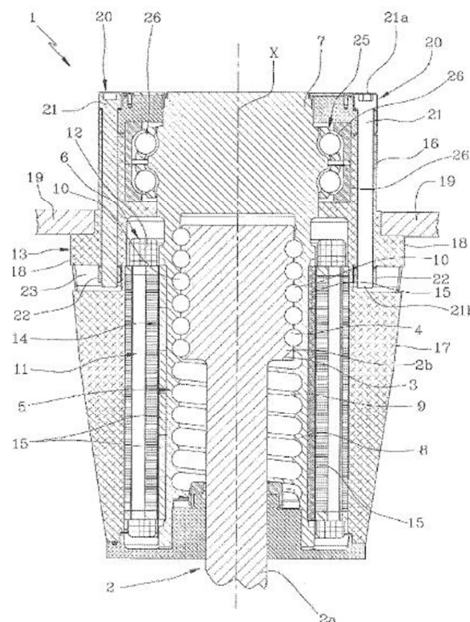


Figura 3.8 - Sistema *Direct Drive* patenteado pela Umbra  
(Patente US20110162923)

### 3.2. Concorrência

Neste projeto, uma das principais etapas foi a realização de um estudo de mercado, com o objetivo de conhecer as soluções de empresas concorrentes. Este estudo foi desenvolvido mediante consulta a várias páginas de fabricantes, assim como consulta de catálogos. De seguida, apresenta-se uma tabela resumo das principais características das máquinas concorrentes, ordenadas por ordem crescente de capacidade de quinagem, inseridas no segmento-alvo do novo protótipo da Adira.

A maioria dos fabricantes recorre ao sistema de fuso de esferas e redução por polias e correia, sendo que a *Safan* utiliza o seu sistema de polias e correia patenteado. A *Trumpf* optou pelo sistema *direct drive* para o acionamento da sua *Trubend 7036*.

Modelo	Aizawa AVP-206	Coast One Cone 900	Safan E-brake 25-1250	Komatsu PAS	Toyokoki APB 3613W	Trumpf Trubend 7036	Mitsubishi BB 4013	STR Verde 1250-40	Mecos Elektra
Capacidade (Ton)	20	22	25	35	36	36	36	40	40
Comprimento (mm)	600	868	1250	1250	1300	1020	1260	1250	1250
Curso Máximo (mm)	155	150	300	100	100	120	150	230	100
Vel. Aproximação (mm/s)	150	100	180	100	100	220	100	240	160
Vel. Quinagem (mm/s)	10	10	20	15	20	25	20	10	30
Motor (kW)	7.5	5.5	2 x 7	2 x 4	2 x 6	4,8	12	18	8
Peso aproximado (kg)	1900	2100	3250	3000	3000	2600	3500	4200	3300

Tabela 3.1 - Características dos principais concorrentes

### 3.3. Quinadora Adira PA 2512



**Figura 3.9 - Quinadora PA 2512**

**(Retirado do catálogo ADIRA)**

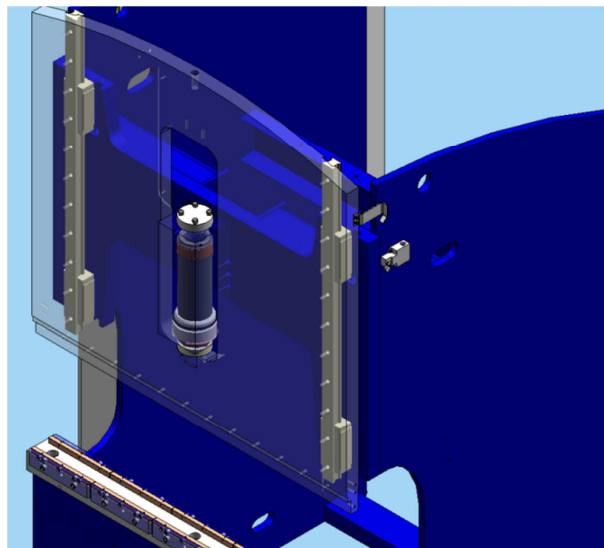
A máquina que serviu de base para este novo projeto designa-se PA 2512. Com uma capacidade máxima de 25 toneladas e comprimento de quinagem de 1200 milímetros, é a máquina mais pequena que a Adira produz atualmente.

Este modelo foi o escolhido devido à sua simplicidade de conceção e porque é o mais aproximado do segmento de concorrentes apresentados na Tabela 3.1.

Devido ao seu reduzido tamanho e capacidade, em relação ao restante portefólio, esta quinadora possui algumas particularidades descritas de seguida.

O seu acionamento, tal como todas as máquinas Adira atuais, é hidráulico, mas por intermédio de apenas um cilindro instalado ao centro da estrutura, em vez de dois (um em cada montante). O guiamento do avental móvel é assegurado por meio de um sistema de guias e carros. Tanto os carros de guiamento, como o cilindro estão fixos a uma viga frontal, denominada viga de interligação.

Como se pode observar também na Figura 3.10 o avental móvel possui um rasgo central na zona de instalação do cilindro, tornando possível a sua movimentação em torno do mesmo.



**Figura 3.10 - Sistema de guiagem e posição do cilindro atuais**

#### 4. Quinadora elétrica Adira

Posteriormente à análise do modelo hidráulico atual, começou-se por estudar a aplicabilidade dos vários conceitos de acionamentos elétricos existentes. De entre os vários tipos analisados anteriormente, a escolha recaiu no conceito de fuso de esferas acionado por servomotor e redução por sistema de polias e correia, devido à sua aparente facilidade de dimensionamento e flexibilidade de adaptação. O fato de não ter sido encontrada nenhuma patente relativa a este tipo de acionamento também pesou na decisão. Relativamente à estrutura da máquina, a opção foi a de manter o mais possível a conceção anterior, a criação de uma estrutura totalmente nova não seria viável, tendo em conta o tempo limitado deste projeto. Optou-se também por uma abordagem semelhante à *Coast One* (Figura 3.6), ou seja, a transmissão do movimento de rotação do motor ao parafuso, com a fêmea solidária ao avental móvel.

Foram também definidas as principais especificações técnicas do novo modelo, que se apresentam de seguida, em comparação com as da máquina atual.

Modelo	PA 2512	PA 2512 Elétrica
Capacidade (Ton)	25	25
Comprimento de quinagem (mm)	1200	1200
Distância entre Montantes (mm)	1250	1250
Curso Máximo (mm)	160	200
Cava (mm)	320	320
Abertura sem Ferramentas (mm)	400	400
Vel. Aproximação (mm/s)	150	150
Vel. Quinagem (mm/s)	10	10
Vel. Retorno (mm/s)	105	150

Tabela 4.1 - Especificações técnicas do modelo atual e do protótipo

Sendo assim, após esta tomada de decisões, partiu-se para o projeto do sistema propriamente dito, que se encontra descrito nos próximos subcapítulos.

#### 4.1. Dimensionamento do Fuso de Esferas

Em primeiro lugar, foram realizados os cálculos de dimensionamento do fuso de esferas, responsável pela conversão de movimento angular em linear.

Para tal, recorreu-se a catálogos de fornecedores de fusos, onde é possível encontrar as sequências de cálculo necessárias para o dimensionamento do sistema. Apesar de várias sequências de cálculo de diferentes fabricantes terem sido utilizadas, apenas serão apresentados os cálculos da solução final escolhida, correspondente ao fabricante de fusos *Korta*.

Antes de se proceder à sequência de cálculo propriamente dita, é necessário definir algumas variáveis relacionadas com o funcionamento da máquina, tais como forças, velocidades envolvidas e cursos.

Força máxima ( $F_Q$ )	250	[kN]
Peso avental ( $P_A$ )	10	[kN]
Curso do avental	200	mm
Velocidade descida/subida	150	[mm/s]
Velocidade quinagem	10	[mm/s]

Tabela 4.2 - Cursos, Forças e Velocidades do protótipo

Foi também necessário definir um ciclo de quinagem hipotético para conhecer os tempos de ciclo. A carga de 10 kN corresponde ao peso do avental já com porta punções e ferramentas, sendo que os 250 kN correspondem à operação de quinagem propriamente dita.

A taxa de serviço corresponde à percentagem de tempo de ciclo na qual o processo de quinagem é realizado, ou seja, o tempo que a máquina demora efetivamente a dobrar uma chapa. No processo de quinagem este valor anda por volta dos 30%, mas para este caso, foi definido um valor superior, 50%, visto esta ser uma máquina para quinagem de peças pequenas, onde existe uma maior facilidade de manipulação das mesmas, tornando o intervalo entre ciclos mais curto.

	Tempo [s]	Curso [mm]	Velocidade [mm/s]	Carga [kN]
Espera	1	-	-	-
Movimento de descida	1,2	185	150	10
Quinagem	2,5	15	10	250
Espera	1	-	-	-
Movimento de subida	1,3	200	150	10
Espera	1	-	-	-
Tempo de ciclo	8			
Taxa de Serviço	50%			

Tabela 4.3 - Ciclo de quinagem

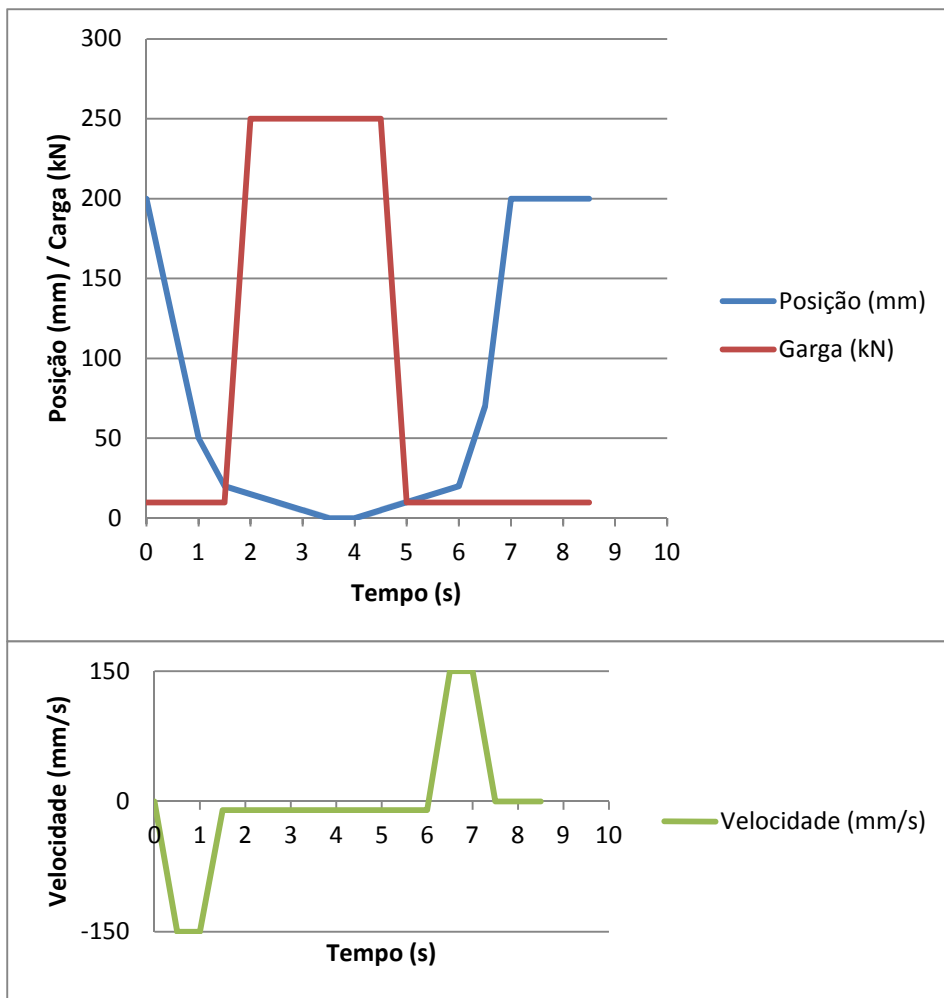


Figura 4.1 - Gráficos representativos do ciclo de quinagem

Para melhor interpretação dos dados compreendidos na Tabela 4.3, apresentam-se acima dois gráficos ilustrativos da posição e velocidade do avental móvel, assim como da carga aplicada, ao longo do ciclo de quinagem.

Foi também necessário estabelecer um tempo de vida útil para o fuso, em horas, que irá servir como orientação para os valores obtidos nos cálculos de dimensionamento. Sendo assim, foi estabelecido como valor mínimo de tempo de vida útil as 30000 horas, correspondente a 15 anos, assumindo turnos de 8 horas por dia, a uma média de 250 dias úteis por ano e com uma taxa de serviço de 50%. Para converter este valor em ciclos de quinagem, utilizou-se a seguinte expressão:

$$\frac{30000 \times 50\% \times 3600}{8} = 6,75 \times 10^6 \text{ quinagens} \quad (4.1)$$

Definidas estas variáveis procedeu-se então à sequência de cálculo descrita pelo fabricante. Começou-se por analisar a oferta de fusos existente para cargas elevadas, em termos de tamanhos e capacidades de carga (Anexo A), começando pelo primeiro modelo que apresenta as seguintes características:

Fuso Korta		
Passo (p)	20	mm
Diâmetro Nominal (dn)	63	mm
Diâmetro de raiz (d <sub>2</sub> )	50	mm
Dynamic Load Rating (C)	445	kN
Static Load Rating (C <sub>0</sub> )	1055	kN
Comprimento da Fêmea	230	mm
Distância entre Suportes (L)	470	mm
Diâmetro das esferas	15,88	mm

Tabela 4.4 - Características do Fuso

Conhecendo o valor do passo do parafuso e das velocidades lineares do avental, através das seguintes expressões foi possível chegar ao valor de rotações do parafuso durante as fases de aproximação/recuo e quinagem:

$$\frac{150 \times 60}{20} = 450 \text{ rpm} \quad (4.2)$$

$$\frac{10 \times 60}{20} = 30 \text{ rpm} \quad (4.3)$$

Os dois principais parâmetros para avaliar a vida útil de um fuso sujeito a uma determinada carga axial são:

- *Static Load Rating C<sub>0</sub>*: Define-se como sendo o esforço axial máximo, aplicado ao sistema, que origina uma deformação total permanente de valor igual a 0,0001 vezes o diâmetro das esferas, no ponto crítico de rolamento entre a esfera e a pista do parafuso (DIN 69051/4)
- *Dynamic Load Rating C<sub>a</sub>*: Máximo valor de esforço axial centrado, de magnitude e direção constantes, para o qual um determinado número de fusos de esferas suportam durante uma vida nominal de, pelo menos, 1 milhão de revoluções (DIN 69051/4)

Neste caso, e como existe uma grande discrepância entre a carga na aproximação e recuo e a carga máxima de quinagem, apenas se considerou esta última no cálculo da vida útil. Assim sendo, a expressão que permite determinar a vida útil do fuso, em revoluções, é a seguinte:

$$L_{10} = \left( \frac{C_a}{F_Q} \right)^3 \times 10^6 \quad (4.4)$$

Para uma força de quinagem de 250 kN temos então:

$$\left( \frac{4,45 \times 10^5}{2,5 \times 10^5} \right)^3 \times 10^6 = 5,64 \times 10^6 \text{ revoluções} \quad (4.5)$$

Conhecendo o valor do passo do parafuso e o curso de quinagem, podemos converter o valor acima em ciclos de quinagem:

$$\frac{5.639.752 \times 20}{15} = 7,52 \times 10^6 \text{ quinagens} \quad (4.6)$$

Sabendo que o tempo de cada ciclo de quinagem, dado pela Tabela 4.3 é de 8 segundos, podemos converter o resultado da equação 4.5 em horas:

$$\frac{7.519.669 \times 8}{3600} = 16710 \text{ h} \quad (4.7)$$

Com uma taxa de serviço de 50%, com 8 horas de serviço diárias e com 250 dias úteis por ano, o tempo expetável de vida para o fuso, em anos, é de:

$$\frac{16710}{0,5 \times 8 \times 250} = 16,7 \text{ anos} \quad (4.8)$$

Como este valor é superior ao definido inicialmente, considera-se que o tempo de vida calculado do fuso é adequado.

