

Filipe Miguel Simões Pereira

# Alimentação automática de máquinas de roscar parafusos.

Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica  
na Especialidade de Produção e Projecto

Junho de 2018



UNIVERSIDADE DE COIMBRA



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS  
E TECNOLOGIA  
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE  
ENGENHARIA MECÂNICA

## **Alimentação automática de máquinas de roscar parafusos.**

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia  
Mecânica na Especialidade de Produção e Projeto

### **Automatic feeding of screw machines.**

Autor

**Filipe Miguel Simões Pereira**

Orientadores

**Professor Doutor José Domingos Moreira da Costa**

**Engenheiro Hugo Filipe Vasconcelos de Moura**

Júri

Presidente	<b>Professor Doutor José António Martins Ferreira</b> Professor da Universidade de Coimbra
Vogais	<b>Professor Doutor Amílcar Lopes Ramalho</b> Professor da Universidade de Coimbra
Orientador	<b>Professor Doutor José Domingos Moreira da Costa</b> Professor da Universidade de Coimbra

Colaboração Institucional

---



PECOL AUTOMOTIVE, S. A.

Coimbra, julho, 2018



"Imagination is more important than knowledge. Knowledge is limited.  
Imagination encircles the world." (What Life Means to Einstein, 1929)

[Aos meus Pais.]



## Agradecimentos

Este trabalho, apesar de individual, é sempre feito com bastante apoio diretamente e indiretamente, contudo apesar de um obrigado ser pouco, deixo aqui alguns dos meus agradecimentos.

Em primeiro lugar queria agradecer às duas pessoas mais importantes em toda esta caminhada, que durante anos deram tudo o que tinham para que eu pudesse ter sempre um pouco mais, à D. Ilda e Sr. Paulo, que apesar dos seus pequenos defeitos são dois grandes exemplos de vida.

De seguida, as palavras vão para as minhas irmãs, que apesar de gémeas, são exemplos de diversidade de caracteres, e que ao longo de estes anos, me foram ajudando, divertindo e reconfortando como ninguém.

Agradecer a toda a equipa da Pecol que me recebeu e me ajudou ao longo destes últimos meses, dando-me exemplos de profissionalismo, bem-estar e trabalho de equipa.

Uma palavra de obrigado também aos meus orientadores, pelo tempo dispensado no meio dos seus trabalhos, também pelos ensinamentos, métodos de trabalho e reparos fundamentais para este trabalho.

Agradecer à Eva pela amizade, companheirismo e apoio dado ao longo desta já longa jornada.

Aos meus colegas e amigos com quem tive o gosto de partilhar momentos de diversão e lazer, muito obrigado.

A todos um bem-haja.



## Resumo

No presente contexto industrial assiste-se a uma constante e acelerada evolução de tecnologias, conceitos e técnicas com vista a dar resposta a uma enorme competitividade e satisfação da procura exigida, sendo a indústria automóvel um dos maiores motores dessa evolução.

A competitividade requiere às empresas elevados grau de qualidade e de agilidade na resposta. Como consequência, há uma crescente complexidade e importância das máquinas e processos produtivos, tornando cada vez mais dispendiosas as paragens de produção. Neste sentido, as empresas procuram desenvolver sistemas de gestão de manutenção que permitam reduzir não só o número de paragens nos processos, como também a duração de cada paragem e, conseqüentemente, todos os custos associados.

A dissertação apresentada tem como objetivo a melhoria no processo produtivo de alimentação autónoma de parafusos nas máquinas de roscagem. Trata-se de um processo difícil e personalizado, onde a flexibilidade é um aspeto fulcral. Assim é apresentado o estudo de um dos sistemas de maior preocupação na alimentação desta maquinaria, estudando-o e encontrando o gargalo do sistema, para encontrar medidas corretivas para o diminuir e assim aumentar a sua cadência, flexibilidade e fiabilidade.

Em paralelo, são também estudadas soluções de substituição para o sistema de orientação e alimentação em estudo, encontrando assim soluções mais flexível, com menores e menos paragens, e para uma adaptação mais rápida, tanto para novas referências como também para outras funções.

**Palavras-chave:** Alimentação, cadência, estampagem, flexibilidade, gargalo, parafusos, roscagem.



## Abstract

In the present industrial context, there is a constant and accelerated evolution of technologies, concepts and techniques to respond to the enormous competitiveness and satisfaction of demand demanded, with the automotive industry being one of the main drivers of this evolution.

Competitiveness requires companies to achieve high quality and immediate responses. Consequently, there is a growing complexity and importance of machines and production processes, making production stoppages increasingly costly. In this sense, companies seek to develop maintenance management systems that reduce not only the number of stops in the processes, but also the duration of each stop and, consequently, all associated costs.

The dissertation presented has as objective the productive improvement in the process of autonomous feeding of screws in the threading machines. It is a difficult and personalized process, where flexibility is a key aspect. Thus, it is presented the study of one of the systems of greatest concern in the feeding of this machinery, studying it and finding the bottleneck of the system, to find corrective measures to reduce it and thus increase its cadence, flexibility and reliability.

In parallel, replacement solutions are also studied for the orientation and feeding system under study, thus finding more flexible solutions, with smaller and less stops, and for a faster adaptation, for new references as well as for other functions.

**Keywords** Cadence, bottleneck, feeding, flexibility, screws, stamping, tapping.



## Índice

Índice de Figuras .....	ix
Índice de Tabelas .....	xi
Simbologia e Siglas .....	xiii
Simbologia.....	xiii
Siglas e Acrónimos.....	xiv
1. Introdução.....	1
1.1. Organização da dissertação.....	2
1.2. Pecol.....	3
1.2.1. Grupo Pecol .....	3
1.2.2. Pecol Automotive, S.A. ....	4
1.3. Processo produtivo.....	5
1.3.1. Estampagem a frio.....	8
1.3.2. Laminação de rosca (roscagem) .....	9
1.3.3. Sistemas de alimentação de roscadoras .....	11
1.4. Objetivos.....	14
2. Análise da Roscagem I.....	15
2.1. Análise de Pareto Roscagem I .....	15
2.2. Análise de Pareto à máquina 0329.....	17
2.3. Problemas encontrados .....	19
3. Estudo das Peças.....	21
3.1. Estudo das tolerâncias.....	21
4. Estudo do sistema .....	23
4.1. Funcionamento do sistema de alimentação .....	23
4.1.1. Funcionamento da mesa rotativa .....	26
4.2. Atrito no tubo de ligação vibrador-mesa rotativa .....	29
4.3. Sistema de fixação de peças mal orientadas .....	38
4.3.1. Compressão das molas .....	38
4.3.2. Atrito.....	44
4.4. Tubo final mesa rotativa-pentes.....	46
5. Melhorias a implementar .....	49
6. Outros tipos de soluções .....	51
6.1. Sistema de escolha com recurso a visão artificial.....	52
6.2. Vibrador com sistema de orientação por pêndulo gravítico .....	54
7. Implementação e Resultados .....	57
8. Conclusão .....	62

---

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	64
APÊNDICE A .....	65
APÊNDICE B.....	67
APÊNDICE C.....	69
APÊNDICE D .....	70
APÊNDICE E.....	71
APÊNDICE F .....	72

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 - Área da sede do Grupo Pecol.....	3
Figura 1.2 - Foto aérea Pecol Automotive, S.A.....	4
Figura 1.3 – Ilustração de forno para os processos térmicos.....	6
Figura 1.4 - Gama de produtos roscagem I. ....	6
Figura 1.5 - Fluxograma de processo produtivo.....	7
Figura 1.6 - Evolução da estampagem a frio com 5 punções.....	8
Figura 1.7 - Laminagem por pentes.....	9
Figura 1.8 - Laminagem por rolos.....	9
Figura 1.9 - Laminagem por rolo e segmento. ....	9
Figura 1.10 - Componentes da taça vibratória de alimentação.(Mucchi et al.).....	11
Figura 1.11 - Taça vibratória com revestimento e sensor de contacto. ....	13
Figura 1.12 - Réguas e sistema de entrada nos pentes de laminagem. ....	13
Figura 1.13 - Vista lateral da mesa rotativa.....	14
Figura 1.14 - Vista frontal para o prato. ....	14
Figura 2.1 - Análise de Pareto da Roscagem I. ....	16
Figura 2.2 - Análise de Pareto Máquina 0329. ....	17
Figura 2.3 - Gráfico cadência e produtividade. ....	18
Figura 2.4 - Zona de entrada nos Pentes.....	19
Figura 3.1 - Demonstração da cota em estudo.....	21
Figura 4.1 - Discriminação de sistema de alimentação.....	23
Figura 4.2 - Entrada do tubo, e conseqüente saída do vibrador.....	24
Figura 4.3 - Entrada em réguas posteriormente ao vibrador. ....	24
Figura 4.4 - Pratos do sistema pneumático.....	25
Figura 4.5 - Tubo de ligação mesa rotativa pneumática para entrada nos pentes. ....	26
Figura 4.6 - Ilustração de funcionamento.....	27
Figura 4.7 – Movimento de peças com orientação incorreta á entrada. ....	28
Figura 4.8 - Movimento de peças com orientação correta. ....	28
Figura 4.9 - Decomposição de forças no tubo de ligação.....	29

---

Figura 4.10 - Representação estatica de corpo em rampa. ....	31
Figura 4.11 -Cálculo experimental do ângulo $\alpha$ . ....	32
Figura 4.12 - Ilustração para cálculo da <b>Fvibr</b> . ....	34
Figura 4.13 - Cálculo experimental de <b>Fvibr</b> . ....	34
Figura 4.14 - Ilustração da inclinação do tubo. ....	36
Figura 4.15 - Sistema de molas à compressão. ....	38
Figura 4.16 - Sistema de molas á compressão desmontado. ....	39
Figura 4.17 - Ação da mola, peça bem orientada (esquerda) e mal orientado (direita). ....	39
Figura 4.18 - Forças atuantes na peça pela mola quando comprimida. ....	41
Figura 4.19 - Forças atuantes na peça pela mola quando comprimida. ....	41
Figura 4.20 - SHIMADZU AG-10kNX ....	43
Figura 4.21 - Força/deslocamento da mola. ....	43
Figura 4.22 - Gráfico de tempos de translação, (Gpa Automatio, 2017) ....	45
Figura 4.23 - Tubo de queda antes de patilha de introdução nos pentes. ....	46
Figura 6.1 - Figura 3D de sistema alternativo com recurso a visão artificial. ....	51
Figura 6.2 - Exemplo de sensor de visão, modelo VE da Banner. ....	52
Figura 6.3 - Início ....	55
Figura 6.4 - Rotação de 180 de peça mal orientada. ....	55
Figura 6.5 - Queda de peça bem orientada, sem sofrer mudança de orientação. ....	55
Figura 6.6 - Final de ciclo. ....	55
Figura 6.7 - Comportamento das peças. ....	55
Figura 7.1 - Apoio para tubo reto. ....	58
Figura 7.2 - Diferentes tipos de tubos para cada referência. ....	58
Figura 7.3 - Maior flexibilidade. ....	58
Figura 7.4 - Antiga entrada. ....	58
Figura 7.5 - Nova entrada. ....	58
Figura 7.6 - Gráfico comparativo. ....	59
Figura 0.1 - Propriedades mecânicas de SAE 9254. ....	69
Figura 0.1 - Desenho técnico prato móvel. ....	70
Figura 0.1 - Registo de ações. ....	71
Figura 0.1 - Desenho técnico peça 00429452002. ....	72

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1 - Máquinas com menor cadência. ....	15
Tabela 3.1 - Tolerâncias peças. ....	22
Tabela 4.1 – Coeficiente de atrito estático (1). ....	33
Tabela 4.2 - Coeficiente de atrito estático (2). ....	33
Tabela 4.3 - Valores médios do coeficiente de atrito estático. ....	33
Tabela 4.4 - Resultados da determinação da força máxima do vibrador. ....	35
Tabela 4.5 – Comprimentos verificados. ....	36
Tabela 4.6 – Angulo de inclinação do sistema. ....	36
Tabela 4.7- Resultados de forças no sistema. ....	37
Tabela 4.8 - Cálculo da cadência. ....	37
Tabela 4.9 - Valor teórico de k. ....	40
Tabela 4.10 - Constantes no cálculo do coeficiente de segurança, n. ....	44
Tabela 4.11 - Variáveis dependentes das referências da peça. ....	44
Tabela 4.12 - Cálculo do coeficiente de segurança, n. ....	44
Tabela 4.13 - Tempo de queda e cadência de alimentação. ....	47
Tabela 7.1 - Comparação de cadências. ....	57
Tabela 7.2 – Comparação de Resultados. ....	60
Tabela 7.3 - Tabela resultados gerais. ....	60
Tabela 0.1 - Cadência Roscagem I. ....	65
Tabela 0.2 – Cadência Roscagem I organizada. ....	66
Tabela 0.3 - Percentagem Geral de cadência. ....	66
Tabela 0.1 - Cadência Peças Máquinas 0329. ....	67
Tabela 0.2 -Dados. ....	68



## SIMBOLOGIA E SIGLAS

### Simbologia

$a, \dots, z$  – Escalares no espaço de reais  $\mathbb{R}$

$a, \dots, z$  – Tensores no espaço de reais  $\mathbb{R}^n$

$\alpha$  – Ângulo de inclinação

$\nu$  – Coeficiente de Poisson

$\mu$  - Coeficiente de atrito

$\mu_e$  – Coeficiente de atrito estático

$\mu_c$  – Coeficiente de atrito cinético

$\Delta x$  – Variação da distância

$a$  – Aceleração

$D$  – Diâmetro médio do enrolamento

$d$  – Diâmetro da secção transversal do fio do arame

$l$  – Distância.

$m$  – Massa

$n$  – Número de peças

$g$  – Aceleração gravítica

$k$  – Constante da mola

$k_{tot}$  – Constante da mola total

$t$  – Tempo

$v_0$  – Velocidade inicial

$E$  – Módulo de Elasticidade

$G$  – Módulo de elasticidade transversal

$F_x$  – Força segundo eixo  $x$

$F_y$  – Força segundo eixo  $y$

$F$  - Força

$F_a$  – Força de atrito

$F_g$  – Força gravítica

$F_c$  – Força de compressão  
 $F_{mola}$  – Força exercida pela mola  
 $F_{vib}$  – Força exercida pelo vibrador.  
 $N_a$  – Número de espiras ativas  
 $N_t$  – Número de espiras totais  
 $P$  – Força gravítica  
 $T$  – Período

### **Siglas e Acrónimos**

ASTM – American Society for Testing and Materials  
DEM – Departamento de Engenharia Mecânica  
PCL – PECOL  
PCS – Peças  
FCTUC – Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra  
ISO – International Organization for Standardization  
IP - Ingress Protection  
MIT – Massachusetts Institute of Technology  
SAE - Society of Automotive Engineers  
S.A. – Sociedade anonima  
PPM – Peças por minuto  
Ml – Milheiro (unidade de contabilização, por mil)

## 1. INTRODUÇÃO

A dissertação aqui representada, é fruto da colaboração da parceria entre a Pecol Automotiva, S.A. e a Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra, foi esta colaboração que me proporcionou a realização de um estágio curricular.

A decisão deste modelo de dissertação para obtenção de grau de mestrado prende-se com o desejo de iniciar o contacto com o mundo industrial, uma vez que, ao longo do curso somos bem instruídos quanto aos conceitos teóricos, mas com raro contacto prático das técnicas aprendidas. A grande motivação por detrás desta escolha foi, portanto, a oportunidade de entender melhor o funcionamento do meio industrial, de absorver o máximo de experiências e colocar em prática todos os conceitos teóricos absorvidos durante todo o curso. Além disso, tive a possibilidade de ter contacto com os diferentes processos produtivos presentes na empresa e de aprender com as diversas equipas e colaboradores da Pecol.

O estudo desta dissertação recai sobre a forma de alimentação de parafusos para máquinas de roscagem por esmagamento, com objetivo da melhoria das cadências como também a automatização do sistema.

Com os processos cada vez mais automatizados, com o mercado sempre a exigir novos produtos, cada vez mais complexos e com a necessidade crescente de retirar horas de mão de obra as fábricas, para menores custos de produção, o sistema a retificar tem de se tornar cada vez mais versátil e mais ágil para levar a rendimentos superiores.

## 1.1. Organização da dissertação

A dissertação começa com uma pequena apresentação do grupo Pecol e da Pecol Automotive, S.A., empresa onde foram desenvolvidos os estudos da dissertação. De seguida é falado em resumo do processo produtivo, desde a entrada da matéria prima, até a saída da parafusaria, para completar este capítulo será descrito mais em pormenor o processo de estampagem a frio e da laminação de rosca, por estes serem os processos mecânicos de destaque na empresa e que influenciam o estudo da dissertação.

No segundo capítulo são identificadas as máquinas e peças com piores cadências dentro do sector a estudo, enquanto que no capítulo três são estudadas as peças que provocam essa falta de produtividade nas máquinas, através de uma análise das tolerâncias das peças e das tolerâncias para a livre movimentação das peças utilizadas no sistema de orientação.

Sabendo a máquina e peça mais críticas, no quarto capítulo é abordado o sistema mecânico de alimentação e de orientação utilizado, fazendo assim um estudo dos pontos mais críticos onde se verificam maior número de encravamentos, com o objetivo de se perceber onde está o gargalo de todo o sistema de alimentação e saber as suas cadências máximas.

Depois de ser identificado o gargalo do sistema é necessário propor e implementar medidas de solução, estas serão descritas no quinto capítulo. No capítulo seis são demonstradas diferentes soluções, para a discussão de alternativas ao sistema de alimentação e orientação das peças estudadas, com vista a soluções mais rentáveis e versáteis.

No capítulo sete e oito será discutido os resultados obtidos, retiradas as conclusões, e por fim referir soluções de futuro para continuação do estudo e da melhoria do sistema.