O próximo passo é verificar a resistência do fuso à encurvadura. Quando é aplicado um esforço de compressão a um fuso de esferas, pode ocorrer uma fratura por encurvadura, mesmo que a carga aplicada seja inferior à carga  $C_0$  indicada para o sistema. Assim sendo, a carga máxima de compressão aplicável a um fuso de esferas é dada pela seguinte expressão:

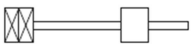



Tipo de montaje Type of mounting	fc
	0,25
	1
	2
	4

Figura 4.2 - Fatores de correção para diferentes tipos de montagem

(Retirado de Catálogo Técnico Korta)

$$F_{ad} = F_k \times f_c \times C \quad (4.9)$$

$F_{ad}$  – Carga máxima admissível, de valor igual ou inferior à capacidade de carga estática  $C_0$  do sistema (N).

$f_c$  – Fator de correção, dado pela Figura 4.2 (neste caso 0,25).

$C$  – Coeficiente de segurança, que para esta aplicação é de 0,5.

$F_k$  – Resistência do sistema à encurvadura, valor dado pela equação de Euler descrita de seguida:

$$F_k = \frac{\pi^2 \times E \times I \times 10}{L^2} \quad (4.10)$$

$E$  – Módulo de Young do material ( $210 \times 10^3 \text{ N/mm}^2$ )

$L$  – Comprimento representado na Figura 4.2 (mm)

$I$  – Momento de Inércia do parafuso ( $\text{mm}^4$ ) dado por:

$$I = \frac{\pi \times d_2^4}{64} \quad (4.11)$$

$d_2$  – Diâmetro de raiz do parafuso (mm)

Tendo definido estes parâmetros, é possível então proceder ao cálculo da resistência do sistema à encurvadura:

$$I = \frac{\pi \times 50^4}{64} = 3,07 \times 10^4 \text{ mm}^4 \quad (4.12)$$

$$F_k = \frac{\pi^2 \times 210 \times 10^3 \times 3,07 \times 10^4 \times 10}{450^2} = 3140 \text{ kN} \quad (4.13)$$

$$F_{ad} = 3140 \times 0,25 \times 0,5 = 392 \text{ kN} \quad (4.14)$$

Como este valor é inferior a  $C_0$  e superior à máxima força aplicada ao sistema (250kN), considera-se que o fuso de esferas escolhido resiste ao esforço de encurvadura.

Para um bom funcionamento do sistema, torna-se necessário que o mesmo opere a uma velocidade que evite a entrada do mesmo na sua frequência natural de vibração. Desta forma, o parafuso não corre o risco de entrar em ressonância, provocando desequilíbrios e danos no sistema.

A velocidade crítica de um fuso de esferas depende do seu diâmetro, distância entre suportes e do tipo desses suportes. É dada pela seguinte expressão:

$$N_{c1} = \frac{d_2 \times K_1 \times C \times 10^6}{L_S^2} \quad (4.15)$$

$N_{c1}$  – Velocidade máxima permitida (rpm)

$C$  – Coeficiente de segurança (0,5)

$K_I$  – Fator de velocidade, dependente do tipo de suportes (Figura 4.3)

$L_S$  – Distância entre suportes (470 mm)

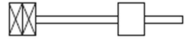
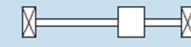


Tipo de montaje Type of mounting	$K_1$	$\lambda$	$f_{cr}$
	40	1,9	0,35
	120	$\pi$	1
	180	3,95	1,45
	270	4,75	2,25

Figura 4.3 - Fatores de correção para diferentes montagens

(Retirado de Catálogo Técnico Korta)

Definidos estes parâmetros, a velocidade crítica para este fuso de esferas é de:

$$N_{c1} = \frac{50 \times 40 \times 0,5 \times 10^6}{470^2} = 4527 \text{ rpm} \quad (4.16)$$

Existe também uma segunda limitação relacionada com a velocidade máxima que as esferas podem atingir no interior da fêmea (5m/s):

$$N_{c2} = \frac{10000}{D_{pw}} \quad (4.17)$$

$D_{pw}$  – Diâmetro do círculo de centros das esferas representado na Figura 4.4

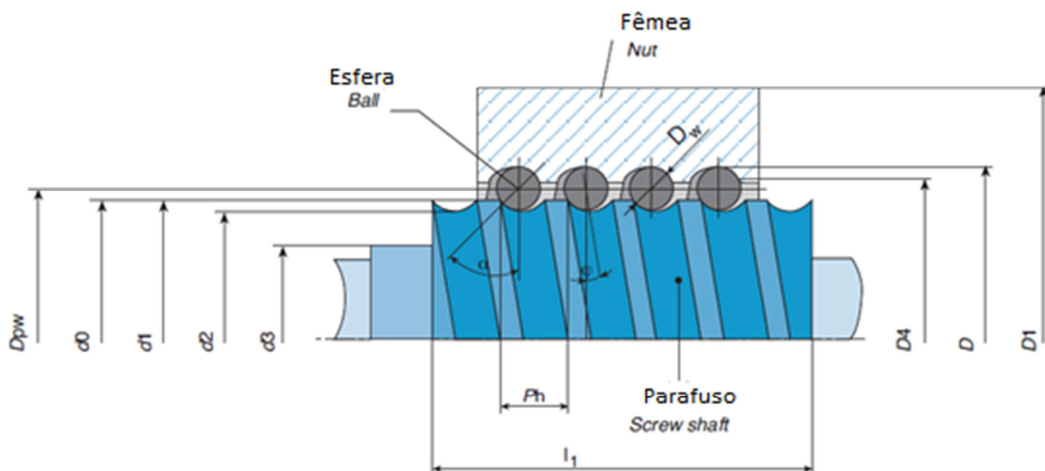


Figura 4.4 - Diâmetros que constituem o fuso de esferas

(Retirado de Catálogo Técnico Korta)

O valor de  $D_{pw}$  é dado aproximadamente por:

$$D_{pw} = d_0 + \frac{d_e}{2} \times \tan(\alpha) \quad (4.18)$$

Sendo  $d_0$  o diâmetro nominal,  $d_e$  o diâmetro das esferas e  $\alpha$  o ângulo de contacto, de valor igual a 45 graus.

$$D_{pw} = 63 + \frac{15,88}{2} \times \tan(45) = 75,86 \text{ mm} \quad (4.19)$$

$$N_{c2} = \frac{10000}{75,86} = 1318 \text{ rpm} \quad (4.20)$$

Este valor é superior ao valor que o parafuso apresenta nas fases de aproximação e recuo (450 rpm) pelo que não há risco de as esferas excederem a velocidade de 5 m/s no interior da fêmea.

Segue-se o cálculo da eficiência do sistema, dada pela seguinte expressão:

$$\eta = \frac{1 - \mu \times \tan(\varphi)}{1 + \frac{\mu}{\tan(\varphi)}} \quad (4.21)$$

$\mu$  - Coeficiente de atrito (0,005)

$$\tan(\varphi) = \frac{p}{D_{pw}} = \frac{20}{75,86} = 0,084 \quad (4.22)$$

$$\eta = \frac{1 - 0,005 \times 0,084}{1 + \frac{0,005}{0,084}} = 0,943 \sim 94,3\% \quad (4.23)$$

A próxima etapa será analisar os valores de binário e potência requeridos pelo sistema. Sendo assim, e para a fase de quinagem, o binário requerido é dado por:

$$T_Q = \frac{F_Q \times p}{2000 \times \pi \times \eta} = \frac{250 \times 10^3 \times 20}{2000 \times \pi \times 0,943} = 844 \text{ N.m} \quad (4.24)$$

E a potência necessária:

$$P_Q = \frac{T_Q \times n_Q}{9550} = \frac{844 \times 30}{9550} = 2,65 \text{ kW} \quad (4.25)$$

Analogamente, o binário e a potência requeridas para movimentar o avental nas fases de aproximação e recuo são:

$$T_M = \frac{F_A \times p}{2000 \times \pi \times \eta} = \frac{10 \times 10^3 \times 20}{2000 \times \pi \times 0,943} = 33,74 \text{ N.m} \quad (4.26)$$

$$P_M = \frac{T_M \times n_M}{9550} = \frac{33,74 \times 450}{9550} = 1,59 \text{ kW} \quad (4.27)$$

Com o valor máximo de binário aplicado ao fuso, podemos agora proceder ao cálculo de esforços de torção que o mesmo sofre. O ângulo de torção do fuso, em radianos é dado pela expressão 4.28:

$$\theta = \frac{T_Q \times 10^2 \times L_\theta}{G \times I_p} \quad (4.28)$$

G – Módulo de elasticidade transversal do fuso  $8,1 \times 10^4 \text{ N/mm}^4$

$L_\theta$  – Comprimento sujeito a torção (770 mm)

$I_p$  – Momento de inércia polar:

$$I_p = \frac{\pi \times d_2^4}{32} = \frac{\pi \times 50^4}{32} = 0,613 \times 10^6 \text{ mm}^4 \quad (4.29)$$

$$\theta = \frac{844 \times 10^2 \times 770}{8,1 \times 10^4 \times 1,23 \times 10^6} = 1,3 \times 10^{-3} \text{ rad} \quad (4.30)$$

Este ângulo de torção, geralmente induz um erro no posicionamento axial do fuso, que neste caso é de:

$$\Delta l_\theta = \frac{p \times \theta}{2 \times \pi} = \frac{20 \times 6,44 \times 10^{-4}}{2 \times \pi} = 4,14 \times 10^{-3} \text{ mm} \sim 4,14 \text{ } \mu\text{m} \quad (4.31)$$

## 4.2. Sistema de Redução por Polias/Correia e Motor

Para o dimensionamento destes dois componentes, foi utilizada uma folha de cálculo cedida pelo fornecedor de motores EsaGV. Os procedimentos que se seguem têm como base essa folha de cálculo.

Em primeiro lugar, foi necessário definir um ciclo de quinagem hipotético semelhante ao apresentado na Tabela 4.2 complementado com valores de acelerações e travagens.

	Tempo [s]	Curso [mm]	Rotação Fuso [mm/s]
<b>Espera</b>	1	-	0
<b>Aceleração descida</b>	0,30	22,5	rampa
<b>Movimento descida</b>	1,0	155	150
<b>Travagem descida</b>	0,30	22,5	rampa
<b>Quinagem</b>	2,5	15	10
<b>Espera</b>	1	-	0
<b>Subida - Aceleração</b>	0,30	22,5	rampa
<b>Subida</b>	1,0	155	150
<b>Subida - Travagem</b>	0,30	22,5	rampa
<b>Tempo total de ciclo</b>	7,7		
<b>Tempo total de espera</b>	2		

Tabela 4.5 - Ciclo de quinagem hipotético

Com o ciclo definido, passou-se à fase de seleção do motor e da razão de condução para o sistema de polias e correia. Este processo foi desenvolvido de forma iterativa, consultando ao mesmo tempo catálogos de motores e de sistemas de correias e avaliando a sua compatibilidade com as necessidades do sistema.

Apresenta-se então uma tabela-resumo das principais características do sistema constituído pela *drive* de controlo (Anexo C) e pelo servomotor (Anexo D):

Modelo	EBS 42/84
Valor estável de corrente fornecida (A)	42
Corrente de Pico x 5 s (N.m)	84
Resistência Circuito Travagem (Ohm)	25
Valor de corrente de travagem (A)	30

Tabela 4.6 – Características da *drive* do motor

	E-320-15-1250
Binário Nominal (N.m)	95
Binário Máximo (N.m)	379
Velocidade Máxima (rpm)	1500
Constante de Binário KT (N.m/A)	3,24
Binário do Freio (N.m)	320
Inércia do Motor + Freio (Kg.m <sup>2</sup> )	0,1135

Tabela 4.7 - Características motor EsaGV

O valor de pico de binário fornecido pelo conjunto motor + *drive* pode ser obtido pela seguinte equação:

$$T_{M+D} = 3,24 \times 84 = 272,2 \text{ N.m} \quad (4.32)$$

As especificações das polias (Anexo E) estão descritas na Tabela 4.8.

	Polia Motor	Polia Fuso
Número de Dentes	34	112
Diâmetro Nominal (mm)	196	499
Largura (mm)	55	55
Inércia (Kg.m <sup>2</sup> )	0,015	1,294
Razão de Transmissão (Tau)	3,3	

**Tabela 4.8 - Especificações das polias e razão de transmissão**

De seguida, são apresentados os cálculos que permitem conhecer as necessidades da aplicação.

Sabendo que a força máxima é de 25 toneladas, através da seguinte expressão é possível conhecer o valor de binário requerido ao motor, pelo sistema, durante a quinagem:

$$T_Q = \frac{F_Q \times \frac{p}{2\pi}}{\eta_S \times T_{au}} = \frac{2,5 \times 10^5 \times \frac{20}{2\pi}}{0,9 \times 3,3} = 269 \text{ N.m} \quad (4.33)$$

$\eta_S$  – Rendimento total do sistema de fuso + polia e correia (90%)

$T_{au}$  – Razão de Transmissão (3,3)

Para o cálculo do binário requerido na fase de aceleração do sistema, torna-se necessário proceder ao cálculo da inércia total do mesmo. Os valores de inércia do motor e das polias estão indicados nas tabelas Tabela 4.7 e Tabela 4.8, respetivamente. O valor da inércia do fuso é dado por:

$$J_F = \frac{d_2^4 \times \pi \times \rho \times L}{32} = \frac{63 \times \pi \times 7800 \times 770}{32} = 9,3 \times 10^{-3} \text{ Kg.m}^2 \quad (4.34)$$

O valor de inércia do sistema de correia, do ponto de vista do motor, é:

$$J_C = J_{PM} + \frac{J_{PF}}{T_{au}} = 0,015 + \frac{1,294}{3,3} = 0,133 \text{ Kg.m}^2 \quad (4.35)$$

$J_C$  – Inércia do sistema de correia (Kg.m<sup>2</sup>)

$J_{PM}$  – Inércia da polia do motor (Kg.m<sup>2</sup>)

$J_{PF}$  – Inércia da polia do fuso (Kg.m<sup>2</sup>)

A inércia do avental, do ponto de vista do fuso é dada pela expressão 4.35:

$$J_A = P_A \times \left(\frac{p}{2\pi}\right)^2 = 10 \times 10^3 \times \left(\frac{20}{2\pi}\right)^2 = 0,101 \text{ Kg. m}^2 \quad (4.36)$$

$P_A$  – Peso do Avental (N)

A inércia do sistema, do ponto de vista do motor, é dada por:

$$J_S = \frac{(J_F + J_A + J_C)}{T_{au}^2} + J_C = \frac{(9,3 \times 10^{-3} + 0,101 + 0,133)}{3,3^2} + 0,133 \quad (4.37)$$

$$= 0,156 \text{ Kg. m}^2$$

Finalmente, a inércia total do sistema, incluindo o motor, é dada pela seguinte expressão:

$$J_T = J_S + J_M = 0,156 + 0,114 = 0,27 \text{ Kg. m}^2 \quad (4.38)$$

Calculando agora a aceleração do fuso na fase de aproximação:

$$a_f = \frac{150}{0,3 \times 1000} = 0,5 \text{ m/s}^2 \quad (4.39)$$

Podemos conhecer, através da equação anterior, o valor da aceleração do motor na mesma etapa:

$$a_m = \frac{a_f \times T_{au}}{\frac{p}{6,28}} = \frac{0,5 \times 3,3}{\frac{0,020}{2\pi}} = 517,18 \text{ rad/s}^2 \quad (4.40)$$

Tendo o valor da aceleração e da inércia do sistema, é possível conhecer o valor do binário necessário na aceleração:

$$T_a = a_m \times J_T = 517,18 \times 0,27 = 139,5 \text{ N. m} \quad (4.41)$$

O valor do binário requerido ao motor na fase de avanço e recuo (velocidade constante) é dado pela expressão:

$$T_{a/r} = P_a \times \frac{\frac{p}{2\pi}}{T_{au} \times \eta_S} = 10.000 \times \frac{0,02}{3,3 \times 0,9} = 10,5 \text{ N. m} \quad (4.42)$$

Com estes valores é possível complementar a informação do ciclo de quinagem da nova máquina.