## 1.2. Pecol

### 1.2.1. Grupo Pecol

A Pecol faz parte de um Grupo Português, denominado PCL-Investimentos, fundado em Águeda, em 1983 pelas mãos de Eduardo Coelho. Atualmente ocupa um lugar de relevo a nível europeu, disponibilizando uma oferta global de produtos e serviços na área da fixação e montagem para todo o tipo de indústrias, em conformidade com os mais rigorosos critérios de qualidade, (PECOL – Sistemas de Fixação, SA, 2018)

O Grupo Pecol, no seu conjunto conta com cerca de 600 colaboradores, tem a sua sede instalada na cidade de Águeda, onde dá uso a uma área aproximada de 150.000 m<sup>2</sup> para os seus trabalhos. Atualmente o grupo está representado em Portugal, Espanha, Itália, Polónia, Marrocos, Angola, China e Brasil.

A sua história começa em 1983 com a criação da Pecol – Fábrica de Parafusos, Lda., que desde logo se destacou na indústria europeia, na fabricação de peças através da estampagem a frio, de produtos como parafusos, porcas, anilhas e outras peças especiais.

Desde muito cedo apostou na internalização da marca Pecol acrescentando assim várias novas entidades ao seu grupo, fazendo uso do seu *know-how* adquirido ao longo dos anos, e incrementando a todo grupo uma crescente exigência de qualidade de serviços e produtos.

Em 2001 a empresa Pecol – Fábrica de Parafusos, Lda., separa-se nas unidades produtivas e unidade comercial, criando assim, Pecol II – Componentes Industriais, Lda., Retsacoat Portugal – Tratamentos Superficiais, Lda. e a Pecol – Sistemas de Fixação, S.A.

Em 2014 dá-se a substituição da marca Pecol II, pela marca Pecol Automotive, S.A.



**Figura 1.1** - Área da sede do Grupo Pecol.

### 1.2.2. Pecol Automotive, S.A.

Fundada em 2001, a Pecol II – Componentes Industriais, Lda., atualmente denominada Pecol Automotive, S.A., é especializada na produção de componentes especiais de fixação através do processo de estampagem a frio. Esta está estrategicamente orientada para a indústria automóvel respondendo às exigências deste mercado, (História | PECOL AUTOMOTIVE, 2018).

A globalização e competitividade dos mercados, as crescentes exigências de qualidade e serviço de produtos e clientes, aliados à necessidade de concentrar numa única unidade industrial toda a experiência e *Know-how* acumulados ao longo de anos, foram os fatores determinantes para a constituição da Pecol Automotive, S.A.

Por outro lado, a crescente procura de soluções rápidas concentradas nas especificações de cada cliente, conduziu ao desenvolvimento de um projeto global e integrado, que garante flexibilidade, fiabilidade e competitividade para enfrentar os desafios empresariais.

Atualmente, a Pecol Automotive, S.A. é um fornecedor de referência na indústria automóvel, fornecendo todos os principais TIER1 a nível global, exportando 91% do volume de negócios.

A Pecol Automotive, S.A., beneficia do parque industrial em que esta inserida, possui todo o seu processo produtivo ‘*in house*’, sendo a matéria-prima praticamente a sua única necessidade externa. Esta unidade industrial encontra-se certificada pela norma ambiental ISO 14001 e pela de qualidade ISO/TS 16949, essencial para operar no sector automóvel. O seu layout é orientado para o seu processo com maior flexibilidade, adaptando-se com extrema facilidade à grande variedade de produtos produzidos, tendo apenas o inconveniente de existir elevada movimentação de materiais em vias de fabrico provocando alguma perda de tempo em movimentações e alguma acumulação de produto intermédios.



Figura 1.2 - Foto aérea Pecol Automotive, S.A.

### 1.3. Processo produtivo

O processo produtivo da Pecol Automotive, S.A., inicia-se com a receção de matéria prima, esta segue o trajeto apresentado no fluxograma da Figura 1.5. Dentro dos losangos são apresentados os processos que são opcionais, não sendo aplicadas à totalidade das peças produzidas e em retângulos encontram-se os processos que são transversais a todo o tipo de peças produzidas, estes processos dependem das especificações pedidas pelo cliente.

A matéria-prima, após ser rececionada, realiza um estágio no exterior, onde o material fica exposto às condições atmosféricas com a finalidade de remoção de calaminas para facilitação da decapagem e posteriormente também da trefilagem. De seguida, é necessário a aplicação na produção de uma decapagem química e fosfatação do aço com a finalidade de eliminar impurezas e gorduras, bem como tornar mais fácil o processo de estampagem, facilitando a aderência do lubrificante (em pó ou massa). Após este processo o arame é alimentado nas máquinas de estampagem, iniciando-se a produção com a trefilagem do arame.

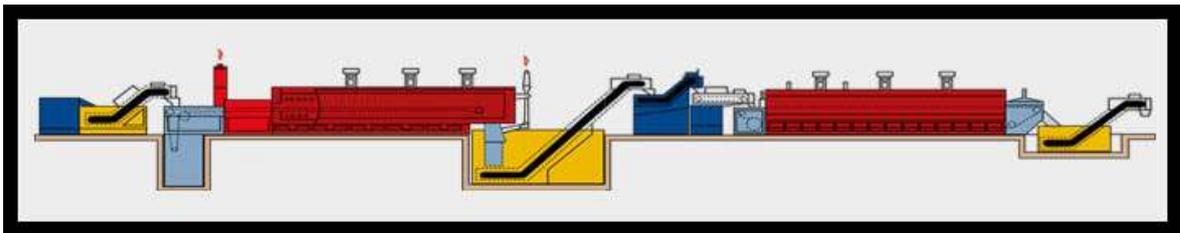
Para ir ao encontro das especificações dos clientes é muitas vezes necessário passar pelos processos dentro de losangos, apresentados na Figura 1.5, estes processos são essenciais á empresa, pois permite-lhe ter habilitações para ir praticamente a todos os tipos de parafusaria, sempre com a melhor qualidade.

A operação de maior importância e onde se será feito o estudo da dissertação é a roscagem, ou seja, laminagem de rosca, que apesar de opcional abrange bastantes gamas de trabalho. A roscagem está dividida em dois sectores na Pecol Automotive, denominados roscagem I e roscagem II. A roscagem I com produtos de geometrias mais pequenas, começa em gamas de rosca M3, podendo ir até gamas de rosca M8, Figura 1.4, enquanto a roscagem II com gamas de maior dimensão chega a roscar peças até M27.



**Figura 1.4** - Gama de produtos roscagem I.

O processo produtivo é então depois encaminhado para os fornos, para que, as peças sejam sujeitas a tratamentos térmicos e/ou superficiais. O tratamento térmico é um conjunto de operações de aquecimento e arrefecimento a que são submetidas as peças metálicas sob condições controladas de temperatura e atmosfera. Este permite aumentar ou diminuir a dureza do material, aumentar a resistência mecânica, resiliências, e melhorar a resistência ao desgaste, corrosão e ao calor. Durante os tratamentos térmicos, dependendo do tipo de aço a tratar, é aplicada uma temperatura de  $900^{\circ}$  a  $800^{\circ}\text{C}$  durante 30 minutos para uma uniformização da temperatura em toda a peça e a sua austenitização e reestruturação da rede cristalina do aço-carbono. De seguida as peças são arrefecidas em óleo e sujeitas a recozimento a cerca de  $450^{\circ}\text{C}$ , para alívio de tensões residuais introduzidas pelos processos mecânicos. Os tratamentos de superfícies têm uma grande diversidade de aplicações. Estes são feitos para melhoramento das superfícies das peças, para controlar o coeficiente de atrito das peças com rosca, assim como aumentar a resistência à corrosão e às agressões mecânicas.



**Figura 1.3** – Ilustração de forno para os processos térmicos.

Por fim as peças seguem para expedição ou para armazenamento, dependendo da finalidade e urgência da entrega ao cliente.

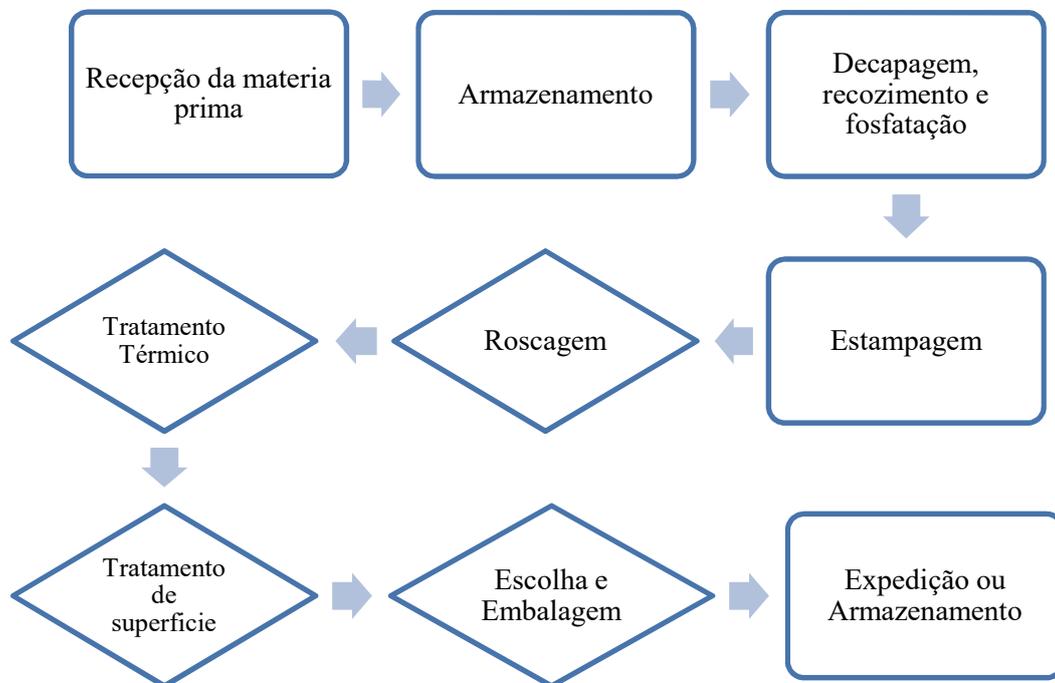


Figura 1.5 - Fluxograma de processo produtivo

### 1.3.1. Estampagem a frio

#### 1.3.1.1. Estampagem

O processo de estampagem a frio consiste na deformação plástica do metal sem adição de calor, sendo esta feita apenas com recurso à aplicação de força. Com este processo podem obter-se peças de várias dimensões e com geometrias bastante complexas a uma cadência elevada, podendo atingir 300 peças por minuto. Este processo caracteriza-se pelo elevado aproveitamento de material, como ilustrado na Figura 1.6, atingindo na grande maioria dos casos com taxas de aproveitamento de 100%, sendo o volume de material de saída o mesmo da entrada do processo. Qualquer desperdício de material, que poderá ocorrer, deve-se a algumas aparas provenientes da conformação da cabeça de parafusos por corte (aparas) ou, ‘pepitas’ do interior de porcas ou peças furadas, sendo que nestas a maioria do material é aproveitado.

Devido a ser um processo feito a frio, vai existir uma deformação interna da rede cristalina, provocando o encruamento do metal, o que se traduz num aumento das tensões de corte do material proporcionando uma maior resistência à fadiga, principalmente nas zonas de concentração de tenções.

A empresa possui vários tipos de máquinas de estampagem, que vão desde as com matriz de dois punções (peças muito simples) até máquinas de 6 punções (que permitem a elaboração de peças de elevada complexidade). A gama geométrica de fabrico destas máquinas encontra-se no intervalo de 2 a 32 mm de diâmetro e de 4 a 325 mm de comprimento.

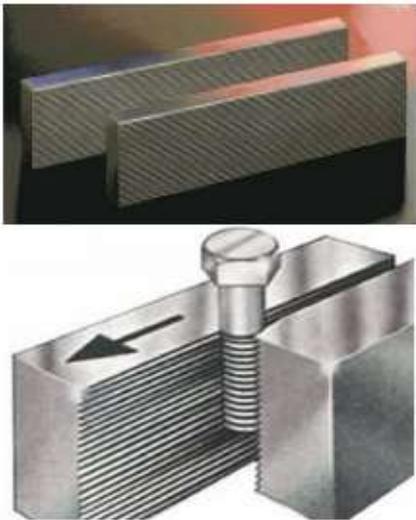


**Figura 1.6** - Evolução da estampagem a frio com 5 punções.

### 1.3.2. Laminação de rosca (roscagem)

Após a estampagem, caso seja necessário, procede-se à laminação da rosca. Esta é feita por esmagamento, não havendo também praticamente desperdício de material. Em alternativa, este processo pode ser realizado por arranque de aparas, mas com o inconveniente de criar um grande desperdício de material. O processo de arranque de aparas apenas é utilizado em roscas internas ou roscas de elevado tamanho, porque torna a produção mais fácil e rápido.

A empresa possui equipamentos que permitem fazer rosca por três processos distintos de laminação: laminagem por pentes, Figura 1.7, laminagem por rolos, Figura 1.8, laminagem por rolo e segmento, Figura 1.9.



**Figura 1.7** - Laminagem por pentes.



**Figura 1.8** - Laminagem por rolos.



**Figura 1.9** - Laminagem por rolo e segmento.

Uma das funções do equipamento apresentado na Figura 1.9, que usa a laminagem por rolo e segmento, é a acoplação de anilhas, que após a formação de rosca se tornam imperdíveis poupando assim tempo e desperdícios às indústrias que utilizam estas peças.

Para uma só peça pode ser exigido vários tipos de rosca específicas, embora o normal seja apenas um tipo de rosca, especial ou métrica.

Quanto à roscagem de interiores, apesar de ser possível criar a rosca por esmagamento, o mais comum, é a rosca ser obtida por arranque de apara, uma vez que permite uma maior cadência e maior simplicidade no processo, apesar de criar desperdício de material. Caso seja necessário outro tipo de operações, nomeadamente maquinação ou ponteio, as peças passam para a área de trabalho denominada segundas operações onde são aí conformadas.

No processo produtivo da Pecol Automotive, S.A., a conformação de rosca não se traduz em desperdício de material visto que esta é, na maioria dos casos, feita por técnicas de esmagamento. Estas são efetivamente as duas grandes vantagens económicas e ambientais em relação à obtenção de peças através da maquinação por arranque de apara, ou seja, a cadência produtiva e o aproveitamento de matéria prima, (Fernandes Coelho, 2016).

### 1.3.3. Sistemas de alimentação de roscadoras

Todas as roscadoras têm um sistema de alimentação. Este sistema varia de máquina para máquina, mas também de peça para peça, sendo os mais utilizados na Pecol Automotiva, os alimentadores vibratórios de taça. Estes sistemas de alimentação são dispositivos autônomos, que consistem numa taça especialmente projetada para orientar as peças de modo específico utilizando a geometria das peças para o efeito. Estes sistemas de alimentação são constituídos por uma base vibratória, na qual o recipiente (taça) é montado. Geralmente são incluídas pistas de acumulação de saída, denominada por régua de saída.

As taças de alimentação são usadas para alinhar e garantir a alimentação adequada das peças numa linha produtiva, como descrito em *Feeder bowl*, 1950. A alimentação é efetuada por vibração, sendo criada por ação eletromagnética. A vibração eletromagnética é convertida em vibração mecânica, que vai ajudar as peças na sua mobilidade. A Figura 1.10 mostra os principais componentes do alimentador e a sua localização.

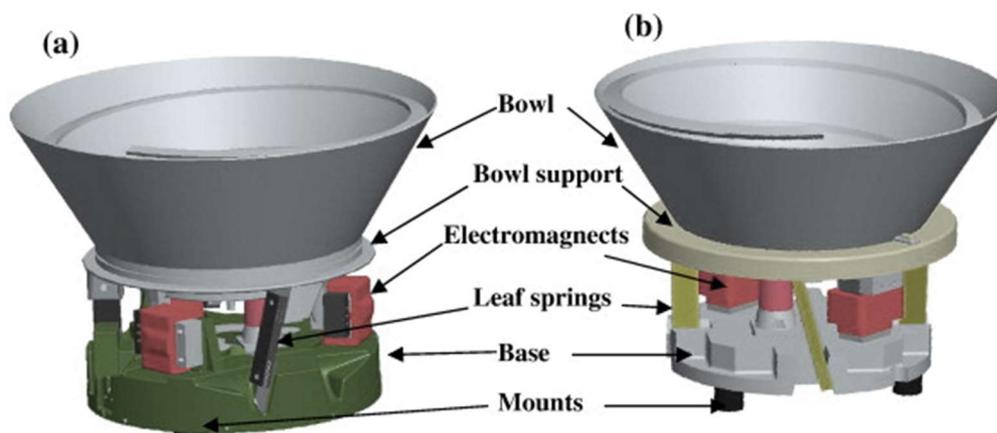


Figura 1.10 - Componentes da taça vibratória de alimentação.(Mucchi et al.)

As taças são montadas em bases suportadas por várias molas de lâmina, que restringe a movimento das taças, para que, as taças se movimentem na direção vertical para facilitar o movimento das peças e na direção tangencial, pois é através da aceleração tangencial criada que as peças movimentam como desejado. A bobine magnética é fixa por baixo da taça alimentadora. A bobine é magnetizada sendo assim criada a vibração

eletromagnética. Por norma, esta bobine é montada debaixo da taça. O íman que compõe esta bobine é capaz de criar frequência de vibração fazendo as peças vibrar até 100 Hz.

As vibrações permitem que as peças na taça deslizem ou saltem pelos trilhos, ou seja, a base vibratória faz vibrar a taça, originando uma aceleração tangencial nas peças forçando-as a subir uma faixa inclinada helicoidal. O comprimento, largura e profundidade da faixa são cuidadosamente escolhidos para se adequar a cada aplicação, forma ou tamanho da peça a ser alimentada, (vibratoryfeeders, 2018).

O revestimento especial que é aplicado nas taças depende do tamanho, geometria e do material da peça, pois irá ajudar no movimento das peças, assim como na prevenção de danos e redução dos níveis de ruído. A velocidade de alimentação à entrada da taça é controlada através de um sensor de contacto que controla o arranque e paragem da vibração de um pulmão de alimentação da taça sempre que há à falta de peças, podendo assim controlar o fluxo de peças a cair no vibrador.

Assim, a alimentação usada nas máquinas roscadoras é feita através de taças vibratórias. Este componente vai alimentar individualmente as réguas, como podemos ver na Figura 1.11 e Figura 1.12, sendo a alimentação conduzida por réguas até aos pentes. Estas réguas aproveitam a geometria das peças, para conduzi-las através do apoio da sua cabeça, e aproveita a força gravítica e de vibração produzida por um vibrador elétrico ou pneumático acoplados às réguas, para os fazer descer.

Porém, existem peças que necessitem de cuidados especiais, sendo sobre estes casos que esta dissertação se vai debruçar, pois ainda é comum em peças com geometria assimétrica e sem cabeça, a alimentação ser feita de modo manual, por um funcionário dedicado apenas a essa operação, o que torna a peça com custos de mão de obra muito elevados e o processo produtivo com cadências baixas.



**Figura 1.11** - Taça vibratória com revestimento e sensor de contacto.



**Figura 1.12** - Réguas e sistema de entrada nos pentes de laminagem.

## 1.4. Objetivos

Depois de um estudo do funcionamento de toda a linha produtiva e familiarização com os objetivos da empresa foram identificadas as alimentações das máquinas de roscagem como o gargalo de todo o processo de roscagem. A dissertação vai debruçar-se sobre os problemas existentes neste.

Os objetivos principais desta dissertação são, em primeiro lugar, identificar as peças/máquina que mais problemas oferecem à alimentação no sector da roscagem I. Após a sua identificação estudar o problema para encontrar o seu gargalo e de seguida propor melhorias ou oferecer uma abordagem diferente.

Na Figura 1.13 e Figura 1.14 é possível ver, um dos sistemas que maior preocupação dá na roscagem I (Máquina 0329), tendo já sido identificado pelos operadores de máquinas do setor como um dos maiores problemas. Este trata-se de um sistema de orientação de pernos, através de uma mesa rotativa pneumática. Constitui um grave problema devido ao elevado número de encravamentos e a baixa cadência porque se trata de um sistema de alimentação unitária.



**Figura 1.13** - Vista lateral da mesa rotativa.



**Figura 1.14** - Vista frontal para o prato.

## 2. ANÁLISE DA ROSCAGEM I

Este capítulo vai focar-se na identificação da máquina e peças a estudar. Com o intuito de perceber qual a máquina com maior margem de progressão, vai ser aferido as mesmas com cadência mais baixa. Será também vantajoso replicar as soluções encontradas, noutros equipamentos do sector.

### 2.1. Análise de Pareto Roscagem I

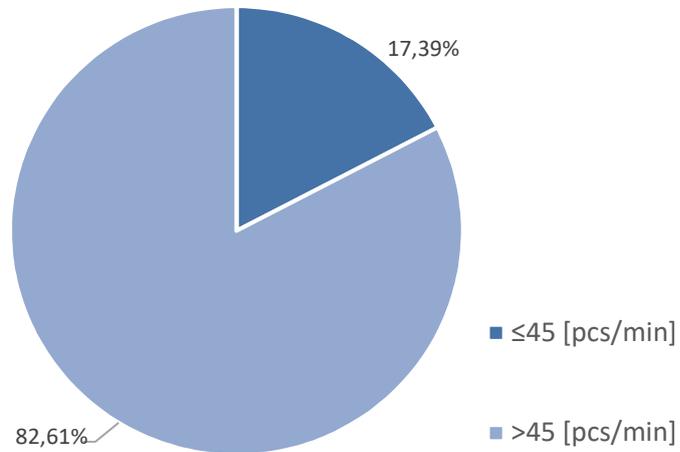
A análise de Pareto, ou também chamada curva de experiência ABC, é uma curva que agrupa e ordena a frequência de determinadas ocorrências, ou seja, permite-nos saber a importância de um determinado valor dado em percentagem. Este princípio deve o seu nome ao economista italiano Vilfredo Pareto. Este constatou que no seu país, 80% dos terrenos pertenciam a 20% da população, ou seja, a maioria da riqueza pertencia a uma minoria da população.

Este estudo vai apenas recair no sector da roscagem I, para saber as máquinas com défice de cadência, atuar. Nesta análise foram estudados os últimos quatro semestres, sendo de salientar que a máquina 0303 sofreu alterações durante esse período o que melhorou a sua cadência para cerca do dobro comparativamente aos semestres anteriores registados.

**Tabela 2.1** - Máquinas com menor cadência.

Máq. n.º	Média dos 4 últimos semestres [pcs/min]
0329	21,50
0306	23,50
0349	35,75
0342	42,25

## Análise de Pareto da cadência

**Figura 2.1** - Análise de Pareto da Roscagem I.

Constata-se que através da análise de Pareto, cerca de 17.4% das máquinas tem uma cadência inferior a 45 [pcs/min], sendo essas máquinas apresentadas na

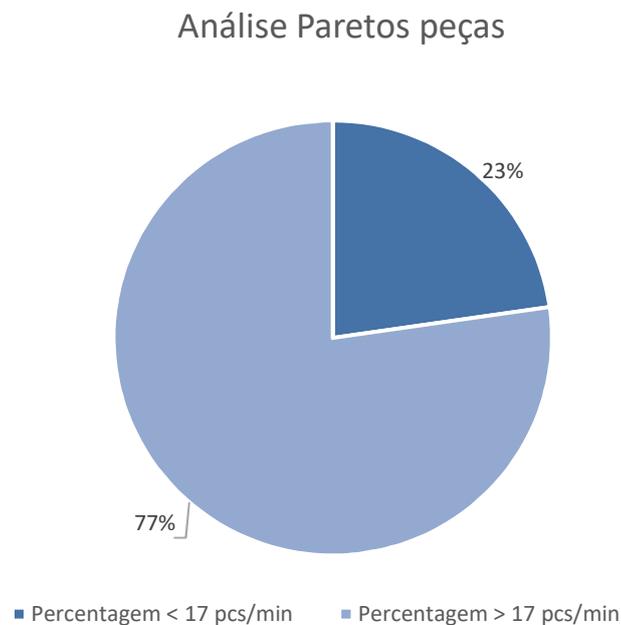
Tabela 2.1, expostas por ordem crescente de cadência.

É então salientar a máquina 0329, que mantém uma cadência bastante mais baixa comparativamente as outras de máquinas de roscagem, fundamentalmente por se encontrar parcialmente dedicada a um determinado conjunto de pernos específicos. Esta máquina é também a que gera mais preocupação, na opinião dos operadores deste sector, devido ao elevado número de encravamentos, o que acarreta vários inconvenientes como: muitas horas de paragem e longos períodos dispêndios para preparação da máquina quando há mudança de referência da peça.

## 2.2. Análise de Pareto à máquina 0329

Tomando como mais preocupante o caso da máquina 0329, conforme foi determinado e explicado na secção 2.1, este vai ser a nossa base de estudo.

Para o estudo desta máquina é necessária a listagem de produtos produzidos por esta ao longo dos dois últimos anos. No APÊNDICE B, apresenta-se a análise desses dados onde se mostra a cadência de cada um dos artigos assim como a quantidade em milhares de peças, pcs.

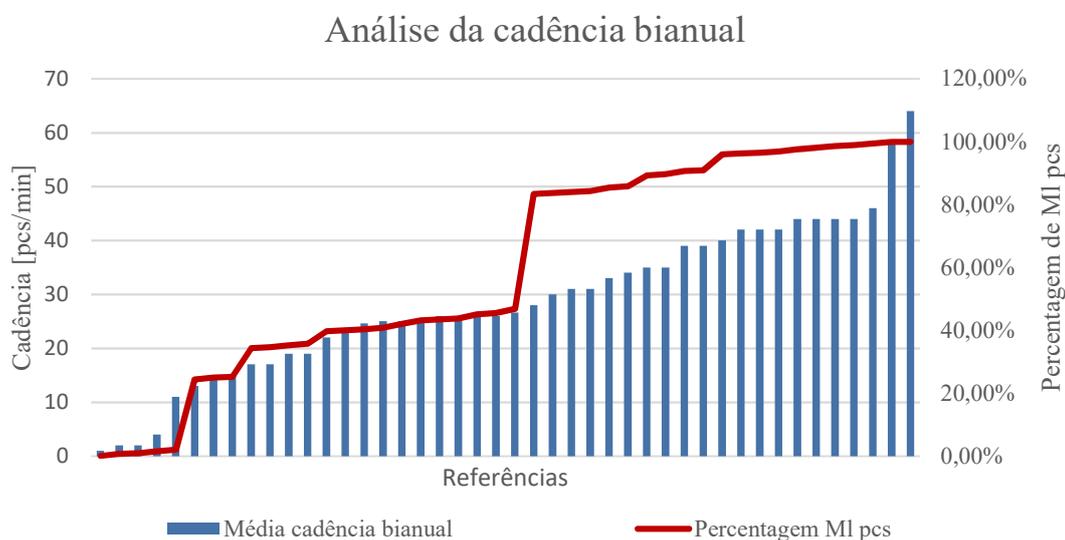


**Figura 2.2** - Análise de Pareto Máquina 0329.

A análise de Pareto, neste caso, vai ser efetuada com base na divisão de produtos com cadências superiores a 17, e inferiores a 17, para ver a relevância percentual de ambos os subconjuntos. O número 17 foi escolhido como base de conforto de cadência para peças de elevada complexidade, apesar de ainda ser um valor baixo comparando a peças de normal cadência e geometria da Roscagem I.

Na Figura 2.2 é apresentado o resultado percentual das peças com cadência menor e maior a 17. Esta percentagem de 23%, reflete 35% do material produzido pela

máquina, se retirar o valor da peça 000872181803, peça com maior produção na máquina 0329, o material com cadência menor a 17 reflete 55% da percentagem total de fabrico dos produtos com menor cadência que 17. Na Figura 2.3 a azul é apresentado as cadências por referencias produzidas enquanto a linha vermelha representa a quantidade de produção em percentagem por referencia, tendo como maior produção (aumento drástico na linha vermelha) as referencias, 000872181803, a produção foi descontinuada, e 000429452002 , uma das referências a ser estudada.



**Figura 2.3** - Gráfico cadência e produtividade.

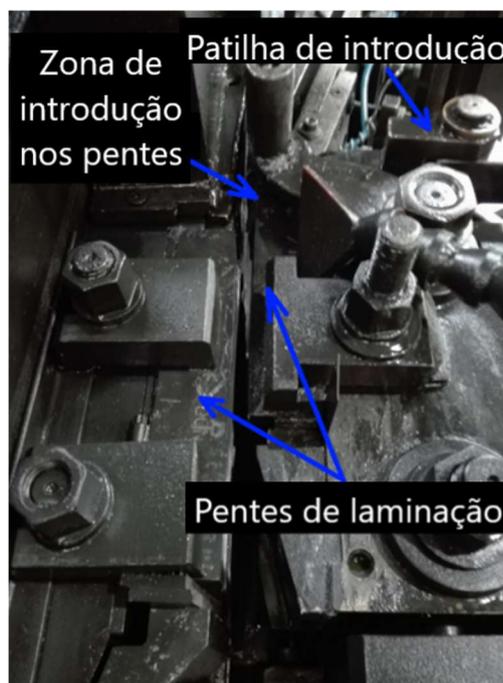
É necessário considerar que dentro das peças de menor cadência existem peças assimétricas, a maioria designadamente são pernos roscados duplamente. Estes pernos necessitam de orientação específica para entrada correta nos pentes de laminação. A dificuldade de alimentação destes pernos advém da assimetria das peças e da necessidade de orientação. No APÊNDICE F é representada o desenho técnico de uma destas peças.

Devido ao crescente aumento de produção previsto para estas peças, o estudo da dissertação vai recair sobre estas e sobre a sua alimentação, por terem uma cadência tão baixa oferecem muitos pontos de melhoria.

### 2.3. Problemas encontrados

Depois da análise, sobre as máquinas e peças, foi feita uma atenta observação do funcionamento da máquina e do seu sistema de alimentação.

Os problemas registados foram: A) encravamento das peças em vários pontos, que foram causados pela geometria incorreta das peças, pelo projeto do dispositivo mal elaborado e pela manutenção de primeiro nível mal efetuada; B) a má colocação e queda das peças na zona de entrada dos pentes, este problema acontece devido á dificuldade de afinação dos pentes, levando ao encravamento da peça na zona de introdução dos pentes, Figura 2.4; C) a má orientação das peças, o problema deve-se ao sistema não estar bem afinado. Estes três problemas associados levam a uma cadência de alimentação muito baixa, fazendo do sistema de alimentação destes pernos seja o processo mais crítico do sector.



**Figura 2.4** - Zona de entrada nos Pentes.

Quanto ao problema A, será realizado um estudo sobre a qualidade das peças de modo a confirmar se estas se encontram dentro do intervalo de tolerância estabelecido na especificação técnica das mesmas, ou se o sistema de orientação está mal dimensionado afetando assim a performance da máquina.

Quanto ao problema B, apenas se irá analisar o projeto de alimentação e efetuar uma reestruturação da patilha de introdução, pois como se trata de um problema da máquina de laminação, não será fácil a implementação de uma solução.

Quanto ao problema C, será feito um estudo sobre o sistema orientação utilizado na alimentação destas peças. Será estudado o seu funcionamento e o seu Projecto e implementadas ações de melhoria.

### 3. ESTUDO DAS PEÇAS

Este capítulo serve para estudar detalhadamente as peças identificadas com pior cadência. Para entender se o problema de cadência poderá ser algo estrutural, procedente da estampagem ou por outra operação a que as peças estejam sujeitas. Caso seja identificado algum tipo de problema será analisada a existência de melhorias a fazer na sua geometria e tolerâncias.

#### 3.1. Estudo das tolerâncias

O estudo consiste numa verificação de conformidade e qualidade, das peças a produzir. Este estudo consiste assim na verificação da cota de maior diâmetro de cada peça, Figura 3.1, pois trata-se da cota de maior relevância para o sistema de orientação. Esta verificação permite saber se as peças têm correta geometria, Figura 3.1.

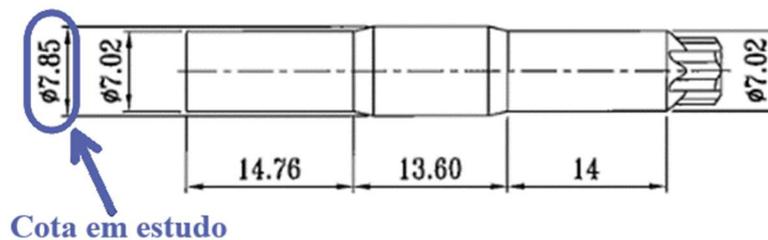


Figura 3.1 - Demonstração da cota em estudo.

De uma amostra de 140 peças de cada referência e de planos de produção diferentes, foram medidos os diâmetros em dois planos desfasados em  $90^\circ$  com um paquímetro digital com uma incerteza  $\pm 0.01$  [mm].

Dos resultados obtidos, foram calculadas as médias dos valores obtidos para os dois planos desfasados, calculadas as diferenças de diâmetros nos dois planos e feita a verificação de resultados comparando-os com as especificações de projeto de cada referência.

A Tabela 3.1 apresenta os resultados obtidos depois da verificação e dos tratamentos de dados necessário.

**Tabela 3.1** - Tolerâncias peças.

Referência	Médi a a 0° [mm]	Média a 90° [mm]	Diferença de diâmetros entre planos [mm]	Média das médias [mm]	Diâmetro projeto [mm]	Diferença [mm]	Tolerância [mm]
<b>000436850305</b>	7,811	7,812	0,009	7,811	7,90	-0,089	[± 0,15]
<b>000429452002</b>	7,851	7,849	0,009	7,850	8,00	-0,15	$\begin{bmatrix} -0,2 \\ +0 \end{bmatrix}$
<b>000426455501</b>	5,797	5,799	0,007	5,798	5,97	-0,172	$\begin{bmatrix} -0,19 \\ +0 \end{bmatrix}$
<b>000436850306</b>	5,822	5,821	0,007	5,821	5,90	-0,079	[± 0,1]
<b>000426455502</b>	7,792	7,801	0,011	7,796	7,97	-0,174	$\begin{bmatrix} -0,19 \\ +0 \end{bmatrix}$

As médias de diâmetro em cada plano e média das médias nos dois planos, encontram-se dentro das tolerâncias definidas pelo projeto de todas as referências, apesar de sempre perto do limite inferior de tolerância, o dimensionamento do projeto do dispositivo de orientação deve ter em atenção essa diferença. Esta diferença acontece pela posterior necessidade de tratamento térmico que pode aumentar ligeiramente as cotas das peças, assim como a deformação plástica introduzida pela roscagem.

A diferença entre os diâmetros nos dois planos tem valores bastantes pequenos, o que lhe confere uma circunferência quase perfeita, demonstrando assim a qualidade da estampagem e trefilagem. Não sendo este um problema, mas pelo contrário, será mais fácil o movimento de rotação e de rolamento das peças evitando assim muitos encravamentos no sistema de orientação.

## 4. ESTUDO DO SISTEMA

### 4.1. Funcionamento do sistema de alimentação

O sistema de alimentação com orientação de pernos de dupla rosca, é constituído por um pulmão vibratório, um vibrador de taça, mesa rotativa pneumática, os seus pratos constituintes e por fim as ligações entre taça e mesa rotativa e entre mesa rotativa e os pentes da roscadora, feitas através de tubos. Os componentes descritos são representados na Figura 4.1.