	Tempo [s]	Curso [mm]	Fuso [mm/s]	Binário [N.m]	Motor [rpm]
Espera	1	-	0	-	0
Aceleração descida	0,30	22,5	rampa	139,5	Rampa
Movimento descida	1,0	155	150	10,5	1482
Travagem descida	0,30	22,5	rampa		Rampa
Quinagem	2,5	15	10	269	98,8
Espera	1	-	0	-	0
Subida - Aceleração	0,30	22,5	rampa	139,5	Rampa
Subida	1,0	155	150	10,5	1482
Subida - Travagem	0,30	22,5	rampa		Rampa
Tempo total de ciclo	7,7				
Tempo total de espera	2				

Tabela 4.9 - Ciclo de quinagem complementado

Na fase de desaceleração, o avental passa de uma velocidade inicial de 150 mm/s para uma velocidade de quinagem de 10 mm/s.

Esta redução de velocidade é causada por ação de um freio instalado no motor, sendo necessário determinar a potência e a corrente necessárias.

Para isso, em primeiro lugar, converte-se a velocidade inicial do motor (1482 rpm) para velocidade angular por intermédio da expressão 4.43:

$$v_a = 1482 \times \frac{2\pi}{60} = 155,15 \text{ rad/s} \quad (4.43)$$

A energia a dissipar pelo sistema de frenagem é determinada através da expressão 4.44:

$$E_{diss} = \frac{1}{2} \times J_T \times v_a^2 = \frac{1}{2} \times 0,27 \times 155,15^2 = 3247,7 \text{ J} \quad (4.44)$$

Dividindo o valor acima pelo tempo de ciclo disponível na Tabela 4.9, temos o valor da potência a dissipar por ciclo de quinagem.

$$P_{diss} = \frac{3247,7}{7,8} = 418,16 \text{ W} \quad (4.45)$$

Com o valor da tensão de intervenção na travagem conhecido (720 V) e conhecendo o valor de resistência do circuito de travagem da *drive* (25  $\Omega$ ), é possível conhecer o valor da intensidade de corrente necessária para assegurar a mesma:

$$I_{Trav} = \frac{720}{25} = 28,8 \text{ A} \quad (4.46)$$

O binário na travagem é dado por:

$$T_{Trav} = 139,5 + 10,5 = 150 \text{ N.m} \quad (4.47)$$

O valor da corrente fornecida ao motor, em cada etapa, é calculado de seguida:

- Aceleração:

$$I_{Mot\ ac} = \frac{139,5}{KT} = \frac{139,5}{3,24} = 43,07 \text{ A} \quad (4.48)$$

- Aproximação e recuo:

$$I_{Mot\ ap/rec} = \frac{10,5}{KT} = \frac{10,5}{3,24} = 3,25 \text{ A} \quad (4.49)$$

- Travagem

$$I_{Mot\ trav} = \frac{150}{KT} = \frac{150}{3,24} = 46,32 \text{ A} \quad (4.50)$$

Por fim, é apresentada a tabela de ciclo de quinagem completa:

	Tempo [s]	Curso [mm]	Fuso [mm/s]	Binário [N.m]	Binário <sup>2</sup> x Tempo	Corrente Motor [A]	Motor [rpm]
Espera	1	-	0	-		-	0
Aceleração descida	0,30	22,5	rampa	139,5	5842	43,07	Rampa
Movimento descida	1,0	155	150	10,5	115	3,25	1482
Travagem descida	0,30	22,5	rampa	150	6758	46,32	Rampa
Quinagem	2,5	15	10	269	180301	82,89	98,8
Espera	1	-	0	-	-	-	0
Subida - Aceleração	0,30	22,5	rampa	139,5	6758	46,32	Rampa
Subida	1,0	155	150	10,5	115	3,25	1482
Subida - Travagem	0,30	22,5	rampa	150	5842	43,07	Rampa
Tempo total de ciclo	7,8			Soma	205730		
Tempo total de espera	2						

Tabela 4.10 - Ciclo de quinagem completo

Os valores médios de binário e corrente ao longo do ciclo, são dados pelas expressões seguintes:

$$T_{med} = \sqrt{\frac{205730}{7,8}} = 162,75 \text{ N.m} \quad (4.51)$$

$$I_{med} = \frac{162,75}{3,24} = 50,23 \text{ A} \quad (4.52)$$

Aplicando a taxa de serviço de 50% a ambos os valores acima indicados:

$$T_{med} = 162,75 \times 50\% = 81,38 \text{ N.m} \quad (4.53)$$

$$I_{med} = 50,23 \times 50\% = 25,12 \text{ A} \quad (4.54)$$

Nesta fase, foi possível compilar todos os dados calculados numa tabela, por forma a avaliar se o conjunto de motor + *drive* e polias satisfaz os requisitos da aplicação:

	Valor Máximo	Requisito da Aplicação	Delta	
<b>Pico de Binário (Drive -5s)</b>	272,2	268,6	3,6	<b>N.m</b>
<b>Pico de binário do Motor</b>	379,0	268,6	110,4	<b>N.m</b>
<b>Binário Médio (Drive)</b>	136,1	81,4	54,7	<b>N.m</b>
<b>Binário Contínuo do Motor</b>	95,0	81,4	13,6	<b>N.m</b>
<b>Velocidade máxima do Motor</b>	1500	1482,4	17,6	<b>rpm</b>
<b>Corrente contínua (Drive)</b>	42	25,1	16,9	<b>A</b>
<b>Corrente de Pico (Drive - 5s)</b>	84	82,9	1,1	<b>A</b>
<b>Corrente no Circuito de Frenagem</b>	30	28,8	1,2	<b>A</b>
<b>Binário no Freio</b>	40	32	8	<b>N.m</b>

**Tabela 4.11 - Comparação entre valores do sistema escolhido e os requisitos da aplicação**

Como se pode observar, as características técnicas dos componentes escolhidos satisfazem todos os requisitos necessários ao funcionamento do sistema.

Tendo já definidos o conjunto motor e *drive*, e também as polias a utilizar, o próximo passo será a escolha da correia para o sistema. Para isso, recorreu-se a uma ferramenta disponibilizada pelo fornecedor, a Gates, denominada *Design Flex Pro*, que, através da introdução de alguns elementos caracterizadores do sistema, nos permite escolher as peças mais adequadas para o mesmo. Os próximos passos descrevem esse processo de seleção levado a cabo.

Em primeiro lugar é necessário conhecer os valores de binário e velocidade na fase mais crítica, ou seja a fase de quinagem. Estes valores, já definidos anteriormente, são:

- $T_{Máx \text{ Motor}} = 379 \text{ N.m}$
- $N_{\text{Motor qui}} = 98,8 \text{ rpm}$

Com estes dados, é possível preencher os campos pertencentes ao motor elétrico, como se pode observar na Figura 4.5.

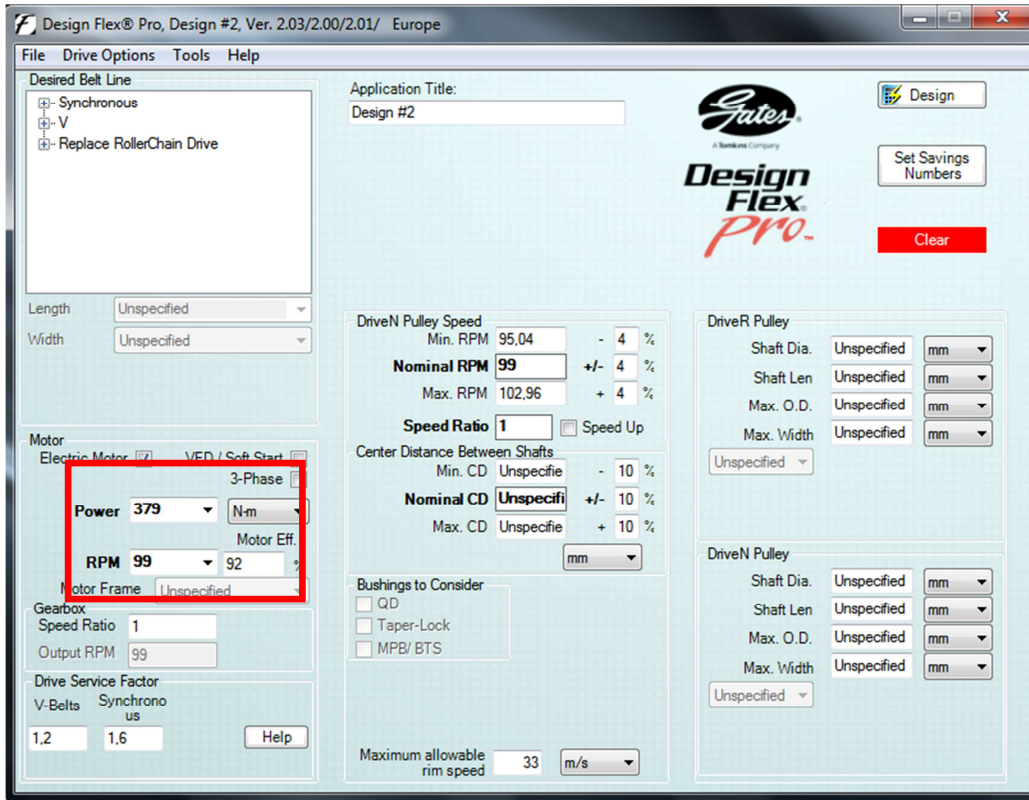


Figura 4.5 - Introdução dos dados do motor

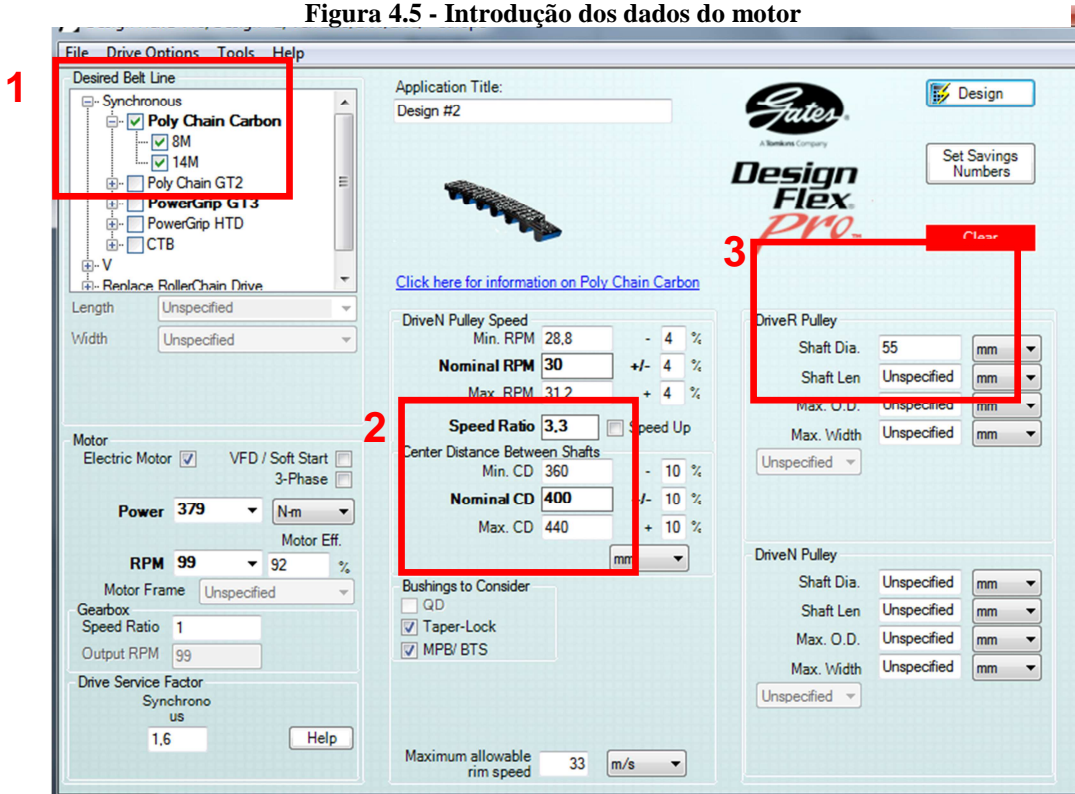


Figura 4.6 - Introdução de mais dados no programa:

1- Modelo da Correia, 2- Distância entre Centros, 3- Diâmetro do veio do motor

De seguida, é necessário definir o tipo de correia e o modelo a utilizar, neste caso a correia aconselhada para esta aplicação é do tipo síncrono, tendo sido escolhida a série *Polychain GT Carbon* (1). Esta série de correias possui dois tipos de passo de dente, 8 e 14 milímetros, pelo que, nesta fase, foram selecionadas as duas, sendo o programa responsável pela escolha entre os dois tipos. Definiram-se também a razão de transmissão, assim como a distância entre os centros das mesmas, 400 milímetros (2). O diâmetro do veio da polia motora foi também definido com o valor de 55 milímetros, visto ser este o diâmetro do veio de saída do motor (3).

Nesta fase, o programa possui todos os dados necessários ao cálculo e escolha dos componentes mais adequados. Segue-se então o relatório de resultados do programa:

INPUT				
<b>Drive Information</b>		<b>DriveR</b>	<b>DriveN</b>	
Speed Ratio: 3,30 Down		RPM: 99,0	30,0 +/-4%	
Input Load: 379 N-m, Efficiency: 92,00%		Maximum Rim Speed: 33 m/s	33 m/s	
Service Factor: 1,6		Shaft Diameter: 55 mm	Unspecified	
Design Power: 606,4 N-m		Bushings Checked: TL		
Center Distance: 360 to 440 mm		Belts Checked: Poly Chain Carbon		
Electric Motor				
SELECTED DRIVE				
Belt Type: <b>Poly Chain Carbon - 14M</b>	<b>Belt</b>	<b>DriveR</b>	<b>DriveN</b>	
	Part No: 14MGTC-1890-37	14M-34S-37	14M-112S-37	
Speed Ratio: <b>3,29 Down</b>	Product No: 9274-05135	7727-22034	7727-32112	
dN RPM: <b>30,1</b>	Top Width: --	55,34 mm	55,34 mm	
Rated Load: <b>1018,33 N-m</b>	Weight: 552 g	5,0 kg	23 kg	
Belt Pull: <b>6182 N</b>	Rim/Belt Speed: 0,8 m/s	0,8 m/s	0,8 m/s	
Center Distance: 395,1 mm	RPM: 24,9	99,0	30,1	
Install/Take-Up Range: 360,6 mm to 396,1 mm	Bushing Part No: --	2517 55MM	3020	
	Bore: --	55,0 mm	22,2 mm - 82,6 mm	
	Pitch Diameter: --	151,5 mm	499,1 mm	
TENSION				
	<b>New Belt</b>	<b>Used Belt</b>		
Rib/Strand Deflection Distance:	5,54 mm	5,54 mm		
Rib/Strand Deflection Force:	231 to 250 N	174 to 193 N		
Sonic Tension Meter			When planning to re-install used belts, measure and record the tension before removing and re-install at the recorded tension.	
Belt Frequency:	150 to 157 Hz	128 to 136 Hz		
505C/507C Model STM Settings:	Weight: 7,9g/m, Width: 37mm/#R, Span: 355mm			

Figura 4.7 - Relatório de resultados do programa

De notar neste relatório o valor de tensão da correia (6182 N) que irá exercer uma carga radial nos rolamentos de suporte. Este esforço terá de ter sido em conta no cálculo da carga equivalente dos rolamentos e vida útil dos mesmos.