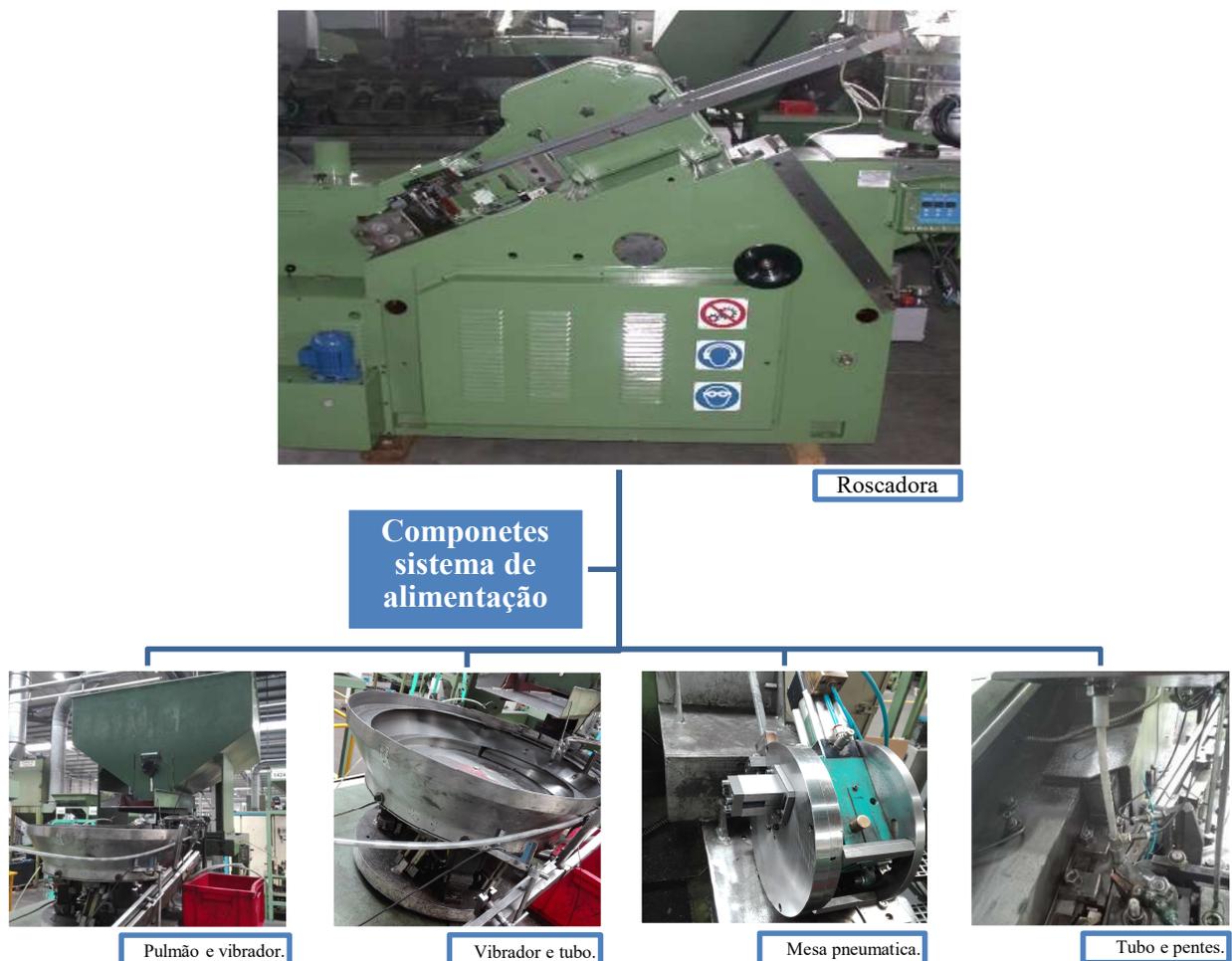


Figura 4.1 - Descrição de sistema de alimentação

O pulmão é alimentado por contentores transportados por empilhadores, que, de seguida vai alimentar a taça vibratória. Ambos são componentes que não tem muitas diferenças comparativamente aos usados em outras máquinas de roscagem, apenas diferindo a saída da taça vibratória em estudo, por esta ser feita através de tubo, Figura 4.2, em vez de ser encaminhado através de régua como nas restantes roscadoras, Figura 4.3.



**Figura 4.2** - Entrada do tubo, e consequente saída do vibrador.



**Figura 4.3** - Entrada em régua posteriormente ao vibrador.

O tubo de ligação por onde as peças passam também vai ser um componente de estudo, para determinar a força necessária à correta e rápida fluência das peças neste. Este tubo é diferente para diferentes diâmetros de peça, ou seja, para roscagem de M6 (diâmetro de projeto 5.9 mm) será obrigatoriamente diferente de M8 (diâmetro de projeto 7.9 mm). O comprimento das peças é também um aspeto que influencia o diâmetro do tubo, pois como este pode sofrer encurvaduras, leva a encravamento devido ao elevado comprimento das

peças. Em conclusão, para peças com maior comprimento o tubo terá um diâmetro sempre maior. Esta diferenciação foi estabelecida e implementada pelos operadores de máquinas do sector já durante a realização do estágio curricular.

A mesa de rotação pneumática é constituída por um sistema pneumático com acionamento através de uma electroválvula, ligada a um sensor indutivo de contacto, este emite à electroválvula que dá sinal, fazendo rodar o sistema de prato móvel, 30° por acionamento. Esta rotação é feita através do cilindro pneumático que roda um parafuso sem fim e consequentemente roda de coroa solidária com os pratos rotativos do sistema. O controlo do ângulo de rotação deve-se ao tamanho do cilindro pneumático. O prato móvel é dividido em 12 estações iguais, sendo o prato fixo ao sistema pneumático, este é delimitado entre dois pratos fixos e a diferença de espaço entre o prato fixo exterior e o prato móvel vai delimitar o espaço livre de movimento das peças. A Figura 4.4 mostra o prato móvel, com o prato fixo exterior desmontado para facilitar o visionamento, e na parte traseira vê-se o sistema pneumático de rotação.



**Figura 4.4** - Pratos do sistema pneumático.

Depois de serem orientadas de modo correto, as peças são alimentadas por tubo até perto dos pentes da máquina de roscagens, onde serão alimentadas individualmente por uma patilha que as arrasta até entre os pentes. Estes pentes através do movimento linear de um deles vão fazer as peças movimentar-se entre eles e sair roscada.



**Figura 4.5** - Tubo de ligação mesa rotativa pneumática para entrada nos pentes.

#### **4.1.1. Funcionamento da mesa rotativa**

As peças depois de passarem do pulmão para o vibrador e saírem do vibrador para o tubo, são assim alimentadas até entrarem nos pratos da mesa rotativa. As peças vão entrar a  $60^\circ$  com o eixo vertical, para permitir que passem por dois estágios antes de ser verificadas. A primeira estação é então a entrada das peças a  $60^\circ$ , que faz uso de um batente para que apenas seja permitida a entrada na mesa rotativa de 1 peça por rotação. A segunda estação a  $30^\circ$  com a vertical, serve para que as peças desçam do batente até à posição de verificação da sua orientação. O dispositivo vai então rodar e fazer a peça movimentar-se até à posição vertical, que é a zona de verificação de orientação. Nesta fase, caso as peças

estejam mal orientadas, a ação de duas molas exerce uma força de compressão sobre as peças e impede-as de cair. No caso de as peças estar bem orientado não ocorrerá contacto por ação das molas, permitindo a queda da peça, seguindo assim para o tubo que a levará aos dentes de roscagem. Esta escolha faz uso da geometria assimétrica da peça no seu eixo longitudinal.

Quando mal orientadas e depois de ser evitado a sua queda pelas molas, as peças vão continuar a rodar para os estágios seguintes até serem libertas, já com orientação correta, de novo na posição vertical, rodando assim 180°. Deste modo é garantida a uniformidade de orientação das peças. Na Figura 4.6 é ilustrado o funcionamento do sistema, enquanto que na Figura 4.7 e Figura 4.8 é demonstrado o trajeto feito pelas peças se bem orientada ou mal orientada, respetivamente.

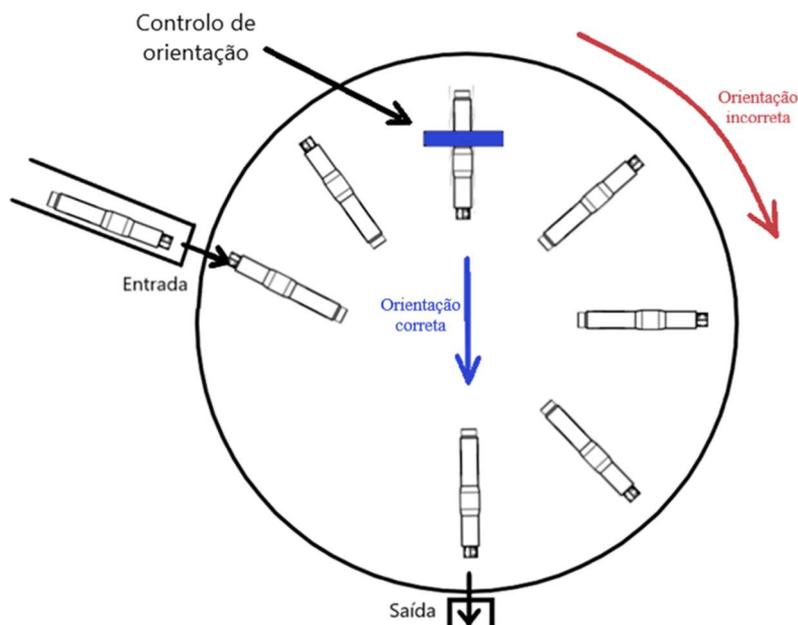
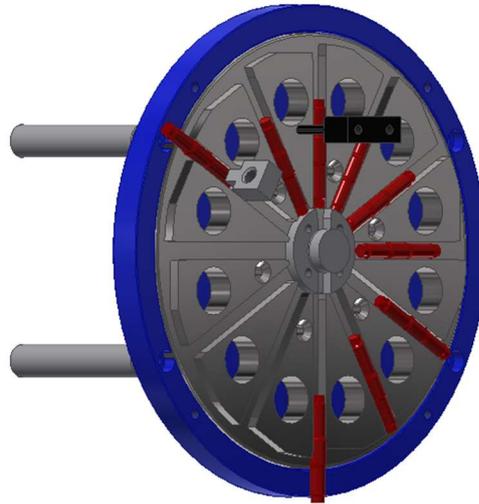
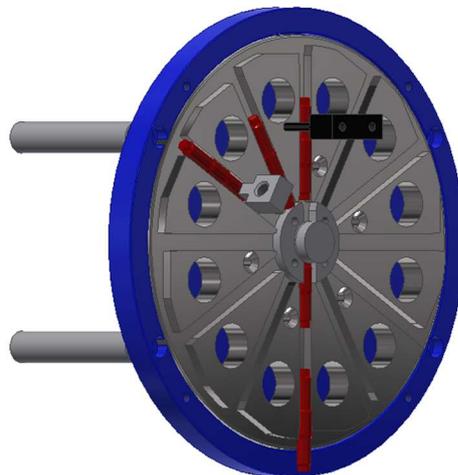


Figura 4.6 - Ilustração de funcionamento.



**Figura 4.7** – Movimento de peças com orientação incorreta á entrada.



**Figura 4.8** - Movimento de peças com orientação correta.

## 4.2. Atrito no tubo de ligação vibrador-mesa rotativa

O atrito entre as paredes do tubo e as peças são uma constante, sendo assim determinante na movimentação das peças, e conseqüentemente na cadência de alimentação. Apesar das peças utilizarem a força gravítica para ajudar no movimento de descida, a falta de um estudo prévio leva a que seja notório, que a força gravítica não é suficiente para que ocorra o movimento contínuo. Na Figura 4.9 é apresentado o sistema de peças dentro de tubo e as forças que nele atuam ao longo do percurso.

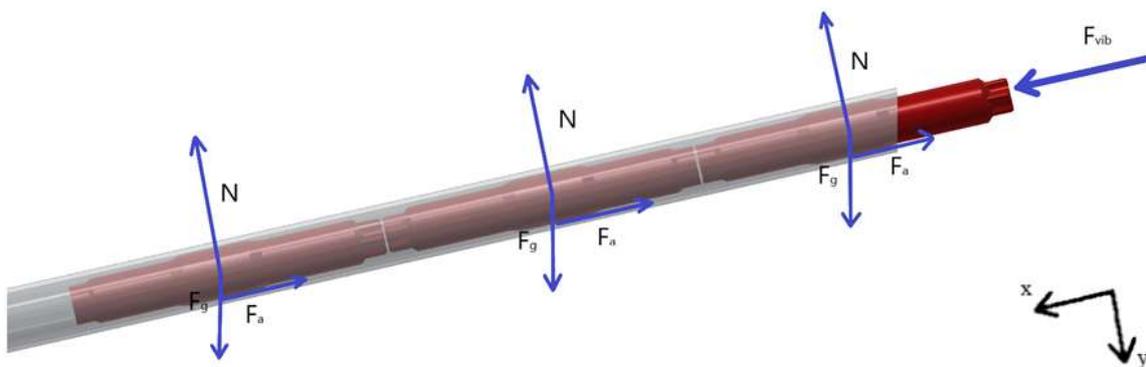


Figura 4.9 - Decomposição de forças no tubo de ligação.

Ou seja, considerando a velocidade uniforme, porque a cadência de alimentação será constante, obtemos assim as equações de Newton para o sistema:

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \\ \sum F_y = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} Fg_x \times n + F_{vibr} - (F_a) \times n = 0 \\ Fg_y \times n - N \times n = 0 \end{cases}, \quad [N]$$

Onde  $n$  vai ser o número de peças dentro do tubo, a força gravítica,  $F_g$ , vai ser decomposta através do ângulo que o tubo faz com a horizontal. Analisando, quanto maior o ângulo de inclinação do tubo maior será a força gravítica que influenciará a cadência de alimentação.

A força de atrito  $F_a$  e a força gravítica da peça podem ser determinadas pelas equações (4.1) e equação (4.2), respetivamente.

$$F_a = \mu_e \times N, \quad [N] \quad (4.1)$$

$$F_g = m \times g, \quad [N] \quad (4.2)$$

Para todos os estudos a efetuar é necessário considerar o pior dos casos. Por isso teremos de considerar o coeficiente de atrito estático. Este irá ser determinado experimentalmente.

Como se trata de um plano inclinado, a força normal atuante no contacto com a parede do tubo,  $N$ , é igual á componente da força gravítica segundo a direção  $y$ ,  $F_{g_y}$ , equação (4.3), enquanto a força gravítica segundo a direção  $x$ ,  $F_{g_x}$ , irá ajudar no movimento axial das peças e é determinada pela equação (4.4).

$$N = F_g \times \cos(\alpha), \quad [N] \quad (4.3)$$

$$F_{g_x} = F_g \times \sin(\alpha), \quad [N] \quad (4.4)$$

Em conclusão, retira-se que quanto maior for a inclinação maior será a facilidade de transporte das peças, já que a força aplicada pelo vibrador é constante.

Para o cálculo da verificação do transporte das peças no tubo é necessário conhecer o coeficiente de atrito entre o tubo e as peças (Poliamida-aço), que segundo (Nylon - UFS, 2018) será cerca de  $\mu_e = 0.42$ . Para a verificação experimental, foi considerado apenas uma peça no tubo, aumentado progressivamente a inclinação do tubo a peça irá entrar em movimento, assim que a força de atrito estática for ultrapassada. Na Figura 4.10 é apresentado a representação esquemática das forças que atuam na peça.

Sabendo que as forças no eixo  $x$  são  $F_a$  e  $F_{g_x}$  é obtido assim (4.5).

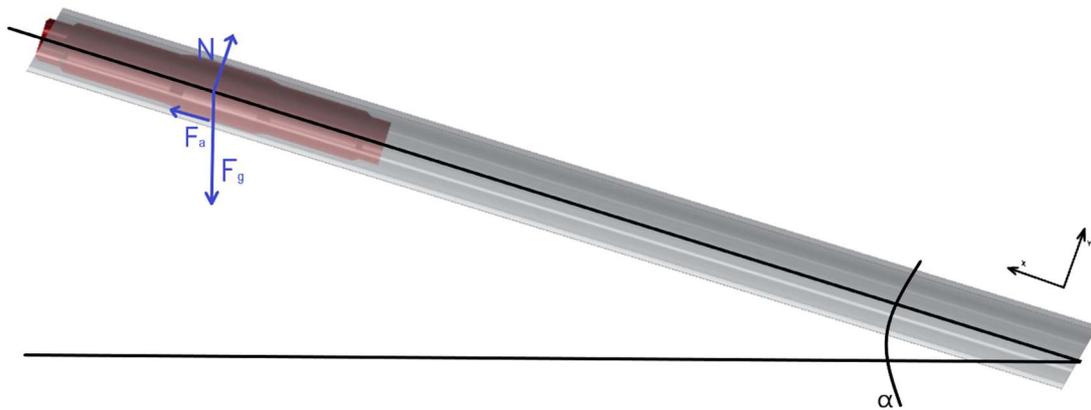


Figura 4.10 - Representação estática de corpo em rampa.

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \\ \sum F_y = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} F_a - F_{g_x} = \mu \times N - F_g \times \text{sen}(\alpha) = 0 \\ N - F_{g_y} = N - F_g \times \text{cos}(\alpha) = 0 \end{cases}, \quad [\text{N}] \quad (4.5)$$

Decompondo a força  $F_g$  e igualando tudo no primeiro termo obtemos assim a equação (4.6),

$$\mu \times F_g \times \text{cos}(\alpha) = F_g \times \text{sen}(\alpha) \quad (4.6)$$

Depois de simplificada é encontrada a relação (4.7), que é determinante para conseguirmos chegar ao coeficiente de atrito estático.

$$\mu = \tan(\alpha) \quad (4.7)$$

O coeficiente de atrito depende da rugosidade das superfícies das peças e de outros fatores tais como a temperatura, a lubrificação, etc.

Para calcular experimentalmente o coeficiente de atrito foram efetuados vários testes com diferentes peças e os diferentes tubos utilizados, onde se media o ângulo no momento em que a peça entrava em movimento. A Figura 4.11 mostra o sistema usado neste estudo.

Através do ângulo encontrado e da relação da equação (4.7) obtemos assim o coeficiente de atrito estático.



Figura 4.11 -Cálculo experimental do ângulo  $\alpha$ .

A medição dos ângulos encontrados é feita com recurso a uma suta digital, com uma tolerância de  $\pm 0.1$  [ $^{\circ}$ ] e que garante através do seu nível por bolha, a horizontalidade para correta aplicação experimental.

É feito também a comparação entre peças sem lubrificação com sujidade e totalmente limpas, para assim garantir que se encontrou o coeficiente de atrito para o melhor e pior casos.

Os resultados médios obtidos são apresentados nas Tabela 4.1 e Tabela 4.2.

Tabela 4.1 – Coeficiente de atrito estático (1).