#### 4.3. Definição do suporte do sistema e escolha de rolamentos

Após a escolha dos componentes que constituem o sistema de acionamento, o próximo desafio refere-se ao suporte do mesmo à estrutura da máquina. Como já foi referido anteriormente no capítulo 2, a abordagem passou pela manutenção da estrutura geral da quinadora hidráulica existente. Atualmente, o cilindro encontra-se aparafusado a uma viga de interligação, como se pode observar em detalhe na Figura 4.8

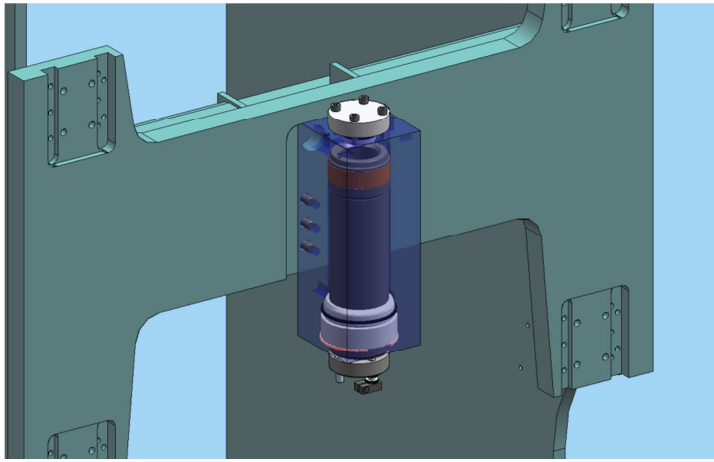


Figura 4.8 - Amarração do cilindro hidráulico

A fixação do novo sistema de acionamento passou pela utilização de uma solução construtiva semelhante, esquematizada na Figura 4.9.

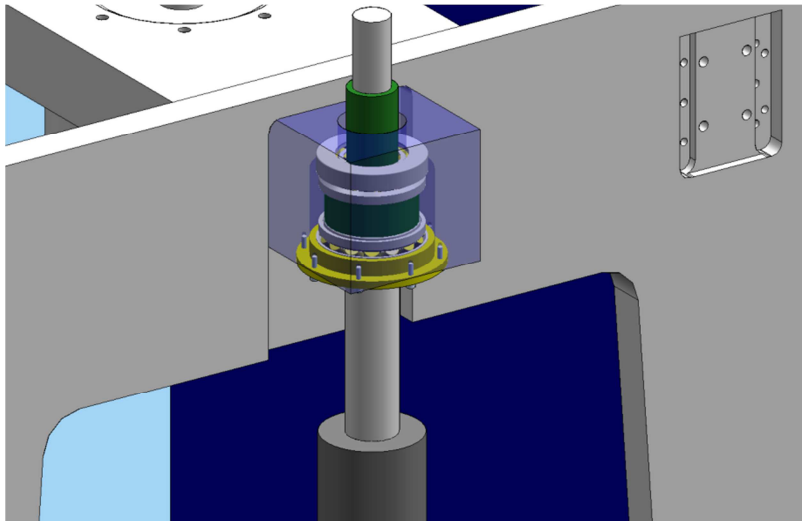
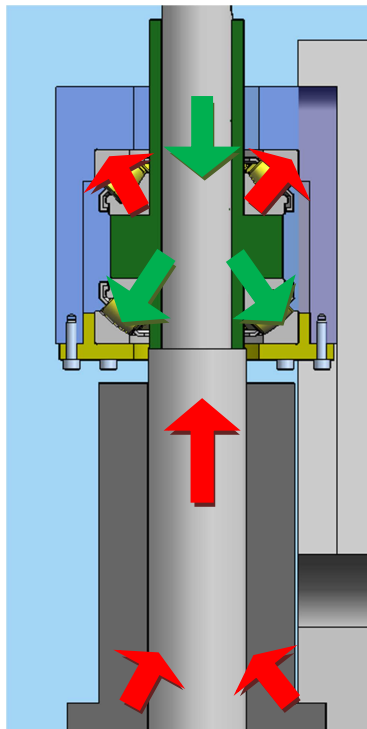


Figura 4.9 - Modelo de Fixação da caixa de suporte do parafuso

Com a utilização desta solução, torna-se necessário proceder a cálculos de dimensionamento dos rolamentos utilizados para o suporte do sistema. Estes rolamentos irão ser responsáveis por grande parte da transmissão dos esforços envolvidos durante o processo de quinagem para a estrutura da máquina. Na figura seguinte é possível observar essa mesma transmissão de esforços ao longo do sistema de suporte. No caso dos esforços de quinagem, representados a vermelho, são transmitidos do sistema à estrutura pelo seguinte caminho: fêmea – parafuso - casquilho - rolamento superior - caixa de suporte e por fim à estrutura. O peso do avental é suportado por uma porca que fixa axialmente o parafuso e a polia, transmitindo os esforços provocados pelo peso do avental ao casquilho, sendo que este os transmite ao rolamento inferior e por fim, à tampa inferior da caixa de suporte (setas a verde).



**Figura 4.10 - Detalhe da caixa de suporte e esforços transmitidos**

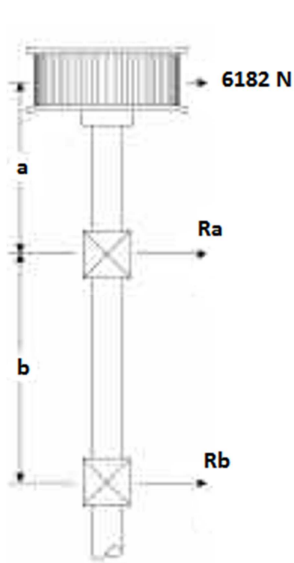
A escolha dos rolamentos demonstrou ser uma tarefa algo árdua, visto para além de os mesmos terem de suportar cargas axiais elevadas, especialmente o superior, também terão de absorver esforços radiais resultantes da tensão que a correia exerce sobre o parafuso.

Após uma pesquisa pelos principais fabricantes de rolamentos, a escolha recaiu nos rolamentos autocompensadores de rolos da SKF, principalmente pela sua elevada capacidade de carga. Como estes rolamentos apenas existem em diâmetros interiores iguais ou superiores a 60 milímetros, foi necessária a inclusão de um casquilho, representado a verde na Figura 4.10, e que irá ser responsável, como já foi descrito anteriormente, pela transmissão de esforços do parafuso para os rolamentos.

Sendo assim, recorreu-se às ferramentas de cálculo *online* da SKF para avaliar as cargas equivalentes envolvidas, assim como a vida útil do rolamento superior, considerado o elemento crítico neste sistema de suporte idealizado.

O primeiro passo é a determinação das cargas radiais originadas pela tensão da correia. Para tal é necessário conhecer o valor da tensão que a correia exerce no parafuso. Esse valor encontra-se disponível no relatório de resultados do programa de seleção da correia (Figura

4.7) sob o nome de *Belt Pull* e apresenta o valor de 6182 N. Conhecendo este valor, assim como a distância entre rolamentos e o ponto de aplicação desta força (distâncias a e b), é possível conhecer o valor dos esforços radiais a que cada rolamento está sujeito.



<b>Belt Pull</b>	6182	N
<b>a</b>	130	mm
<b>b</b>	85	mm

$$R_a = \frac{6182 \times (130 + 80)}{80} = 15637 \text{ N} \quad (4.55)$$

$$R_b = \frac{6182 \times 130}{85} = 9455 \text{ N} \quad (4.56)$$

Figura 4.11 - Distâncias e esforços radiais nos rolamentos

Com os valores de esforços radiais determinados, procedeu-se então ao cálculo da carga equivalente do rolamento crítico, neste caso, o superior. Para tal, recorreu-se ao *calculador online* da SKF.

**SKF**

Product data Print ? Calculations Close

---

**Equivalent bearing loads and basic rating life**

Every care has been taken to ensure the accuracy of this calculation but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the calculation.  
 See section "Equivalent dynamic bearing load"  
 See section "Equivalent static bearing load"

Bearing	29413 E	
C [kN]	<input type="text" value="455"/>	
C <sub>0</sub> [kN]	<input type="text" value="1080"/>	
F <sub>a</sub> [kN]	<input type="text" value="250"/>	
F <sub>r</sub> [kN]	<input type="text" value="15.63"/>	
	<input type="button" value="Calculate"/>	

When runouts in the bearing arrangement affect the load distribution in the spherical roller thrust bearing, provided  $F_r \leq 0,55 F_a$ , the equivalent load P below should be multiplied with 1,14 and the basic rating life L<sub>10</sub> should be multiplied with 0,65

e	<input type="text" value="0.55"/>	X <sub>0</sub>	<input type="text" value="2.7"/>
X	<input type="text" value="1.2"/>	Y <sub>0</sub>	<input type="text" value="1"/>
Y	<input type="text" value="1"/>	P <sub>0</sub> [kN]	<input type="text" value="292"/>
P [kN]	<input type="text" value="237"/>	L <sub>10</sub> [Mrev]	<input type="text" value="9"/>

Figura 4.12 - Resultados do cálculo da carga equivalente P

Após o cálculo da carga equivalente ( $P=237$  kN), procedeu-se então ao cálculo do tempo de vida do rolamento. Para isso, introduziu-se o valor da carga equivalente, assim como da velocidade de rotação do rolamento na fase de maior solitação, ou seja, na fase de quinagem (30 rpm).

**SKF**

Product data | Print | ? | Calculations | Close

**Bearing life**

Every care has been taken to ensure the accuracy of this calculation but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the calculation.  
See section "SKF rating life"

Select  $\eta_c$   
0.5

Bearing: 29413 E

d [mm]: 65  
D [mm]: 140  
C [kN]: 455  
 $P_u$  [kN]: 137  
P [kN]: 237  
n [r/min]: 30  
v [mm<sup>2</sup>/s]: 253

Calculate

$\kappa$ : 1.04  
 $v_1$ : 243  
 $a_{SKF}$ : 0.498

$L_{10}$ : 9  
 $L_{10h}$ : 4890

$L_{10m}$ : 4  
 $L_{10mh}$ : 2430

Old  $a_{23}$  method for comparison  
 $a_{23}$ : 1.03  
 $L_{10a}$ : 9  
 $L_{10ah}$ : 5010

Figura 4.13 - Cálculo do tempo de vida do rolamento

O parâmetro  $L_{10h}$  indica o tempo de vida em horas, que neste caso é de 4890h. Este valor refere-se a um cenário de operação contínua, sendo necessário converter este valor para o nosso caso em particular. Começando primeiro por converter o valor horário em segundos:

$$L_{10h} = 4890 \times 3600 = 1,76 \times 10^7 \text{ s} \quad (4.57)$$

Da Tabela 4.3 retiramos que o tempo efetivo de quinagem, em cada ciclo, é de 2,5 segundos. Sendo assim, o número de ciclos total do rolamento é de:

$$N^{\circ} \text{ Quinagens} = \frac{1,76 \times 10^7}{2,5} = 7,04 \times 10^6 \quad (4.58)$$

Sabendo que o tempo efetivo de movimento, dado também pela Tabela 4.3, é de 5,1 segundos, podemos obter o tempo efetivo de serviço em movimento:

$$L_{10 \text{ seg}} = 7,04 \times 10^6 \times 5,1 = 3,59 \times 10^7 \text{ s} \quad (4.59)$$

Convertendo o valor anterior em horas:

$$L_{10 h} = \frac{3,59 \times 10^7}{3600} = 9975 \text{ h} \quad (4.60)$$

Aplicando a taxa de serviço de 50%:

$$L_{10 \text{ real}} = \frac{9975}{50\%} = 19951 \text{ h} \quad (4.61)$$

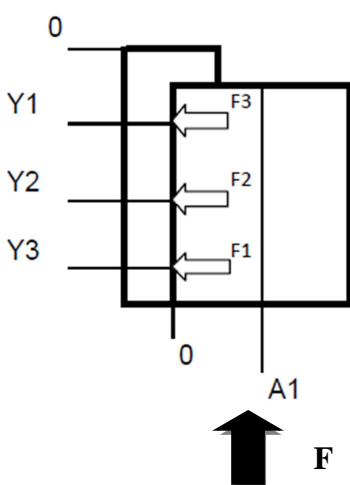
E por fim, convertendo em anos:

$$L_{10 \text{ real}} = \frac{19951}{8 * 250} \approx 10 \text{ anos} \quad (4.62)$$

Após estes cálculos conclui-se que o tempo médio de vida do rolamento crítico é de 10 anos. De notar que os cálculos foram realizados tendo em conta sempre ciclos de quinagem à carga máxima de 25 toneladas.

#### 4.4. Dimensionamento dos parafusos de amarração e da tampa inferior

O método de fixação da caixa de suporte à estrutura será semelhante ao método atual de amarração do cilindro. Torna-se portanto necessário mais um cálculo de dimensionamento, desta vez para os parafusos de amarração da caixa à estrutura da máquina.



O momento provocado pela força excêntrica aplicada faz com que o suporte tenha uma tendência a rodar segundo o ponto 0. Cada parafuso sofre então um alongamento considerado proporcional à sua distância ao ponto 0:

$$\delta_1 \propto y_1 \quad \delta_2 \propto y_2 \quad \delta_3 \propto y_3 \quad (4.63)$$

Pode-se então deduzir que a força a que cada parafuso está sujeito, devido ao momento da força excêntrica ( $F \times A_1$ ) é proporcional à sua distância do ponto 0. Se  $F_{P1}$ ,  $F_{P2}$  e  $F_{P3}$  forem as forças aplicadas a cada linha de parafusos:

$$F_{P1} \propto y_1 \quad F_{P2} \propto y_2 \quad F_{P3} \propto y_3 \quad (4.64)$$

Figura 4.14 – Ligações na caixa de suporte

<b>F</b>	250	<b>kN</b>
<b>A1</b>	90	<b>mm</b>
<b>Y1</b>	25	<b>mm</b>
<b>Y2</b>	85	<b>mm</b>
<b>Y3</b>	140	<b>mm</b>

Tabela 4.12 - Dimensões da caixa de suporte, força aplicada e localização das linhas de parafusos

Reescrevendo a equação (4.64):

$$F_{P1} = k \times y_1 \quad F_{P2} = k \times y_2 \quad F_{P3} = k \times y_3 \quad (4.65)$$

$k$  – Constante de Proporcionalidade

Fazendo agora o somatório de momentos no ponto 0, obtemos a seguinte equação:

$$2 \times F_{P1} \times y_1 + 2 \times F_{P2} \times y_2 + 2 \times F_{P3} \times y_3 = F \times A_1 \quad (4.66)$$

O fator 2 indica que cada linha é constituída por 2 parafusos.

Substituindo agora a expressão (4.61) em (4.62) ficamos com:

$$2ky_1^2 + 2ky_2^2 + 2ky_3^2 = F \times A_1 \quad (4.67)$$

$$k = \frac{F \times A_1}{2(y_1^2 + y_2^2 + y_3^2)} \quad (4.68)$$

Substituindo  $k$  em (4.61) temos que a força em cada linha de parafusos é dada por:

$$F_{P1} = \frac{F \times A_1}{2(y_1^2 + y_2^2 + y_3^2)} \times y_1 \quad F_{P2} = \frac{F \times A_1}{2(y_1^2 + y_2^2 + y_3^2)} \times y_2 \quad F_{P3} = \frac{F \times A_1}{2(y_1^2 + y_2^2 + y_3^2)} \times y_3 \quad (4.69)$$

A força exercida em cada parafuso, por linha é de:

$$F_{P1} = 10,25 \text{ kN} \quad F_{P2} = 34,84 \text{ kN} \quad F_{P3} = 57,37 \text{ kN}$$

Sendo a capacidade de carga de um parafuso M20 igual a 85,60 kN, a força máxima na terceira linha, embora elevada, encontra-se abaixo da capacidade de carga do parafuso M20.

Em relação aos parafusos da tampa inferior, visto que os mesmos são submetidos a um esforço de tração provocado pelo peso do avental, torna-se necessário o dimensionamento dos

mesmos a esse esforço. Considerando que o peso do avental móvel, com todas as ferramentas instaladas, ronda os 10 kN, será ainda necessário majorar este valor tendo em conta a existência de um eventual problema na altura de retirar a peça que fará com que a força resultante aumente. Foi decidido então dimensionar os parafusos a um esforço equivalente a cerca de metade da capacidade de quinagem da máquina (100 kN).

Como estes parafusos apenas sofrem um esforço de tração, o dimensionamento dos mesmos é realizado do seguinte modo:

$$F_P = \frac{F_T}{N} < 10 \text{ kN} \quad (4.70)$$

$F_P$  – Força aplicada a cada parafuso (N)

$F_T$  – Força exercida pelo sistema na tampa inferior (N)

$N$  – Número de parafusos (10)

O valor de 14,9 kN corresponde à capacidade de carga de um parafuso M10. Sabendo que  $F_T$  equivale a 100 kN, temos que a força exercida em cada parafuso é de:

$$F_P = \frac{10 \times 10^5}{10} = 10 \text{ kN} < 14,9 \text{ kN} \quad (4.71)$$

#### 4.5. Modelo Protótipo Elétrico

Paralelamente à realização dos cálculos de dimensionamento, foi criado um modelo tridimensional do protótipo em *Solid Edge* com vista a obter uma solução construtiva do sistema de acionamento e analisar a sua integração na estrutura da máquina.

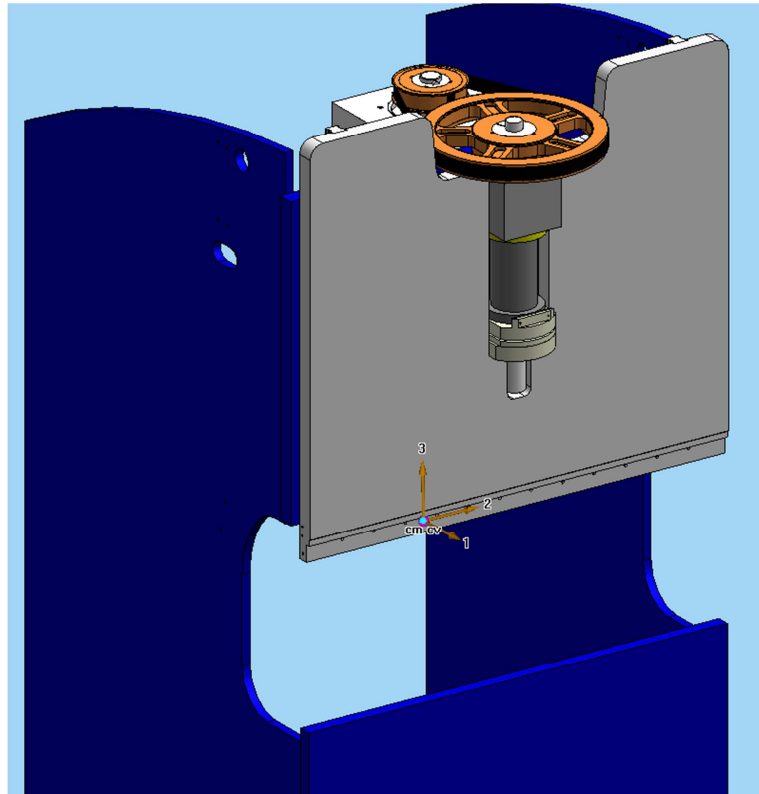


Figura 4.15 - Vista geral do modelo

O princípio de funcionamento deste sistema baseia-se na conversão do movimento de rotação de um servomotor num movimento linear, sendo esta realizada por meio de um fuso de esferas. Como já foi referido, o movimento de rotação é transmitido ao parafuso, por meio de um sistema de polias e correia, que tem como função reduzir a velocidade de rotação e multiplicar o binário do motor. A rotação do parafuso faz com que a fêmea translade, movimentando o avental no plano vertical. A ligação da fêmea ao avental é do tipo rótula, ligado por parafusos e discos mola, permitindo assim alguma flexibilidade de movimentos na mesma.

O fuso é suportado numa extremidade por uma caixa de suporte, fixada à estrutura por meio de parafusos numa reentrância com um dente superior, solução semelhante à utilizada para a amarração dos cilindros hidráulicos aos montantes nas quinadoras hidráulicas produzidas pela Adira.

A transmissão de esforços já foi abordada no subcapítulo 4.3, aquando do cálculo de dimensionamento dos rolamentos.

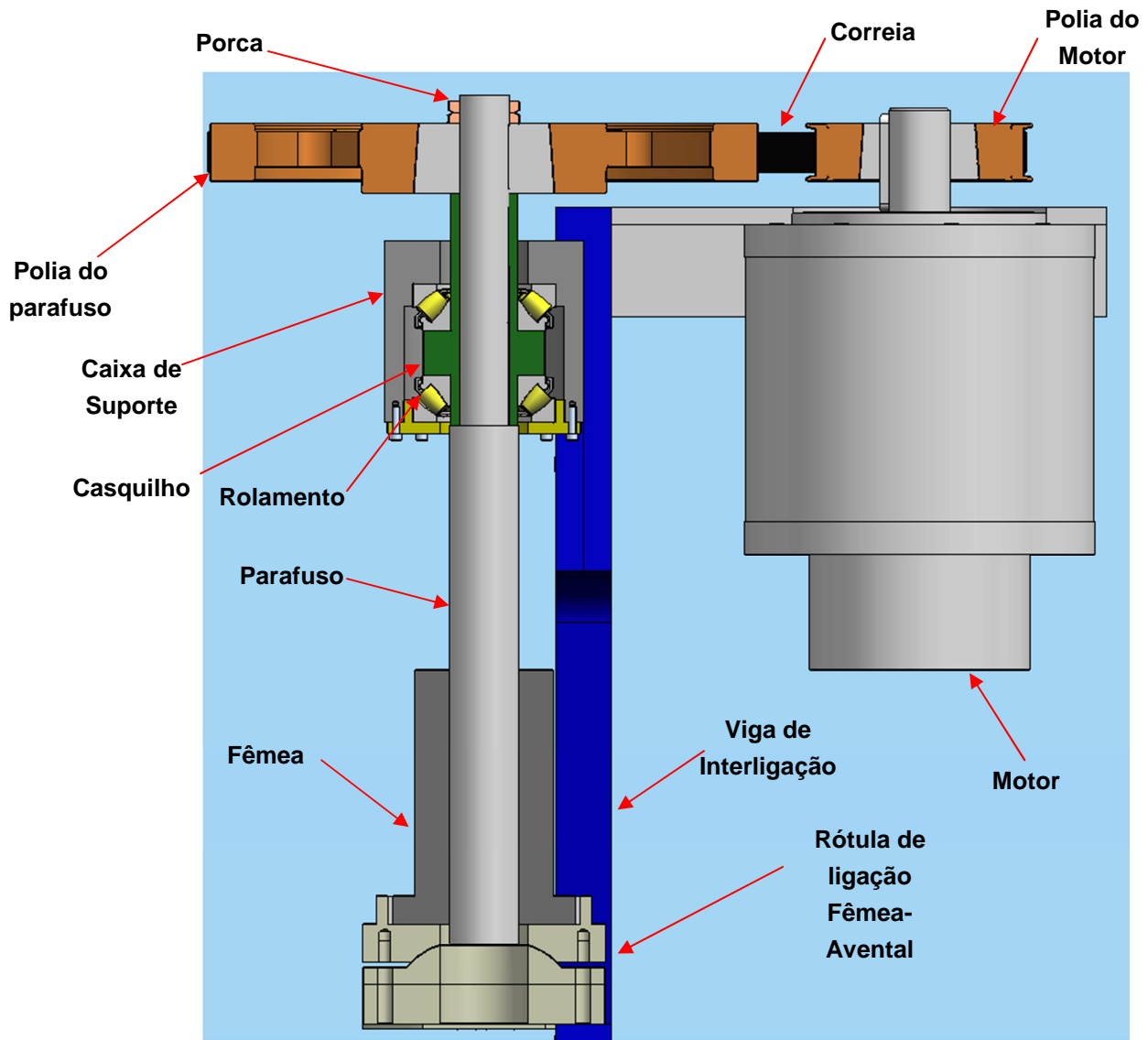


Figura 4.16 - Esboço da solução construtiva idealizada

## 4.6. Análise Estrutural

O programa Cosmos foi o utilizado para a análise da estrutura por elementos finitos. Este programa recorre a elementos sólidos tetraédricos lineares de 4 nós (C3D4), gerando automaticamente uma malha de um modelo importado a partir de um ficheiro CAD, tendo o utilizador de definir apenas o tamanho dos elementos que pretende para a análise.

Nas simulações da estrutura realizadas, recorreu-se a elementos de 40 mm, tendo-se refinado localmente zonas de contacto com elementos de 8 mm. O programa efetua automaticamente a transição entre as zonas de refinamento, refinando também de forma automática zonas de maior detalhe geométrico.

Por experiências anteriores, foi decidido realizar ensaios com a estrutura completa, visto a análise de elementos estruturais em separado conduzir muitas vezes a resultados erróneos. Desta forma é também possível observar as interações entre os vários elementos que constituem a estrutura.

Com vista à avaliação dos resultados obtidos, em relação à deformação dos aventais, foram retirados os valores de deslocamento dos nós que se encontram nas superfícies de aplicação das forças, local onde normalmente se encontram as ferramentas. Estes valores correspondentes aos deslocamentos nodais relativos, permitem conhecer, através de gráficos, as deformações assim como afastamentos máximos de cada um.

As restrições aplicadas aos modelos tiveram como base as que se utilizam atualmente na simulação de estruturas na Adira. Seguem-se algumas considerações sobre as condições aplicadas.

### 4.6.1. Sapatas

Ao contrário das máquinas maiores, que necessitam de um trabalho de preparação das fundações, a PA 2512 encontra-se ligada ao solo por meio de 4 sapatas, cada uma contendo um furo para um parafuso de ligação ao solo. Para a simulação desta ligação, uma sapata foi fixada, restringindo os deslocamentos em todas as direções (X, Y, Z), ao passo que as outras foram restringidas apenas na direção segundo Z. Para simular a ação da viga de travamento posterior foram adicionadas restrições adicionais, segundo a direção y às sapatas traseiras.

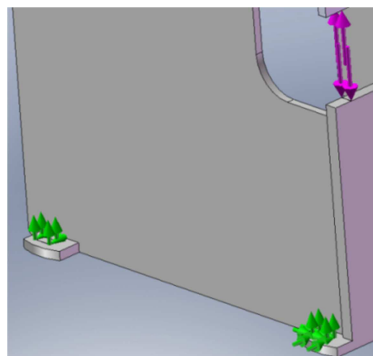


Figura 4.17 - Restrições aplicadas às sapatas

#### 4.6.2. Guias e Carros

Como já foi referido anteriormente, no subcapítulo 3.3, o guiamento do avental é assegurado por um sistema de carros e guias. Esta ligação foi simulada nos modelos por intermédio de peças em forma de T encastradas, tanto na estrutura como no avental móvel, como se pode observar na Figura 4.18. As condições de contacto entre estas duas superfícies, foram definidas como condição de não penetração.

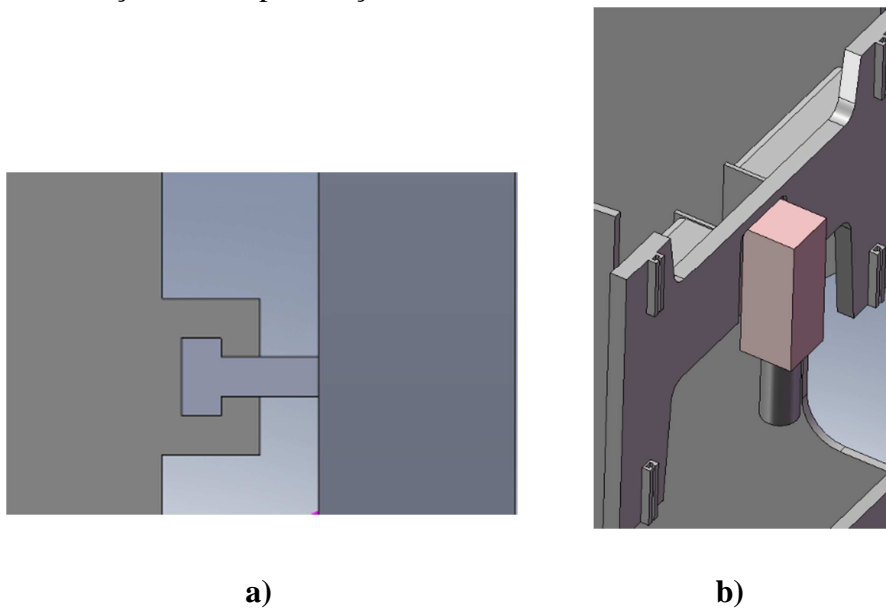


Figura 4.18 a) e b) - Modelos do sistema de guiagem

#### 4.6.3. Ligação Fêmea-Avental

Esta ligação foi simulada por meio da aplicação de uma rótula, um sistema simplificado mas semelhante ao real. Mais uma vez, foram definidas condições de não penetração para este contacto.

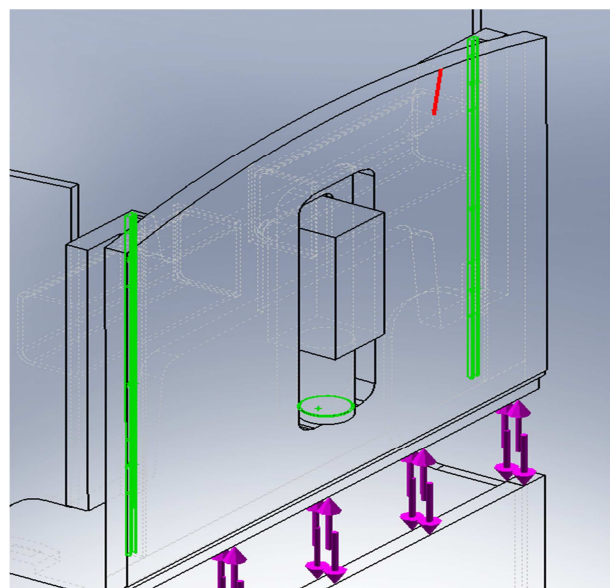


Figura 4.19 - Condições de não penetração (a verde) aplicadas às guias e rótula

#### 4.6.4. Forças Aplicadas

Para a simulação de um processo de quinagem à carga máxima, foi aplicada uma força, de magnitude igual a 250 kN, tanto ao avental móvel como à mesa de apoio. Foi realizado um tipo de ensaio com uma força distribuída ao longo de todo o comprimento de quinagem (1200 mm), representativo de uma quinagem à máxima capacidade e comprimento.

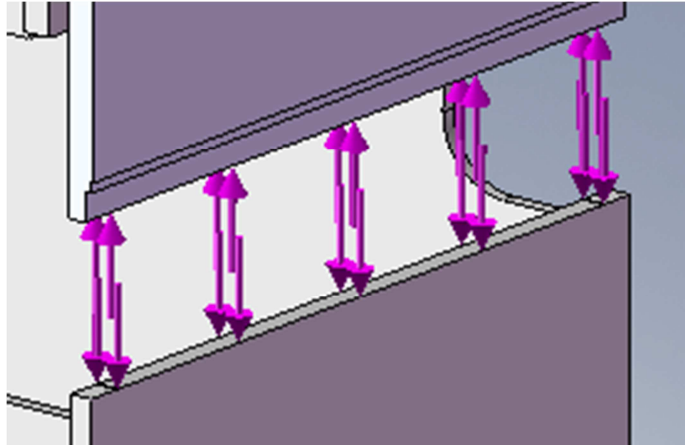


Figura 4.20 - Força distribuída

#### 4.6.5. Modelos de simulação

Para melhor avaliar os resultados da simulação da nova estrutura, foi decidido simular também a estrutura atual. Como o modelo desta estrutura não se encontrava disponível, foi então criado um com base na máquina existente.