Ref.	Limpo s/ lubrificação							
	000426455502		000426455501		000429452002		000436850306	
	$\alpha$ [°]	$\mu$	$\alpha$ [°]	$\mu$	$\alpha$ [°]	$\mu$	$\alpha$ [°]	$\mu$
	21,7	0,40	22,00	0,40	24,20	0,45	22,20	0,41
	20,8	0,38	20,20	0,37	23,80	0,44	21,50	0,39
	22	0,40	23,60	0,44	23,60	0,44	23,60	0,44
	22,8	0,42	25,20	0,47	21,60	0,40	21,90	0,40
	22,4	0,41	20,60	0,38	21,20	0,39	22,40	0,41
<b>Médias</b>	21,94	0,40	22,32	0,41	22,88	0,42	22,32	0,41
<b>Desvio Padrão [%]</b>	3,10	3,42	8,38	9,33	5,38	5,97	3,17	3,53

Tabela 4.2 - Coeficiente de atrito estático (2).

Ref.	s/ lubrificação							
	000426455502		000426455501		000429452002		000436850306	
	$\alpha$	$\mu$	$\alpha$	$\mu$	$\alpha$	$\mu$	$\alpha$	$\mu$
	24,19	0,45	24,37	0,45	22,49	0,41	21,70	0,40
	19,54	0,35	20,80	0,38	19,34	0,35	23,48	0,43
	22,04	0,40	19,64	0,36	22,67	0,42	21,99	0,40
	24,06	0,45	22,80	0,42	22,85	0,42	20,92	0,38
	21,65	0,40	21,29	0,39	22,40	0,41	23,40	0,43
<b>Médias</b>	22,30	0,41	21,78	0,40	21,95	0,40	22,30	0,41
<b>Desvio padrão [%]</b>	7,71	8,52	7,55	8,37	5,99	6,53	4,47	4,95

Na Tabela 4.3 é feito a comparação dos dois resultados obtidos chegando a um coeficiente de atrito estático de 0.3996 no melhor dos casos e cerca de 0.4222 no pior, ou seja, uma necessidade de inclinação de cerca de quase 23° na entrada das peças em movimento.

Tabela 4.3 - Valores médios do coeficiente de atrito estático.

Ref.	s/lubrificação	Limpo s/lubrificação
<b>000429452002</b>	0,422	0,410
<b>000426455501</b>	0,411	0,400
<b>000436850306</b>	0,411	0,403
<b>000426455502</b>	0,403	0,410

A decomposição das forças no tubo do sistema poderá então ser calculada quando se souber a força exercida pelo vibrador e o número de peças existente no tubo. Para a força do vibrador vai efetuar-se uma experiência, onde se fará variar o número de peças dentro do tubo, mantendo-o sempre em posição horizontal, ou seja, não existirá componente da força gravítica segundo a direção axial do tubo e assim sendo o somatório das forças de atrito no contacto das peças com o tubo será igual à força do vibrador, Figura 4.12.

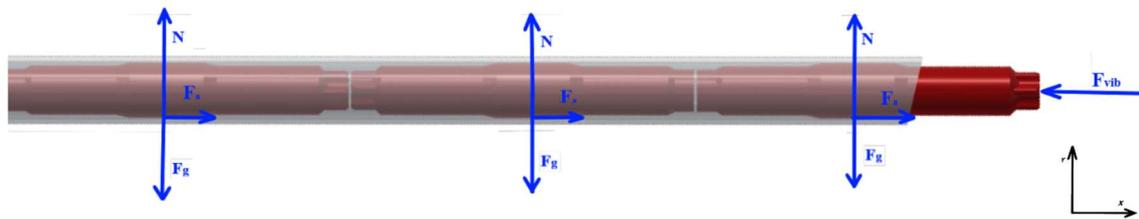


Figura 4.12 - Ilustração para cálculo da  $F_{vibr}$ .

As forças são assim então representadas pela equação (4.8)

$$\begin{cases} \sum F_x = F_a \times n - F_{vib} = 0 \\ \sum F_y = N - F_g = 0 \end{cases}, \quad [N] \quad (4.8)$$

Este cálculo é feito com o vibrador no seu máximo esforço para assim poder garantir a força máxima que é possível conseguir, apesar de este poder ser variável.



Figura 4.13 - Cálculo experimental de  $F_{vibr}$ .

A experiência feita consiste em utilizar o tubo com o diâmetro interno igual ao utilizado no dispositivo real de alimentação, num plano horizontal, e foi deixado em serviço até não conseguir colocar mais peças dentro do tubo, garantindo assim que a força do vibrador é igual à força de atrito de todas as peças que foi possível introduzir dentro do tubo. A experiência feita encontra-se representada na Figura 4.13.

Na Tabela 4.4 é apresentado os valores experimentais encontrados. Estes valores foram retirados antes do início de cada ordem de produção de cada referência de peça. O vibrador não se encontra a trabalhar muito uniformemente o que pode resultar em alguma dispersão de resultados.

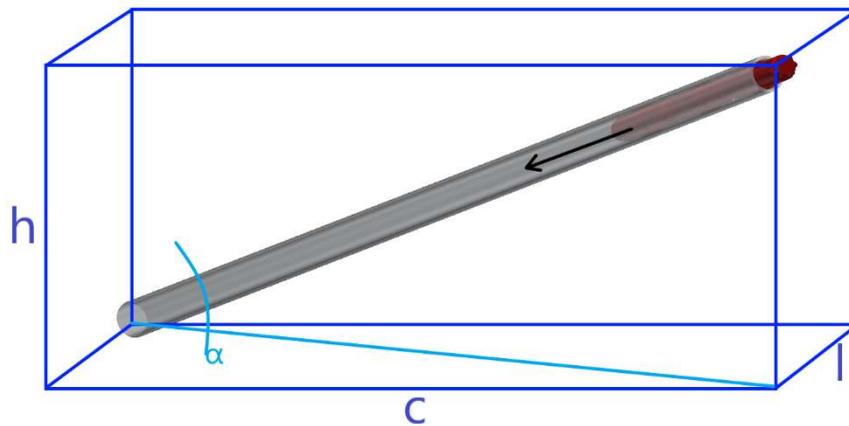
**Tabela 4.4** - Resultados da determinação da força máxima do vibrador.

Ref.	Comprimento total [mm]	N.º peças	Massa/ Peça [g]	Força gravítica [mN]	Força do vib.[mN]
000426455501	4121,5	64	11	6,906	1450,3
000426455502	3501	45	24	10,594	2224,9
000429452002	3168,75	65	14,67	9,354	1964,4
000436850305	3162	68	14,8	9,873	2073,3
000436850306	4067	83	7,4	6,025	1265,3
Média	3604,1	65		8,551	1795,6

Depois de ser feito todos os estudos das forças é então necessário olhar para o caso em estudo, onde é necessário calcular o declive do tubo e o número de peças que o tubo consegue permitir.

É de notar que o tubo como não é apoiado em nenhuma base, não tem o mesmo declive ao longo de toda a descida, esta pode ter, no limite, a posição horizontal, que será compensada pela energia cinética que a peça obtém anteriormente ou também pela vibração transmitida ao tubo pelo vibrador.

Para o cálculo do ângulo a que se encontra o tubo é necessário olhar para a sua posição. Essa mesma posição é ilustrada na Figura 4.14, onde a partir do comprimento,  $c$ , da altura,  $h$ , e da largura,  $l$ , do paralelepípedo “virtual” formado pelo início e final do tubo, com estas distâncias é assim possível calcular a inclinação aproximada do tubo na sua posição real.



**Figura 4.14** - Ilustração da inclinação do tubo.

A inclinação do tubo, é calcula então com apoio do Teorema de Pitágoras, equação (4.9), para assim chegar ao valor do cateto adjacente do triângulo onde o tubo representa a hipotenusa, o cateto oposto será então a nossa altura  $h$ .

Os valores medidos no sistema são apresentados na Tabela 4.5. O ângulo de inclinação é apresentado na Tabela 4.6, calculado através da equação (4.10).

$$\text{Comp. tubo}^2 = (\sqrt{c^2 + l^2})^2 + h^2, \quad [m] \quad (4.9)$$

$$\tan \alpha = \frac{\text{Cateto oposto}}{\text{Cateto adjacente}} = \frac{h}{\sqrt{c^2 + l^2}} \quad (4.10)$$

$$F_{g_x} + F_v - F_a = m \times a, \quad [N] \quad (4.11)$$

**Tabela 4.5** – Comprimentos verificados.

l [mm]	c [mm]	h [mm]	Comprimento do tubo [mm]
350	1500	300	1570

**Tabela 4.6** – Angulo de inclinação do sistema.

Oposto [mm]	Adjacente [mm]	$\alpha$ [°]
300	1540,29	11

**Tabela 4.7-** Resultados de forças no sistema.

Ref.	Peças	Comprimento do tubo [mm]	N.º peças	Massa/peça [g]	Força Gravítica [mN]	Força gravítica x [mN]	Força Gravítica y [mN]	Força de Atrito [mN]	Somatório [mN]
000426455501	64,4	1570,0	24,0	11,0	268,0	64,8	260,1	109,2	1405,9
000426455502	77,8	1570,0	20,0	24,0	484,1	117,1	469,7	197,3	2144,7
000429452002	48,8	1570,0	32,0	14,7	472,2	114,2	458,2	192,4	1886,2
000436850305	46,5	1570,0	34,0	14,8	499,5	120,8	484,6	203,5	1990,6
000436850306	49,0	1570,0	32,0	7,4	237,0	57,3	229,9	96,6	1226,1

Com o valor do somatório, será então igualado essa força de segurança à massa e aceleração do sistema, para podermos assim determinar a aceleração na entrada de peças no tubo. Como essa aceleração, utilizando a equação de corpo em queda livre, podemos determinar o período que uma peça demora a entrar no tubo, e ser repostada por outra, esse período vai então ser depois convertido em peças por unidade de tempo, pcs/min, as unidades utilizadas na cadência.

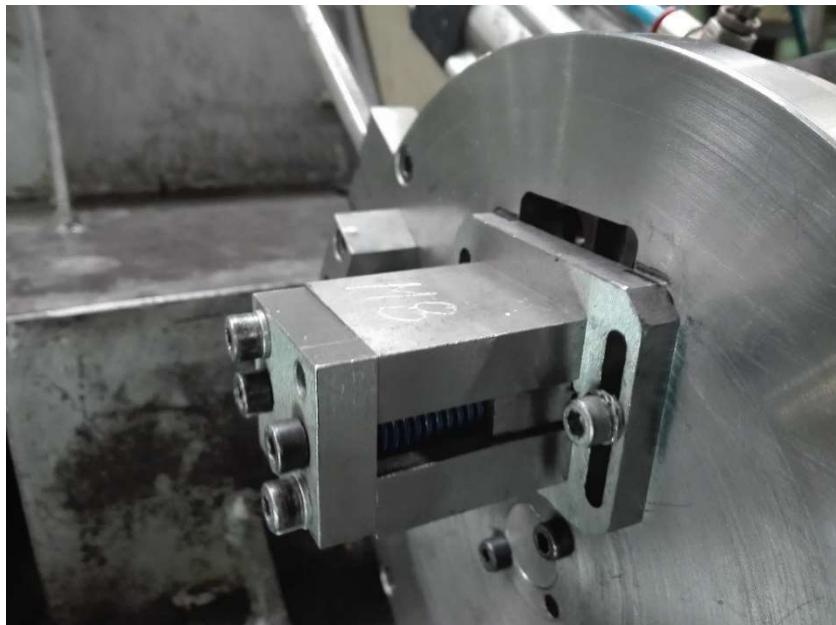
**Tabela 4.8 -** Cálculo da cadência.

Ref.	Aceleração [m/s <sup>2</sup> ]	Período [s]	Cadência [pcs/min]
000426455501	127,8	1,0	59,8
000426455502	89,4	1,3	45,5
000429452002	128,6	0,9	68,9
000436850305	134,5	0,8	72,2
000436850306	165,7	0,8	78,0

## 4.3. Sistema de fixação de peças mal orientadas

### 4.3.1. Compressão das molas

O sistema de orientação de peças é um sistema mecânico composto por duas molas helicoidais de compressão de igual comprimento, fixas a um calçador, através parafuso que serve também de veio de orientação, imagem real do sistema na Figura 4.15 e Figura 4.16.



**Figura 4.15** - Sistema de molas à compressão.

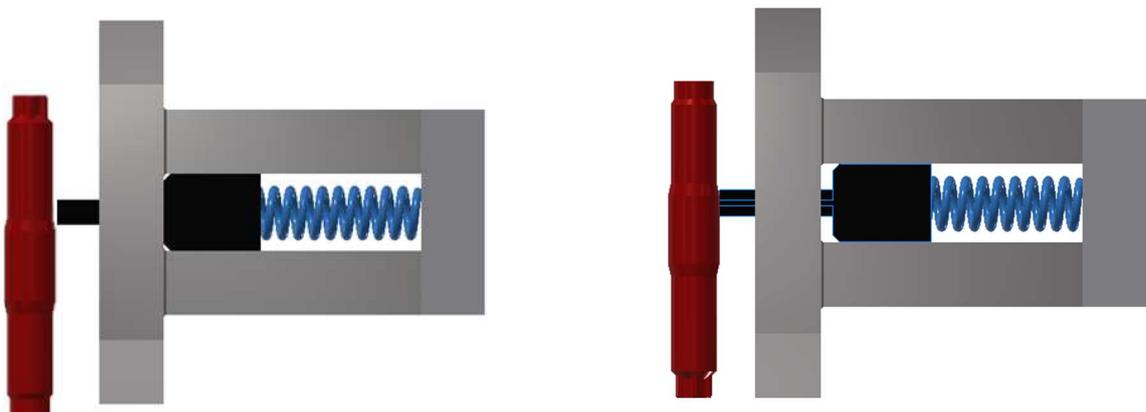
Este sistema de orientação, acoplado aos pratos da mesa rotativa, tira partido da diferença de diâmetros das peças. Essa variação de diâmetro vai permitir que as molas sejam comprimidas, se sujeitas ao maior diâmetro da peça, ou seja, peça com orientação incorreta, ou então não atua se o diâmetro for menor, orientação correta da peça.



**Figura 4.16** - Sistema de molas á compressão desmontado.

As molas ao serem contraídas devido ao contacto com as peças, vão dar origem a uma força normal no contacto das peças com os pratos do sistema, como reação à força de compressão a que as molas ficam sujeitas. Essas forças vão permitir fixar as peças mal orientadas para não cair através da força de atrito gerada nos contactos que se formam, como se exemplifica na Figura 4.17.

Para saber a força normal gerada pela mola, será necessário estudar a mola quanto à sua rigidez, uma vez que a força de atrito é diretamente proporcional à força normal gerada pela compressão das molas.



**Figura 4.17** - Ação da mola, peça bem orientada (esquerda) e mal orientado (direita).

O cálculo da constante da mola é definido pela equação (4.12), esta depende de  $G$ , módulo da constante de elasticidade transversal, calculada a partir da equação (4.13), que tem como variáveis  $E$ , o módulo de elasticidade do material da mola, e também o coeficiente de Poisson,  $\nu$ , que por sua vez, depende do material da mola. Continuando na equação (4.12),  $d$  é o diâmetro do arame da mola,  $D$  é diâmetro médio das espiras e  $N_a$  é o número de espiras ativas, equação (4.14), que depende do tipo de montagem e do tipo de preparação das extremidades (Carlos Branco et al.).

$$k = \frac{G \times d^4}{8D^3 \times N_a}, \quad [N/m] \quad (4.12)$$

$$G = \frac{E}{2 \times (1 + \nu)}, \quad [MPa] \quad (4.13)$$

$$N_t = N_a + N_i \quad (4.14)$$

O material utilizado nas molas trata de um aço com características que lhes permitem executar um número muito elevado de ciclos de grande deformação, mas sempre dentro do domínio elástico, (Aços para molas, 2018). Através da equação, (4.13), sabendo a constante de Elasticidade do material (APÊNDICE C), vamos então obter um valor teórico para  $k$  de cerca de 10 [N/mm], Tabela 4.9.

**Tabela 4.9** - Valor teórico de  $k$ .

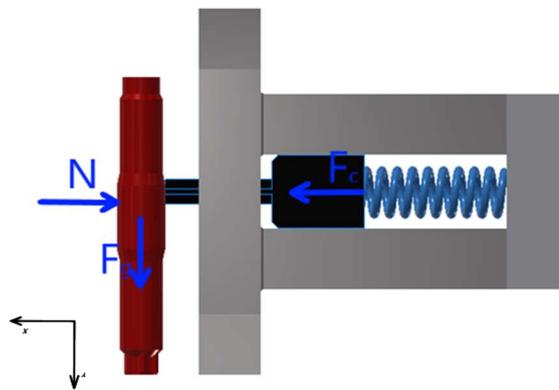
$E$ [GPa]	$\nu$	$G$ [GPa]	$k$ [N/mm]
200	0,3	76,92	9,73

A constante  $k$ , também pode ser determinada através da equação (4.15), lei de Hooke, esta lei diz que o alongamento experimentado por um material elástico (ao ser submetido à ação de uma força deformadora) é diretamente proporcional à força deformadora sempre que a referida força não ultrapasse o limite de elasticidade (Infopédia, 2018).

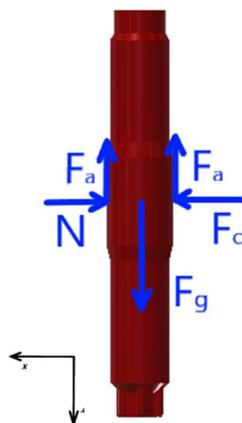
$$F = k \times \Delta x \quad [N] \quad (4.15)$$

No sistema em estudo temos duas molas colocadas em paralelo, para este tipo de disposição temos de considerar, o que é descrito na equação (4.16), visto que quando se dispõem molas em paralelo, a constante equivalente das molas do sistema vai ser o somatório de todas as constantes de cada mola, que neste caso será o descrito em (4.16).

$$k_{eq} = k_1 + k_2, [N/m] \quad (4.16)$$



**Figura 4.18** - Forças atuantes na peça pela mola quando comprimida.



**Figura 4.19** - Forças atuantes na peça pela mola quando comprimida.

Assim, pode-se então determinar  $k_{equiv}$ , e com esse valor iremos obter o coeficiente de segurança utilizado no sistema de rotação para não existir queda da peça quando mal orientada. Nos cálculos de fixação da peça deve ser utilizado o menor coeficiente

de atrito, para garantir o pior caso em estudo, por isso como se trata de contacto aço-aço irá ser utilizado o valor de  $\mu_c = 0.1$ .