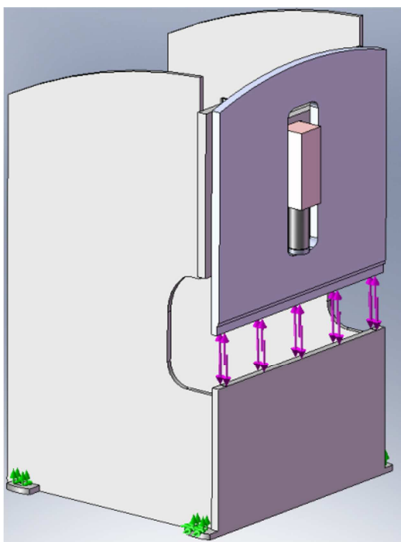


Figura 4.21 – Modelo atual

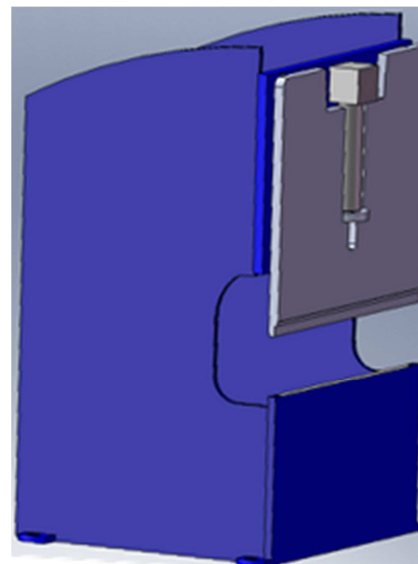


Figura 4.22 – Novo Modelo

#### 4.6.6. Resultados da Simulação

Neste subcapítulo irão ser analisados os resultados das simulações realizadas para um quinagem, à carga máxima, e ao longo de todo o comprimento de quinagem, considerado o ensaio mais exigente em termos de esforços transmitidos à estrutura.

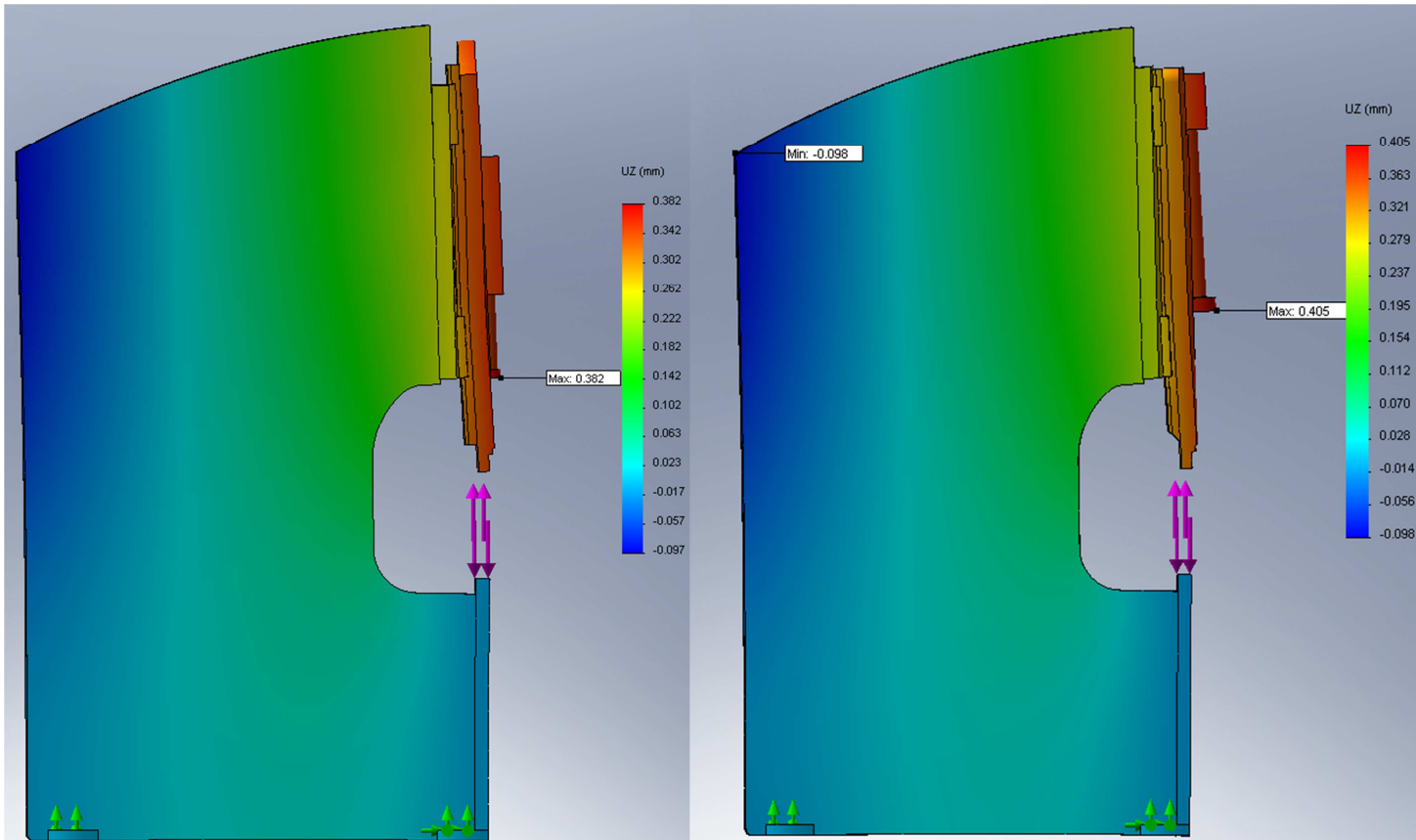


Figura 4.23 a) e b) - Deslocamentos verticais do modelo atual e do modelo elétrico

Como se pode observar na Figura 4.23 o corpo em C da máquina apresenta uma tendência para abrir, comportamento inerente a este tipo de estrutura. O valor máximo de deslocamento vertical situa-se na zona da rótula de ligação entre o avental e o cilindro (0,382 mm). Fazendo um exercício análogo aos resultados do modelo elétrico, podemos concluir que o valor máximo se dá no mesmo local, na rótula de ligação da fêmea com o avental, desta vez com um valor ligeiramente superior (0,405 mm).

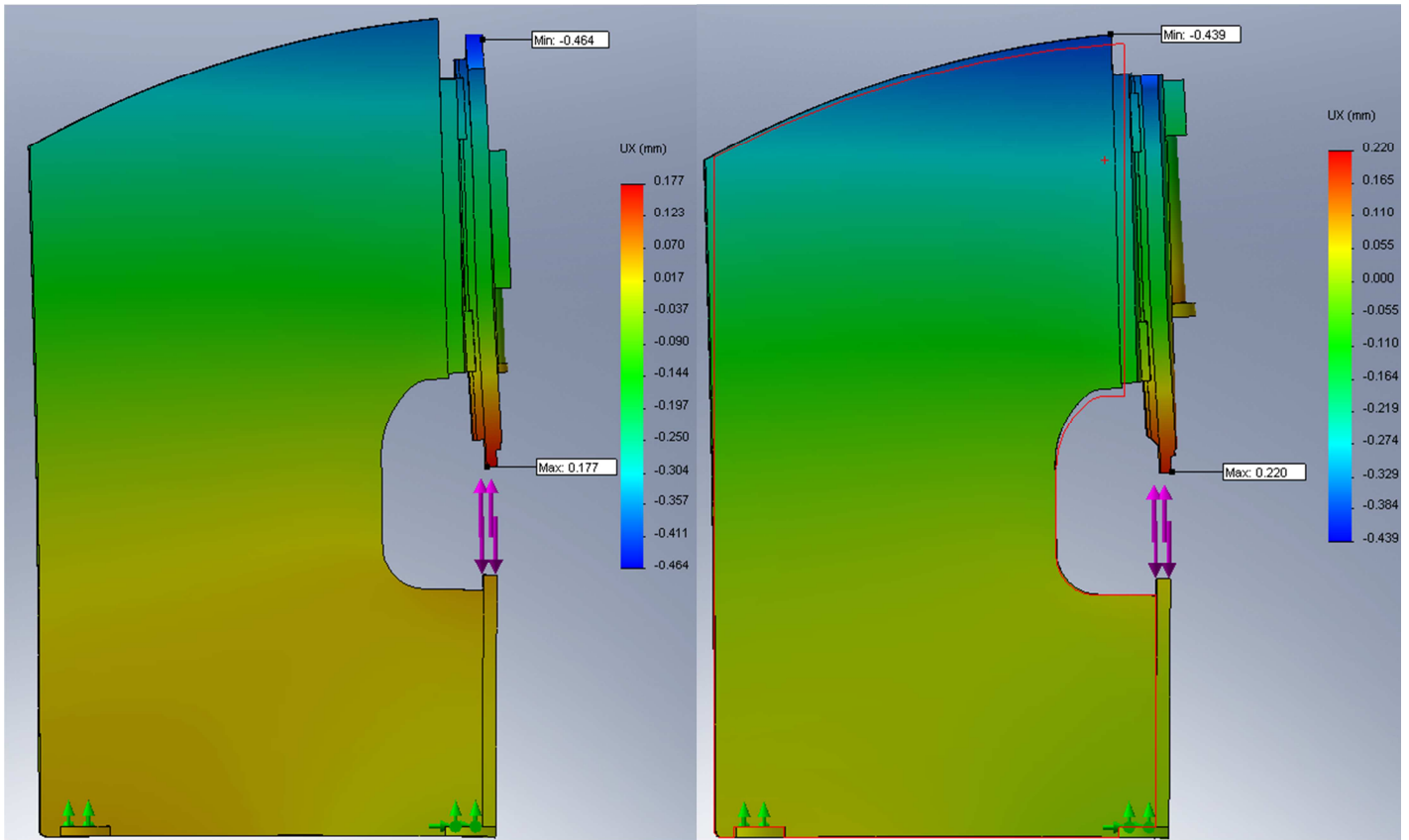


Figura 4.24 a) e b) - Deslocamentos horizontais do modelo atual e do novo modelo

No caso dos deslocamentos horizontais segundo a direção X, os resultados obtidos são semelhantes entre os dois modelos, com o novo a apresentar um valor máximo positivo ligeiramente superior (0,220 mm contra 0,177 mm). De notar o contorno vermelho, na figura correspondente ao ensaio da nova estrutura. Este contorno representa a posição inicial do montante direito da estrutura.

No que toca às deformações relativas de cada avental ao longo do seu comprimento, os dados foram tratados e os deslocamentos relativos apresentam-se no seguinte gráfico:

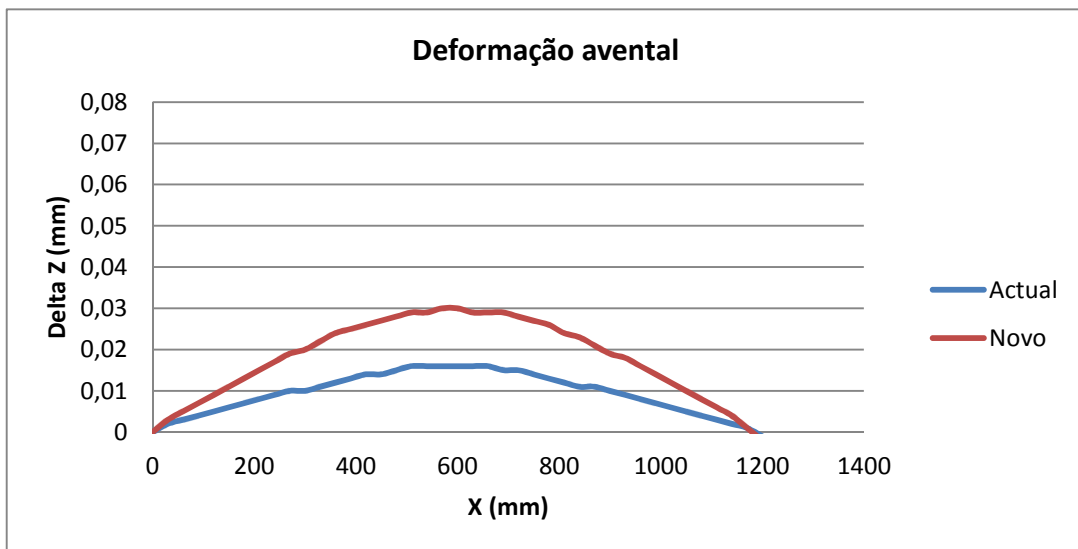


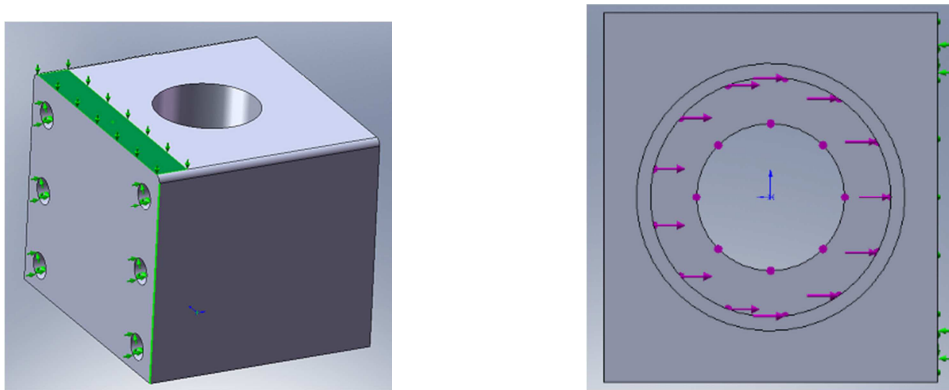
Figura 4.25 - Gráfico comparativo das deformadas dos aventais móveis

O deslocamento relativo dos pontos centrais do avental em relação aos extremos, possui valores superiores no caso do avental modelado para a máquina elétrica (0,03 mm contra os 0,015 mm)

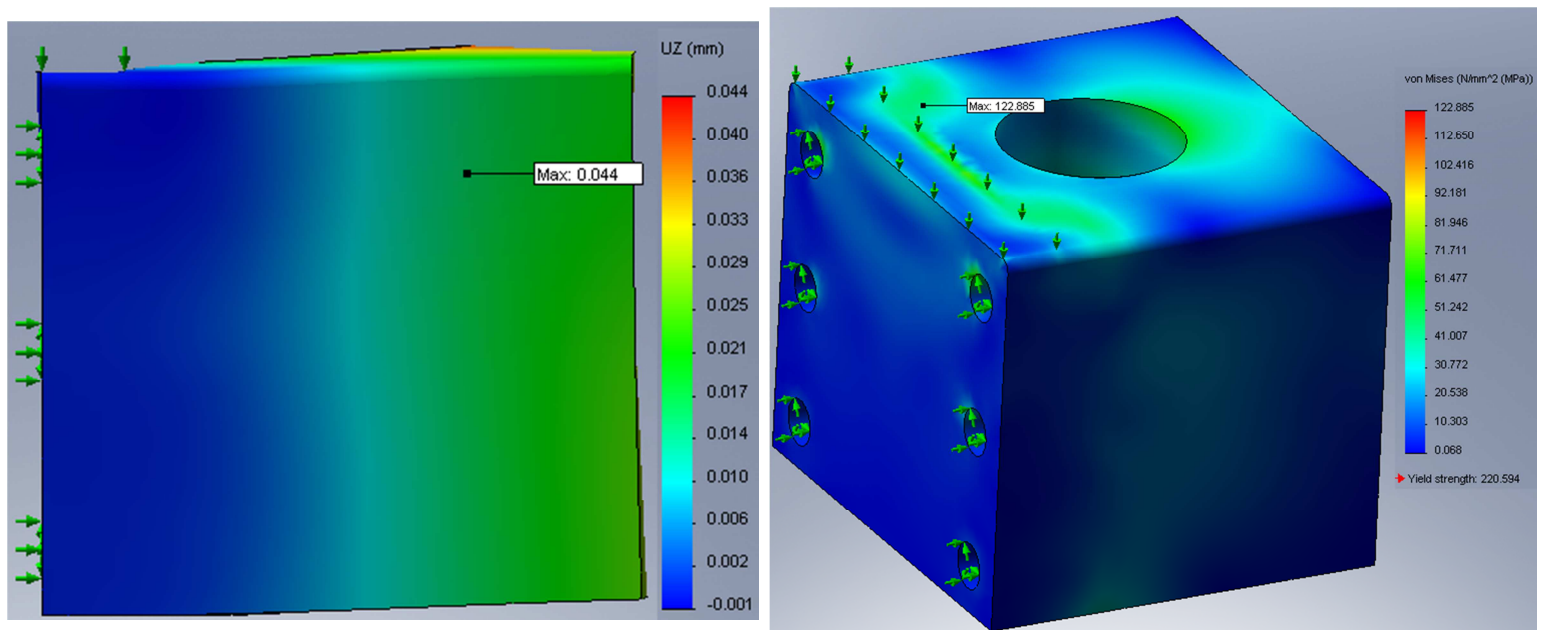
**4.6.7. Modelo da caixa de suporte**

Analogamente foi também analisada a caixa de suporte. Foram criadas restrições ao seu deslocamento no plano vertical Z, simulando o efeito da ação do dente da viga de interligação, sendo também adicionadas restrições para os parafusos de ligação.

Conhecendo já as forças transmitidas ao rolamento superior, assim como o seu ponto de aplicação, as mesmas foram aplicadas à caixa. Os pontos a rosa correspondem a uma sollicitação normal ao plano da imagem, correspondente à transmissão do esforço de quinagem. As setas correspondem ao esforço provocado pela tensão da correia no rolamento.



**Figura 4.26 a) e b) - Condições de fronteira e esforços aplicados à caixa**



**Figura 4.27 a) e b) - Deslocamentos verticais e tensões na caixa de suporte**

Na apresentam-se os resultados da simulação efetuada à caixa de suporte. O valor máximo de deslocamento vertical é de 0,044 mm e a tensão máxima observa-se na zona de contato do rolamento superior com a caixa de suporte (123 MPa).

No gráfico abaixo é possível observar a distribuição das tensões de ligação ao longo do comprimento da caixa de suporte.

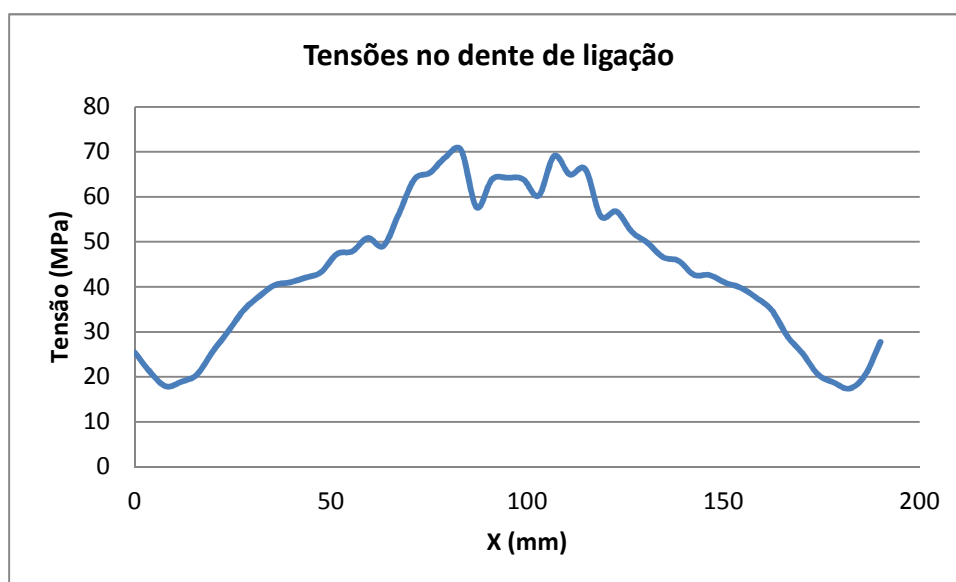


Figura 4.28 - Valores de tensão na ligação da caixa de suporte com a estrutura

#### 4.6.8. Análise dos esforços no sistema de guiamento

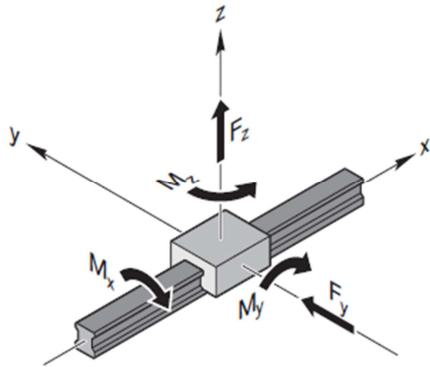
Como referido anteriormente, o guiamento do avental é assegurado por um sistema de guias e carros. Esse sistema, originário da máquina atual, foi aplicado também na nova estrutura. O novo modelo de avental possui um rasgo central de maneira a permitir o alojamento do sistema de acionamento. Este rasgo, aberto na parte superior, faz com que o avental possua uma tendência para “fechar” na direção  $yy$ , esforçando os carros superiores do sistema de guiagem. Este comportamento é mais perceptível no caso da quinagem à carga máxima, ao longo do comprimento total.

Torna-se então imperativa a análise dos esforços aplicados ao sistema de guiagem, para assegurar que o coeficiente de segurança do mesmo não é ultrapassado. Como o projeto da máquina hidráulica já possui alguns anos, não foi possível conhecer o método de dimensionamento deste sistema, pelo que foi necessário criar um novo.

Sendo assim, e recorrendo aos resultados das simulações no programa *Cosmos*, é possível conhecer os esforços transmitidos aos carros durante o processo de quinagem. Através da listagem das forças de contacto, definiram-se os esforços críticos segundo duas direções ( $R_Y$  e  $R_Z$ ) e os momentos ( $M_X$ ,  $M_Y$ ,  $M_Z$ ). Comparando posteriormente estes valores com os disponíveis no catálogo do fabricante, é possível concluir se o sistema suporta ou não as cargas que lhe são aplicadas.

O carro utilizado é um modelo da *Bosch Rexroth*, tamanho 45 (ficha técnica no anexo F).

Os valores máximos de esforços transmitidos aos carros estão listados na Tabela 4.13. Estes valores correspondem aos esforços transmitidos durante um ciclo de quinagem à carga máxima e ao longo do comprimento máximo de quinagem, respetivamente à estrutura atual e ao modelo-protótipo. Nesta tabela encontram-se também os valores limite definidos pelo fabricante para este modelo.



$F_{M\acute{a}x}$	Modelo Atual	Modelo Protótipo	Valores Limite	
$R_{zz}$	4260	4201	90400	N
$R_{yy}$	5669	7145	90400	N
$M_x$	244	622	2440	N.m
$M_y$	371	366	1700	N.m
$M_z$	433	622	1700	N.m

Figura 4.29 - Esquema de esforços do carro

Tabela 4.13 – Esforços críticos obtidos no Cosmos e limites definidos pelo fabricante

Podemos concluir que, em termos de reações, os esforços transmitidos, tanto na quinadora atual, como no protótipo, se encontram muito abaixo dos limites do carro utilizado. Mesmo assim é visível o efeito de “fecho” do avental, visto que a reação no plano Y sofreu um aumento de quase 1500 N.

No que toca a momentos, esse efeito é ainda mais notório, o momento em torno do eixo X do carro sofre um aumento de 378 N.m (passou de 244 para 622 N.m).

Embora os esforços, regra geral, tenham aumentado, os coeficientes de segurança continuam a apresentar valores aceitáveis, como se pode concluir pela análise da Tabela 4.14.

	Modelo Atual	Modelo Protótipo
$M_x$	10	3,9
$M_y$	4,6	4,7
$M_z$	3,4	2,7

Tabela 4.14 - Coeficientes de Segurança

Uma medida para aumentar a resistência geral do sistema ao aumento dos esforços aplicados, será a utilização de carros pré-esforçados. Atualmente, o avental desce por gravidade, pelo que a utilização de carros pré-esforçados não era recomendável, visto o pré-esforço se traduzir num maior atrito de rolamento, abrandando a descida do avental. Como na máquina elétrica, a aproximação do mesmo é realizada por um binário aplicado pelo motor, esse inconveniente é eliminado. Outra solução seria aumentar o número de carros existentes para três de cada lado, 6 carros no total. Esta solução traduzir-se-ia inevitavelmente num aumento do custo de fabrico da máquina.

## 5. Análise de custos do sistema de acionamento

Neste capítulo irá ser abordado o custo do sistema de acionamento elétrico idealizado e a sua comparação com o homónimo hidráulico utilizado atualmente. Sendo assim, para a determinação do custo do sistema atual, recorreu-se a um artigo de uma máquina vendida recentemente, criado na base de dados do sistema, onde é possível obter o preço discriminado dos componentes que a constituem, assim como do processo de montagem.

Estes custos estão representados na Tabela 5.1.

<b>Custos Sistema Hidráulico</b>	
<b>Circuito Hidráulico</b>	140,32 €
<b>Cilindro</b>	1.184,23 €
<b>Amarração Cilindro</b>	38,65 €
<b>Grupo Energético</b>	1.050,83 €
<b>Bloco e pré enchimento</b>	2.018,67 €
<b>Total</b>	<b>4.432,70 €</b>

Tabela 5.1 - Custos de montagem do circuito hidráulico

De notar que estes custos referem-se não só ao custo dos componentes, mas também ao custo de montagem dos mesmos na estrutura.

De seguida são apresentados os custos que foi possível apurar para os componentes do acionamento elétrico:

<b>Custos do Sistema Elétrico</b>	
<b>Fuso de Esferas</b>	1.738,00 €
<b>Conjunto Motor e Drive</b>	5.460,00 €
<b>Polias e Correias</b>	738,00 €
<b>Rolamentos</b>	1.000,00 €
<b>Total</b>	<b>8.936,00 €</b>

Tabela 5.2 - Custo de alguns componentes do acionamento elétrico

Como se observa, os custos do sistema de acionamento elétrico são bastante elevados, só o valor correspondente ao servomotor e *drive* de controlo é superior ao custo de montagem de todo o acionamento hidráulico utilizado atualmente. De notar que este total não contempla os custos da nova solução construtiva, tais como custos de fabrico e montagem de novas peças.



## 6. Conclusões e Trabalhos Futuros

Após a realização deste projeto, algumas ilações podem ser tiradas. Em primeiro lugar, pode-se concluir que o processo de desenvolvimento de um sistema de acionamento é sem dúvida um processo iterativo e bastante exaustivo. Tentar conjugar as várias variáveis em análise mostrou ser um desafio que se considerou superado.

O sistema dimensionado permitiu manter as principais características da máquina atual, consideradas dentro da média do segmento em que se insere, melhorando em alguns aspetos pontuais, tal como a superior velocidade de retorno.

No que toca à implementação do sistema na estrutura da máquina, e através da análise de elementos finitos, pode-se concluir que a estrutura do protótipo apresenta valores de deformações bastante próximos do modelo atual. Os valores de deslocamento relativo do avental do novo modelo, embora apresentem valores duas vezes superiores aos do modelo atual, não assumem proporções preocupantes. Isto deve-se ao fato do avental móvel possuir um rasgo aberto a quase todo o seu comprimento. Este rasgo assume proporções excessivas, em comparação com o tamanho do avental, mas as mesmas são necessárias para a criação de espaço para alojamento do sistema de acionamento. Eventualmente a criação de uma estrutura totalmente nova, mais semelhante à dos produtos concorrentes traduzir-se-ia na obtenção de melhores valores de deformação.

O sistema de guiagem carece de uma revisão mais detalhada, devido aos esforços superiores a que o mesmo está sujeito. A utilização de carros pré esforçados, como já foi referido, aumentaria a resistência geral do sistema. Outra solução seria o aumento do número de carros para um total de 6, em vez dos 4 atuais, porém este aspeto iria penalizar ainda mais o já elevado custo final da máquina.

Em termos económicos, o sistema de acionamento elétrico desenvolvido possui um custo bastante superior, o que afeta negativamente o custo final de produção da máquina.



## 7. Referências e Bibliografia

Bessa Pacheco, J.A. (1992). *Utilização de quinadoras e guilhotinas*. APTCP.

Bhandari V.D (2010). *Design of Machine Elements*, Third Edition, McGraw-Hill

Teunis S. L. (1991). *Device for working plate-shaped material*. Patente N° 5012729, Proprietário: Safan B. V.

Foligno S. S., Foligno M. S., Foligno L. P., Manciano F. P. (2008). *Electromechanical actuator for press brake*. Patente N° US 2011/0162923 A1, Proprietário: Umbra Cuscinetti S.P.A.

Kortagroup. *Ballscrew Technical Catalogue*.

Esautomotion srl (2012). *CNC For Press Brake*.

Gates (2007). *Polychain GT Carbon - Drive Design Manual*.

Bosch Rexroth (2009). *Ball Rail Systems*

<http://www.international-technologies.com/coast-one.html>

<http://www.roscommonmachinery.com/html/apb-3613w.html>

<http://www.komatsusanki.co.jp/en/bankin/ePAS.html>

<http://www.trumpf-machines.com/en/products/bending/press-brakes/trubend-series-7000.html>

<http://www.safan.eu/en/products/product/machine/e-brake-ergonomic/>

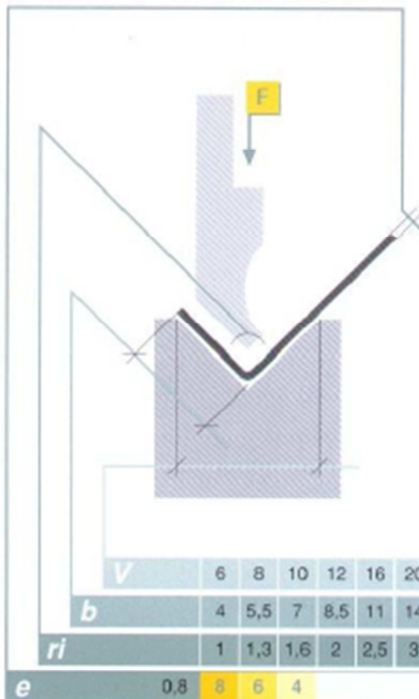
[http://str-italy.com/verde\\_gb.htm](http://str-italy.com/verde_gb.htm)

<http://www.skf.com/>

<http://intrabaan.adira.pt/>



## ANEXO A: Tabela de quinagem



### Como escolher uma quinadora

Os factores mais importantes a considerar na escolha de uma quinadora são:

- Comprimento máximo da chapa a ser quinada;
- Dimensão máxima da aba a ser quinada, que deve ser retirada lateralmente pelos montantes da máquina;
- Curso da máquina;
- Força requerida.

### Cálculo da força requerida

A quinagem no ar é o método normalmente utilizado por necessitar de menos força de quinagem e permitir a realização de diferentes ângulos com as mesmas ferramentas, mudando-se simplesmente a profundidade de quinagem. Para fazer arestas vincadas deve-se utilizar o método de quinagem a fundo. Este método requer uma força bastante maior que a requerida na quinagem no ar e ferramentas especiais para cada ângulo. Este processo é, de uma forma geral, apenas utilizado em chapas finas para ângulos de 90°.

A tabela seguinte ajuda a calcular a força necessária para quinagem no ar.