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \Leftrightarrow F_g \times s = F_a + F_a \\ \sum F_x = 0 \Leftrightarrow F_c = N \end{cases}, \quad [N] \quad (4.17)$$

A representação das forças no nosso caso é descrita pelas equações de Newton, equação (4.17), que como referido em cima, a compressão das molas vai exercer uma força na peça,  $F_c$ , através do calçador das molas, fazendo surgir assim a reação normal  $N$  no contacto peça/prato com igual valor.

Na equação (4.17),  $s$ , representa o coeficiente de segurança utilizado no projeto, para que não exista escorregamento e as peças tenham uma correta escolha, com elevada fiabilidade.

Para determinar o valor de  $k_{eq}$  à compressão, foi efetuado um ensaio numa máquina *SHIMADZU*, modelo **AG-10kNX** equipada com uma célula de carga de 5kN, e uma incerteza de medição de 0.2% na leitura de dados.

Para podermos experimentalmente calcular o nosso  $k$ , foi então colocada a mola entre os dois pratos, deste modo garantiu-se que a mola apenas se ia deformar axialmente, ou seja, compressão. Os dados foram registados ao longo do tempo fazendo variar a posição de prato móvel, e registando o deslocamento, a carga e tempo decorrido, deram origem à reta representada na Figura 4.21. Esta reta sofre inicialmente uma pequena encurvadura devido a acomodação inicial dos contactos da mola com os pratos. Para evitar erros na determinação de  $k$ , foram só considerados os pontos registados após a força de compressão ultrapassar os 20 (N), e assim obtemos a equação (4.18), onde  $y$  será a carga de compressão a que a mola está sujeita, em (N),  $x$  será o deslocamento (mm) que ocorrerá na mola e o valor 9.16 será a constante de rigidez  $k$  da mola em estudo.

$$y = 9,16x - 3,78 \quad (4.18)$$

Na observação feita à Figura 4.21 é notório a evolução linear do deslocamento em relação à carga segundo a lei de Hooke. Com o cálculo da constante das molas em uso poder-se-á assim calcular a força de atrito  $F_a$  a que a peça está sujeita e saber o coeficiente

de segurança para o não escorregamento da peça. Esse coeficiente é um dos indicadores mais importantes quanto à fiabilidade da mesa de rotação, pois é o que garante a correta orientação dos pernos.



Figura 4.20 - SHIMADZU AG-10kNX

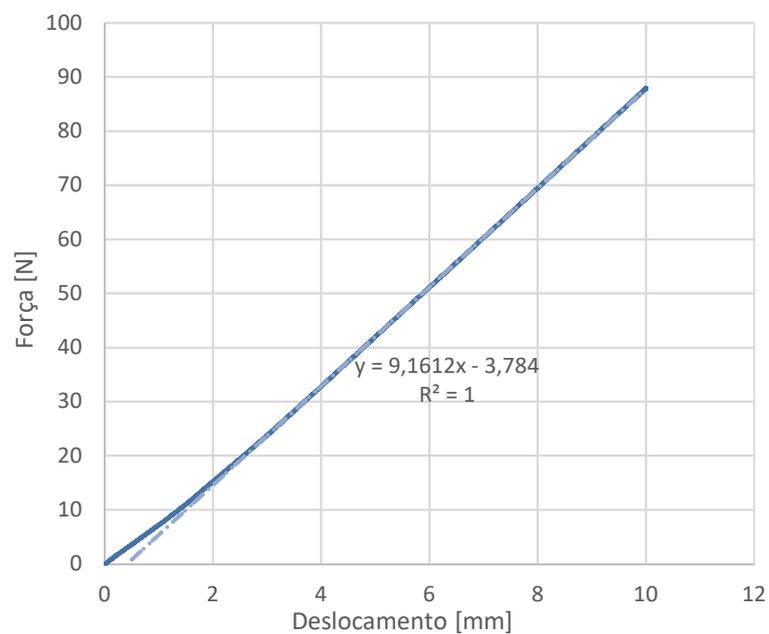


Figura 4.21 - Força/deslocamento da mola.

### 4.3.2. Atrito

No caso da nossa mesa, essa força criada pela compressão da mola, vai ser transmitida às peças, sendo anulada por uma força de reação de contacto normal com a mesa, representação nas Figura 4.18 e Figura 4.19, esta vai então influenciar a força de atrito que depende da mesma normal, equação (4.1), quando esta é suficiente para anular a força gravítica da peça, a peça irá permanecer estática sendo arrastada pela rotação do sistema, este procedimento, que irá acontecer com peças, ocorre apenas para peças mal orientadas. Para peças bem orientadas a mola não vai exercer força alguma porque não haverá contacto entre a peça e o calçador acionado pelas molas.

**Tabela 4.10** - Constantes no cálculo do coeficiente de segurança, n.

k	$k_{equi}$	Constante atrito	G [m/s <sup>2</sup> ]
9,16	18,32	0,1	9,81

**Tabela 4.11** - Variáveis dependentes das referências da peça.

Mola s/ compressão [mm]	Mola c/ compressão de trabalho máq. [mm]	Massa [g]
27	23,4	0,0074
27	23,4	0,011
27	22,4	0,01467
27	22,4	0,0148
27	22,4	0,024

**Tabela 4.12** - Cálculo do coeficiente de segurança, n.

$F_g$ [N]	$F_m$ [N]	$F_a$ [N]	n
0,073	65,95	6,60	181,70
0,108	65,95	6,60	122,24
0,144	84,27	8,43	117,12
0,145	84,27	8,43	116,09
0,235	84,27	8,43	71,59

O coeficiente de segurança é assim um valor nas ordens da centena o que confere uma excelente fiabilidade de orientação da mesa rotativa, se for bem calibrada por parte dos operadores de máquinas.

A velocidade de rotação máxima que a mesa pode atingir é retirado do catálogo do fornecedor do mesmo, Figura 4.22 retirado de Gpa Automation, 2018. Este dá-nos o tempo de translação entre estações, a nossa mesa rotativa é composta por 12 estações, e segundo o seu desenho técnico, mostrado no APÊNDICE D, tem um diâmetro de cerca de 200 mm podendo assim calcular o seu momento de inércia, através da equação (4.19).

$$I = \frac{1}{2}mr^2 \quad (4.19)$$

Deste modo chegamos a uma cadência de cerca de 168 pcs/min.

## VITESSE DE ROTATION

*Les temps de translation pouvant être obtenus en fonction du moment d'inertie sont reportés dans les graphiques suivants:*

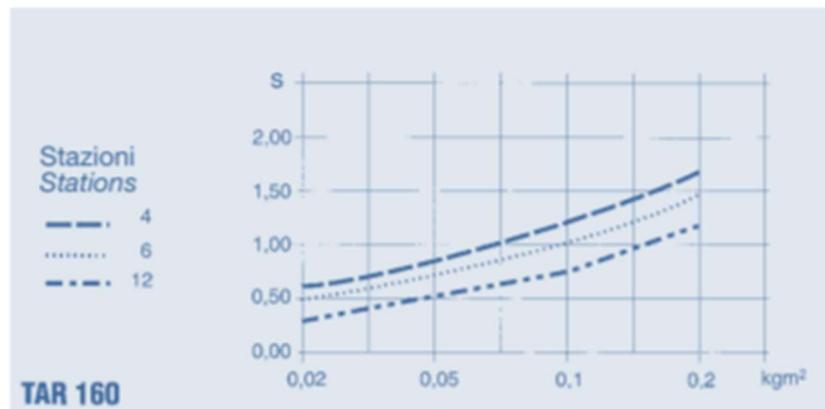


Figura 4.22 - Gráfico de tempos de translação, (Gpa Automatio, 2017)

#### 4.4. Tubo final mesa rotativa-pentes

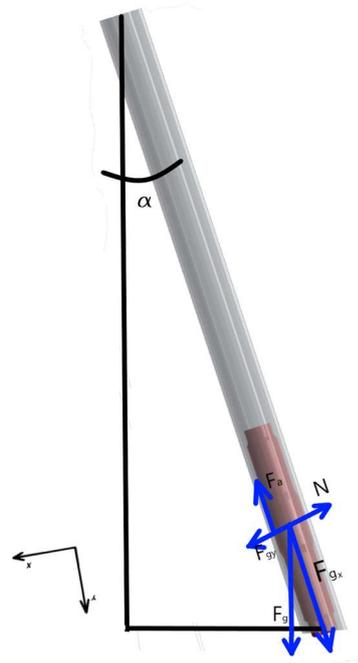


Figura 4.23 - Tubo de queda antes de patilha de introdução nos pentes.

As peças quando chegam ao último tubo, antes de cair na patilha de introdução da entrada nos pentes, são alimentadas uma a uma por uma patilha que as empurra até entre os pentes de roscagem. As peças devem entrar do modo mais rápido possível, para evitar erros, e também para que a cadência seja maior, para isso devem existir sempre peças nesse tubo, para que o tempo de queda seja o mais pequeno possível. Neste subcapítulo vai ser feito o estudo dessa última etapa, determinando o tempo de queda para aferir a melhor cadência possível, assim como o pior que pode acontecer, ou seja quando a peça terá de atravessar o tubo todo e entrar logo na patilha de introdução por não existirem mais peças dentro do tubo.

O movimento que as peças vão sofrer é de queda livre e neste caso será um movimento uniformemente acelerado que é expresso pela equação (4.20), onde a distância de queda,  $L$ , vai ser influenciada pela velocidade inicial,  $v_0$ , pela aceleração que no nosso caso será a aceleração resultante das forças que atuam na peça, Figura 4.23, porque apesar de praticamente vertical o tubo ainda tem alguma inclinação, o que faz com que exista atrito peça-tubo.

$$L = v_0 \times t + \frac{1}{2} a \times t^2, \quad [m] \quad (4.20)$$

O cálculo da aceleração é descrito na equação (4.21), que após simplificações dá origem á equação para o cálculo da aceleração descrita em (4.22).

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \Leftrightarrow F_{gx} - F_a = m \times a \\ \sum F_y = 0 \Leftrightarrow F_{gy} = N \end{cases}, \quad [N] \quad (4.21)$$

$$a = \mu \times g \times \text{sen}(\alpha) - g \times \text{cos}(\alpha), \quad [m/s^2] \quad (4.22)$$

Sabendo que o ângulo  $\alpha$  é  $12^\circ$ , calculado através da fórmula do teorema de Pitágoras chegamos então a uma aceleração da nossa peça de  $a = 8.4 [m/s^2]$ .

Sabendo à partida que a queda no melhor dos casos será  $L = 0.06 [m]$ , quando existem peças sobrepostas no tubo o que evita encravamentos, e no pior  $L = 0.52 [m]$ , quando a peça cai diretamente do sistema de orientação sem peças no tubo, e que as peças partem de repouso,  $v_0 = 0 [m/s]$ , é possível então calcular o tempo de queda.

O tempo de queda é assim dado pela equação (4.23).

$$t = \sqrt{\frac{2 \times L}{g}}, \quad [s] \quad (4.23)$$

Na Tabela 4.13 é apresentado os resultados do cálculo do tempo de queda e da cadência, que neste caso está em pcs/s, o tempo total deve-se á velocidade que a patilha de entrada funciona, ao tempo de se deslocar para diante e para trás, sendo igual para as duas cadências calculadas.

**Tabela 4.13** - Tempo de queda e cadência de alimentação.

Altura [m]	t [s]	Tempo total [s]	Cadência [pcs/min]
<b>0,06</b>	0,12	0,72	83,39
<b>0,52</b>	0,35	0,95	63,04

Com a obtenção destes resultados, é chegado a conclusão que se pode melhorar a cadência de alimentação se se mantiverem sempre peças dentro do tubo de aproximação, como foi referido inicialmente.



## 5. MELHORIAS A IMPLEMENTAR

As melhorias a implementar, são de duas ordens, as mais simples de implementação praticamente imediatas, e a mais demoradas que exigem uma fase de projeto e estudos antes da implementação.

As medidas de implementação vão ser enumeradas neste capítulo.

A subida do vibrador, para um aumento da energia potencial gravítica nas peças, e assim aliviar a força a exercer por parte do vibrador.

Na descida construir uma calha ou apoio onde poderá assentar o tubo, para que este tenha sempre a mesma inclinação ao longo de toda a descida, ou a diminuição da flexão que ocorre no tubo, atualmente contribui para a redução da velocidade de descida das peças. A construção da calha deve estar em contacto com o vibrador para que a sua vibração também se faça sentir ao longo do tubo para facilitar a descida.

A normalização dos tubos de entrada e saída do sistema, foi um passo importante, pois para não existir encravamento no tubo é necessário que o dobro do diâmetro mínimo da peça não ultrapasse o diâmetro do tubo para não existir sobreposição e ter uma margem de segurança confortável.

A reestruturação da saída do tubo para os pentes, que deve ser adaptada para as alturas diferentes de cada peça, evitando encravamento na zona dos pentes.

A longo prazo, seria importante uma orientação da mesa rotativa, para facilitar o acesso a zona de encravamento, assim como a possibilidade de trocar o sistema pneumático por um mecanismo acionado por motoredutor, para um aumento da velocidade de rotação do mesmo.

A implementação de um sistema de *Poke Yoke* ou o maior controlo das peças durante a lavagem das mesmas, também seria um aspeto importante, pois existe alguma mistura de peças, que vão provocar encravamentos, tanto no vibrador, como nos tubos, como ainda na mesa de orientação, tendo estes dois últimos de serem desmontados para desencravamento, o que provoca perdas de tempo elevadas.

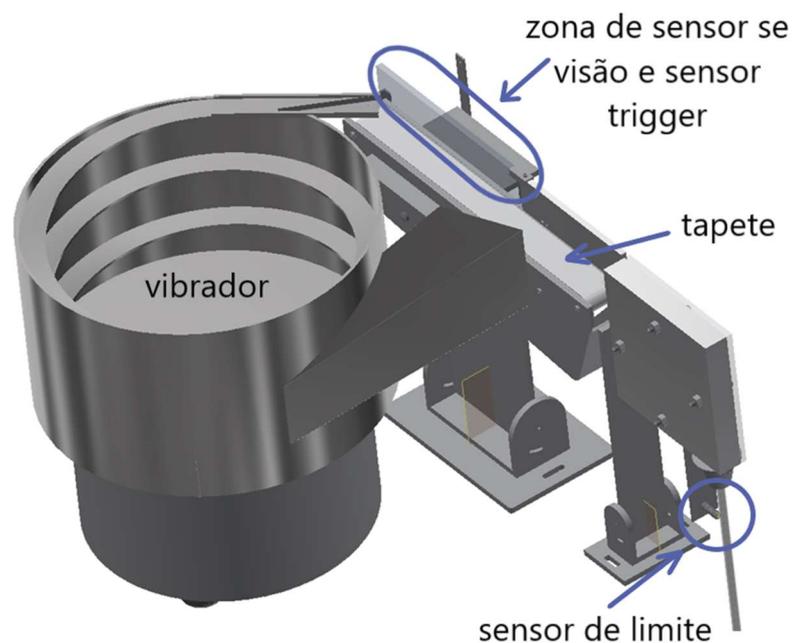
Caso não seja viável a construção de um *Poke Yoke* seria importante implementar ações de desmonte mais fácil e rápido para além do implementado, o que iria originar uma agilização dos desencravamentos.

## 6. OUTROS TIPOS DE SOLUÇÕES

A reestruturação do sistema, pode acontecer e ser implementada, mas todas as suas alterações já referidas anteriormente, devem ser bem estudadas quanto aos seus custos e eficácia, e também devem ser tidos em conta alternativas para o sistema.

Apesar de ser possível uma boa reestruturação do sistema de mesa pneumático, é sem dúvida relevante, a opinião das pessoas que trabalham no chão de fábrica, pois é nelas que recaem todo os dias os problemas que ocorrem no sector, ou seja, os níveis de satisfação são muito importantes para um bom funcionamento de todo o sector.

A insatisfação com este dispositivo é notória, sendo a mudança de sistema a opção com mais aceitação por todos eles, ou seja, qualquer tipo de reestruturação do sistema atual não é tão bem visto como uma nova solução. Nesse sentido é necessário arranjar uma solução fiável e que agrade a todos, que não seja muito dispendiosa, para agradar à administração, e torne o trabalho mais autónomo e fiável, para agradar aos colaboradores. É neste sentido que este capítulo se vai debruçar, para a enumeração de alternativas, fazer a comparação das mudanças a efetuar par com o sistema atual, assim como os custos e dificuldades futuras.



**Figura 6.1** - Figura 3D de sistema alternativo com recurso a visão artificial.

## 6.1. Sistema de escolha com recurso a visão artificial.

Este sistema vai ao encontro de sistemas de visão artificial já existentes no sector de escolha da empresa, no caso já existente este usa um sistema de visão artificial para avaliar as roscas das peças ou algum outro detalhe que seja necessário estar conforme, para que, sejam embaladas apenas as considerados conformes, garantindo assim elevados padrões de qualidade. Este sistema de visão artificial pode ser transportado para a não conformidade ou conformidade, da orientação das nossas peças, permitindo assim sempre a mesma orientação.



**Figura 6.2** - Exemplo de sensor de visão, modelo VE da Banner.

Esta alternativa iria incluir um vibrador, uma passadeira, sensor de visão, exemplo na Figura 6.2, um sensor de *trigger*, e um sensor de limite, ambos os sensores poderiam utilizar a fibra ótica, o conjunto é mostrado no desenho 3D da Figura 6.1, deste modo iria funcionar com um vibrador normal a alimentar peça a peça a passadeira, que terá um sensor *trigger* logo à entrada da mesma, este sensor iria comunicar com o sensor de visão para deteta a peça quando está à frente do sensor de visão. Deste modo, daria um sinal a uma electroválvula pneumática, que através de um jato de ar expulse a peça da passadeira caso não seja a orientação pretendida devolvendo-a ao vibrador, ou se não existir sinal a peça passa com a orientação pretendida sendo depois encaminhada através de tubo até aos pentes da roscadora.