V	6	8	10	12	16	20	22	25	32	40	50	63	80	90	100	110	125	140	160	200	250	320	400	500	
b	4	5,5	7	8,5	11	14	15,5	17,5	22	28	35	44	56	63	70	78	88	98	112	140	175	224	280	350	
ri	1	1,3	1,6	2	2,5	3	3,5	4	5	6,5	8	10	13	14	16	17	20	22	25	31	35	50	63	78	
e	0,8	6	6	4																					
1,0	14	9	7	5																					
1,25		19	12	9	6																				
1,5			18	14	10	7																			
2,0				28	19	14	12	11																	
2,5					32	23	21	18	13																
3,0						36	32	27	19	15															
4,0							52	38	28	21															
5,0								63	47	35	26														
6,0									72	53	39	29													
6,5										84	62	46	34												
7,0											104	76	56	41	36										
8,0												105	77	56	48	42									
10													130	94	80	70	62	53	46						
12														123	107	94	80	69	59						
14															134	114	98	83	63						
16																155	133	112	84						
18																	175	147	107	83					
20																		188	140	106	78				
25																			234	175	128	98			
30																				266	193	146	112		



## ANEXO B: Características do Fuso Selecionado

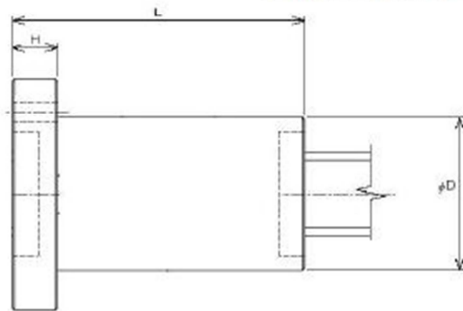


HUSILLOS A BOLAS/BALLSCREWS/KUGELGEWINDESPINDELN/VIS A BILLES/VTI A SPERE

### HIGH LOAD BALLSCREWS



High load capacity ball screws have proven themselves in injection molding machines, presses, custom actuators and casting machines. The demonstrated capability of KORTA High Load Ball Screws has been so favorable that they are now considered in many applications where hydraulics are used offering a better controlled and green friendly solution to linear motion. When replacing a hydraulic actuator with a KORTA High Load Ball Screw, one finds that design is much more straight forward, system efficiency is improved, maintenance is reduced, and there are no more oil leaks on the floor. High load technology has evolved over the years by continuous improvement in the design, using large ball diameters, load sharing over a large number of circuits, utilization of special materials and surface treatments. To the end user this means that size for size KORTA High Load Ball Screws can offer double the dynamic capacities of conventional ball screws. Although typically high load applications are unique and custom in nature, Korta does offer a number of standard sizes.



**High Speed and Loads:** KORTA produces special products combining the best of both high speed and heavy load designs, which have met the needs of some of the world's most demanding applications. Please contact us for any enquiry.

Nominal Ø	Lead	Ball Ø	Nº circuits	C (kN)	Co (kN)	L(l)	D	H
63	20	15,88	8	445	1055	230	125	25
63	20	15,88	9	492.5	1187	250	125	25
63	20	15,88	10	540	1319	270	125	25
80	20	15,88	8	507.7	1328	240	140	30
80	20	15,88	9	561.8	1494	260	140	30
80	20	15,88	10	616	1660	280	140	30
80	25	19,04	8	650	1648	295	150	30
80	25	19,04	9	719.2	1854	320	150	30
80	25	19,04	10	780.6	2039	345	150	30
100	20	15,88	8	576.5	1692	240	160	30
100	20	15,88	9	638	1904	260	160	30
100	20	15,88	10	699.5	2115	280	160	30
100	25	19,04	8	731.9	2041	295	170	30
100	25	19,04	9	810	2296	320	170	30
100	25	19,04	10	879	2526	345	170	30

(l) Minimum nut length with wipers. Without flange L=L-H+10.



## ANEXO C: Características da Drive Escolhida

Modello Model		EBS 3/6	EBS 6/12	EBS 12/24	EBS 30/60	EBS 42/84
Corrente uscita Output current	A <sub>rms</sub>	3 cont. 6 x 5 sec	6 cont. 12 x 5 sec	12 cont. 24 x 5 sec.	30 cont. 60 x 5 sec	42 cont. 84 x 5 sec
Dimensioni (inclusi fissaggi) L x H x P Dimensions (including fasteners) L x H x D	mm	66 x 265 x 164,5		86 x 265 x 164,5	166 x 360 x 232	
Tensione di alimentazione trifase Three-phase power supply voltage rating	Vac	230±10% 400±10%				
Tensione nominale Bus DC Bus DC rated voltage	V <sub>dc</sub>	320±10% 566±10%				
Corrente continuativa erogabile Supplyable steady current	A	3	6	12	30	42
Corrente di picco (max 5s) Peak current (max 5s)	A	6	12	24	60	84
Capacità dei condensatori di BUS Capacity of BUS condensers	uF	235	235	500	1230	1500
Potenza nominale in uscita Rated output power	KW	1,29	2,59	5,74	14,3	20,1
Tolleranza ammessa sul +24 VDC Tolerance allowed on +24 VDC	V <sub>dc</sub>	+15 / -10 %				
Assorbimento sul +24VDC (freno motore escluso) Power input at +24VDC (main brake excluded)	A	0,4	0,4	0,4	0,6	0,6
Potenza diss. dal drive in cond. Nominali (400 VAC) Power dissipated by drive in rated conditions	W	50	80	150	350	500
Max Potenza cont. di frenatura su resistenza interna Max cont. braking power on internal resistor	W	25		50	N.A.*	
Max Potenza di picco di frenatura interna (0,5 sec) Max peak internal braking power (0.5 sec)	KW	5		10	N.A.*	
Max Potenza cont. di frenatura su resistenza esterna Max cont. braking power on external resistor	W	1000		1500	5000	
Valore resistenza di frenatura interna Value of internal braking resistor	ohm	100		50	N.A.*	
Valore resistenza di frenatura esterna Value of external braking resistor	ohm	> 66		> 33	> 12,5	
Tensione di intervento circuito di frenatura Tripping voltage of brake circuit	V	390 / 720				

\*not available



## ANEXO D: Características do motor escolhido

Caratteristiche Elettriche Electrical Characteristics		E-320-09-1250	E-320-15-1250	E-320-06-2200	E-320-12-2200	E-320-06-3200	E-320-12-3200	E-320-06-4100	E-320-09-4100
Coppia di stallo $\Delta T=100\text{ }^{\circ}\text{C} - T_o$ Stall Torque $\Delta T=100\text{ }^{\circ}\text{C} - T_o$	Nm	125		220		320		410	
Velocità massima - $N_{max}$ Max Velocity - $N_{max}$	rpm	850	1500	600	1200	600	1200	550	900
Corrente nominale - $I_N$ Nominal Current - $I_N$	Amps	16	32	18	35	25	48	30	47
Coppia nominale - $T_N$ Nominal Torque - $T_N$	Nm	95		152		220		290	
Corrente massima - $I_{max}$ Max Current - $I_{max}$	Amps	57	117	72	138	100	189	114	180
Coppia massima - $T_{max}$ Max Torque - $T_{max}$	Nm	378	379	661	657	969	966	1243	1226
Costante di tensione - $K_E$ Voltage Constant - $K_E$	V/Krpm	401	196	555	288	586	309	658	412
Costante di coppia - $K_T$ Torque Constant - $K_T$	Nm/A	6,63	3,24	9,18	4,76	9,69	5,11	10,9	6,81
Inerzia rotorica - $J_R$ Rotor Inertia - $J_R$	gm <sup>2</sup>	113		222		331		441	
Peso senza Freno - M Weight without brake - M	Kg	70		110		160		210	

Lunghezze Motore Motor's Leng		E-320-09-1250	E-320-15-1250	E-320-06-2200	E-320-12-2200	E-320-06-3200	E-320-12-3200	E-320-06-4100	E-320-09-4100
L80 senza freno L80 without brake	mm	300		375		450		525	
L81 senza freno L81 without brake	mm	47		47		47		47	
L81 con freno 40Nm L81 with brake 40Nm	mm	105		105		105		105	
L81 con freno 150Nm L81 with brake 150Nm	mm	135		135		135		135	

Caratteristiche freno per motori quadro 320 mm Brake characteristics for square 320 mm motors		Freno 40Nm Brake 40Nm		Freno 150Nm Brake 150Nm	
Tensione alimentazione [Vdc] Supply Voltage [VDC]		24 +/- 6%			
Corrente [A] Current [A]		1,66		3,54	
Coppia frenante [Nm] Braking Torque [Nm]		40		150	
Inerzia [gm <sup>2</sup> ] Inertia [gm <sup>2</sup> ]		0,45		2,9	
Peso [Kg] Weight [Kg]		3,5		12	
Ton/Toff [ms]		53/115		78/210	



## ANEXO E: Características das polias e correia Gates

Sprocket Number	Number of Teeth	Diameters (in)			Design Type	Dimensions (in)												Approx WR <sup>1</sup>	Approx W <sub>r</sub> <sup>2</sup>	Matl. Spec
		Pitch	O.D.	Flange Ref.		A	B	C	D	E	F	M	F-CL	Bushing Size	Bore Sizes					
															Min	Max				
14MX-28S-20	28	4.912	4.802	5.400	A1-F	3.61	—	1.04	1.25	—	1.36	0.11	0.68	2012	0.500	2.125	3.9	0.105	GI, NP	
14MX-29S-20	29	5.088	4.978	5.760	A1-F	3.99	—	1.04	1.25	—	1.36	0.11	0.68	2012	0.500	2.125	4.3	0.122	GI, NP	
14MX-30S-20	30	5.263	5.153	5.760	A1-F	3.99	—	1.04	1.25	—	1.36	0.11	0.68	2012	0.500	2.125	4.8	0.143	GI, NP	
14MX-31S-20	31	5.439	5.329	6.110	A1-F	4.22	—	1.04	1.25	—	1.36	0.11	0.68	2012	0.500	2.125	5.3	0.165	GI, NP	
14MX-32S-20	32	5.614	5.504	6.110	A1-F	4.22	—	1.04	1.25	—	1.36	0.11	0.68	2012	0.500	2.125	5.8	0.191	GI, NP	
14MX-33S-20	33	5.790	5.680	6.460	A1-F	4.53	—	1.04	1.25	—	1.36	0.11	0.68	2012	0.500	2.125	6.3	0.217	GI, NP	
14MX-34S-20	34	5.965	5.855	6.460	A1-F	4.53	—	1.04	1.25	—	1.36	0.11	0.68	2012	0.500	2.125	6.8	0.248	GI, NP	
14MX-90S-20	90	15.790	15.680	—	C-2	14.26	8.75	—	2.50	—	1.36	1.14	0.68	3525	1.188	3.938	53.8	9.215	GI, NP	
14MX-112S-20	112	19.650	19.540	—	C-3	16.47	8.75	—	2.50	—	1.36	1.14	0.68	3525	1.188	3.938	70.1	21.11	GI, NP	
14MX-140S-20	140	24.562	24.452	—	C-3	21.04	8.75	—	2.50	—	1.36	1.14	0.68	3525	1.188	3.938	94.8	48.06	GI, NP	
14MX-168S-20	168	29.475	29.365	—	C-3	25.90	8.75	—	2.50	—	1.36	1.14	0.68	3525	1.188	3.938	120.8	91.40	GI, NP	
14MX-180S-20	180	31.580	31.470	—	C-3	27.99	8.75	—	2.50	—	1.36	1.14	0.68	3525	1.188	3.938	134.6	118.6	GI, NP	
14MX-200S-20	200	35.089	34.979	—	C-3	31.46	8.75	—	2.50	—	1.36	1.14	0.68	3525	1.188	3.938	158.1	176.5	GI, NP	
14MX-224S-20	224	39.300	39.190	—	C-3	35.63	10.00	—	3.00	—	1.36	1.64	0.68	4030	1.438	4.438	201.1	271.7	GI, NP	

Description	No. of Teeth	Length	
		mm	in
14MGT-994	71	994	39.13
14MGT-1120	80	1120	44.09
14MGT-1190	85	1190	46.85
14MGT-1260	90	1260	49.61
14MGT-1400	100	1400	55.12
14MGT-1568	112	1568	61.73
14MGT-1610	115	1610	63.84
14MGT-1750	125	1750	68.90
14MGT-1890	135	1890	74.41



## ANEXO F: Características do carro das guias

**Ball Runner Blocks SLS**

a) For O-ring  
 Size 15:  $\text{Ø } 4 \cdot 1.0$  (mm)  
 Size 20 - 45:  $\text{Ø } 5 \cdot 1.0$  (mm)  
 Open lube bore as required ( $\varphi \approx 258$ ).

b) Lube nipple, size 15 - 20:  
 Funnel-type lube nipple DIN 3405-A M3x5,  $B_2 = 1.6$  mm  
 If another lube nipple is used: observe the screw-in depth of 5 mm!  
 Lube nipple, size 25 - 45:  
 Hydraulic-type lube nipple DIN 71412-B M6x8,  $B_2 = 9.5$  mm  
 If another lube nipple is used: observe the screw-in depth of 8 mm!  
 Lube nipples are provided (unmounted).  
 Connection possible at all sides.

Size	Dimensions (mm)																		
	A	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	B	B <sub>1</sub>	E <sub>1</sub>	E <sub>2</sub>	E <sub>3</sub>	E <sub>8</sub>	E <sub>9</sub>	H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub> <sup>1)</sup>	H <sub>2</sub> <sup>2)</sup>	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	K <sub>3</sub>	K <sub>4</sub>
15	34	17	15	9.5	72.6	53.6	26	26	24.55	6.70	24	19.90	16.30	16.20	17.20	18.80	3.20	3.20	3.20
20	44	22	20	12.0	91.0	65.6	32	50	32.50	7.30	30	25.35	20.75	20.55	14.80	14.80	3.35	3.35	3.35
25	48	24	23	12.5	107.9	79.5	35	50	38.30	11.50	36	29.90	24.45	24.25	20.80	21.95	5.50	5.50	5.50
30	60	30	28	16.0	119.7	89.4	40	60	48.40	14.60	42	35.35	28.55	28.35	21.00	22.70	6.05	6.05	6.05
35	70	35	34	18.0	139.0	105.5	50	72	58.00	17.35	48	40.40	32.15	31.85	23.75	25.25	6.90	6.90	6.90
45	86	43	45	20.5	174.1	133.5	60	80	69.80	20.90	60	50.30	40.15	39.85	35.50	37.50	8.20	8.20	8.20

Size	Dimensions (mm)									Weight (kg)	Load capacities <sup>3)</sup> (N)		Load moments <sup>3)</sup> (Nm)			
	N <sub>3</sub>	N <sub>6</sub> <sup>±0.5</sup>	S <sub>2</sub>	S <sub>5</sub>	S <sub>9</sub>	T	V <sub>1</sub>	C	C <sub>0</sub>		M <sub>t</sub>	M <sub>l0</sub>	M <sub>L</sub>	M <sub>L0</sub>		
15	6.0	10.3	M4	4.4	M2.5x3.5	60	5.0	0.20	10 000	20 200	96	190	75	150		
20	7.5	13.2	M5	6.0	M3x5	60	6.0	0.45	24 400	35 200	310	450	225	330		
25	9.0	15.2	M6	7.0	M3x5	60	7.5	0.65	30 400	45 500	430	650	345	510		
30	12.0	17.0	M8	9.0	M3x5	80	7.0	1.10	40 000	57 800	690	1 000	495	715		
35	13.0	20.5	M8	9.0	M3x5	80	8.0	1.70	55 600	81 000	1 200	1 740	830	1 215		
45	18.0	23.5	M10	14.0	M4x7	105	10.0	3.20	90 400	128 500	2 440	3 470	1 700	2 425		

- 1) Dimension H<sub>2</sub> with cover strip
- 2) Dimension H<sub>2</sub> without cover strip
- 3) Load capacities and moments for Ball Runner Block **without** ball chain. Load capacities and moments for Ball Runner Block **with** ball chain  $\varphi \approx 8$ . Determination of the dynamic load capacities and moments is based on a travel life of 100,000 m per ISO 14728-1. Often only 50,000 m are actually stipulated. For comparison: Multiply values C, M<sub>t</sub> and M<sub>L</sub> from the table by 1.26.