---

Este sistema iria ser programado para cada tipo de peça pretendida, disponibilizando aos operadores uma consola onde poderá escolher apenas a referência da peça para a ordem de fabrico pedida. Isto permitiria que a velocidade da passadeira seja sempre contante, devendo ser acima da velocidade de alimentação do vibrador para não existir sobreposição de peças ou engano na leitura do sensor de visão. Este sistema iria facilitar o trabalho dos operadores, que apenas teria de proceder à normal calibração dos pentes, aliviando assim o seu trabalho.

Este processo é um sistema muito versátil, podendo ser utilizado para diferentes peças, para além dos pernos aqui estudados, sendo apenas necessário um programa de escolha, para cada tipo de peça diferente. Este programa seria feito pela equipa de engenharia, através dos softwares disponíveis pelas marcas de venda dos sensores de visão.

Este sistema terá uma cadência que dependerá da velocidade do tapete onde ocorre a leitura, mas terá o seu gargalo no tubo final da queda das peças junto aos pentes. Esta solução, apesar de recusar em média 50% das peças que entram no tapete, irá sem dúvida aumentar a cadência relativamente ao sistema atual, devido aos tempos ganhos em desencravamentos. Além disso, terá a vantagem de peças diferentes ou sucata que se misturem com a referência a roscar ou até peças não conforme na estampagem, poderem ser rejeitadas, e assim prevenindo encravamentos e até aumentando assim a qualidade dos produtos, funcionando assim também como *poke yoke*.

Os custos deste Projecto seriam mais elevados que a, reestruturação do sistema atual, mas com a vantagem de poder ser utilizado para mais referências para além das referidas.

Este sistema já está presente em alguns modelos de máquinas roscadoras das principais marcas no mercado, para colmatar a falha em peças como estas e também para ajudar na implementação rápida de processos para peças novas que sejam exigidas pelo mercado.

O payback deste sistema foi feito através do lucro anual com estes pernos, dimensionando o lucro anual que vamos obter com a instalação deste novo sistema, e assim relacionando o capital do investimento com a diferença entre os lucros. Este processo vai nos garantir um payback de cerca de 3 meses o que será um investimento onde rapidamente se conseguirá gerar lucro.

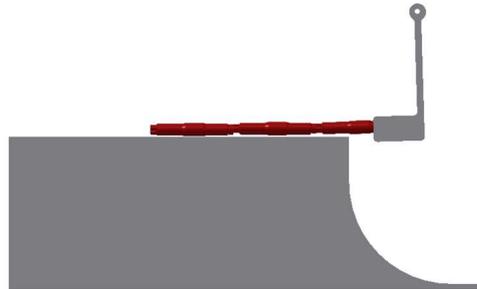
## 6.2. Vibrador com sistema de orientação por pêndulo gravítico

Outro dos sistemas possíveis a adotar é um sistema desenvolvido por uma equipa de fabricantes de taças de vibradores chinesa. Esta sistema usa um pêndulo gravítico para que antes das peças saírem do vibrador estejam com a orientação correta. O pêndulo é colocado a seguir a um degrau, para que, as peças sejam revistas uma-a-uma, fazendo uso das diferenças de diâmetro nas duas extremidades que compõem as peças, ou seja, irá apenas fixar uma das extremidades distintas.

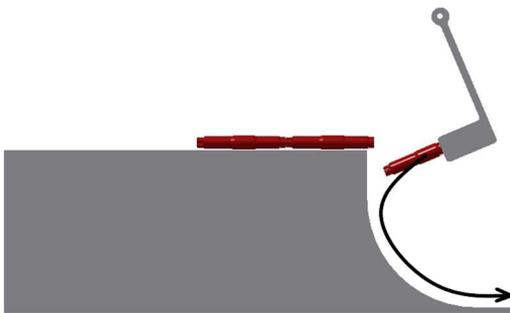
As peças vão subir o vibrador até chegarem perto do pêndulo, Figura 6.3, estas ao continuar a subir vão se empurrar mutuamente, sendo a sua extremidade fixa pelo pêndulo, se mal orientadas, ou deixadas cair se a peça bem orientada, Figura 6.4 e Figura 6.5 respetivamente, este vibrador tem dois estágios de orientação, onde as peças vão ser verificadas por estes pêndulos, estes dois estágios surgem para acrescentar uma maior fiabilidade do sistema.

É de sublinhar que este vibrador não tem nenhum tipo de sistema de escolha para peças não conforme ou a peças que se tenham misturado com a ordem de fabrico, podendo ocorrer encravamentos, que levará a cadências limitadas, apesar disso, terá maior fiabilidade que o sistema atual, pois reduz os pontos de encravamento

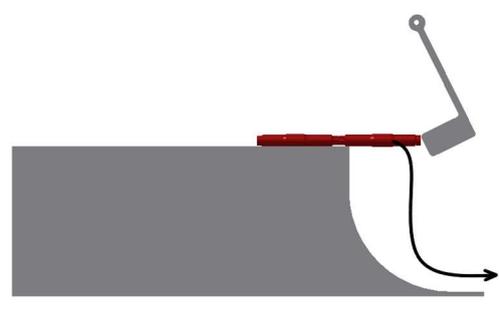
Este sistema também poderá servir como vibrador para outro tipo de referências peças aumentando a sua versatilidade e rentabilidade.



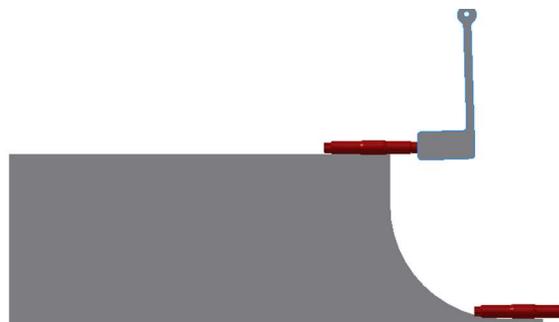
**Figura 6.3 - Início**



**Figura 6.4 - Rotação de 180 de peça mal orientada.**



**Figura 6.5 - Queda de peça bem orientada, sem sofrer mudança de orientação.**



**Figura 6.6 - Final de ciclo**

**Figura 6.7 - Comportamento das peças.**



## 7. IMPLEMENTAÇÃO E RESULTADOS

Os resultados obtidos que vão ser alvo de estudo têm como ponto de partida não a totalidade das implementações, mas apenas algumas devido ao pequeno tempo de estágio, deixando estas implementações como trabalhos feitos.

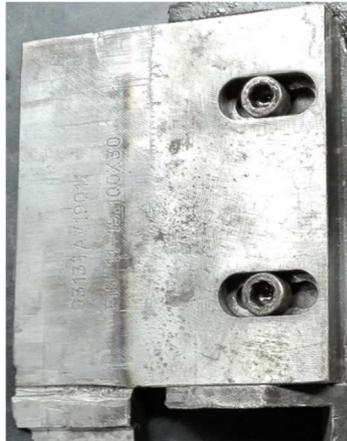
O processo de comparação de cadências é apresentado na Tabela 7.1, para aferir onde se encontra o gargalo do sistema, o tubo entre a taça vibratória e a mesa de orientação é então o gargalo do sistema, tendo em conta o pior das referências, apesar de para algumas serem ambos os tubos.

**Tabela 7.1** - Comparação de cadências.

Pontos estudados			
	Tubo vib-mesa	Mesa rotativa	Tubo mesa- patilha
<b>Cadências</b>	45,50	168,00	63,04

Para existir uma melhoria nos resultados, ao longo do estágio foram implementadas as seguintes medidas de melhorias:

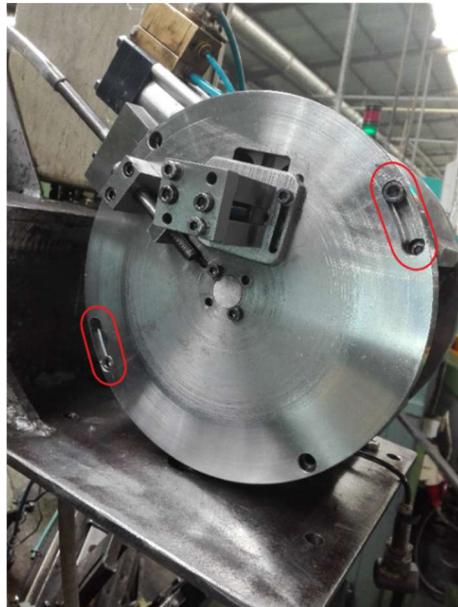
- Subida de cerca de 120 mm do vibrador aumentando assim a força gravítica na descida do tubo pelas peças, vai aumentar o ângulo de inclinação, de 11° para 14°.
- Adequação da inclinação do tubo vibrador-mesa através de apoios (Figura 7.1);
- Normalização dos tubos a utilizar por referência (Figura 7.2).
- Aumento da agilidade de desencravamento (Figura 7.3);
- Restruturação da saída de peça do tubo e entrada na patilha (Figura 7.5 e Figura 7.4);



**Figura 7.4** - Antiga entrada.



**Figura 7.5** - Nova entrada.



**Figura 7.3** - Maior flexibilidade.



**Figura 7.1** - Apoio para tubo reto.



**Figura 7.2** - Diferentes tipos de tubos para cada referência.

As três primeiras implementações foram feitas no tubo de ligação taça vibratória-mesa pneumática, para aumentar a fluidez do sistema, as outras duas foram uma necessidade para reduzir o número de encravamentos, e melhorar a cadência em geral.

Os resultados gerais obtidos, Figura 7.6 e

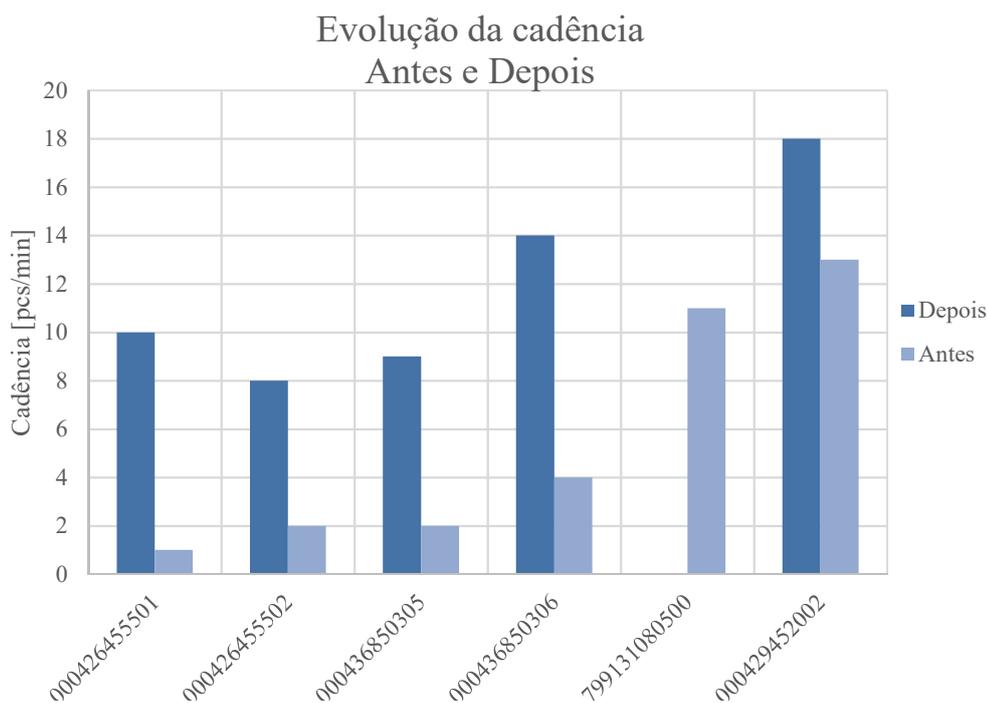
Tabela 7.2 demonstram uma melhoria clara da cadência, esta melhoria na cadência é consequência de todas as reestruturações feitas, à maior importância dada a este

Ref.	Cadência [pcs/min]		Percentagem de melhoria	Quantidade produzida [M]		Percentagem [%]
	Antes	Depois		Antes (2 anos)	Depois (5 meses)	
	<b>000426455501</b>	1		10	900	
<b>000426455502</b>	2	12	500	66	62	6,06
<b>000436850305</b>	2	9	350	15	56	273
<b>000436850306</b>	4	14	250	56	56	0,00
<b>000429452002</b>	13	18	38,5	2173	410	81
<b>Medias total</b>	4,4	12,6	408	2320	710	269

tipo de peças e ao maior controlo dos operadores de máquinas do sector.

Apesar deste aumento significativo a cadência destas peças ainda se mantém de modo bastante limitado, devido à sua complexidade.

Na



**Figura 7.6 - Gráfico comparativo.**

Tabela 7.2 é demonstrado o antes e o depois de cada referência produzida pela máquina 0329, na última da linha da tabela é feito a média de aumento de produção total e a percentagem de aumento de produção deste tipo de peças nos últimos 5 meses.

Nesta tabela é notória a subida em todos estes aspetos, ou seja, com cadências mais elevados e maior volume de produção, concluindo tem-se feito mais em menos tempo.

Na Figura 7.6, é feita a comparação graficamente da cadência média dos dois

Ref.	Cadência [pcs/min]		Percentagem de melhoria	Quantidade produzida [M]		Percentagem [%]
	Antes	Depois		Antes (2 anos)	Depois (5 meses)	
	<b>000426455501</b>	1		10	900	
<b>000426455502</b>	2	12	500	66	62	6,06
<b>000436850305</b>	2	9	350	15	56	273
<b>000436850306</b>	4	14	250	56	56	0,00
<b>000429452002</b>	13	18	38,5	2173	410	81
<b>Medias total</b>	4,4	12,6	408	2320	710	269

últimos anos, com os meses após início do estudo.

Através dos resultados gerais obtidos para o sistema vai então ser feita uma análise de continuidade ou de implementação de outro dos sistemas alternativos. Esta análise terá de ser feita de modo bastante profundo. A implementação de outras soluções deve ter em conta os planos de fabrico futuros para um maior realismo das vantagens e desvantagens de implementação.

**Tabela 7.2** – Comparação de Resultados.

**Tabela 7.3** - Tabela resultados gerais.

	Tabela geral resultados			
	Cadência	Quantidade produzida (5 meses) [M]		Percentagem quantidade produzida
		Antes	Depois	
<b>Média</b>	286%	483	709,9	147%

Apesar da subida de produtividade, foi decidido uma nova abordagem para este tipo de peças. O sistema atual ainda não ultrapassa, na maioria dos casos, o patamar de

conforto na cadência de 17 pcs/min. Com as novas abordagens enumeradas no capítulo 6, foi optado pelo vibrador desenvolvido pela equipa chinesa. Este sistema ainda não foi testado e estudado de modo profundo, mas se se revelar não viável pode sempre servir para a alimentação de peças mais simples.

## 8. CONCLUSÃO

Após a realização deste estudo e da implementação das várias medidas enumeradas nos anteriores capítulos, posso concluir que apesar dos esforços feitos para melhorar a performance deste dispositivo e apesar de resultados positivos ainda não é suficientemente satisfatórios. Deste modo, é importante salientar que será necessário mudar a abordagem de alimentação para estas peças, a dependência constante do controlo dos operadores de máquinas, a insatisfação dos mesmos, a pouca versatilidade e as demoradas afinações a que o sistema está sujeito são pontos fulcrais na mudança para um novo sistema. Todavia, o sistema atual funciona para a correta orientação, mas a pouca exatidão no trabalho feito, os exigentes esforços e desgastes nestas máquinas, levam a que haja sempre encravamentos. Apesar da diminuição dos pontos e a frequência de encravamento, ainda assim não é muito satisfatório o processo de alimentação, para evitar desperdícios matérias e segurança os operadores, tendem a colocar o funcionamento desta máquina muito abaixo do rendimento ideal.

A principal conclusão a retirar depois do estudo é que o gargalo do sistema está no ponto de entrada na patilha junto aos dentes de roscagem. Este ponto tem muitos encravamentos devido a vários fatores, como sujidades, má afinação, peças ligeiramente diferentes, falta de peças no tubo, apesar de se ter feito a reestruturação deste será compensador, continuar a estudar este ponto e efetuar novas melhorias. Com isto é necessário ter em conta, que todos os sistemas que forem testados não vão sofrer do mesmo problema, o que leva sempre a atrasos e demoras na sua limpeza, afinação e desencrave.

Relativamente às restantes implementações de melhorias que foram feitas ainda são insuficientes, será sempre necessário continuar com o estudo ou efetuar novas abordagens, tendo sempre em atenção, os problemas já estudados na dissertação, que serão gerais a outras soluções podendo se repetir.

Para finalizar a automatização dos processos entra assim como conclusão fundamental a maior independência dos operadores, a constante e rápida adaptação e afinação a produtos novos, leva a cadência mais elevadas e menores tempos de paragens. Tudo isto é fundamental para chegar a valores de produção cada vez melhores, e sempre tendo em vista a melhoria continua dos processos.



## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Aços para molas*. <http://www.ramada.pt/pt/produtos/acos/aa-os-de-molas.html>. Acedido 7 de Maio de 2018.
- Carlos Branco, Aut., et al. *Projecto de órgãos de máquinas*. Fundação Calouste Gulbenkian. Serviço de Educação e Bolsas, 2012, <http://bibliografia.bnportugal.pt/bnp/bnp.exe/registo?1831917>.
- Feeder bowl*. Dezembro de 1950, <https://patents.google.com/patent/US2654465>.
- Fernandes Coelho, Pedro Miguel. *Produção de Componentes por Estampagem a Frio: Análise ao Modelo de Custos do Produto Fasteners Production by Cold Forming: Analysis of the Product Cost Model*. Universidade de Coimbra, 2016, [https://estudogeral.sib.uc.pt/bitstream/10316/36974/1/Mário Gil dos Santos Rodrigues.pdf](https://estudogeral.sib.uc.pt/bitstream/10316/36974/1/Mário%20Gil%20dos%20Santos%20Rodrigues.pdf).
- Gpa Automation*. <https://www.gpa-automation.com/index.php/it/prodotti/gruppi-macchine-automazione/tavole-rotanti-pneumatiche.html>. Acedido 22 de Junho de 2018.
- História | PECOL AUTOMOTIVE*. [http://www.pecolautomotive.pt/?page\\_id=207](http://www.pecolautomotive.pt/?page_id=207). Acedido 4 de Abril de 2018.
- Infopédia. *Lei de Hooke*. [https://www.infopedia.pt/\\$lei-de-hooke](https://www.infopedia.pt/$lei-de-hooke). Acedido 7 de Maio de 2018.
- Mucchi, Emiliano, et al. «Elastodynamic analysis of vibratory bowl feeders: Modeling and experimental validation». *Mechanism and Machine Theory*, vol. 60, Pergamon, 2013, doi:10.1016/J.MECHMACHTHEORY.2012.09.009.
- Nylon - UFSC*. <http://portalvirtuhab.paginas.ufsc.br/nylon/>. Acedido 21 de Junho de 2018.
- PECOL – Sistemas de Fixação, SA*. <http://www.pecol.pt/empresa/o-grupo/>. Acedido 4 de Abril de 2018.
- vibratoryfeeders. *How a Vibratory Bowl Feeder Works ?* <http://www.vibratoryfeeders.com/blog/how-a-vibratory-bowl-feeder-works/>. Acedido 9 de Maio de 2018.
- «What Life Means to Einstein». *The Saturday Evening Post*, 1929, pp. 17–117, <http://www.saturdayeveningpost.com/wp-content/uploads/satevepost/einstein.pdf>.

## APÊNDICE A

**Tabela 0.1 - Cadência Roscagem I.**

Máq.	Cadência [pcs/min]				[pcs/min]
	2016		2017		
301	37	56	50	63	51,50
302	85	103	94	66	87,00
303	21	50		104	58,33
305	62	69	75	122	82,00
306	14	27	26	27	23,50
307	255	96	71	67	122,25
308	100	77	112	92	95,25
309	207	55	129	129	130,00
311	62	79	74	66	70,25
316	43	68	32	61	51,00
317	126	75	80	82	90,75
318	62	25	58	49	48,50
319	80	100	80	84	86,00
320	70	81	77	79	76,75
324	152	69	70	57	87,00
328	48	68	102	102	80,00
329	16	21	25	24	21,50
330	52	46	87	82	66,75
342	56	53	43	17	42,25
343	79	62	38	38	54,25
344	50	87	66	50	63,25
346	72	158	87	25	85,50
349	64	27	20	32	35,75

**Tabela 0.2** – Cadência Roscagem I organizada.

Máq.	Cadência [pcs/min]	
	Média total dos 4 últimos semestres	
329		21,50
306		23,50
349		35,75
342		42,25
318		48,50
316		51,00
301		51,50
343		54,25
303		58,33
344		63,25
330		66,75
311		70,25
320		76,75
328		80,00
305		82,00
346		85,50
319		86,00
302		87,00
324		87,00
317		90,75
308		95,25
307		122,25
309		130,00

**Tabela 0.3** - Percentagem Geral de cadência.

Nº. Pcs	Percentagens
≤45 [pcs/min]	17,39%
>45 [pcs/min]	82,61%

## APÊNDICE B

Tabela 0.1 - Cadência Peças Máquinas 0329.

Ref.	Média	Média ordenada	> 17	Matéria Produzido [MI]	Somatório Total	Percentagem acumulativa
000426455501	1	1	1	10	10	0,10%
000426455502	2	2	1	66	76	0,78%
000436850305	2	2	1	15	91	0,94%
000436850306	4	4	1	56	147	1,52%
799131080500	11	11	1	50	197	2,03%
000429452002	13	13	1	2173	2370	24,45%
000412255403	15	15	1	55	2425	25,02%
000419294403	15	15	1	17	2442	25,19%
000869331301	17	17	1	888,7	3330,7	34,36%
000222119201	17	17	1	28	3358,7	34,65%
000872181802	19	19	0	64	3422,7	35,31%
000419294402	19	19	0	46,5	3469,2	35,79%
000861181801	22	22	0	385	3854,2	39,76%
096512080500	23	23	0	30	3884,2	40,07%
000412395502	24,6	24,6	0	30	3914,2	40,38%
000412255404	25	25	0	45	3959,2	40,84%
000872181801	25	25	0	120	4079,2	42,08%
000412255405	25	25	0	107	4186,2	43,19%
738031080450	26	26	0	30	4216,2	43,49%
000412255402	26	26	0	30	4246,2	43,80%
000422255402	26	26	0	133	4379,2	45,18%
000412110001	26	26	0	36	4415,2	45,55%
000872845101	26,6	26,6	0	125	4540,2	46,84%
000872181803	28	28	0	3550	8090,2	83,46%
000312822201	30	30	0	25	8115,2	83,72%
738031080400	31	31	0	30	8145,2	84,03%
799131080400	31	31	0	30	8175,2	84,34%
000412255405	33	33	0	107	8282,2	85,44%
000411724802	34	34	0	40	8322,2	85,85%
000415452002	35	35	0	335	8657,2	89,31%
000412167001	35	35	0	40	8697,2	89,72%
000411264509	39	39	0	100	8797,2	90,75%
799132060902	39	39	0	16	8813,2	90,92%
000417452001	40	40	0	493	9306,2	96,00%

799131080300	42	42	0	30	9336,2	96,31%
799131080350	42	42	0	20	9356,2	96,52%
000412646015	42	42	0	40	9396,2	96,93%
738031080350	44	44	0	65	9461,2	97,60%
738031080200	44	44	0	50	9511,2	98,12%
799131080200	44	44	0	50	9561,2	98,63%
799131080450	44	44	0	30	9591,2	98,94%
738031080160	46	46	0	50	9641,2	99,46%
799131080250	58	58	0	50	9691,2	99,98%
000836845101	64	64	0	2,4	9693,6	100,00%

\*Referências de pernos de dupla rosca

**Tabela 0.2 -Dados.**

Total de referências	44
Menor que 17	10
Percentagem menor que 17	0,23
Percentagem superior	0,77
Material < 17	3358,7
Total material	9693,6
Percentagem Mat. <17	34,65%
S/ 000872181803	54,67%

## APÊNDICE C

08/05/2018

SAE 9254 Low Alloy Steel, Spheroidized Annealed and Cold Drawn Bar

### SAE 9254 Low Alloy Steel, Spheroidized Annealed and Cold Drawn Bar

Categories: [Metal](#); [Ferrous Metal](#); [Alloy Steel](#); [AISI 9000 Series Steel](#); [Low Alloy Steel](#)

Key Words: UNS G92540

Vendors: No vendors are listed for this material. Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	7.85 g/cc	0.284 lb/in <sup>3</sup>	Typical Carbon Steel
Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	187 - 241	187 - 241	
Modulus of Elasticity	200 GPa	29000 ksi	Typical Carbon Steel
Poissons Ratio	0.29	0.29	Typical Carbon Steel
Machinability	45 %	45 %	Cold Drawn AISI 1212 = 100%
Shear Modulus	78.0 GPa	11300 ksi	Typical Carbon Steel
Electrical Properties	Metric	English	Comments
Electrical Resistivity	0.0000170 ohm-cm	0.0000170 ohm-cm	Typical Carbon Steel
Thermal Properties	Metric	English	Comments
CTE, linear	12.0 µm/m-°C	6.67 µin/in-°F	Typical Carbon Steel
Specific Heat Capacity	0.470 J/g-°C	0.112 BTU/lb-°F	Typical Carbon Steel
Thermal Conductivity	52.0 W/m-K	361 BTU-in/hr-ft <sup>2</sup> -°F	Typical Carbon Steel
Component Elements Properties	Metric	English	Comments
Carbon, C	0.51 - 0.59 %	0.51 - 0.59 %	
Chromium, Cr	0.60 - 0.80 %	0.60 - 0.80 %	
Iron, Fe	96.135 - 97.09 %	96.135 - 97.09 %	As Balance
Manganese, Mn	0.60 - 0.80 %	0.60 - 0.80 %	
Phosphorous, P	<= 0.035 %	<= 0.035 %	
Silicon, Si	1.2 - 1.6 %	1.2 - 1.6 %	
Sulfur, S	<= 0.040 %	<= 0.040 %	

[References](#) for this datasheet.

Some of the values displayed above may have been converted from their original units and/or rounded in order to display the information in a consistent format. Users requiring more precise data for scientific or engineering calculations can click on the property value to see the original value as well as raw conversions to equivalent units. We advise that you only use the original value or one of its raw conversions in your calculations to minimize rounding error. We also ask that you refer to MatWeb's [terms of use](#) regarding this information. [Click here](#) to view all the property values for this datasheet as they were originally entered into MatWeb.

Figura 0.1 - Propriedades mecânicas de SAE 9254.

[http://www.matweb.com/search/datasheet\\_print.aspx?matguid=265658bc5ad04ef1b42a73e51cdec2f1](http://www.matweb.com/search/datasheet_print.aspx?matguid=265658bc5ad04ef1b42a73e51cdec2f1)

1/1

# APÊNDICE D

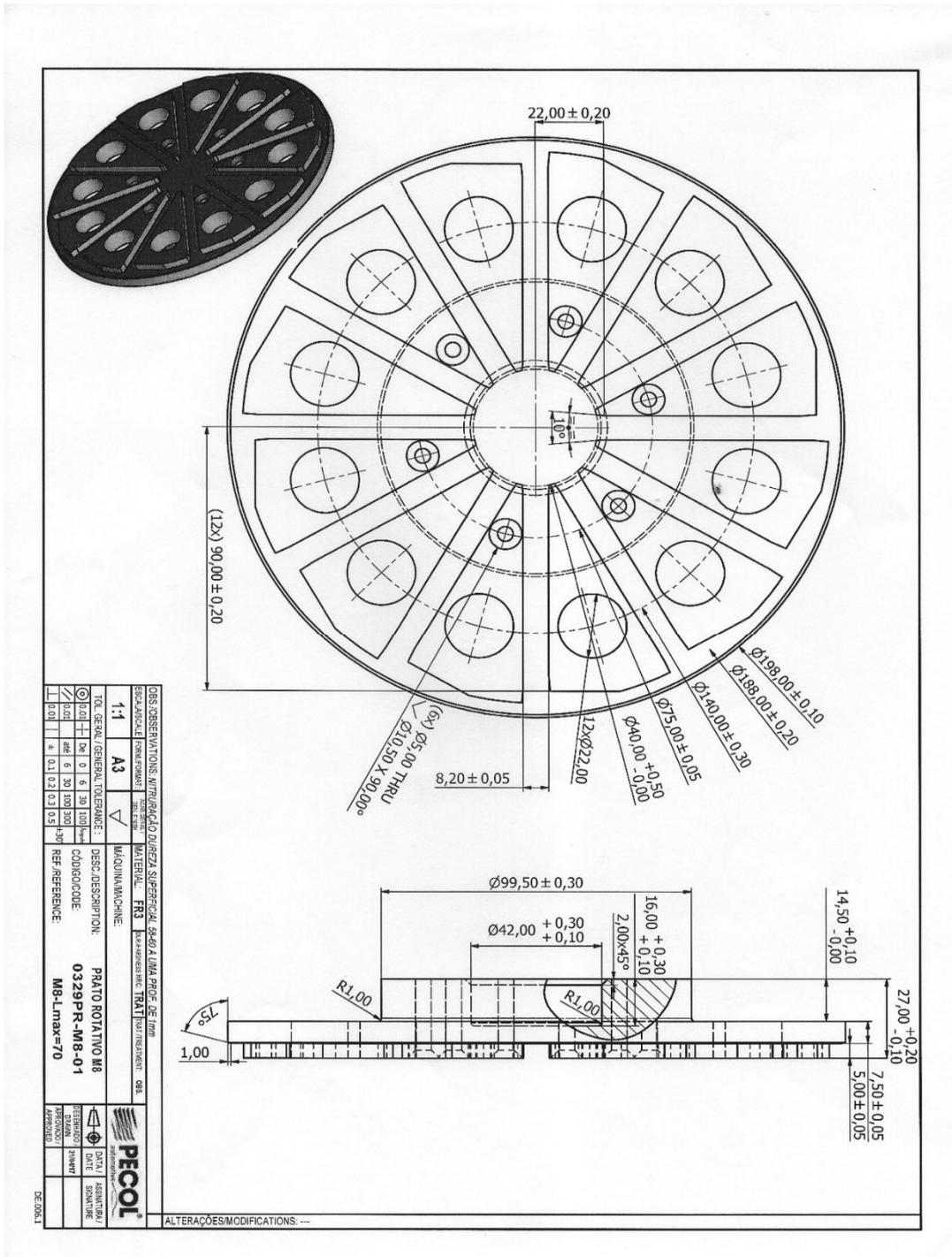


Figura 0.1 - Desenho técnico prato móvel.

## APÊNDICE E

ORIGINAL

**PECOL**  
automotive  
PECOL AUTOMOTIVE, S.A.

Ordem de Fabrico Nº: [REDACTED]  
Data Emissão: 06-11-2017  
Data de Entrega: 26-01-2018

5.000  
20.000  
10000

**000429452002 PERNO DUPLA ROSCA** [REDACTED]

N.Ped Interno: [REDACTED] Quant. Prev: 125,000MI Quant. Produzida: 59.000 Quant. Falta: 36.000

Cód. Terceiro	Nome Terceiro	Ficha Técnica
3 [REDACTED]	[REDACTED]	

**Observações**

Cod. Artigo	Descricao	Data/ Oper.	Quant.
202200850	19MnB4=C23B RG D=08,50mm	[REDACTED]	1833,75
K000429452001 16-05-33A	KF HASTE DUPLA ROSCA TORX EXT, E7 M [REDACTED] 1613		1

Oper.	Descricao	Cont.	Data/Oper.	Maquina (Cadência)
P00005	ESTAMPAGEM	②	Isue	1613
P00010	LAVAR ESTAMPADO		52.72 31/1/18	1501
P00025	ROSCAGEM	2	27-6 Pecoro	0513
P03000	FECHO DE FABRICO			[REDACTED]
PTTI004	TT INT - TEMPERA E REVENIDO 8.8			0615
P01873	GEO500B (S439 acc. WX100)			[REDACTED]
P04001	CONTROLO QUALIDADE TRAT. SUPERFICIE			[REDACTED]
P00040	ESCOLHA 100% + EMBALAGEM			6050 (85 ppm)
	REGISTO DE PARAGEM			[REDACTED]
	REGISTO DE PRODUTOS NÃO CONFORMES			[REDACTED]

Lançamento: \_\_\_/\_\_\_/\_\_\_ Encerramento: \_\_\_/\_\_\_/\_\_\_  
Assinatura \_\_\_\_\_ Assinatura \_\_\_\_\_

Figura 0.1 - Registo de ações.

# APÊNDICE F

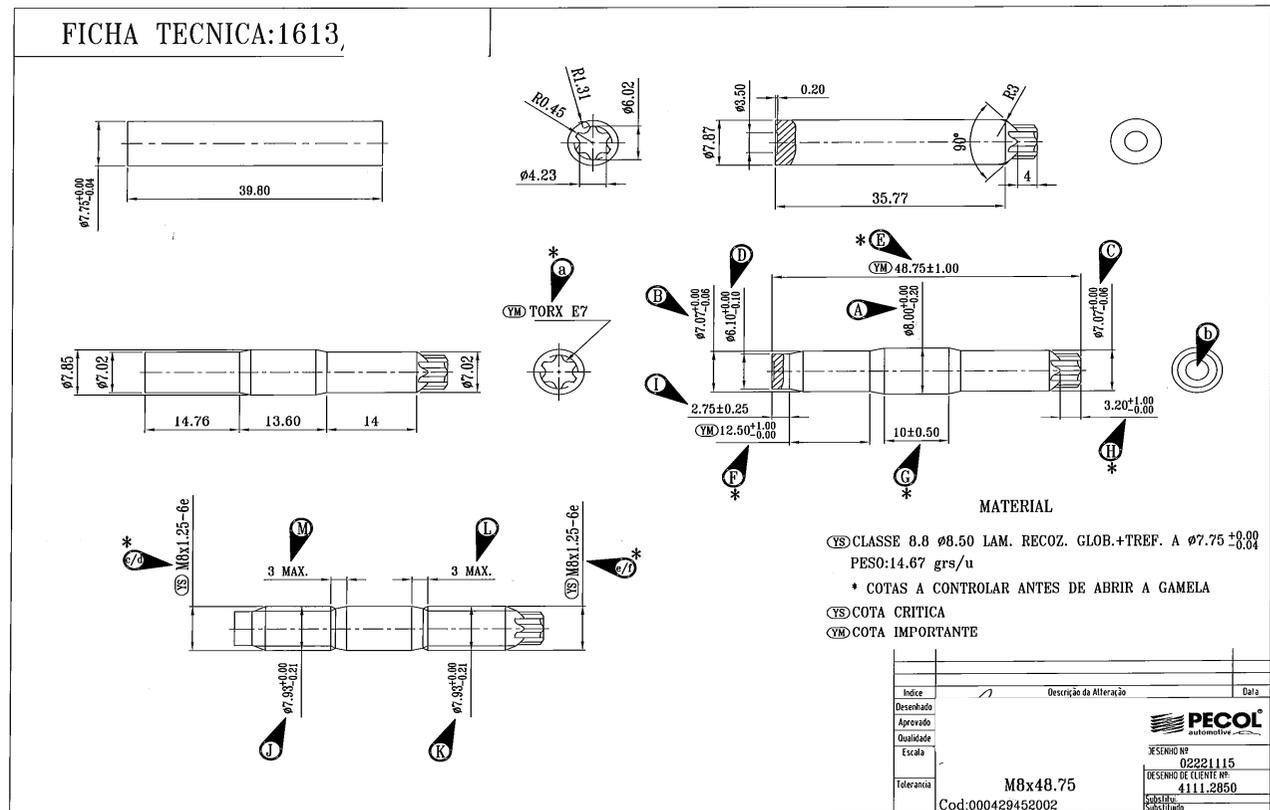


Figura 0.1 - Desenho técnico peça 00429452002.